

Steffen Jäger

**Eine Studie zur Validierung in der Produktentstehung
am Beispiel der Entwicklung einer neuartigen
Untersuchungsmethode für Quetschöldämpfer**

A Study to Validation Activities in Product Development
based on the Development of a new Research Method for
Squeeze Film Damper

Band 77

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. A. Albers

Copyright:

IPEK – Institut für Produktentwicklung, 2014
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Universität des Landes Baden-Württemberg und
nationales Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

Satz:

Steffen Jäger

ISSN

1615-8113

Eine Studie zur Validierung in der Produktentstehung am Beispiel der Entwicklung einer neuartigen Untersuchungsmethode für Quetschöldämpfer

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Institutes für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

M.Sc. Steffen Jäger
aus Villingen-Schwenningen

Tag der mündlichen Prüfung: 23. Juni 2014

Hauptreferent Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers

Korreferent Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Vorwort des Herausgebers

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird in der Zukunft mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe[†] am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar.

Die Forschungsfelder des Institutes sind die methodische Entwicklung und das Entwicklungsmanagement, die rechnergestützte Optimierung von hochbelasteten Strukturen und Systemen, die Antriebstechnik mit einem Schwerpunkt auf den Gebieten Antriebsstrang-Engineering und Tribologie von Lager- und Funktionsreibsystemen, die Mikrosystemtechnik mit dem Fokus auf die zugehörigen Entwicklungsprozesse sowie die Mechatronik. Die Forschungsberichte werden aus allen diesen Gebieten Beiträge zur wissenschaftlichen Fortentwicklung des Wissens und der zugehörigen Anwendung - sowohl den auf diesen Gebieten tätigen Forschern als auch ganz besonders der anwendenden Industrie - zur Verfügung stellen. Ziel ist es, qualifizierte Beiträge zum Produktentwicklungsprozess zu leisten.

Albert Albers

[†]ehemals: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 77

Die moderne Produktentwicklung ist gekennzeichnet von großen Anstrengungen zur Verifikation und Validierung der erzeugten Produktlösungen. Diese Aktivitäten im Produktentstehungsprozess, z. B. bei modernen Automobilen, nehmen einen ganz erheblichen Anteil an den Entwicklungsaufwendungen, sowohl in Bezug auf die Kosten als auch in Bezug auf die notwendige Zeit ein. Validierung und Verifikation im Kontext der Produktzuverlässigkeit und der Produktakzeptanz sind dabei zentrale Aktivitäten. Durch die immer weiter um sich greifende Mechatronisierung der Produkte des Maschinenbaus und des Fahrzeugbaus zeigt sich, dass die Validierung und Verifikation hier zunehmend komplexer und komplizierter wird, da eine Vielzahl von Fachgebieten und Wechselwirkungen zu berücksichtigen sind. Die Gestaltung und Darstellung einer zur Produktvalidierung geeigneten Validierungsumgebung, inklusive z. B. eines Versuchsaufbaus zur Durchführung von physischen Untersuchungen, oder aber von entsprechenden komplexen numerischen Modellen zur virtuellen Verifikation und Validierung stellen dabei große Herausforderungen an den Entwicklungsingenieur und den Entwicklungsprozess.

Gleichzeitig ist festzustellen, dass Maschinenelemente und Designlösungen, die bereits über viele Jahre eingesetzt werden, bisher nur unzureichend weit theoretisch durchdrungen und in Modellen abgebildet sind. Dies gilt beispielsweise für die sogenannten Quetschöldämpfer, die seit vielen Jahren im modernen Turbinenbau eingesetzt werden, um zu einer Schwingungsentkopplung zwischen Rotor und umgebendem Gehäuse beizutragen. Diese breit eingesetzten Lösungen werden bis heute im Wesentlichen auf gewonnenen Erfahrungen dimensioniert und ausgelegt. Dies kann unter den heutigen Randbedingungen, insbesondere auch der Effizienzsteigerung der Antriebe und der Optimierung des Schadstoffausstoßes, sicherlich für die Zukunft nicht so weitergeführt werden. Es ist daher von hohem Interesse, validierte Modelle für das Element Quetschöldämpfer zu entwickeln.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn M.Sc. Steffen Jäger an. Er hat sich in seiner Arbeit zum Ziel gesetzt, zum einen eine Untersuchungsmethode für Quetschöldämpfer zu erforschen, mit der deren Funktion und Betriebsverhalten abgebildet werden kann. Er erarbeitet detaillierte Modelle zur Beschreibung des Quetschöldämpferverhaltens, insbesondere auch hinsichtlich der Dichtungswirkung und des Ölverbrauchs. Dabei hat er als zweites Ziel seiner wissenschaftlichen Arbeit anhand dieser Methodenentwicklung und Modellbildung für den Quetschöldämpfer den notwendigen Entwicklungsprozess für eine Methode entsprechend ebenfalls zu erarbeiten und zu beschreiben und daraus

einen generalisierbaren Ansatz zur Unterstützung der Validierung in der Produktentwicklung abzuleiten. Basis sind dabei das, von der Gruppe um Albers entwickelte, integrierte Produktentstehungsmodell iPeM mit dem XiL-Framework und dem C&C²-A zur Kopplung von Funktion und Gestaltausprägung. Herr M.Sc. Steffen Jäger gestaltet mit seiner Arbeit einen wichtigen Beitrag zur Systematisierung der Prozesse zur Methodenentwicklung und Validierungsplanung im Produktentwicklungsprozess.

Juni 2014,

Albert Albers

Kurzfassung

Zur Entwicklung neuer Produkte ist es erforderlich stets an die aktuellen Randbedingungen angepasste Methoden und Prozessmodelle einzusetzen. Nur so ist der Entwicklungsingenieur in der Lage, der Kombination aus stetig steigender Komplexität der Produkte sowie verkürzten Entwicklungszyklen gerecht zu werden. In der vorliegenden Arbeit wird eine neuartige physisch-virtuell gekoppelte Untersuchungsmethode entwickelt und zur Verfügung gestellt. Da insbesondere der Prozess der Methodengenerierung und deren Validierung betrachtet wird, ist es notwendig, die Verifizierung und die Validierung sämtlicher realisierter und implementierter Modelle zu zeigen. Dies geschieht für die physischen wie für die virtuellen Modelle, wobei ebenso eine Kopplung beider realisiert wird. Der hierfür entwickelte und angewandte Validierungsansatz wird vorgestellt und diskutiert, um so Verbesserungspotentiale für etablierte Vorgehensweisen herauszuarbeiten.

Als Beispielsystem kommt ein Quetschöldämpfer zum Einsatz, wie er in zahlreichen Flugzeugtriebwerken als Element der äußeren Lagerdämpfung eingesetzt wird. Es ist das Ziel, einen Quetschöldämpfer hinsichtlich seiner Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften sowie dem Ölbedarf gezielt zu untersuchen. Um die Durchgängigkeit der Validierung zu beleuchten werden drei Systemebenen betrachtet. Zentral hierbei ist der Quetschöldämpfer, welcher im übergeordneten Kontext das Rotor/Rotorlagerungssystem ergänzt, selbst aber auch ein Subsystem in Form der Kolbenringe beinhaltet. Insbesondere die Umsetzung und Absicherung des mechanischen Restsystems aus einer Kopplung zweier elektromagnetischer Shaker mittels Festkörpergelenken stellt einen Schwerpunkt dar. Darüber hinaus wird eine Analyse zur Funktion und Wirkung der Kolbenringe vorgestellt. Hierbei hat der sich unter bestimmten Betriebspunkten einstellende Volumenstrom eine besondere Bedeutung.

Es werden mit dem gewählten Top-Down-Vorgehen der Validierung und der simultanen Entwicklung des modellbasierten Validierungswerkzeugs Möglichkeiten vorgestellt, wie der Entwickler in seiner Arbeit gezielt unterstützt werden kann, indem die Bildung der Systemumgebung und die Zielformulierungen schon in den ersten Phasen des Entwicklungsprozesses transparent und dokumentierbar gemacht werden. Die Prozesse der gezeigten Methodenentwicklung auf den Teilsystemebenen werden verknüpft und in einen Vorschlag für ein Prozessmodell überführt und somit für weitere Projekte nutzbar gemacht.

Abstract

To meet all the requirements in modern product development it is essential to use continuously adapted methods and process models. In this way the development engineer should be able to deal with the steadily rising complexity of the products as well as the shortened developing cycles. The present work shows the development of a new physical-virtual coupled research method. In particular the process of the method development and the method validation is worked out. In the discussion about the validation of the method, the verification and the validation of all realized and implemented models is shown. This is done for both the virtual and the physical models. The applied validation approach is introduced and discussed.

The system in question is a squeeze film damper as it is used in numerous aircraft engines to provide external damping to the rotor-bearing system. To study the squeeze film damper with regard to its damping and stiffness properties as well as its demand of oil is the objective of the presented work. There are three system layers. Firstly the rotor-bearing system which is completed by the subsystem squeeze film damper on second layer and the further subsystem piston rings on third layer. One particular focus is on the validation of the mechanical test rig system which is realized as a coupling of two electromagnetic shakers by means of mechanical flexure hinge. In addition, an analysis is introduced which covers the function of the piston rings and the effect in the piston ring groove.

The support of the product development engineer by means of the shown validation method in the early phases of his development work is shown. To generate and transparently document the (validation-)system environment as well as the development objectives shortly after the beginning of the work is one of the main aims. The processes of the shown method development at the subsystem levels are combined and transferred in a proposal for a process model to utilize it for other projects.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am IPEK - Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, der es mir in meiner Zeit am Institut ermöglichte diese Arbeit zu verfassen. In den wissenschaftlichen Gesprächen mit ihm sind wertvolle Impulse für diese Arbeit entstanden. Für das Vertrauen und die Freiheit bei der Durchführung meiner Projekte gilt mein Dank. Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer danke ich für die Übernahme des Korreferates, die fachlichen Diskussionen und die wertvollen Hinweise zu meiner Arbeit.

Möglich wurde diese Arbeit maßgeblich durch ein Projekt mit der Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. Insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Roland Blutke und Dr. Michael Kling-sporn möchte ich für die menschlich sehr angenehme und fachlich äußerst vertiefte Zusammenarbeit danken.

Mein sechsmonatiger Forschungsaufenthalt an der Purdue University (West Lafayette, Indiana, USA) wurde vom Karlsruhe House of Young Scientists (KHYS) gefördert, wofür ich mich herzlich bedanken möchte. Dem Team rund um Prof. Farshid Sadeghi gilt mein bester Dank für die fachlich wie menschlich sehr gute Zeit in den USA.

Den Kollegen am Institut gilt ebenso mein herzlicher Dank. Besonders die fachlichen Diskussionen mit den Mitarbeitern der Forschungsgruppen Antriebstechnik und CAE/Optimierung waren ein steter Quell neuer Ideen und Lösungen. Nobert Burkardt will ich für die zahlreichen fachlichen Diskussionen, Monika Jans und Dr. Wolfgang Burger für die intensive Unterstützung am Prüfstand danken. Auch den Mitarbeitern der Werkstatt, allen meinen wissenschaftlichen Hilfskräften und allen Studierenden, die in von mir initiierten Studien-, Bachelor- und Diplomarbeiten einen wertvollen Beitrag geliefert haben, möchte ich Dank sagen.

Für die Durchführung von Versuchen mit oberflächentexturierten Kolbenringen gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Andreas Rosenkranz von der Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Funktionswerkstoffe (Prof. Dr.-Ing. Frank Mücklich).

Mein Dank gilt aber besonders auch meiner Familie sowie meinem gesamten privaten Umfeld. Nur durch deren Unterstützung und Motivation konnte diese Arbeit gelingen.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XIX
Symbolverzeichnis	XXI
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	5
2.1 Äußere Lagerdämpfung	5
2.2 Quetschöldämpfer	9
2.2.1 Aufbau	9
2.2.2 Grundlagen der mathematische Beschreibung	11
2.2.3 Quetschöldämpfer-Modelle	20
2.2.4 Kolbenringe in anderen technischen Systemen	28
2.2.5 Zwischenfazit	29
2.3 Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM)	30
2.3.1 Zentrale Hypothesen der Produktentstehung	31
2.3.2 Begriffe und Elemente des iPeM	34
2.4 Validierung	38
2.4.1 Validierung im iPeM	38
2.4.2 X-in-the-Loop (XiL)	40
2.4.3 Top-Down Validierung	41
3 Motivation und Ziele der Arbeit	45
3.1 Motivation	45
3.2 Zielsetzung	45
4 System- und Prozessanalyse	47
4.1 Beispielsystem - Überblick	47
4.2 System Rotor/Rotorlagerung	48
4.3 System Quetschöldämpfer	51
4.4 System Kolbenringe	54
4.5 Überblick der Entwicklungsprozesse	58
4.6 XiL-Framework	59
4.7 Zwischenfazit	63

4.8	Initiales Zielsystem	64
5	Untersuchung System Quetschöldämpfer	67
5.1	Zielsystem	67
5.2	Physisches Modell	68
5.2.1	Überblick Prüfaufbau und Vorgehensweise	68
5.2.2	Mechanik	69
5.2.3	Ölkreislauf	79
5.2.4	Prüfling	81
5.2.5	Zwischenfazit physisches Modell	82
5.3	Virtuelle Modelle	83
5.3.1	Strukturmechanik / Modalanalysen	83
5.3.2	QÖD-Übertragungsverhalten	84
5.3.3	Numerische Strömungsmechanik (CFD)	86
5.3.4	Kopplung der Modelle	94
5.3.5	Zwischenfazit virtuelle Modelle	99
5.4	Validierung	99
5.4.1	Verifizierung Prüfaufbau physisch/virtuell	101
5.4.2	Validierung des physischen Modells	109
5.5	Zwischenfazit	125
5.5.1	Umsetzung und Erweiterung des Zielsystems	125
5.5.2	Entwicklungsprozess	127
5.5.3	Ziele der Kolbenring-Untersuchung	130
6	Untersuchung System Kolbenringe	131
6.1	Zielsystem	131
6.2	Analyse des Stands der Forschung	131
6.2.1	Nutzwertanalyse	132
6.3	Theoretische Untersuchung - virtuelle Modelle	134
6.3.1	Vorgehensweise	134
6.3.2	Erweiterte Systemanalyse	135
6.3.3	Größe der Undichtigkeits-WFP	137
6.3.4	Bewegungshypothese	142
6.3.5	Volumenstromberechnung	146
6.4	Physische Untersuchung	148
6.4.1	Volumenstrommessung	148
6.4.2	Bewegung der Kolbenringe	153
6.4.3	Verschleißbetrachtung	155
6.5	Übertragung der Ergebnisse auf die QÖD-Ebene	160
6.6	Zwischenfazit	165

7 Übertragung der Ergebnisse und Prozessgeneralisierung	167
7.1 Übertragung der Ergebnisse auf die Rotor-Ebene	167
7.2 Bereitstellung der Untersuchungsmethoden	169
7.3 Generalisierung der Entwicklungsprozesse	170
8 Zusammenfassung	175
A Anhang	179
A.1 Versuchsplan linear	180
A.2 Versuchsplan orbital	180
A.3 Ergebnis NWA	181
A.4 Verwendete Software	182
B Anhang	183
B.1 Bewegungsrichtung Kolbenringe	184
B.2 Druckverluste Leitungssystem	184
B.3 Berechnete Volumenströme	184
B.4 Gemessene Volumenströme	186
Literaturverzeichnis	189
Studentische Arbeiten	205
Abbildungsverzeichnis	209
Tabellenverzeichnis	213

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
AR	Außenring
BEATM	Both Ends against the Middle
BLT	Breitlagertheorie
C&C ² -A	Contact and Channel Approach
C	Konnektor
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
DGL	Differentialgleichung
DoE	statistische Versuchsplanung
FFT	Fast Fourier Transformation
IPEK	Institut für Produktentwicklung
iPeM	integriertes Produktentstehungs-Modell
IR	Innenring
KLT	Kurzlagertheorie
KR	Kolbenring
LSS	Leitstützstruktur
MKS	Mehrkörpersimulation
mnf	Modal Neutral File
NWA	Nutzwertanalyse
PEP	Produktentstehungsprozess
PLM	Product Lifecycle Management
QÖD	Quetschöldämpfer
RT	Realtime
SUD	System under Development
UZS	Uhrzeigersinn
WFP	Wirkflächenpaare
XiL	X-in-the-Loop

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung
A	Fläche
A_{Stoss}	Fläche am Kolbenringstoß
B	Breite Quetschöldämpfer
b_{Sichel}	Breite Sichelspalt am Kolbenring
c	Steifigkeit
c_1	Steifigkeit QÖD-Außenring und Dämpfergehäuse
c_2^*	Steifigkeit Dämpferaufnahme oben
c_2	Steifigkeit Dämpferaufnahme unten
\overline{C}_1	Dichtungsfunktion nach San Andres u. Vance (1987)
CD	Durchflussbeiwert
\overline{CL}	Dichtungsleckage-Faktor nach San Andres u. Vance (1987)
D	Durchmesser
D_{IR}	Wirkdurchmesser Quetschöldämpfer-Innenring
d_{AR}	Innendurchmesser Quetschöldämpfer-Außenring
d_{IR}	Außendurchmesser Quetschöldämpfer-Innenring
d_{Nenn}	Nenndurchmesser Kolbenring
d_{zu}	Innendurchmesser Quetschöldämpfer-Außenring
D_a	Dämpfungsmaß äußere Dämpfung
D_i	Dämpfungsmaß innere Dämpfung
d	Dämpfung
d_a	Proportionalitätsfaktor äußere Dämpfung
d_i	Proportionalitätsfaktor innere Dämpfung
d_{rr}	Dämpfungskoeffizient
d_{ru}	Dämpfungskoeffizient
d_{ur}	Dämpfungskoeffizient
d_{uu}	Dämpfungskoeffizient
\overline{d}_{rr}	Dämpfungskoeffizient dimensionslos
\overline{d}_{ru}	Dämpfungskoeffizient dimensionslos

Symbol	Beschreibung
$\overline{d_{ur}}$	Dämpfungskoeffizient dimensionslos
$\overline{d_{uu}}$	Dämpfungskoeffizient dimensionslos
E	E-Modul
e	Euler'sche Zahl und absolute Rotor-Auslenkung
\dot{e}	Radialgeschwindigkeit
F	Getriebefreiheitsgrad
f	Frequenz
f_s	Verformung Übertragungselement
f_w	Verformung Welle
F_{amb}	Kraft aus Umgebungsdruck an Kolbenringflanke
F_F	Kolbenring Federkraft
$F_{N,Flanke}$	Normalkraft an der Kolbenringflanke
$F_{N,Lauffl.}$	Normalkraft an der Kolbenringlauffläche
$F_{\ddot{O}l,x}$	Kraft aus Öldruck auf Kolbenring, x-Richtung
$F_{\ddot{O}l,y}$	Kraft aus Öldruck auf Kolbenring, y-Richtung
F_r	Kraft in Radialrichtung
$F_{R,Flanke}$	Reibkraft an der Kolbenringflanke
$F_{R,Lauffl.}$	Reibkraft an der Kolbenringlauffläche
$F_{Q,SH2}$	Querkraft Shaker 2
F_{SH1}	Kraft Shaker 1
F_t	Tangentialkraft Kolbenring
F_u	Kraft in Umfangsrichtung
F_z	Zentrifugalkraft
G_j	Gewichtung der Kriterien
H	Härte
h	Ölspalthöhe
h_0	nominale Ölspalthöhe
h_{KR}	Höhe Kolbenring
h_{Spalt}	Höhe Kolbenring Spalt, CFD
h_s	Spalthöhe Spaltdichtung
h_{Sichel}	Höhe Sichelspalt am Kolbenring
i	Imaginäre Einheit $\sqrt{-1}$
I_F	Forschungsindex
k	Korrekturfaktor Spaltströmung
k^*	Verschleißkoeffizient

Symbol	Beschreibung
l_{dicht}	radiale Dichthöhe Spaltdichtung
l_{Sichel}	Länge Sichelspalt am Kolbenring
l	Länge
M_{ij}	Trägheitskoeffizienten
m	Masse
n	Anzahl Getriebeglieder
N_m	Häufigkeit der niedrigen Einzelwertigkeiten
N_{null}	Häufigkeit der Einzelwertigkeiten Wert null
Δp	Druckunterschied
p_0	Versorgungsdruck
p_{amb}	Umgebungsdruck
p_{dyn}	dynamischer Druck
p_{KR}	Kolbenring Anpressdruck
p_s	Druck am seitlichen QÖD-Ende mit Spaltdichtung
Q_A	Faktor Dichtfläche
Q_V	Faktor Volumenstromverteilung
Re	Reynoldszahl
Re_n	Spaltreynoldszahl
R_i	innerer Radius Kolbenringfläche, CFD
r_i	komplexe Auslenkung
R_m	mittlerer Radius Kolbenringfläche, CFD
s	Biegesteifigkeit
t	Zeit
$T_{\text{Öl,QÖD}}$	Öltemperatur am seitlichen QÖD-Ende
u_n	Unfreiheit je Gelenk
u	translatorische Koordinate
U_{KR}	Kolbenringumfang
v	translatorische Koordinate
\dot{V}	Volumenstrom
\dot{V}_{gesamt}	Volumenstrom, gesamt
\dot{V}_{links}	Volumenstrom am linken Kolbenring
\dot{V}_{rechts}	Volumenstrom am rechten Kolbenring
\dot{V}_{Sichel}	Volumenstrom durch den Sichelspalt am Kolbenring
\dot{V}_{Stoss}	Volumenstrom durch das Kolbenringstoßspiel
$\dot{V}_{T\text{-Korrektur}}$	Kolbenring-Volumenstrom, Temperatur korrigiert

Symbol	Beschreibung
$\dot{V}_{T,p\text{-Korrektur}}$	Kolbenring-Volumenstrom, Temperatur und Druck korrigiert
V_V	Verschleißvolumen
w	translatorische Koordinate
x	translatorische Koordinate
y	translatorische Koordinate
z	translatorische Koordinate
α	Faktorstufe nach DoE
α_{dicht}	Winkel vollständige Abdichtung
β	Breitenverhältnis Quetschöldämpfer
β_p	isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient
β_T	isothermer Kompressibilitätskoeffizient
ε_0	statische Exzentrizität
ε	relative Rotor-Auslenkung
η	dynamische Viskosität
γ	Winkelkoordinate
$\dot{\gamma}$	Winkelgeschwindigkeit
κ	Eigenwert des Druckrandwertproblems
λ	Leckagefaktor
ν	kinematische Viskosität
ω	Kreisfrequenz
ω_0	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems
Ω_{Grenz}	Grenzdrehzal
φ	Winkelkoordinate
π	Kreiszahl
ρ	Dichte
Θ	dimensionslose Winkelkoordinate
ξ	dimensionslose Axialkoordinate

1 Einleitung

Die zunehmende Komplexität durch höhere Funktionsintegration oder Interdisziplinarität, der sich der Entwicklungsingenieur bei seiner täglichen Arbeit stellen muss, zwingt ihn zur Anwendung sich ständig erneuernder Methoden und Prozesse¹. Neben modernen Datenverarbeitungssystemen stehen ihm zahlreiche Programme zur Gestaltung und Dimensionierung seines Produkts zur Verfügung². Eine zunehmende Vernetzung der Software und der Geschäftsprozesse unterstützt ihn im mitunter dezentral agierenden Team seine Arbeit effektiv zu gestalten. Die Architektur des Produktes kann nach aktuellem Stand der Technik mittels speziellen Modellierungssprachen und -methodiken abgebildet werden, ebenso das Managen von Anforderungen und Zielen³. Noch sind diese Architektur-Softwaresysteme nicht so in den Prozess integriert, dass der entwickelnde Ingenieur direkt davon profitiert. Vielmehr sind spezielle Systemingenieure notwendig, die diese für jeden Prozess einzigartige Modellierung vornehmen und betreuen. Eine Umfrage in der Industrie zeigt, dass die größte Abweichung zwischen den gängigen Prozessmodellen und dem realen Prozess durch die Annahme linear-sequentieller Abläufe entsteht. Diese bilden nicht den fortlaufend iterativen Charakter einer realen Produktentwicklung ab⁴. Die vorliegende Arbeit untersucht diese Tatsache und arbeitet auf Basis der am IPEK - Institut für Produktentwicklung erforschten und gelehrten Methoden und Prozessmodelle Vorschläge heraus, die zu einer den Ingenieur direkt unterstützenden Methodik führen sollen.

Als Beispielsystem kommt ein Quetschöldämpfer (QÖD) zum Einsatz, wie er in zahlreichen Flugzeugtriebwerken als Element der äußeren Lagerdämpfung eingesetzt wird. Die Basis der vorliegenden Arbeit bildet ein Teilprojekt aus dem Vorhaben OPTITHECK, welches im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms LuFo IV mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie unter dem Förderkennzeichen 20T0812 gefördert und in Kooperation mit einem Industriepartner⁵ bearbeitet wird. Hierbei ist das Ziel einen QÖD hinsichtlich seiner Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften sowie dem Ölbedarf gezielt zu untersuchen um mögliche Verbesserungspotentiale aufzudecken. Hierzu wird eine physisch/virtuelle Untersuchungsmethode entwickelt und zur Verfügung gestellt. Die Entwicklung und Umsetzung der im Laufe der Arbeit zu gene-

¹Albers u. Lohmeyer (2012)

²Spath (2011)

³Albers u. Lohmeyer (2012)

⁴Bender (2004) nach Lohmeyer (2013)

⁵Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG

rierenden Untersuchungsmethode findet auf mehreren Teilsystemebenen statt, deren Zusammenhang detailliert hergeleitet und beschrieben wird.

Am IPEK werden seit vielen Jahren Methoden und Prozessmodelle zur Beschreibung solcher Produktentwicklungsaufgaben erforscht und eingesetzt. Die vorliegende Arbeit soll mittels einer durchgängigen Produktentwicklung Verbesserungspotentiale zeigen und gezielte Vorschläge ausarbeiten. Insbesondere die Validierung wird betrachtet und ein Fokus auf den Menschen gelegt, um seine zentrale Rolle in der modernen Produktentwicklung weiter zu stärken.

Um die Durchgängigkeit der Validierung zu beleuchten, werden drei Systemebenen betrachtet. Zentral hierbei ist der QÖD, welcher im übergeordneten Kontext das Rotor/Rotorlagerungs-System ergänzt, selbst aber auch ein Subsystem in Form der Kolbenringe beinhaltet. Auf Basis der zahlreichen wissenschaftlichen Publikationen zu diesem System wird eine neuartige Methode entwickelt, mit der es möglich ist, insbesondere das Verhalten und den Einfluss der Kolbenringe im QÖD zu betrachten.

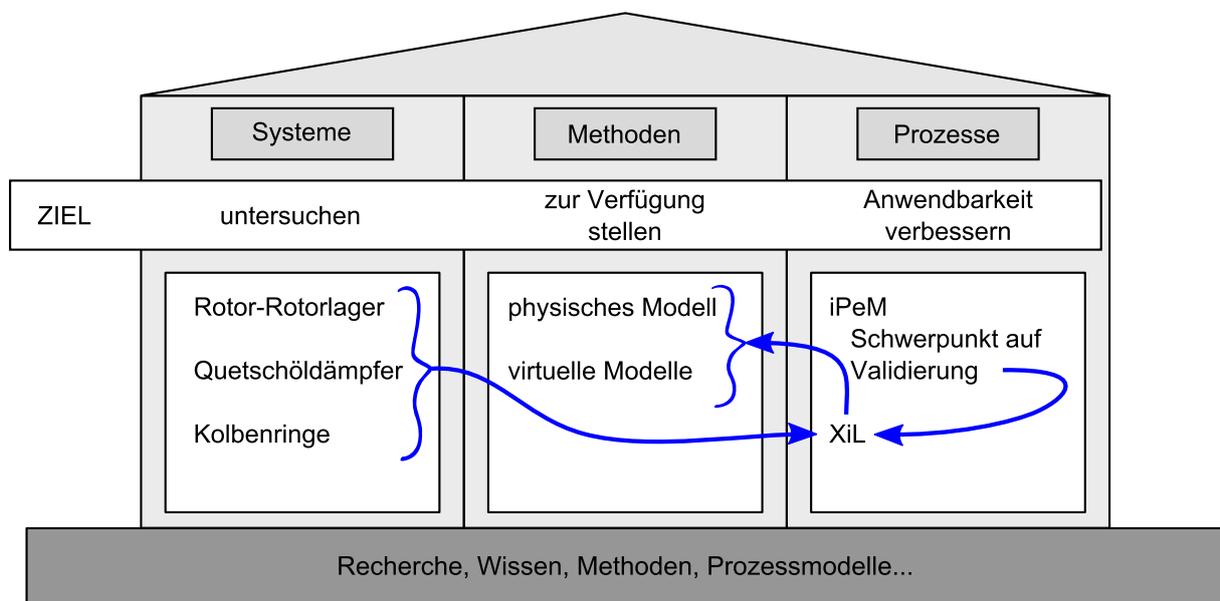


Abbildung 1.1 Überblick über den Inhalt der Arbeit

Abbildung 1.1 zeigt einen Überblick über den Inhalt der Arbeit und die Verknüpfungen zwischen den einzelnen Teilgebieten. Es soll eine neuartige physisch-virtuell gekoppelte Untersuchungsmethode für QÖD entwickelt und zur Verfügung gestellt werden. Daraus ergibt sich folgende Vorgehensweise. Zunächst wird in allen drei zu betrachtenden Bereichen der System-, Methoden- und Prozessforschung der Stand der Forschung erfasst und dargestellt. Basierend darauf lässt sich die Motivation der Arbeit ableiten. Auch können die Forschungsfragen und somit die Ziele der Arbeit formuliert werden. Diesen Zielen schließt sich eine detaillierte Analyse des vorliegenden Beispielsystems und den ablaufenden Prozessen an. Die parallel laufenden und teilweise verschachtelten Entwicklungsprozesse werden dargestellt und strukturiert⁶. Zentral hierbei ist die Bildung

⁶mit Hilfe des X-in-the-Loop (XiL)-Frameworks, vgl. Abschnitt 2.4.2

eines Modells mit dessen Hilfe die Funktion des QÖD sowie die der Kolbenringe im QÖD-Kontext analysiert werden⁷.

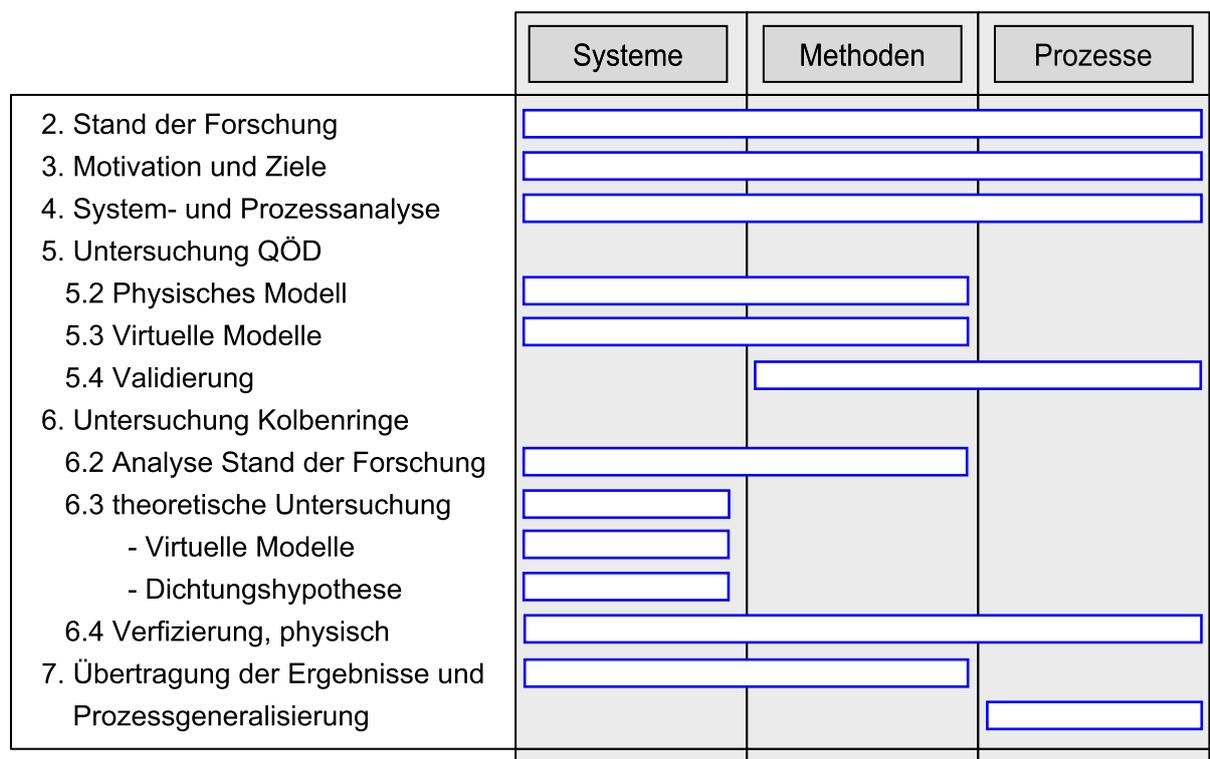


Abbildung 1.2 Gliederung der Arbeit und Vorgehensweise

Basierend auf diesem Modell werden im weiteren Verlauf der Arbeit die Entwicklung der Untersuchungsmethode für QÖD durchgeführt und erste Ergebnisse diskutiert. Da auch der Prozess zur Methodengenerierung betrachtet wird, ist es notwendig, insbesondere die Verifizierung und die Validierung sämtlicher realisierter und implementierter Modelle zu zeigen und zu diskutieren. Dies geschieht für die physischen wie für die virtuellen Modelle, wobei eine Kopplung beider realisiert wird. Der hierfür entwickelte und angewandte Validierungsansatz wird vorgestellt. In ähnlicher Weise wird das System der Kolbenringe betrachtet.

Eine Übertragung der Ergebnisse von der Kolbenring- über die QÖD- auf die Rotor-/Rotorlagerungs-Ebene wird durchgeführt. Der Prozess der gezeigten Methodenentwicklung auf den Teilsystemebenen wird jeweils in einem Anwendungsmodell gezeigt und daraus ein Vorschlag für Referenzprozessmodelle abgeleitet und somit für weitere Projekte nutzbar gemacht. Hierbei werden Vorschläge für die Nutzung und Erweiterung der zur Verfügung stehenden Methoden und Prozessmodelle aufgezeigt. Eine Zusammenfassung der gewählten Vorgehensweise der Arbeit zeigt Abbildung 1.2 durch eine verkürzte Darstellung der Gliederung und der Einordnung der jeweiligen Schwerpunkte.

⁷auf Basis des Contact and Channel Approach (C&C²-A), vgl. Abschnitt 2.3.1

2 Grundlagen und Stand der Forschung

2.1 Äußere Lagerdämpfung

Äußere Lagerdämpfung wird überall dort eingesetzt, wo die Dämpfung, die das System mit sich bringt, nicht ausreicht, um einen störungsfreien Betrieb der Maschine zu gewährleisten. Als Systemdämpfung wird hier die Dämpfung verstanden, die üblicherweise als innere Dämpfung oder immanente Dämpfung der Systemkomponenten enthalten ist. So werden in Werkzeugmaschinen neben Reibungsdämpfern und aktiven Dämpfungssystemen dämpfende Ölfilme eingebracht, um das maschinendynamische Verhalten gezielt zu beeinflussen. Der so genannte Quetschöleffekt⁸ wird in hydrodynamischen Führungen im Flüssigkeitsreibungsgebiet (bspw. an der Profilschiene im Maschinenbett) neben der Reibungsminimierung ausgenutzt, um Dämpfung in das System einzubringen. Neben dem Spalt zwischen zwei parallelen Flächen sind hier aber auch zylindrische Buchsen üblich (bspw. an Hauptspindeln)⁹.

Am verbreitetsten ist der Einsatz von äußerer Lagerdämpfung bei schnell laufenden Rotoren wie sie in Turboladern, Verdichtern, Turbinen und Triebwerken vorkommen¹⁰. In kleineren Abgasturboladern werden so genannte Schwimmbuchsenlagerungen verbaut. Diese sind als spezielle Bauform einer Gleitlagerung zu verstehen und bestehen aus einer entweder rotierenden oder nicht rotierenden ölumspülten Buchse. Bei beiden Bauformen entstehen zwei Gleitlager¹¹, welche hintereinander geschaltet sind. Am häufigsten verbreitet ist das rotierende Lager aufgrund der sehr geringen Reibung insbesondere im niederen Drehzahlbereich des Laders¹². Sie tragen erheblich zur Stabilität des Rotorsystems bei und sind seit Jahrzehnten Gegenstand intensiver Forschung^{13,14,15,16}.

⁸dieser beruht in erster Näherung auf der dämpfenden Wirkung durch die Verdrängungsströmung des Öls zwischen zwei in Normalenrichtung relativ zueinander bewegten Flächen.

⁹Weck u. Brecher (2006)

¹⁰Gasch u. a. (2002)

¹¹daher im Englischen treffend als *two-oil-film-bearing* bezeichnet

¹²Nguyen-Schäfer (2012)

¹³Domes (1980)

¹⁴Kirk u. a. (2008)

¹⁵Chen (2012)

¹⁶Knoll u. a. (2010)

Bei schnell laufenden Verdichtern sind mehrere Arten der Beeinflussung der äußeren Dämpfung technisch realisiert. Neben Mehrflächen- und Kippsegmentgleitlagern¹⁷ werden auch Quetschöldämpfer eingesetzt, um zum einen die Dämpfung, aber auch die Steifigkeit der Lagerstelle gezielt zu beeinflussen^{18,19}. Ebenso werden bei Verdichtern und Turbinen Elastomerelemente um das Wälz- oder Gleitlager eingebracht, um eine Verbesserung des rotordynamischen Verhaltens zu erzielen^{20,21}. Scholz (2011) stellt eine Methode zur Verfügung, mit der Elastomerbauteile zur Schwingungsminimierung von Rotorsystemen optimal eingestellt werden können. Insbesondere das reale viskoelastische Materialverhalten wird von ihm vertieft untersucht und auf das Gesamtsystemverhalten übertragen²². Auch kombinierte Elastomer/Öldämpfer werden als äußere Lagerdämpfung eingesetzt²³.

In Micro Electro Mechanical Systems (MEMS) spielen dämpfende Luft- und Ölfilme ebenso eine große Rolle. Bei der translatorischen Bewegung von Mikrobauteilen kann aufgrund der kleinen Baugröße vorhandene Luft als aerodynamisches Lager oder Führung verwendet werden. Ebenso bringt sie schon bei Translation aufgrund der Scherung und Verdrängungsströmung ausreichend Dämpfungseigenschaften mit sich. Bei einer zusätzlichen Oszillation in Normalenrichtung können diese Quetscheffekte des Fluid gezielt als Nebenfunktion in der Systemauslegung und -dimensionierung berücksichtigt werden^{24,25,26}.

Insbesondere bei Flugzeugtriebwerken haben sich in den letzten Dekaden^{27,28} QÖD als Element zur äußeren Lagerdämpfung durchgesetzt. Diese Art Rotoren sind zumeist wälzgelagert, um die Vorteile dieser Lagerart, wie die sehr geringe Reibung, kein bzw. geringer Einfluss von Hochlauf- und Stillstandszeiten, nutzen zu können. Gleitlager finden insbesondere wegen der großen Anfälligkeit für Instabilitäten keine Anwendung²⁹. Der Beitrag der Wälzlager zur Gesamtdämpfung ist sehr gering, er kann je nach Betrachtungsweise vernachlässigt werden³⁰. Aufgrund des gegenwärtigen Trends in der Motorentechnik des Automobilbaus, werden Turbolader immer häufiger wälzgelagert. Auch hier kommen QÖD verstärkt zum Einsatz³¹.

¹⁷Gasch u. a. (2002)

¹⁸Colding-Jorgensen (1993)

¹⁹Memmott (2010)

²⁰Childs (1993)

²¹Gasch u. a. (2002)

²²Scholz (2011)

²³Yongxiang u. a. (2012)

²⁴Bao u. Yang (2007)

²⁵Bao u. a. (2003)

²⁶Pratap u. a. (2007)

²⁷Della Pietra u. Adiletta (2002)

²⁸Adiletta u. Della Pietra (2002)

²⁹San Andres (2010)

³⁰Gasch u. a. (2002)

³¹Nguyen-Schäfer (2012)

³²nach Gasch u. a. (2002)

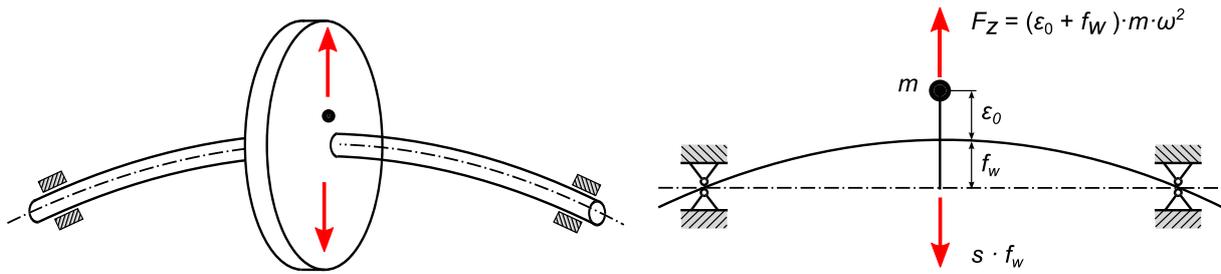


Abbildung 2.1 Biegeelastischer Einscheibenläufer in starren Lagern³²

Zur Veranschaulichung der Wirkungsweise einer äußeren Lagerdämpfung auf die Rotordynamik eines solchen Rotors, wird ein wälzgelagerter biegeschwingungsfähiger Einscheibenrotor in starren Wälzlagern betrachtet (Abbildung 2.1), die Welle sei masselos. Dieser Läufer führt bei einer Störung (Schlag oder Unwucht aus Verschleiß, Wärmedehnung, Produktionstoleranzen oder Montagefehlern³³) erzwungene Biegeschwingungen aus. Die überlagerten freien Schwingungen können vernachlässigt werden, da sie gewöhnlich vollständig abklingen³⁴. Bei einer Unwucht der Welle mit der Masse m und dem Abstand ε_0 von der Hauptsymmetrieachse der Welle wächst die Fliehkraft F_z proportional mit der Drehzahl ω . Es gilt

$$F_z = (\varepsilon_0 + f_w) \cdot m \cdot \omega^2$$

Unter Berücksichtigung der Biegesteifigkeit s , der Wellenverformung f_w und der daraus resultierenden Rückstellkraft $s \cdot f_w$ ergibt sich das Kräftegleichgewicht zu

$$s \cdot f_w = F_z = (\varepsilon_0 + f_w) \cdot m \cdot \omega^2$$

und daraus die Wellenverformung

$$f_w = \varepsilon_0 \cdot \frac{(\omega/\omega_0)^2}{1 - (\omega/\omega_0)^2} \quad (2.1)$$

wobei ω_0 für $\sqrt{s/m}$ steht. Es ist zu erkennen, dass für kleine Drehzahlen der Fliehkraftanteil zunächst proportional mit der Wellenauslenkung wächst. Bei der kritischen Drehzahl $\omega = \omega_0$ würde die Wellenauslenkung unendlich groß werden. Erhöht man die Drehzahl weiter, erreicht man einen Bereich, bei dem die Wellenauslenkung wieder kleiner wird. Bei unendlich hoher Drehzahl würde die Auslenkung der Welle ε_0 erreichen. Besonders zu beachten ist, dass die in Gleichung 2.1 angegebene Wellenauslenkung im überkritischen Bereich negativ wird. Die Welle biegt sich also gegen die Richtung ε_0 . Betrachtet man diesen Rotor mit Dämpfung, verschiebt sich die Lage dieser Resonanz nicht, die Amplituden der Wellenauslenkung werden allerdings auf endliche Wert begrenzt. Unterschieden wird allgemein zwischen innerer und äußerer Dämpfung, welche

³³Ramlau (2006)

³⁴Gasch u. a. (2002)

auf die Dynamik des Rotors unterschiedliche Auswirkungen haben. Würde rein die innere - also Material- (Werkstoff) oder Fügedämpfung (Coulomb'sche Reibung) - des Rotors wirken, wäre ein stabiler Betrieb oberhalb der kritischen Drehzahl nicht möglich³⁴, da sie in diesem Bereich die Wellenauslenkung noch verstärkt. Die äußere Dämpfung (beispielsweise aus dem den Rotor umgebenden Medium) wirkt über alle Betriebsbereiche dämpfend, was eine sinnvolle Kombination beider Dämpfungsarten notwendig macht. Betrachtet aus einem raumfesten kartesischen Koordinatensystem lautet die Bewegungsgleichung des Rotors

$$m\ddot{r}_i + (d_a + d_i)\dot{r}_i + (s - i\omega d_i)r_i = \varepsilon_0 m \omega^2 e^{(i\omega t)} \quad (2.2)$$

mit d_a und d_i als Proportionalitätsfaktoren zur Beschreibung äußerer und innerer Dämpfung, r_i der komplexen Wellenmittelpunktsauslenkung ($r_i = w + iv$ mit w und v als Abstände des Wellenmittelpunktes zum Koordinatenursprung) und der Zeit t . Wellenschlag und Gewichtseinflüsse aus horizontaler Rotorlage sind zur Veranschaulichung des Einflusses der äußeren Lagerdämpfung nicht berücksichtigt. Ebenso werden keine transienten Vorgänge betrachtet, es herrscht stationärer Betrieb. In Komponentendarstellung lautet die Gleichung

$$\begin{bmatrix} m & \\ & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{w} \\ \ddot{v} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} d_a + d_i & 0 \\ 0 & d_a + d_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{w} \\ \dot{v} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} s & \omega d_i \\ -\omega d_i & s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w \\ v \end{Bmatrix} = \varepsilon_0 m \omega^2 \begin{Bmatrix} \cos(\omega t) \\ \sin(\omega t) \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

Deren Lösung zeigt, dass es eine Grenzdrehzahl des stabilen Laufs gibt. Diese ist

$$\Omega_{Grenz} = \omega_0 \left(1 + \frac{D_a}{D_i}\right) \quad (2.4)$$

wobei D_a bzw. D_i das Lehr'sche Dämpfungsmaß $D_a = d_a/2m\omega_0$ bzw. $D_i = d_i/2m\omega_0$ ist. Es zeigt sich, dass die äußere Dämpfung die Grenzdrehzahl Ω_{Grenz} erhöht. Um welchen Betrag dies geschieht, ist rein vom Verhältnis der inneren zur äußeren Dämpfung abhängig und nicht von deren absoluten Größe. Abbildung 2.2 zeigt den Verlauf dieser Grenze und den Einfluss des Verhältnis der äußeren und inneren Dämpfung auf diesen. Die Abbildung 2.3 zeigt die Unwuchtantwort, die Resonanzlage und die Grenzdrehzahl des Systems.

Muss aufgrund zu geringer äußerer Dämpfung (oder zu großer innerer Dämpfung und überkritischem Betrieb) die Grenzdrehzahl verschoben werden, stehen zahlreiche Maßnahmen zur Verfügung. Neben dem Verschieben der Resonanzdrehzahl ω_0 durch konstruktive Maßnahmen, kann durch Reduktion der Fügestellen am Rotor D_i verkleinert werden. Die Bauart der Lager hat einen Einfluss auf die äußere Dämpfung D_a . Ist diese bauartbedingt sehr klein, wie bei Wälzlagern der Fall, muss durch eine zusätzliche

³⁵nach Gasch u. a. (2002)

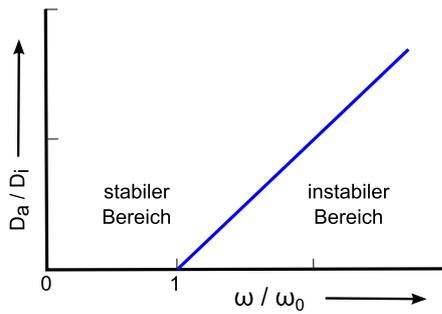


Abbildung 2.2 Stabilitätsgrenze bei innerer und äußerer Dämpfung³⁵

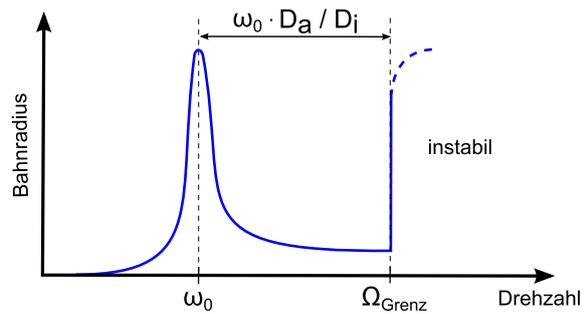


Abbildung 2.3 Unwuchtantwort bei innerer und äußerer Dämpfung³⁵

äußere Lagerdämpfung die Dämpfung erhöht werden³⁶. Neben zahlreichen anderen Maschinenelementen kann dies mit einem Quetschöldämpfer (QÖD) geschehen. Dieser ist Gegenstand dieser Arbeit und wird im Folgenden näher betrachtet.

2.2 Quetschöldämpfer

2.2.1 Aufbau

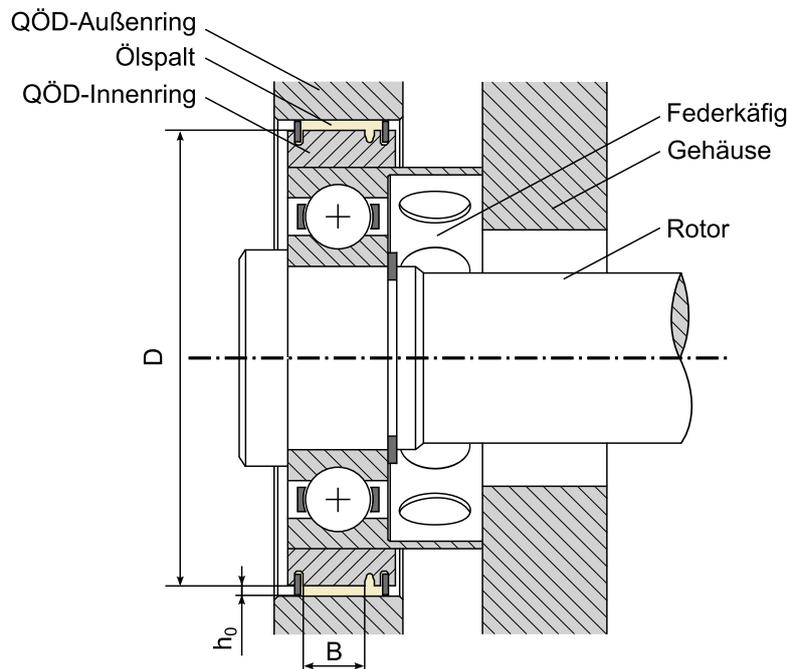


Abbildung 2.4 QÖD mit Wälzlager³⁷

Abbildung 2.4 zeigt den Aufbau eines mittels Federkäfig zentrierten QÖD an einem wälzgelagerten Rotor. Der QÖD-Außenring ist am Gehäuse fixiert bzw. in das Gehäuse integriert. Durch den Federkäfig wird der Innenring des QÖD an der Rotation und einer

³⁶Childs (1993)

³⁷in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

Bewegung in axialer Richtung gehindert, er besitzt aber einen Freiheitsgrad in radialer Richtung. Zudem wirkt der Federkäfig wie eine Zentrierung, die den Rotor bei Stillstand in einer zentrischen Lage hält. Die Einstellung der ungedämpften Eigenfrequenzen des Rotorsystems ist ebenso mit der Wahl der Federsteifigkeit des Käfigs möglich. Der QÖD ist ohne Federkäfig auch funktionsfähig, allerdings befindet sich der Rotormittelpunkt immer in einer nicht zentrischen Lage, da durch den Betrieb keine vollständige Zentrierung stattfindet. Ein solcher nichtzentrierter QÖD besitzt keine statische Steifigkeit³⁸. Neben der Anordnung am Außenring des Wälzlagers sind auch QÖD am Innenring oder zwischen zwei rotierenden Wellen üblich. Besonders bei letzterem treten nichtlineare nichtzentrische Bahnkurven auf³⁹.

Die Ölzuführung erfolgt beim in Abbildung 2.4 gezeigten QÖD über eine Bohrung im Gehäuse (nicht in Schnittebene). Bei anderen Bauarten kann sie auch axial oder über den Innenring des QÖD erfolgen. Gegenüber der Ölzuführbohrung ist eine umlaufende Nut eingebracht. Diese bestimmt durch ihre Geometrie die Druckverteilung im Dämpfer bei dynamischer Auslenkung des Innenrings. Wie in Abbildung 2.5 gezeigt haben die Lage der Nut und die Ausführung der seitlichen Dichtungen einen großen Einfluss auf den dynamischen Druck und somit auf das Verhalten des QÖD. Eine weitere Betrachtung zum Einfluss der Nuten und seitlichen Abdichtung findet in Abschnitt 2.2.3 statt.

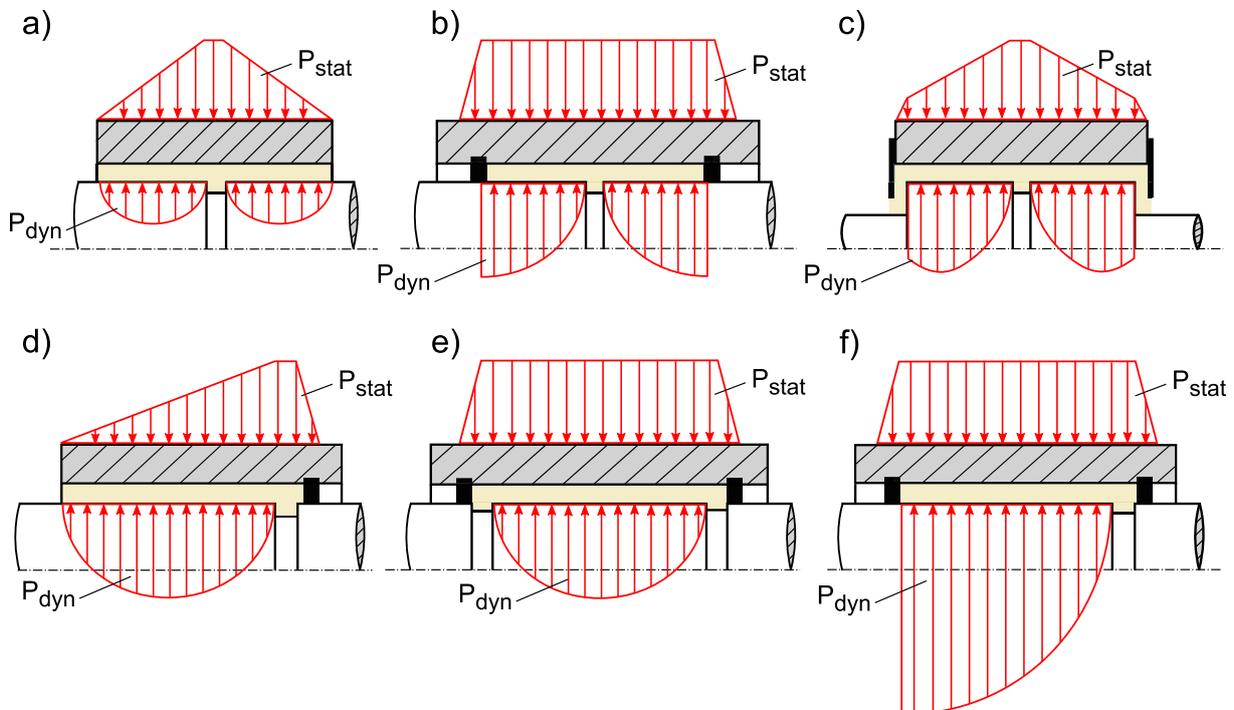


Abbildung 2.5 Statische und dynamische Druckverteilung im Quetschspalt⁴⁰

³⁸Gasch u. a. (2002)

³⁹Delgado u. San Andres (2010)

⁴⁰nach Abbildungen aus Schwer (1986), Gasch u. a. (2002) und Dede u. a. (1985)

2.2.2 Grundlagen der mathematische Beschreibung

Die mathematische Beschreibung des QÖD findet auf Basis der geltenden Theorie für Gleitlager statt, welche sich von den Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik (Masse-, Impuls- und Energieerhaltung) ableitet⁴¹. Diese beschreiben eine Strömung vollständig und sind heutzutage numerisch lösbar⁴². Für turbulente Strömungen steigt der Rechenaufwand jedoch stark an, da auch minimale Schwankungen und sehr kleine Wirbel numerisch aufgelöst werden müssen. Zur analytischen Lösung wird die Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichung verwendet. Für Gleitlager beschreibt die Reynolds-Differentialgleichung (DGL), Gleichung 2.5, die Druckverteilung im Ölspalt. Abbildung 2.6 zeigt das der Gleichung zugrunde liegende Polarkoordinatensystem. e und γ zeigen die momentane Auslenkung des Rotormittelpunktes mit den Geschwindigkeitskomponenten \dot{e} und $\dot{\gamma}$, der Drehzahl ω , der Ölviskosität η sowie die Geometrieangaben D , d , B und $h(\theta, t)$. Nicht dargestellt ist die relative Auslenkung, welche als $\varepsilon = e/h_0$ angegeben wird. Hierbei ist h_0 die nominelle Ölspalthöhe bei zentrischer Rotorlage bzw. nicht ausgelenktem QÖD-Innenring.

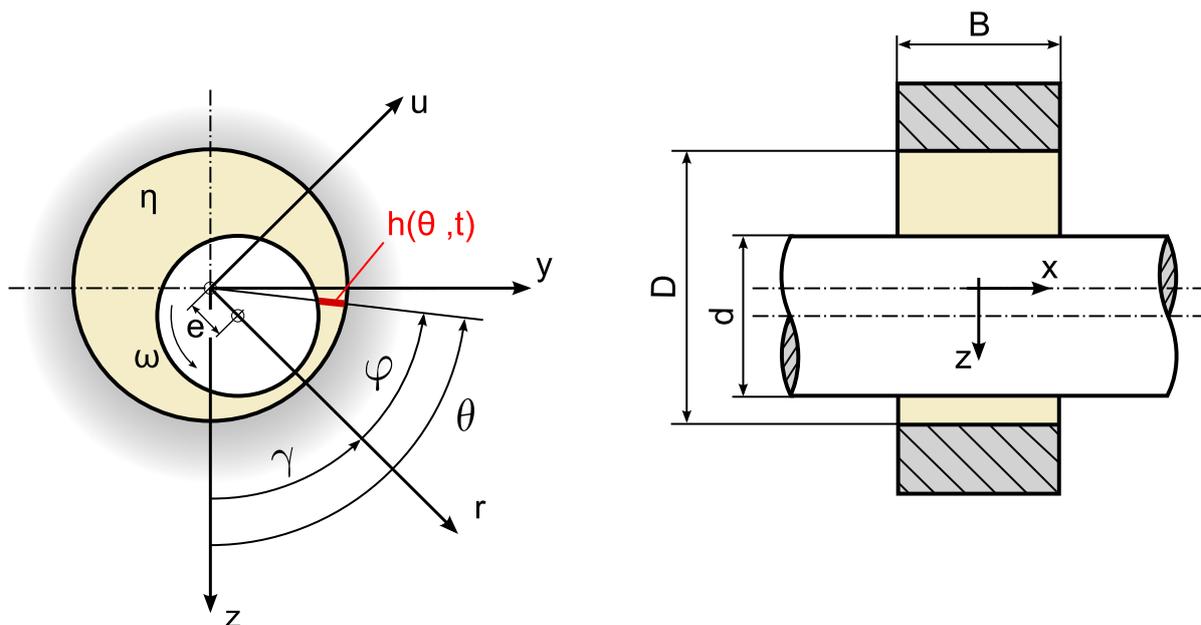


Abbildung 2.6 Koordinatensystem für die Reynoldsgleichung⁴³

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 6\eta \left[\omega \frac{\partial h_0}{\partial \theta} + e(\omega - 2\dot{\gamma}) \sin(\theta - \gamma) - 2\dot{e} \cos(\theta - \gamma) \right] \quad (2.5)$$

Es gelten folgenden Annahmen⁴⁴, welche in Kapitel 2.2.3, ab Seite 20 weiter betrachtet werden.

⁴¹Oertel u. a. (2009)

⁴²Lecheler (2011)

⁴³nach Gasch u. a. (2002)

⁴⁴Gasch u. a. (2002)

- Es handelt sich um ein inkompressibles newtonsches Fluid.
- Die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur wird im Spalt als konstant angenommen.
- Die Strömung ist laminar, die Trägheitskräfte werden gegenüber den Zähigkeitskräften vernachlässigt.
- Der Fluidfilm ist sehr dünn, es gibt keine Fließgeschwindigkeit in radialer Richtung, der Druck in radialer Richtung ist konstant.
- Es handelt sich um glatte Oberflächen ohne Taschen, Bohrungen etc.
- Die Oberflächen besitzen keine Nachgiebigkeiten.
- Der Rotor bewegt sich nur parallel zu Bohrung.

Um insbesondere die laminare Strömung sowie die Vernachlässigung der Trägheitskräfte zu begründen, muss zunächst der Einfluss der Reynoldszahl Re betrachtet werden. Die Reynoldszahl gibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften in bewegten Fluiden an. Für den runden Quetschöldämpfer und einer zentrisch kreisförmigen Innenringbahn gilt die Spaltreynoldszahl

$$Re_h = \frac{\rho \omega h_0^2}{\eta} \quad (2.6)$$

Für $Re_h < 10$ ist es zulässig, die Trägheitskräfte gegenüber den Zähigkeits- oder Dämpfungskräften zu vernachlässigen⁴⁵. Nach anderen Quellen ist der Umschlag in turbulente Strömung erst bei Spaltreynoldszahlen von 10...50 zu erwarten⁴⁶. Somit müssen die Trägheitskräfte des Öls bei Überschreitung der kritischen Reynoldszahl (bspw. bei großem Ölspalt, niedriger Viskosität und hoher Frequenz) mit berücksichtigt werden⁴⁷.

Die Reynolds-DGL (Gleichung 2.5) beschreibt den Druck in Abhängigkeit von der Rotorauslenkung als Funktion des Ortes und der Zeit. Sie beinhaltet die für den QÖD relevante Spaltfunktion $h(\theta, t) = h_0 - e(t) \cdot \cos(\theta - \gamma)$. Die Terme auf der linken Seite der DGL beschreiben die Änderung des Druckverlaufs in Umfangs- und Axialrichtung. Betrachtet man die rechte Seite der Gleichung 2.5 so sieht man, dass der Term $6\eta\omega \frac{\partial h_0}{\partial \theta}$ unter Drehzahl ω des Rotors und einer Spaltfunktion $h_0(\theta)$ zu einem Druckaufbau führt. Für den QÖD ist $\omega = 0$, da der Innenring nicht rotiert, der Term entfällt. Ebenso wird $6\eta e \omega \sin(\theta - \gamma)$ null aufgrund der beim QÖD fehlenden Drehung des Innenrings. Der Druckaufbau erfolgt somit durch Verdrängung des Fluids durch die Bewegungen $e\dot{\gamma}$ und \dot{e} , welche einer ebenen translatorischen Bewegung auf einer Kreisbahn bzw. einer rein radialen Bewegung entspricht (siehe Abbildung 2.7). Gleichung 2.7 ist somit der Ausgangspunkt für die Beschreibung des orts- und zeitabhängigen Drucks im QÖD.

⁴⁵Gasch u. a. (2002)

⁴⁶Krüger (2009)

⁴⁷San Andres (2010)

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 6\eta [-2e\dot{\gamma} \sin(\varphi) - 2\dot{e} \cos(\varphi)] \quad (2.7)$$

Sowie die Schmierpaltfunktion

$$h(\varphi, t) = h_0 - e(t) \cdot \cos(\varphi)$$

Besonders beachtenswert ist die Tatsache, dass die Spaltfunktion in der dritten Potenz in die Gleichung eingeht und somit maßgeblich für die Druckverteilung im Ölpalt ist.

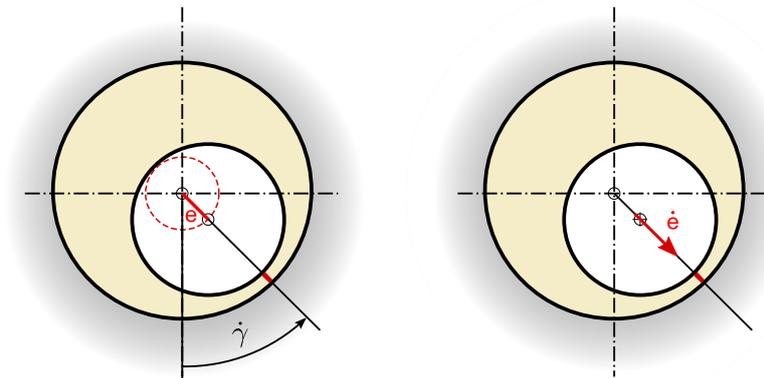


Abbildung 2.7 Für die Druckfunktion relevante Bewegungsrichtungen des QÖD-Innenrings⁴⁸

Etabliert für die Lösung der Reynolds-DGL sind die so genannte Kurzlagertheorie (KLT) und die Breitlagertheorie (BLT), welche sich nach Abbildung 2.8 in einen die Kavitation berücksichtigenden und einen die Kavitation vernachlässigenden Fall unterteilen. Exemplarisch werden im Folgenden die Approximationen mit den Sonderfällen linearer und kreisförmiger Bewegung vorgestellt (vgl. Abbildung 2.7). Zunächst behandelt wird die KLT, welche den Dämpfer kurzer Bauart beschreibt.

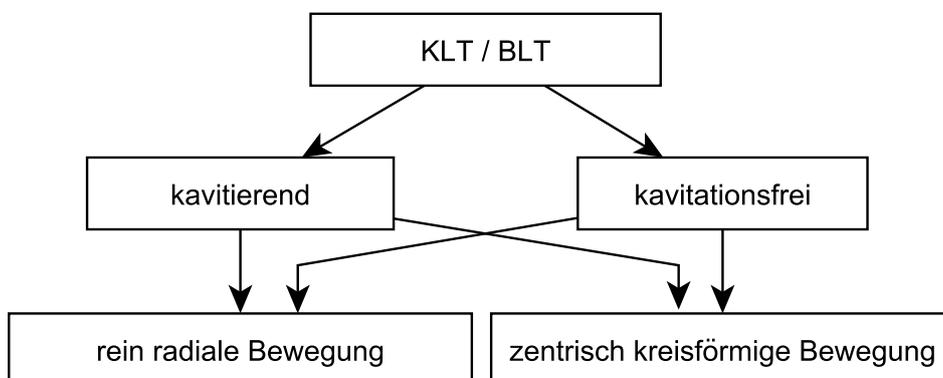


Abbildung 2.8 Gliederung vorgestellter QÖD-Theorien

⁴⁸nach Gasch u. a. (2002)

Kurzlagertheorie

Ein QÖD wird dann als kurzer Dämpfer bezeichnet, wenn sein Breitenverhältnis β mit $B/D \leq 0,25$ ist. Bei dieser Bauart überwiegt die Strömung in axialer Richtung und auch der Druckgradient ist axial größer als in Umfangsrichtung. In der Reynoldsgleichung (Gleichung 2.7) entfallen die Ableitungsterme des Drucks nach der Umfangskoordinate φ . Durch zweifache Differentiation ergibt sich die Druckverteilung in Abhängigkeit von φ , x und t .

$$p(\varphi, x, t) = 3\eta \cdot \frac{2\dot{\gamma} e \sin \varphi + 2\dot{e} \cos \varphi}{(h_0 - e \cos \varphi)^3} \cdot \left[\frac{B^2}{4} - x^2 \right] + p_0 \quad (2.8)$$

Um aus der Druckfunktion und einer gegebenen Bewegung des QÖD-Innenrings Reaktionskräfte in Umfangs- und Radialrichtung (F_u und F_r) zu berechnen, wird zunächst der Fall betrachtet, in dem der Ölspalt vollständig mit Öl gefüllt ist. Es kommt also zu keiner Kavitation und/oder Lufteinsaugen in den Gebieten niederen Drucks, der Versorgungsdruck wirkt am gesamten Umfang, es resultiert aus ihm keine Reaktionskraft (weitere Betrachtungen hierzu ab Kapitel 2.2.3, Seite 20). Die Integration der Druckfunktion kann somit über den gesamten Umfang $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ erfolgen. Man spricht von der 2π -Theorie mit d_{uu} und d_{rr} als Dämpfungskoeffizienten in Umfangs- und Radialrichtung.

$$F_u = - \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} p(\varphi, x, t) dx R \sin \varphi d\varphi = - \underbrace{\left(\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right] \right)}_{d_{uu}} e \dot{\gamma} \quad (2.9)$$

$$F_r = - \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} p(\varphi, x, t) dx R \cos \varphi d\varphi = - \underbrace{\left(\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\pi(1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right] \right)}_{d_{rr}} \dot{e} \quad (2.10)$$

In Matrizenschreibweise folgt somit

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{rr} & 0 \\ 0 & d_{uu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{e} \\ e \dot{\gamma} \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

Der nichtlineare Zusammenhang zwischen den Dämpfer-Reaktionskräften und der relativen Auslenkung des Rotors ε zeigt die positive Eigenschaft des QÖD. Bei größer werdender Wellenauslenkung infolge einer der oben beschriebenen Störungen (vgl. Abschnitt 2.1) steigt die Reaktionskraft, die der Dämpfer zur Beruhigung des Systems entgegensetzt.

Für den Fall einer linearen Bewegung um die Ruhelage mit $e = \hat{e} \cdot \sin(\omega t)$ verschwindet die Umfangskraft F_u , da der Term $e \dot{\gamma}$ konstant bleibt. Es verbleibt die radiale Kraft F_r

mit dem Verlauf in Abbildung 2.9. Bewegt sich der Innenring nach außen, baut sich ein dynamischer Öldruck auf, die Radialkraft nimmt zu und erreicht ihr Maximum kurz vor dem Umkehrpunkt der Bewegung. Im Umkehrpunkt ist $\dot{e} = 0$ und somit $F_r = 0$. Bewegt sich der Innenring auf die entgegengesetzte Seite wechselt die Kraft ihr Vorzeichen.

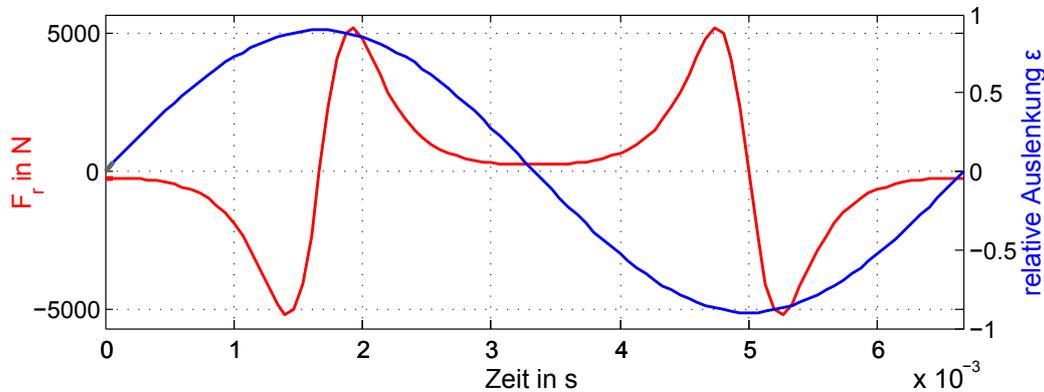


Abbildung 2.9 F_r bei linearer Anregung (KLT)⁴⁹

Die Druckfunktion zeigt für jede Art der Anregung einen Abfall des dynamischen Drucks in x -Richtung auf p_0 , da $(B^2/4) - x^2 = 0$ für $x = \pm B/2$. Dies ist das Hauptmerkmal der KLT. Für die Gültigkeit der KLT sei angemerkt, dass p_0 so gewählt werden muss, dass es zu keinen negativen Druckgebieten kommen kann. Bei zentrisch kreisförmiger Anregung mit $e = konst.$ und $\dot{\gamma} \neq 0$ stellt sich über den Umfang eine Druckverteilung ein, bei welcher dem Druckberg direkt ein Drucktal folgt. Aufgrund der kreisförmigen Bewegung wird hierbei

$$F_r = 0$$

und

$$F_u = - \underbrace{\left(\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right] \right)}_{d_{uu}} e \dot{\gamma} \quad (2.12)$$

Breitlagertheorie

Für den QÖD in breiter Bauweise oder für QÖD in kurzer Bauweise mit seitlicher Abdichtung wird die BLT zur mathematischen Beschreibung verwendet. Bei der Lösung der Reynoldsgleichung wird dabei der Druckgradient in Axialrichtung gegenüber dem in Umfangsrichtung vernachlässigt. Die Druckfunktion lautet⁵⁰:

$$p(\varphi, t) = \frac{6\eta R^2}{h_0^2} \cdot \frac{4(\varepsilon \dot{\gamma} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi) - \varepsilon^2 \dot{\gamma} \sin(2\varphi) - \varepsilon \dot{\varepsilon} \cos(2\varphi)}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2 (\varepsilon^2 + 2)} + p_0 \quad (2.13)$$

⁴⁹in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

⁵⁰Peters (2011)

Unter Berücksichtigung der 2π -Theorie für den kavitationsfreien Fall gilt für die Kräfte

$$F_u = - \underbrace{\left(\frac{\eta BR^3}{h_0^3} \left[\frac{24\pi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \right] \right)}_{d_{uu}} e^{\dot{\gamma}} \quad (2.14)$$

$$F_r = - \underbrace{\left(\frac{\eta BR^3}{h_0^3} \left[\frac{12\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right] \right)}_{d_{rr}} \dot{e} \quad (2.15)$$

sowie analog zur KLT die Matrizenschreibweise

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{rr} & 0 \\ 0 & d_{uu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{e} \\ e^{\dot{\gamma}} \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

Bei linearer Bewegung mit $e = \hat{e} \cdot \sin(\omega t)$ resultiert für die BLT der in Abbildung 2.10 dargestellte Kraft- und Auslenkungsverlauf. Der Verlauf der Reaktionskraft lässt sich analog dem der Kurzlagertheorie beschreiben. Allerdings ist der Kraftbetrag bei gleichen Geometrie- und Ölparametern deutlich größer (vgl. Abbildung 2.9). Betrachtet man die Druckfunktion des breiten Dämpfers sieht man, dass entgegen der KLT der Druck zu den Seitenflächen ($x = \pm B/2$) nicht auf p_0 abfällt, sondern über die gesamte Breite einen konstanten Wert annimmt.

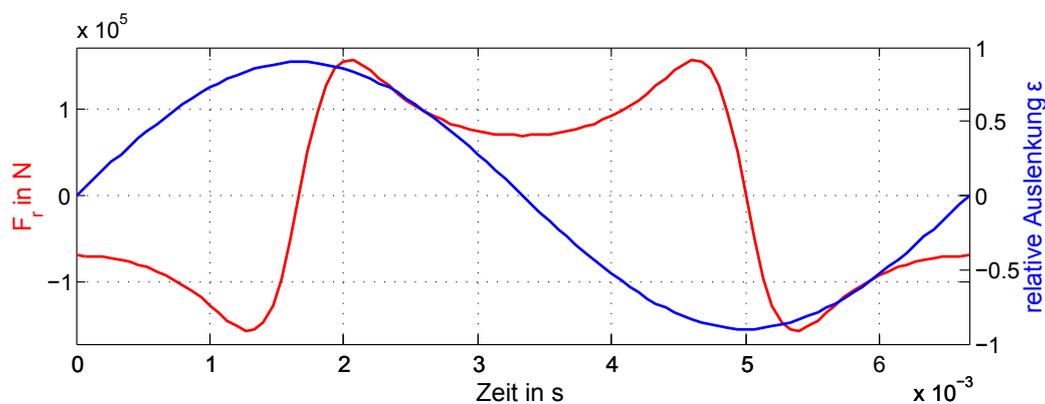


Abbildung 2.10 F_r bei linearer Anregung (BLT)⁵¹

Dämpfungskoeffizienten KLT/BLT (kavitationsfrei)

Zum Vergleich der beiden Grenzfälle kurzer und breiter Dämpfer bieten sich die Dämpfungskoeffizienten an, welche in den Gleichungen 2.9, 2.10, 2.14 und 2.15 gekennzeichnet sind. Durch die Division mit $(\eta B^3 R)/h_0^3$ bzw. $(\eta BR^3)/h_0^3$ werden diese Koeffizienten dimensionslos gemacht. Um so einen Vergleich der beiden Koeffizienten anstellen zu können, muss es sich um geometrisch gleiche Dämpfer und das gleiche Öl handeln. Ein Vergleich der Gleichungen 2.14 und 2.9 erklärt dies. Die so dimensionslos gemachten

⁵¹in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

Koeffizienten ergeben den in Abbildung 2.11 und Abbildung 2.12 dargestellten Verlauf. Wie erwartet ist die Dämpfung des breiten Dämpfers deutlich größer, als die des kurzen. Die Darstellung des Koeffizienten $\overline{d_{uu}}$ gilt für den oben beschriebenen Fall der zentrisch kreisförmigen Innenringbahn, $\overline{d_{rr}}$ für die lineare Anregung.

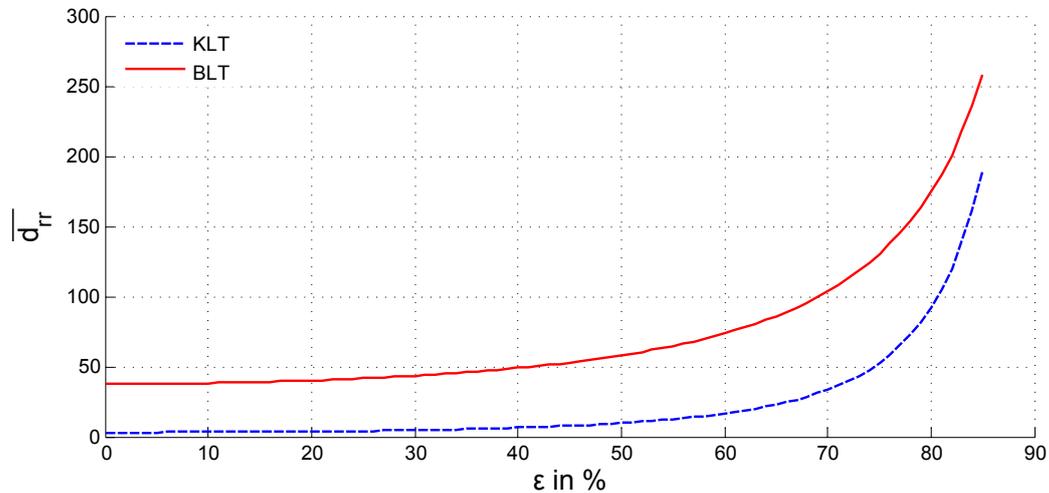


Abbildung 2.11 Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{rr}}$ ⁵²

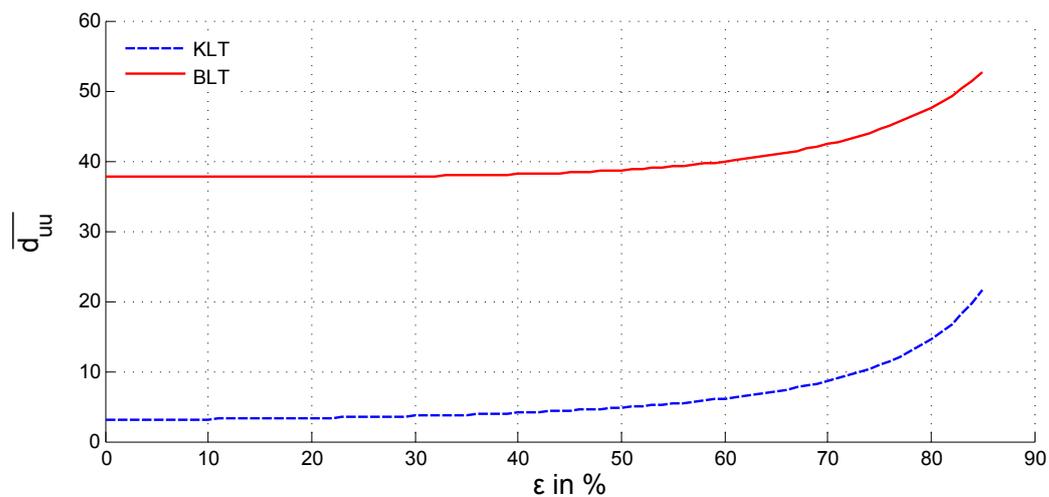


Abbildung 2.12 Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{uu}}$ ⁵³

Dämpfungskoeffizienten KLT/BLT (kavitierender Ölfilm)

Kavitation im QÖD exakt mathematisch zu beschreiben, bedarf eines großen Aufwandes. Die aus ihr resultierende reduzierte Dämpfungswirkung und Anisotropie der Reaktionskraft geschieht auf mikroskopischer Ebene im Dämpfer. Eine weiterführende Darstellung hierzu finden ab Kapitel 2.2.3, Seite 20 statt. Hier wird zunächst die näherungsweise Berechnung der Dämpfung des kavitierenden QÖD vorgestellt. Hierzu hat

⁵²in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

⁵³in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

sich die π -Theorie⁵⁴ etabliert. Diese geht davon aus, dass sich das Kavitationsgebiet über den halben Umfang ausbreitet und somit die Druckfunktion (Gleichungen 2.8 und 2.13) nur im Bereich des positiven Drucks integriert wird. Die Integrationsgrenzen werden mit φ_1 und φ_2 angegeben und lauten:

$$\varphi_1 = \arctan\left(-\frac{\dot{\varepsilon}}{\varepsilon\dot{\gamma}}\right)$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \pi$$

Im Fall auftretender Kavitation gibt es einen Zusammenhang zwischen den Kräften in Radial- und Umfangsrichtung. Dieser kommt in Koppeldämpfungskoeffizienten d_{ur} und d_{ru} zum Ausdruck. Für den kavitationsfreien Fall hängt die Radialkraft F_r rein von der Bewegung in radialer Richtung $\dot{\varepsilon}$ ab und analog die Umfangskraft F_u allein von der Bewegung in Umfangsrichtung $e\dot{\gamma}$. Die Koppeldämpfung löst diese Abhängigkeit auf und berücksichtigt, dass beide Bewegungsrichtungen Einfluss auf beide Kräfte haben. Es folgt daraus für den kavitierenden QÖD

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{rr} & d_{ru} \\ d_{ur} & d_{uu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon} \\ e\dot{\gamma} \end{Bmatrix} \quad (2.17)$$

Die Integration der Druckfunktion für die KLT ergibt somit die Koeffizienten zu

$$d_{uu} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\varepsilon \sin\zeta (1 - 2\cos^2\zeta + \varepsilon^2 \cos^2\zeta)}{(1 - \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2 \cos^2\zeta)^2} + \delta \frac{1}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (2.18)$$

$$d_{rr} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\varepsilon \sin\zeta (3 + (2 - 5\varepsilon^2)\cos^2\zeta)}{(1 - \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2 \cos^2\zeta)^2} + \delta \frac{1 + 2\varepsilon^2}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right] \quad (2.19)$$

$$d_{ru} = d_{ur} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{-2\varepsilon \cos^3\zeta}{(1 - \varepsilon^2 \cos^2\zeta)^2} \right]. \quad (2.20)$$

Mit

$$\delta = \frac{\pi}{2} + \arctan \frac{\varepsilon \sin\zeta}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}$$

sowie

$$\zeta = \varphi_1 - \pi.$$

Betrachtet man wieder den Sonderfall kreisförmiger Anregung ergeben sich die Kräfte für die KLT zu

⁵⁴Gasch u. a. (2002)

$$F_u = - \underbrace{\left(\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{\pi}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right] \right)}_{d_{uu}} e^{\dot{\gamma}} \quad (2.21)$$

$$F_r = - \underbrace{\left(\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left[\frac{2\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \right] \right)}_{d_{ru}} e^{\dot{\gamma}}. \quad (2.22)$$

In Matrizenschreibweise

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{ru} \\ d_{uu} \end{bmatrix} e^{\dot{\gamma}}. \quad (2.23)$$

Für die BLT ergibt die Integration der Druckfunktion (Gleichung 2.13) für eine allgemeine Bewegung, die Kräfte

$$F_u = - \underbrace{\left(\frac{\eta BR^3}{h_0^3} \left[\frac{24\pi}{2(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \right] \right)}_{d_{uu}} e^{\dot{\gamma}} \quad (2.24)$$

$$F_r = - \underbrace{\left(\frac{\eta BR^3}{h_0^3} \left[\frac{24\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)(2 + \varepsilon^2)} \right] \right)}_{d_{ru}} e^{\dot{\gamma}} \quad (2.25)$$

Die Kräfte­matrix ist

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{ru} \\ d_{uu} \end{bmatrix} e^{\dot{\gamma}}. \quad (2.26)$$

Der Vergleich der Koeffizienten ist nur für die zentrisch kreisförmige Bahn des Innenrings möglich. Es werden die dimensionslosen Koeffizienten $\overline{d_{uu}}$ (Abbildung 2.13) und $\overline{d_{ru}}$ (Abbildung 2.14) für den breiten und kurzen Dämpfer dargestellt. Wieder sind die Werte für den breiten Dämpfer deutlich größer als die des kurzen. Besonders signifikant ist der Verlauf der Koppeldämpfung der BLT. Dieser ergibt sich aus der großen Abhängigkeit der relativen Auslenkung ε .

Die Basis der hier angegebenen Gleichungen entspricht der der Grundgleichungen der Gleitlagerberechnung. Somit ist es naheliegend, dass viele QÖD-Untersuchungen - mathematische, wie physische - im Bereich der Gleitlagerforschung stattfinden. Hierbei ist es üblich, neben den Dämpfungs- auch Steifigkeitskoeffizienten zu bestimmen. Diese Trennung von Steifigkeit und Dämpfung wird auf Basis von Bewegungsgleichungen vorgenommen und verfolgen somit einen anderen, nicht strömungsmechanischen, Ansatz^{57,58}.

⁵⁵in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

⁵⁶in Anlehnung an Gasch u. a. (2002)

⁵⁷Burrows u. a. (1987)

⁵⁸Schwer (1986)

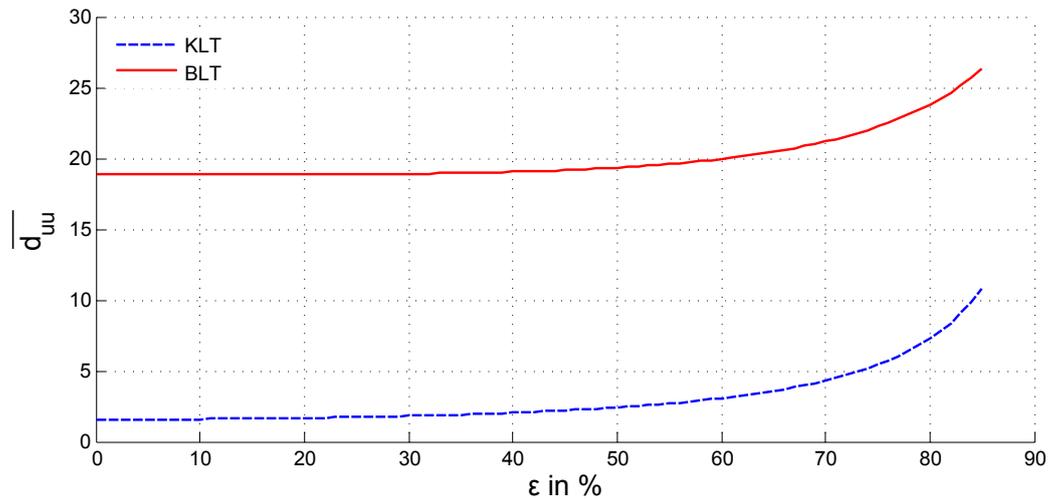


Abbildung 2.13 Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{uu}}$ mit Kavitation⁵⁵

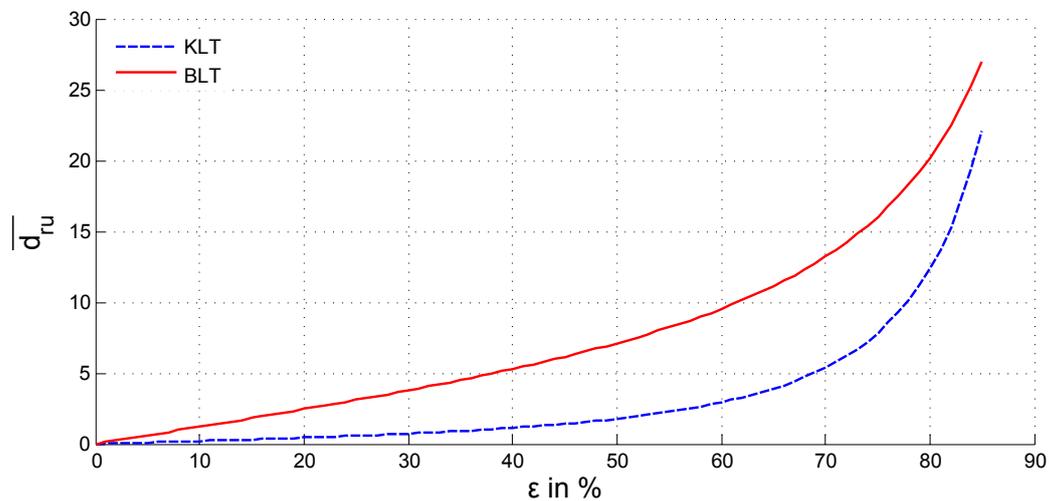


Abbildung 2.14 Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{ru}}$ mit Kavitation⁵⁶

Da der QÖD im Laufe der letzten Jahrzehnte sich als wichtiges Maschinenelement etabliert hat, sind auch zahlreiche wissenschaftliche Untersuchungen veröffentlicht. Da sämtliche bis zum jetzigen Stand der Arbeit vorgestellten Gleichungen auf Vereinfachungen beruhen, die zum Teil erheblich von der realen Gestalt und den vorherrschenden Effekten im Dämpfer abweichen, soll folgendes Kapitel einen allgemeinen Überblick über den Stand der QÖD-Forschung zeigen. Es werden unterschiedliche QÖD-Modelle vorgestellt und diskutiert.

2.2.3 Quetschöldämpfer-Modelle

Die Motivation aller QÖD-Untersuchungen liegt in der Beschreibung des realen Verhaltens des Dämpfers. Wie oben aufgeführt beruhen die Grundgleichungen zur Berechnung der Reaktionskräfte auf Annahmen, die zunächst rein mathematischem Zwecke

dienen. Sämtliche Untersuchungen haben somit das Ziel, die Gleichungen mit diversen Korrekturen an das tatsächliche Verhalten anzupassen. Wie von Grönsfelder (2006) zusammengefasst sind die Schwerpunkte hierbei⁵⁹:

- Die Trägheitseffekte des Öls im Spalt
Wird der QÖD in einem Betriebsbereich betrieben, in dem es nicht mehr zulässig ist, die Trägheits- gegenüber den Zähigkeitskräften zu vernachlässigen, muss der Einfluss der Fluidträgheit auf die Dämpferreaktionskraft berücksichtigt werden.
- Die Art der Ölzuführung
Mit dem Ziel einer über den Umfang gleichmäßigen Zuführdruckverteilung p_0 , werden in der technischen Umsetzung mehrere Wege realisiert. Neben der Art der Zuführung (Radialbohrung oder axial in den Spalt) beeinflusst die folglich notwendige umlaufende Nut das dynamische Verhalten des Dämpfers.
- Das Einsaugen von Luft und das Auftreten von Kavitation
Den Grundgleichungen zufolge muss der Spalt immer ganz (2π -Theorie) oder halb (π -Theorie) mit einem tragfähigen Ölfilm gefüllt sein. Durch die technische Umsetzung mit Dichtungen, dem Vorhandensein von schäumendem Öl, Öl mit Luftblasen oder dem Auftreten von Kavitation, ist es schwer diese Annahme zu stützen.
- Die seitliche Abdichtung des Ölspaltes
Wie Abbildung 2.5 zeigt, hat das Vorhandensein einer seitlichen Abdichtung einen großen Einfluss auf die Druckverteilung im Ölspalt. Eine vollständige Abdichtung ist technisch nicht zu realisieren und aufgrund des gewünschten Austauschs des Mediums und der Einstellbarkeit des Dämpferverhaltens durch die Ausführung der Dichtungen auch nicht gewünscht.

Berücksichtigung der Fluidträgheit

Für einen realen QÖD nehmen die Spaltreynoldszahlen Werte an, die eine Berücksichtigung der Fluidträgheit notwendig machen. So bedingen ein großer Ölspalt, niederviskoses Öl und hohe Betriebsfrequenzen eine deutliche Senkung der kritischen Rotordrehzahl⁶⁰. Die Dämpferkräfte müssen um einen Masseterm erweitert werden. In einer allgemeinen Schreibweise lauten sie⁶¹

$$\begin{Bmatrix} F_r \\ F_u \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} d_{rr} & d_{ru} \\ d_{ur} & d_{uu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{e} \\ e\dot{\gamma} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{rr} & M_{ru} \\ M_{ur} & M_{uu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{e} \\ e\ddot{\gamma} \end{Bmatrix}. \quad (2.27)$$

⁵⁹Grönsfelder (2006)

⁶⁰San Andres (2010)

⁶¹San Andres (2010)

Daraus ergeben sich als Erweiterung der oben vorgestellten Dämpfungskoeffizienten Trägheitskoeffizienten M_{ij} . Beispielhaft gibt San Andres (2010) für einen realen Dämpfer bei kleiner Auslenkung ($\varepsilon \approx 0,1$) um den Statormittelpunkt für M_{ij} 24,4 kg an. Die tatsächliche Masse des Öls im Spalt beträgt hier gerade 2,72 Gramm. Für die KLT sind zahlreiche analytische Betrachtungen veröffentlicht, die San Andres u. De Santiago (2004) zusammenfassen. Diese Betrachtungen sind experimentell abgesichert, gelten aber nur für den kavitations- und luftfreien kurzen Dämpfer, kleine Auslenkungen und inkompressible Fluide. Bei großen Auslenkungen ($\varepsilon \approx 0,6 \dots 0,8$) weichen die Trägheitskoeffizienten zum Teil um den Faktor zwei von den analytischen Vorhersagen ab⁶². Eine detaillierte mathematische Berücksichtigung der Fluidträgheit bei einem ungedichteten QÖD ist auch für nichtlineare Bewegungen des Innenrings heute hergeleitet und verifiziert^{63,64,65}. Verschiedene mathematische Ansätze und insbesondere auch den Einfluss der umlaufenden Nut zur Ölzuführung auf die Reynoldszahl diskutiert Lund u. a. (2003)⁶⁶.

Art der Ölzuführung

QÖD, bei welchen das Öl über eine Radialbohrung direkt in den Ölspalt, also ohne umlaufende Nut gegeben wird, sind nicht weit verbreitet. Die wechselseitige Beeinflussung des hydraulischen und hydrodynamischen Systems ist zu groß, die mathematische Beschreibung daher äußerst anspruchsvoll. Bei einem Dämpfer dieser Bauart hat die Leistung der Ölpumpe und die Anzahl der Bohrungen einen Einfluss auf die Dämpfung. Eine Erhöhung der Förderleistung oder die Reduktion der Anzahl der Bohrungen führen zu einer Zunahme der Dämpfung⁶⁷.

Bei einem Dämpfer mit umlaufender Nut zeigen sich zum Teil gegenteilige Effekte. Je nach Anregfrequenz, Dichtungskonfiguration und Gestalt der Nut hat eine größere Anzahl Zuführbohrungen einen negativen Einfluss auf die Dämpfung. Die Lage der Zuführnut hat im QÖD mit Kolbenringen einen deutlich geringeren Einfluss als angenommen⁶⁸. Bei solchen QÖD mit einer umlaufenden Nut hat die Gestalt der Nut einen großen Einfluss auf das Dämpfungsverhalten, wie weitere Publikationen zeigen. Besonders groß ist der Einfluss, wenn es durch die konstruktive Gestaltung der Zuführung zu einer Beeinflussung des dynamischen Druckaufbaus im Ölspalt kommt. Die Annahme, die Nut sei bei ausreichender Tiefe hydrodynamisch passiv, haben einige

⁶²San Andres u. De Santiago (2004)

⁶³Delgado-Marquez (2008)

⁶⁴Delgado u. San Andres (2010)

⁶⁵Kim u. Lee (2005)

⁶⁶Lund u. a. (2003)

⁶⁷Rodrigues u. a. (2004)

⁶⁸Levesley u. Holmes (1996)

Veröffentlichungen experimentell und theoretisch widerlegt^{69,70,71}. Es werden Methoden vorgestellt, wie die Ergebnisse der Reynolds-Gleichungen angepasst werden, um diesen Einfluss zu berücksichtigen^{72,73}. Die in Abbildung 2.5 vorgestellten Druckprofile gelten somit nur für einen sehr eingeschränkten Bereich, der nach übereinstimmender Meinung vieler Autoren jenseits der Gültigkeit der Reynoldsgleichungen liegt.

Lufteinsaugen und Kavitation

Ob es in einem QÖD zu Lufteinsaugen oder Kavitation kommt, hängt von sehr vielen Parametern ab. Insbesondere die Konfiguration der seitlichen Dichtungen spielt hierbei eine große Rolle. Allerdings kann kein Parameter alleine betrachtet werden. Vielmehr ist eine Wechselwirkung zwischen dem Öldurchsatz, dem Ölversorgungsdruck, der Anregungsfrequenz, der Amplitude und der Größe des Ölspaltes zu betrachten⁷⁴.

Versuche mit gezielt in das Öl eingebrachten Luftmengen zeigen, dass die dynamischen Drücke im ungedichteten Dämpfer mit zunehmendem Luftanteil abnehmen. Somit sinkt auch die Reaktionskraft⁷⁵. Modelle, die diesen Effekt abbilden, verwenden einen einfachen Zusammenhang zwischen Luftgehalt im Öl und der Viskosität. Bei steigendem Luftanteil sinkt die Viskosität, was zu einer Verminderung der übertragbaren Kraft führt⁷⁶.

Wird ein QÖD mit zu wenig Öl oder unter zu geringem Druck versorgt, kann es zum Einsaugen und zu einem Einschluss von Luft im Dämpferspalt kommen. Dies hat einen ähnlichen Effekt auf die Reaktionskraft. Durch Versuche mit Dämpfern aus transparentem Kunststoff ist dieses Einsaugen visualisierbar^{77,78}. Betreibt man einen QÖD in einem Betriebsbereich, in dem die Fluidträgheit vernachlässigt werden kann und damit eine rein laminare Strömung im Spalt vorliegt und Kompressibilitätseffekte des Öls kein Einfluss besitzen, so kann durch eine Variation des Versorgungsdrucks die Kavitationsneigung des Dämpfers gezeigt werden⁷⁹. Kavitation reduziert die Kraftübertragung des QÖD ebenso wie das oben eingeführte Einsaugen von Luft. Im mit seitlichen Dichtungen gedichteten Dämpfer treten sowohl Dampfkavitation als auch Gaskavitation auf⁸⁰. Beide führen zu einer Mehrphasenströmung mit gegenüber der Ölschmierung verringerter

⁶⁹Arauz u. San Andres (1994)

⁷⁰Arauz u. San Andres (1996)

⁷¹Zhang u. Roberts (1996)

⁷²Kim u. Lee (2005)

⁷³Groves u. Bonello (2010)

⁷⁴Zeidan u. a. (1996)

⁷⁵Diaz u. San Andres (1998)

⁷⁶Luoyi u. a. (2000)

⁷⁷San Andres u. Diaz (2003)

⁷⁸San Andres u. Diaz (2002)

⁷⁹Adiletta u. Della Pietra (2005)

⁸⁰Dampfkavitation entsteht durch die Unterschreitung des Dampfdrucks des Fluids, Gaskavitation durch Ausgasen der im Fluid gelösten Gase. Zweitere wird stabile Kavitation genannt.⁸¹

⁸¹Eifler u. a. (2009)

Viskosität⁸². Hinzu kommt eine erhöhte Kompressibilität der Gasblasen. Zeidan u. Vance (1989) behaupten, dass "die Annahme eines homogenen inkompressiblen Fluids [...] grob irrtümlich ist"⁸³. In einfachen mathematischen Modellen wurde dieser Einfluss der Kavitation für eine oszillierende Platte abgebildet⁸⁴.

Jung u. a. (1991b) untersuchen einen QÖD mit speziell präparierten Kolbenringen. Durch eine verzahnte Lauffläche wird gezielt ein Volumenstrom eingestellt. Diese Maßnahme ist unter anderem deshalb notwendig, weil Vorgängerarbeiten eine nahezu vollständige Abdichtung mittels Kolbenringen festgestellt haben⁸⁵. Bei großen relativen Auslenkungen ($\varepsilon = 50 \dots 80 \%$) kann mittels im Dämpfspalt angeordneter Drucksensoren Kavitation messtechnisch erfasst werden. Diese reduziert die Dämpfung, die Trägheit des Öls und bedingt eine Phasenverschiebung zwischen Weg und Kraft von unter 90° . Darüber hinaus konnte festgestellt werden, dass die Gefahr von Kavitation bei kleineren Reynoldszahlen aufgrund der geringeren Viskosität bei höherer Temperatur und des daraus resultierenden geringeren dynamischen Drucks sinkt. Der teilweise gedichtete QÖD neigt stärker zu Kavitation als der ungedichtete^{86,87}.

Seitliche Abdichtung

Die seitliche Abdichtung des QÖD hat einen erheblichen Einfluss auf den dynamischen Druckaufbau. In der KLT und BLT sind die Extremfälle der vollständigen seitlichen Abdichtung und dem ungedichteten Dämpfer beschrieben. Diese Extremfälle beschreiben somit die jeweils höchste und geringste dynamische Reaktionskraft, was sich mit den dynamischen Drücken aus Abbildung 2.5 erklären lässt. Sämtliche realisierte Dämpfer mit seitlichen Dichtungen befinden sich in ihrem Reaktionskraftniveau zwischen diesen beiden Extremfällen. Somit ist die Wahl der Dichtung ein wichtiger Konstruktionsparameter in der Auslegung des rotordynamischen Gesamtsystems. Folglich beschäftigen sich zahlreiche Autoren mit der Wirkung der Dichtungen im QÖD.

Eine konstruktiv einfache Dichtungsbauart stellt die Spaltdichtung dar, welche sich als eingängige Labyrinthdichtung beschreiben lässt, siehe Abbildung 2.5c. Seitliche Endplatten stellen hierbei den stömungsmechanischen Widerstand dar. Kim u. Lee (2005) stellen neben Untersuchungen zur mittigen Einlassnut analytische und experimentelle Studien zu dieser Art der Abdichtung vor. Es wird die Druckverteilung über der Dichtung berechnet, welche ausgehend von Atmosphärendruck, abhängig von der Höhe des Dichtspaltes und der Länge zu einem Druckniveau am inneren Ende der Dichtung führt. Dieser Druck erhöht direkt den dynamischen Druck im Dämpfspalt⁸⁸.

⁸²Zeidan u. Vance (1989)

⁸³Zeidan u. Vance (1989)

⁸⁴Sun u. a. (2008)

⁸⁵San Andres (1985)

⁸⁶Jung u. a. (1991b)

⁸⁷Jung u. a. (1991a)

⁸⁸Kim u. Lee (2005)

Dede u. a. (1985) betrachten ebenso eine solche Dämpferbauart und führen zu deren Berechnung einen Dichtungsfaktor ein, der auf die BLT angewendet wird. Die Leckage λ wird berücksichtigt, indem der Druck am Ölauslass, also am seitlichen Ende des Ölspaltes, mittels folgender Formel berechnet wird⁸⁹.

$$p_s = \lambda \cdot p(\varphi) \quad (2.28)$$

Wobei p_s dem angepassten Druck am seitlichen Ende, λ dem Leckagefaktor und $p(\varphi)$ dem Druck berechnet mittels BLT entspricht. Der Leckagefaktor kann $\lambda = 0$ für eine vollständige Leckage und $\lambda = 1$ für vollständige Abdichtung sein. Bestimmt wird λ über

$$\lambda = \left(\frac{h_0}{h_s} \right)^3 \frac{l}{B} \quad (2.29)$$

Hierbei ist h_0 die Höhe des Quetschspaltes, h_s die Breite des Dichtspaltes, B die Dämpferbreite und l_{dicht} die radiale Dichthöhe, siehe Abbildung 2.15. Über dem Verhältnis h_s/h_0 aufgetragen beschreibt λ die Wirkung des Dichtspaltes, siehe Abbildung 2.15. Ebenso zeigt die Abbildung, dass es ein Grenzverhältnis zwischen h_s und h_0 gibt, bei dem der Dichtspalt seine Wirkung verliert und $\lambda = 0$ wird. Bei größerer Viskosität steigt die Dichtwirkung⁹⁰. Experimentelle Studien zeigen, dass die Annahme eines solchen Leckagefaktors für die untersuchten Spaltdichtungen eine gute Näherung darstellt. Die Ergebnisse zeigen weiterhin, dass der Dichtspalt h_s etwa höchstens halb so groß wie der Ölspalt h_0 sein sollte, um eine signifikante Wirkung zu erzielen⁹¹.

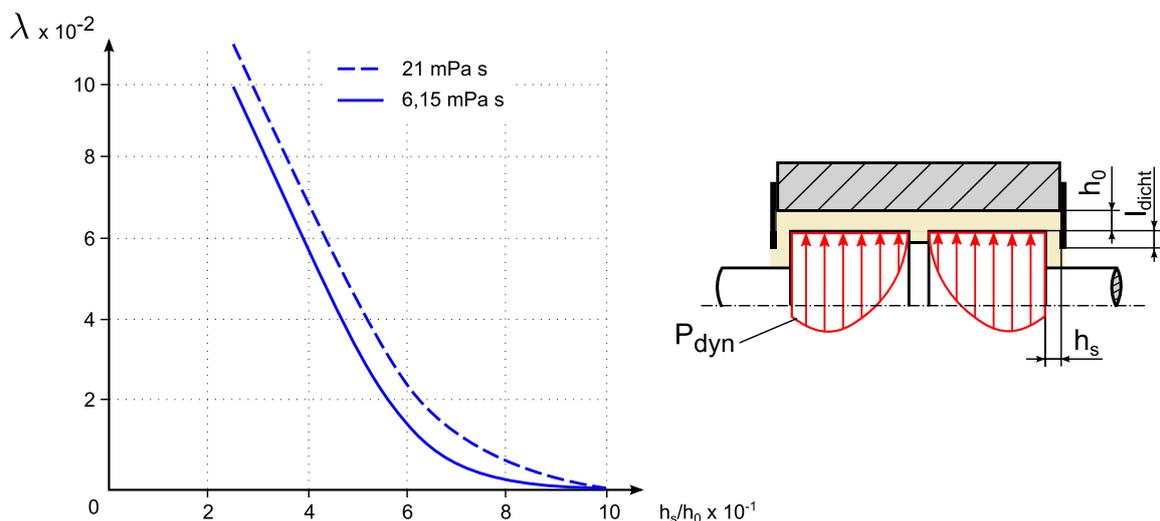


Abbildung 2.15 Leckagefaktor λ über Dichtungsspiel h_s/h_0 ⁹²

Einen ähnlichen Ansatz den Dichtungseinfluss über einen Dichtungsfaktor zu beschreiben, wird in zahlreichen anderen Arbeiten verfolgt. So untersucht Schwer (1986)

⁸⁹Dede u. a. (1985)

⁹⁰Dede u. a. (1985)

⁹¹Dede u. a. (1985)

⁹²nach Dede u. a. (1985)

verschiedene Dichtungsbauarten und deren Einfluss auf das Dämpfungsverhalten des QÖD. Analog zur Elektrotechnik stellt er ein Widerstands-Schaltbild auf, in dem die einzelnen Strömungswiderstände eingetragen sind. Den Dichtungswiderstand bestimmt er experimentell und wendet ihn als Multiplikation auf die QÖD-Theorie an. O-Ring-Dichtungen haben nach seinen Untersuchungen im Bereich großer Frequenz und Auslenkungen ausschließlich als Strömungswiderstand einen Einfluss auf das Verhalten des QÖD. Bei niederen Frequenzen und kleineren Amplituden dominieren allerdings die Dämpfung und die Steifigkeit der O-Ringe an sich⁹³. Werden Kolbenringe statt O-Ring als seitliche Dichtung eingesetzt, erhöht sich die Reaktionskraft des Dämpfers signifikant. Dies ist nach Schwer (1986) unter anderem mit der zusätzlichen Reibung an den Flankenflächen der Kolbenringe begründet. Experimentelle Untersuchungen hierzu zeigen, dass die relative Einbaulage des Stoßes, der statische Druck sowie die Schwingungsamplitude keinen nennenswerten Auswirkungen auf die Reibung an den Kolbenringen besitzen. Maßgeblich beeinflusst der veränderte Strömungswiderstand das Verhalten des QÖD⁹⁴.

In einer experimentellen Studie mit veränderter Anzahl Ölzuführungsbohrungen und einer variierten Lage der Ölnut haben Levesley u. Holmes (1996) auch die Wirkung der Spaltdichtung im Vergleich zu Kolbenringen untersucht. Kolbenringe erhöhen generell das Niveau des dynamischen Drucks. Die Veränderung der Anzahl der Zuführbohrungen hat im mit Kolbenringen gedichteten Dämpfer keine so große Auswirkung wie bei spaltgedichteten. Bei geringen Unwuchten stimmen die Ergebnisse der hier angepassten BLT gut mit den experimentellen Ergebnissen überein. Bei großen Unwuchten allerdings wird trotz der besseren Dichtungswirkung der Kolbenringe ein Abfall der Dämpferleistung festgestellt. Dies ist auf Ölmangel und Kavitation zurückzuführen⁹⁵.

San Andres u. Vance (1987) verwenden einen in Vorgängerarbeiten definierten Dichtungsleckage-Faktor \overline{CL} . Dieser beschreibt als Randbedingung für die Lösung der Reynolds-Gleichung eine Leckage von $\overline{CL} = 0$ für einen Dämpfer nach BLT und $\overline{CL} \rightarrow \infty$ für einen vollständig ungedichteten QÖD nach KLT. Die angepasste Druckfunktion lautet

$$\bar{p}_0(\Theta, \xi) \approx \bar{p}_{0\infty}(\Theta) \cdot Z(\xi) \quad (2.30)$$

wobei $\bar{p}_{0\infty}(\Theta)$ dem Druck nach BLT entspricht und $Z(\xi)$ der dimensionslosen Axialkomponente des Drucks. Zweiteres wird mit mit

$$Z(\xi) = 1 - C_1 \cosh(\kappa\xi) \quad (2.31)$$

und

⁹³Schwer (1986)

⁹⁴Schwer (1986)

⁹⁵Levesley u. Holmes (1996)

$$C_1 = \frac{\overline{CL}}{\overline{CL} \cosh(\kappa \frac{L}{D}) + \frac{\cosh((\kappa \frac{L}{D}))}{\kappa^2}} \quad (2.32)$$

berechnet. Hier beschreibt \overline{C}_1 die Dichtungsfunktion für den gedichteten, endlich breiten QÖD. κ entspricht dem ersten Eigenwert des Druckrandwertproblems. Dieser ist für verschiedene Randbedingungen angenähert und führt zu einer Lösung, die es erlaubt, für $Re_h \leq 10$ angepasste Dämpfungskoeffizienten unter Berücksichtigung der Fluidträchtigkeit zu berechnen⁹⁶. Experimentelle Untersuchungen mittels einer gezielt eingestellten Leckage zeigen eine gute Übereinstimmung mit dem gewählten Ansatz⁹⁷.

Einen QÖD mit variabler Dichtung stellt Delgado-Marquez (2005) vor. Durch die Anzahl und Größe der Bohrungen (Position C in Abbildung 2.16) kann der Volumenstrom eingestellt werden. Auch ist ein vollständig abgedichteter Betrieb möglich. Auch hier wird ein großer Einfluss der Dichtung auf das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des QÖD im Bereich kleiner Frequenzen und Amplituden festgestellt. Dem gegenüber steht ein nahezu frequenzunabhängiges Dämpfungsverhalten des Ölspaltes. Zur Berechnung der Dämpfung des QÖD wird die experimentell bestimmte trockene Dämpfung der Dichtungen von der experimentell bestimmten Gesamtdämpfung abgezogen. Die Berechnung der QÖD-Dämpfung geschieht mittels KLT^{98,99,100,101}.

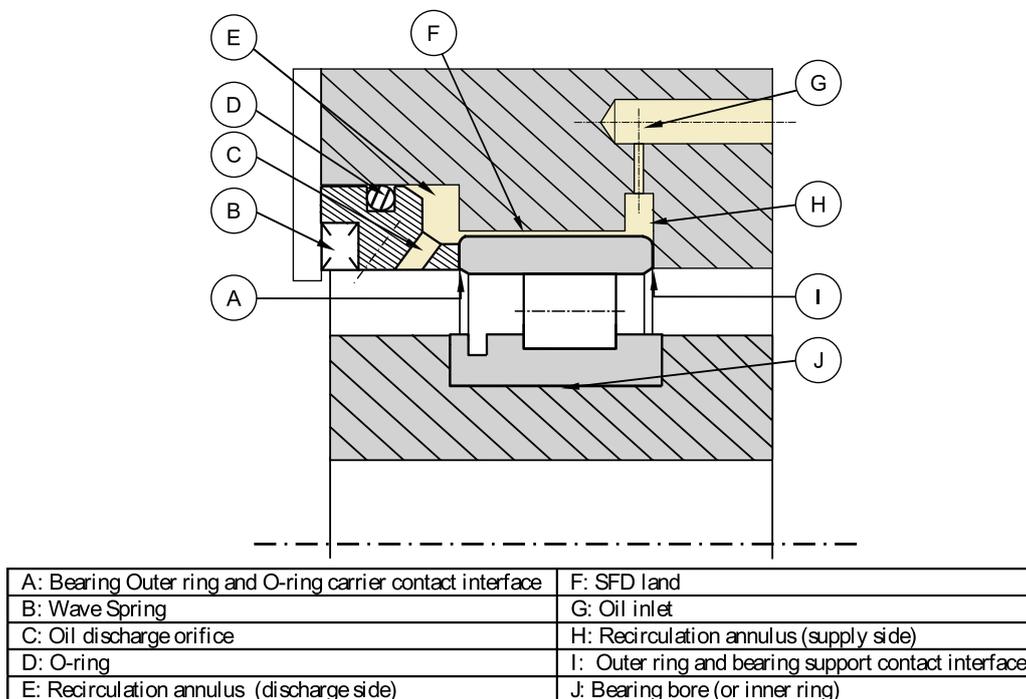


Abbildung 2.16 QÖD mit einstellbarer Dichtung¹⁰²

⁹⁶San Andres u. Vance (1987)

⁹⁷Arauz u. San Andres (1993)

⁹⁸Delgado-Marquez (2005)

⁹⁹San Andres u. Delgado (2006)

¹⁰⁰San Andres u. Delgado (2007)

¹⁰¹San Andres u. Delgado (2008)

San Andres (2010) fasst zusammen, „die Gestaltung der seitlichen Dichtungen ist im hohen Maße empirisch und erfordert einen Leckage-Faktor, welcher einzig durch Experimente bestimmt werden kann. Derzeit basiert die Entscheidung, welches die beste Dichtung für einen konkreten QÖD ist, rein auf Erfahrungswerten.“¹⁰³

2.2.4 Kolbenringe in anderen technischen Systemen

Am weitesten verbreitet sind Kolbenringe als Dichtung im Hubkolben-Verbrennungsmotor, wo ihre Aufgabe in der Abdichtung des Brennraums gegenüber dem Kurbelgehäuse liegt. Auf den ersten Blick betrachtet wird der Kolbenring im Hubkolbenmotor grundlegend anders belastet als dies im QÖD der Fall ist. Neben der anderen Bewegungsrichtung des Kolbens liegen insbesondere durch einen großen Gradienten gekennzeichnet gänzlich andere Temperaturverhältnisse vor¹⁰⁴. Die dynamischen Kräfte führen zu überlagerten Bewegungen der Kolbenringe. Abhängig von den Druckverhältnissen führt der Ring eine axiale Bewegung in seiner Nut aus. Während dieser Bewegung verliert er seine Dichtwirkung, da er kurzzeitig den Kontakt zu den Nutflanken verliert. Dieses Phänomen wird im Allgemeinen als Flattern bezeichnet^{105,106}. Zusätzlich tritt im Verbrennungsmotor eine Rotationsbewegung der Kolbenringe auf. Englisch (1958) begründete diese mit der Rollbewegung des Kolbens während dessen Änderung der Anlagenseite im Zylinder, siehe Abbildung 2.17. Der Kolben bewegt sich bei der Veränderung der Druckbedingungen zwischen Brennkammer und Kurbelgehäuse von Punkt a nach c über b. Ist bei diesen Bedingungen die Reibkraft an der Lauffläche größer als an den Flankenflächen, kann es zur Drehbewegung der Kolbenringe kommen (Begriffe nach Abbildung 4.10). Darüber hinaus wird diese Bewegung mit Verschleiß oder unsymmetrischer Druckbelastung begründet. Die auf den Flächen der Kolbenringe gefundenen Rollspuren nach Abbildung 2.18 belegen diese überlagerte Bewegung. Die Spuren werden abrasiv durch Verschleißpartikel im tribologischen Kontakt zwischen Kolbenring und Kolben bzw. Zylinder erzeugt. Sind diese Spuren auf den Flankenflächen größer als der Spalt zwischen dem Zylinder und dem Kolben, ist dies ein Indiz für den Verlust des Kontakts zwischen den Kolbenring-Laufflächen und der Zylinderwand¹⁰⁷.

Wie von Rodenbeck (2001) zusammengefasst liegen Studien der Kolbenringdrehbewegung im Hubkolbenmotor vor. Allerdings liegt der Schwerpunkt der Betrachtungen mehr auf der Auswirkung auf die Funktion des Motors und weniger auf der Begründung der Kolbenring-Bewegung. So betrachten Kollmann u. a. (1963) die Auswirkung der Drehbewegung auf die Dichtwirkung. Nach seinen Betrachtungen tritt die Drehbewe-

¹⁰²nach Delgado-Marquez (2005)

¹⁰³San Andres (2010)

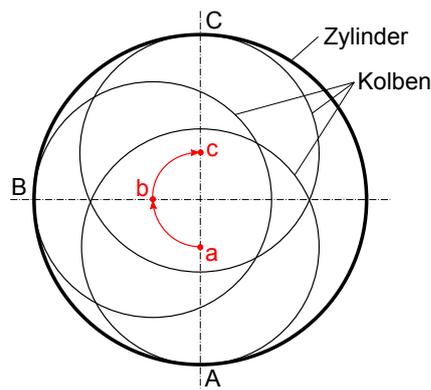
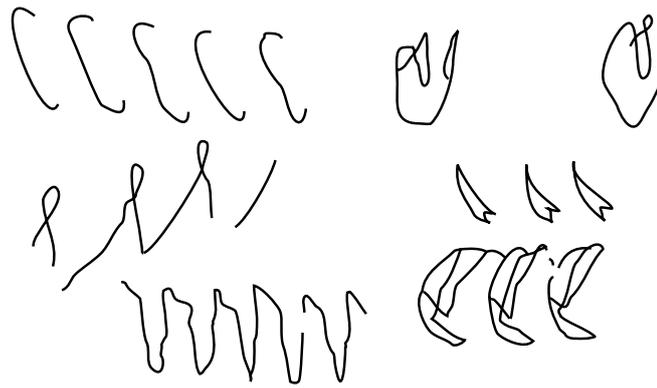
¹⁰⁴Mierbach u. Mittler (2006)

¹⁰⁵Rodenbeck (2001)

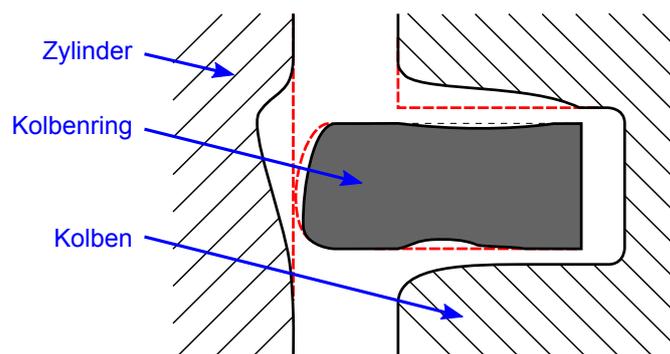
¹⁰⁶Englich (1958)

¹⁰⁷Englich (1958)

¹⁰⁹Englich (1958)

Abbildung 2.17 Rollbewegung¹⁰⁸Abbildung 2.18 Verschleißspuren¹⁰⁹

gung nur bei bestimmten Betriebspunkten des Motors auf. Die Geschwindigkeit nimmt mit steigender Motordrehzahl zu¹¹⁰. Jakobs (1975) stellt fest, dass es keine bevorzugte Drehrichtung der Ringe gibt, sie kann sich abhängig vom Betriebszustand des Motors umkehren¹¹¹. Wagner (1983) kann ebenso keine Regelmäßigkeit bei der Drehrichtung feststellen¹¹². Schneider u. Blossfeld (1990) bestätigen den Zusammenhang zwischen der Kolbenringdrehbewegung und dem Betriebszustand des Motors¹¹³.

Abbildung 2.19 Kolbenringverschleiß¹¹⁴

Der auftretende Verschleiß am Kolbenring führt zu einer Veränderung der Gestalt, wie sie Abbildung 2.19 zeigt. Diese veränderte Form lässt ebenso den Schluss zu, dass es überlagerte Bewegungen aus Drehung, Axialbewegung und Ringtwist gibt¹¹⁵.

2.2.5 Zwischenfazit

Die Darstellung des Standes der Forschung im Bereich QÖD zeigt die Anwendung und einen Überblick über die bis dato durchgeführten Untersuchungen. Ebenso sind die gängigen QÖD-Modelle dargestellt. Es wird gezeigt, dass die Verwendung der

¹¹⁰Kollmann u. a. (1963) nach Rodenbeck (2001)

¹¹¹Jakobs (1975) nach Rodenbeck (2001)

¹¹²Wagner (1983) nach Rodenbeck (2001)

¹¹³Schneider u. Blossfeld (1990) nach Rodenbeck (2001)

¹¹⁴Federal-Mogul (2008)

¹¹⁵Federal-Mogul (2008)

Reynolds-DGL zu großen Abweichungen zwischen dem realen Verhalten und analytischen Vorhersagen führt. Dies ist unter anderem mit den vielen zur Lösung der Reynolds-Gleichung gemachten Annahmen zu begründen. Dieser Tatsache versuchen alle genannten Autoren mit angepassten Randbedingungen oder gekoppelten Modellen zu entgegen. Insbesondere sind hierbei der Einfluss der Fluidträgheit, der Ölzuführung und der seitlichen Abdichtung zu nennen. Aufgrund der Tatsache, dass alle Ansätze der Modellbildung wiederum zu stark vereinfachenden Annahmen führen, lässt den Schluss zu, dass es trotz intensiver Forschung in den letzten Dekaden noch immer keine vollständige mathematische Beschreibung des QÖD-Verhaltens gibt.

Vance u. a. (2000) fasst dies mit folgender Aussage sehr treffend zusammen: *„Twenty-five years of applied SFD research has failed to produce reliable design tools that can accurately predict the performance of any except the simplest geometry under laboratory conditions“*¹¹⁶. Der Literaturüberblick zeigt, dass sich dies auch 13 Jahre nach dieser Aussage nicht grundlegend - wenn auch zu Teilen - verändert hat. Dies bestätigt San Andres (2010) mit seiner Feststellung, dass in der Anwendung des QÖD eine genaue Vorhersage seines Verhaltens aufgrund der „zu stark vereinfachten“ Modelle nicht möglich ist¹¹⁷.

Der Stand der Forschung zeigt eine große Anzahl wissenschaftlicher Arbeiten zum QÖD. Für deren Einordnung ist eine systematische Betrachtung notwendig, die mit der Methode der Nutzwertanalyse (NWA) im Abschnitt 6.2 durchgeführt wird.

2.3 Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM)

Nach Albers (2011) sind die Handlungsabläufe zur Entwicklung von Produkten in so genannten Produktentstehungsprozessen modellhaft beschrieben. Somit können wiederkehrende Abläufe bei neu zu entwickelnden Produkten aber auch bei der Überarbeitung bestehender Produkte strukturiert organisiert werden. Diese sollen helfen eine Unterstützung zu bieten um die Methoden der Produktentwicklung wie CAD, PDM, FEM uvm. effektiv einsetzen zu können. Wichtig hierbei ist es, eine Struktur zu finden, die „prozessorientiert eine adäquate Unterstützung“ für den Entwickler bereitstellt¹¹⁸. Es stehen für diese Strukturierung der Abläufe zahlreiche Prozessmodelle zur Verfügung, welche in der industriellen Praxis auch auf breite Anwendung stoßen. Neben dem V-Modell nach VDI-Richtlinie 2206¹¹⁹ sind verschiedene sequentielle Abläufe, wie etwa Stage-Gate-Modelle oder die Arbeitsfolge nach VDI-Richtlinie 2221¹²⁰, etabliert und auf die jeweiligen Gegebenheiten in den Betrieben angepasst. Integrierte Ansätze

¹¹⁶Vance u. a. (2000)

¹¹⁷San Andres (2010)

¹¹⁸Albers (2011)

¹¹⁹VDI (2004)

¹²⁰VDI (1993)

versuchen mehr den Fokus auf die „Erfassung und Erfüllung der Kundenwünsche“ zu legen¹²¹.

Die zunehmende Komplexität in den Produkten und deren Entwicklung führt dazu, dass die Randbedingungen „oft von einer großen Unschärfe und Unvollständigkeit gekennzeichnet“ sind, was letztlich in dynamisch angepassten Prozessen resultiert. Diese wird in den Prozessmodellen nicht berücksichtigt oder nur stark vereinfacht wiedergegeben¹²². Durch die in den Produkten vorliegende Komplexität kommt es ebenso zu zahlreichen Iterationsschritten, welche sequenzielle Abläufe nicht vorsehen. Eine Änderung der Randbedingungen oder eine veränderte Sicht auf das zu entwickelnde Produkt durch einen Wissenszuwachs während der Entwicklung wird in den oben genannten Prozessmodellen nicht berücksichtigt. Nach Albers (2011) ist „das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) ein Ansatz, der die oben genannten Aspekte in einem konsistenten Modell zusammenführt. Es handelt sich hier um ein Metamodell, d. h. es hat einen generischen Charakter und enthält alle Elemente, die notwendig sind, um für individuelle Problemstellungen angepasste Modelle daraus abzuleiten.“ Als Grundlage für dieses integrierte Produktentstehungs-Modell stehen die allgemeine Systemtheorie und die fünf zentralen Hypothesen der Produktentstehung nach Albers (2010)¹²³.

2.3.1 Zentrale Hypothesen der Produktentstehung

Einzigartigkeit von Produktentstehungsprozessen

Betrachtet man oben genannte Problematik bei der Entwicklung von Produkten unter sich dynamisch ändernden Randbedingungen, so liegt die Schlussfolgerung nahe, dass es sich bei jedem durchgeführten Prozess um einen neuartigen und somit einzigartigen Prozess handelt. Dies führt nach Albers (2010) zur ersten Hypothese der Produktentstehung: „Jeder Produktentstehungsprozess ist einzigartig und individuell.“ Lohmeyer (2013) stellt eine von Bender (2004) durchgeführte Studie vor, die dies durch eine Umfrage in der Industrie bestätigt. Es zeigt sich, dass die „meist geäußerte Kritik gegenüber entwicklungsmethodischer Vorgehens- und Prozessmodelle darin besteht, dass der Verlauf von Produktentstehungsprozessen als linear-sequentiell angenommen wird, obwohl diese im Allgemeinen einen stark iterativen Charakter aufweisen, der sich insbesondere durch eine fortlaufende Problem- und Zielklärung über den gesamten Prozessverlauf darstellt“¹²⁴.

¹²¹Ehrlenspiel (2007) nach Albers (2011)

¹²²Meboldt (2008) nach Albers (2011)

¹²³Albers (2010)

¹²⁴Bender (2004) nach Lohmeyer (2013)

System der Produktentstehung

„Auf den Grundlagen der Systemtheorie lässt sich eine Produktentstehung als die Überführung eines (anfangs vagen) Zielsystems in ein konkretes Objektsystem durch ein Handlungssystem beschreiben.“¹²⁵ Anstelle der klassischen Input-Output-Beschreibung des Prozesses wird durch eine dynamische Beziehung der Elemente Zielsystem und Objektsystem die „wechselseitige Entwicklung“ der Systeme und der hierbei entstehende iterative Charakter deutlich¹²⁶, vergleiche Abbildung 2.20.

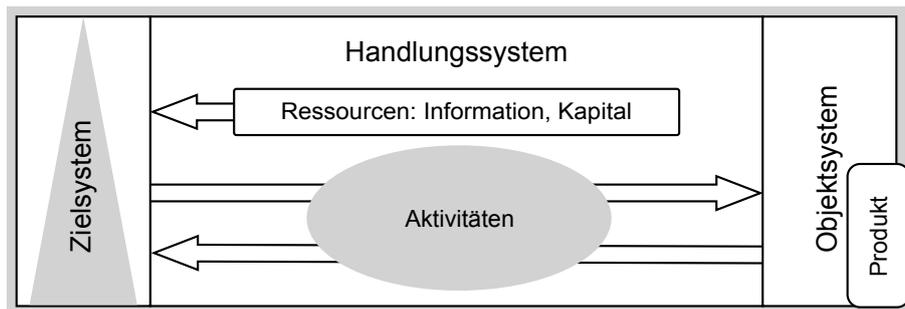


Abbildung 2.20 System der Produktentstehung¹²⁷

Albers (2011) beschreibt die Systeme wie folgt:

„Das Handlungssystem ist ein sozio-technisches System, das aus strukturierten Aktivitäten, Methoden und Prozessen aufgebaut ist. Es enthält weiterhin alle für die Realisierung einer Produktentstehung notwendigen Ressourcen (Entwickler, Budget, Ausstattung etc.). Das Handlungssystem erstellt sowohl das Ziel- als auch das Objektsystem, beide Systeme sind ausschließlich durch das Handlungssystem miteinander verbunden.

Das Zielsystem umfasst die mentale Vorstellung der geplanten Eigenschaften eines Produkts und alle dafür notwendigen Restriktionen, deren Abhängigkeiten und Randbedingungen. Die Ziele beschreiben dabei den gewünschten zukünftigen Zustand des Produkts (und seiner Komponenten) und dessen Kontext, nicht jedoch die Lösung als solche. Das Zielsystem wird im Verlauf des Produktentstehungsprozesses fortwährend erweitert und konkretisiert.

Das Objektsystem enthält alle Dokumente und Artefakte, die als Teillösungen während des Entstehungsprozesses anfallen. Es ist vollständig, sobald der geplante Zielzustand erreicht ist. Das eigentliche Produkt ist neben Zwischenprodukten (wie Projektplänen, Zeichnungen, Prototypen usw.) eines der Elemente des Objektsystems. Das Handlungssystem nimmt während des Produktentstehungsprozesses ständig Teile des Objektsystems auf und leitet daraus durch Schritte der Analyse und Validierung neue Ziele ab.“

¹²⁵Albers (2010)

¹²⁶Lohmeyer (2013)

¹²⁷nach Albers (2011)

Validierung

Die oben beschriebene wechselseitige Entwicklung des Objekt- und Zielsystems findet durch den Abgleich zwischen Sollzustand und Istzustand in der Aktivität der Validierung statt. Dieser Vorgang ist kontinuierlich und erweitert somit das Zielsystem fortlaufend. Nach Albers (2011) gilt: „die Validierung ist die zentrale Aktivität im Produktentstehungsprozess.“ Die vorliegende Arbeit legt einen Schwerpunkt auf diese Aktivität in der Produktentstehung. Somit wird der Stand der Forschung in Abschnitt 2.4 separat betrachtet.

Zielbeschreibung in der Problemlösung

Bei der Entwicklung eines Produktes ist der Weg über den der Sollzustand erreicht wird zunächst nicht klar oder vorgegeben. Das Ziel lässt sich bei der Produktentwicklung meist in der Umsetzung und Realisierung von Objekten (also Produkten) beschreiben. Somit ist für die Beschreibung dieser Ziele eine einheitliche Sprache notwendig. Nur mit dieser können die Ziele unmissverständlich beschrieben und zwischen den Projektbeteiligten klar kommuniziert werden¹²⁸. „Die Objekte, die in Produktentstehungsprozessen erstellt werden, müssen hinsichtlich der gewünschten Produktfunktionen, die Teil des Zielsystems sind, beschrieben werden, um die Ziele transparent zu halten.“¹²⁹

Beschreibung von Funktionen

„Ein System kann seine Funktion(en) nur in Wechselwirkung mit seiner Umgebung erfüllen – ein Bauteil allein hat keine Funktion!“¹³⁰. Die Sprache zur Beschreibung von Zielen, also den zu entwickelnden Objekten, liegt mit dem C&C²-A¹³¹ vor. Die Elemente hierbei sind die Wirkfläche WF, die Leitstützstruktur LSS und der Konnektor C. Aus exakt zwei Wirkflächen kann ein Wirkflächenpaar WFP gebildet werden. Diese sind „zeitweise, ganz oder teilweise in Kontakt und übertragen Energie, Stoff und Information“¹³⁰. Die Leitstützstrukturen sind hingegen im Volumen eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines elektrisch/magnetischen Feldes und verbinden entweder dauernd oder zeitweise genau zwei Wirkflächenpaare. Die Summe mehrerer LSS in einem Volumen wird als Tragstruktur bezeichnet¹³⁰.

Der Konnektor beschreibt alle Einflussgrößen, Parameter, Randbedingungen und deren Vernetzung für die an der Systemgrenze vorhandenen Wirkflächen. Die Wirkfläche außerhalb der Systemgrenze ist Teil des Konnektormodells, da sie schon ein Teil der Umgebung darstellt. Dies lässt sich am Beispiel des Fahrzeugs auf der Straße

¹²⁸Albers (2010)

¹²⁹Albers (2011)

¹³⁰Albers u. Sadowski (2013)

¹³¹Die Bezeichnung leitet sich aus der englischen Übersetzung der Elemente Wirkfläche - Contact, Leitstützstruktur - Channel, Konnektor - Connector und Ansatz - Approach ab.

anschaulich erklären (die Systemgrenze verläuft hierbei durch das WFP des Reifen-Fahrbahnkontaktes). Die Wirkfläche der Fahrbahn ist in diesem Beispiel Teil der Umgebung, da die Beschreibung ihrer Eigenschaften im Konnektormodell enthalten ist¹³⁰.

All die genannten Elemente bilden für einen bestimmten Zeitpunkt der Funktionserfüllung ein Wirknetz, welches den In- und Output in Form von Energie, Stoff oder Informationen speichert, wandelt oder weiterleitet¹³². Die Summe aller vorhandenen Wirknetze wird als Wirstruktur bezeichnet. Eine vollständig beschriebene Funktion zeigt somit Abbildung 2.21.

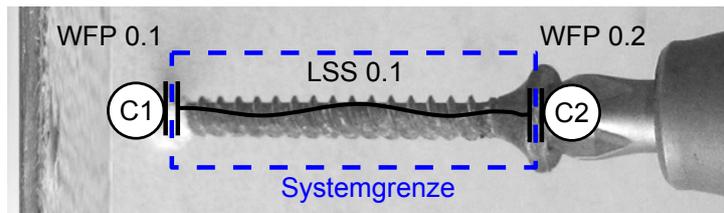


Abbildung 2.21 Eine Funktion¹³³

Brezger (2013) überträgt den Ansatz auf inkompressible Fluide in laminarer Strömung, indem er die aus der Strömungsmechanik bekannten Kontrollvolumina mit WFP und LSS beschreibt. Die Konnektoren geben hierbei die Eigenschaften der angrenzenden Wirkflächen vor und beinhalten somit die vollständigen strömungsmechanischen Randbedingungen¹³⁴. Eine erste Anwendung der Erweiterung des C&C²-A zeigt er mit der Analyse der „relevanten Wirkmechanismen“ eines nasslaufenden Kupplungssystems. Die vorliegende Arbeit entstand parallel zu Brezger (2013). Eine direkte Anwendung seiner Ansätze auf das hier betrachtete System ist direkt noch nicht möglich, da es sich beim QÖD um System handelt, in dem die Fluidträgheit und die Kompressibilität des Fluids einen großen Einfluss auf das Gesamtsystemverhalten haben.

2.3.2 Begriffe und Elemente des iPeM

Das integrierte Produktentstehungs-Modell (iPeM) ist als ein Metamodell zu verstehen, das die allgemeine Beschreibung von Elementen und deren Beziehung zueinander enthält. Somit stellt es nach Albers (2011) die Sprache zur Verfügung, „aus der immer wieder neue Sätze“, also spezifische Modelle gebildet werden können. Abbildung 2.22 zeigt die grafische Darstellung des iPeM mit Ziel-, Handlungs- und Objektsystem. „Das Handlungssystem wird durch die Aktivitäten der Produktentstehung und der Problemlösung gebildet. Das Metamodell enthält weiterhin ein System von Ressourcen und eine grafische Darstellung des zeitlichen Bezugs der Aktivitäten - damit können Phasenmodelle erstellt werden.“¹³⁵

¹³²Albers u. Sadowski (2013)

¹³³in Anlehnung an Albers u. Sadowski (2013)

¹³⁴Brezger (2013)

¹³⁵Albers (2011)

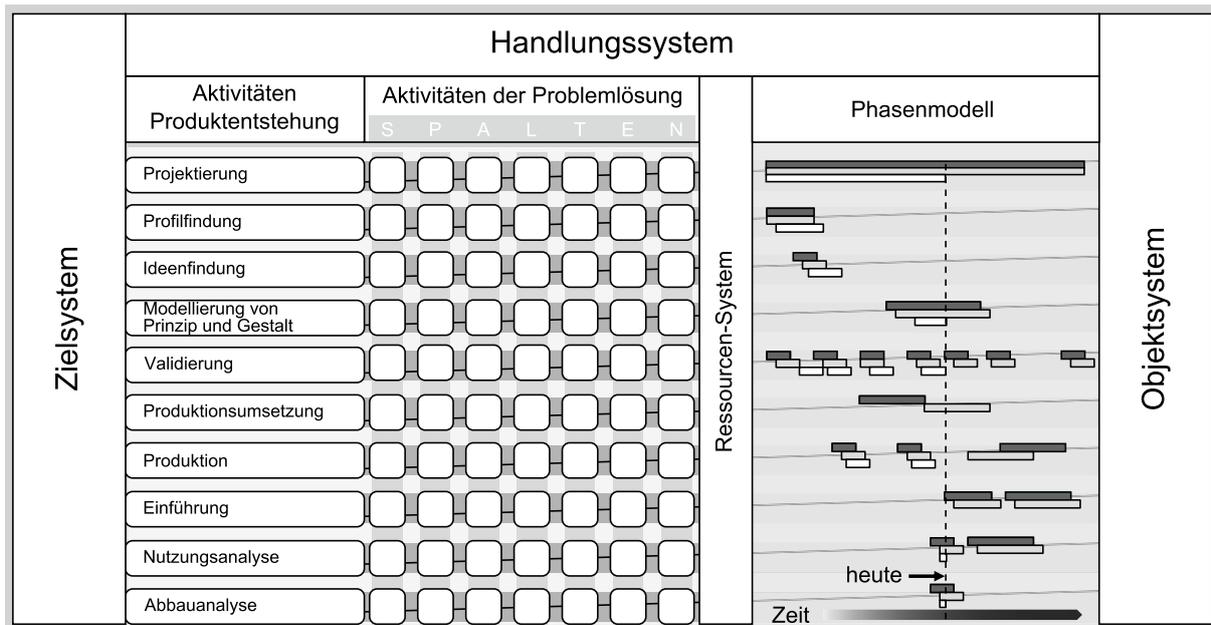


Abbildung 2.22 Das integrierte Produktentstehungs-Modell¹³⁶

Aktivitäten der Produktentstehung

Die Aktivitäten der Produktentstehung orientieren sich an den Phasen, wie sie aus den klassischen Lebenszyklus-Modellen bekannt sind. Im Unterschied zu sequentiellen Abläufen sind diese Aktivitäten aber nicht chronologisch abzuarbeiten, sondern verstehen sich vielmehr als Tätigkeitsbenennungen, die für die Entwicklung eines Produktes relevant sind. Auf einem Zeitstrahl aufgetragen ergeben sich abhängig von den zu entwickelnden Produkten individuelle Anordnungen¹³⁷, siehe auch in Abschnitt Phasenmodell.

Problemlösungsprozess SPALTEN

Als Aktivitäten der Problemlösung werden die Aktivitäten bezeichnet, die „die Transformation von Zielsystemelementen in Objektsystemelemente“ ausführen. Hierbei wird SPALTEN als Problemlösungsprozess eingeführt, welcher die Aktivitäten der Problemlösung in eine bestimmte Struktur und eine vorgeschlagenen Reihenfolge stellt. Als Akronym steht SPALTEN für die einzelnen Prozessschritte Situationsanalyse, Problemeingrenzung, Alternative Lösungssuche, Lösungsauswahl, Tragweitenanalyse, Entscheiden und Umsetzen sowie Nachbereiten und Lernen. „Grundsätzlich wird die Informationsmenge während eines SPALTEN-Zyklus immer wieder systematisch ausgeweitet und wieder verdichtet [. . .]. Ausgehend von der Definition eines geeigneten Problemlösungsteams werden zunächst in der Situationsanalyse Informationen zum zu lösenden Problem gesammelt. Diese werden im nächsten Schritt, der Problemein-

¹³⁶nach Albers (2011)

¹³⁷Albers (2011)

grenzung, wieder verdichtet, mit dem Ziel, den Fokus auf das Wesentliche zu lenken. Zwischen diesen beiden wie auch allen übrigen Schritten findet ein Informationscheck (Wurde alles beachtet?) und die Überprüfung des Problemlösungsteams statt [. . .]. Weitere Elemente im SPALTEN-Zyklus sind die Tragweitenanalyse (systematische Frage nach Chancen und Risiken mit der Definition entsprechender Maßnahmen) und das Nachbereiten und Lernen, wo Prozesswissen für zukünftige Problemlösungszyklen festgehalten und aufbereitet wird.¹³⁸ Es handelt sich um ein iteratives Vorgehen, in dem in einigen Fällen (abhängig von der Problemstellung) nicht alle Schritte ausgeführt werden müssen und auch Sprünge zwischen den Schritten möglich sind. Die Fraktalität des Vorgehens wird deutlich, wenn zum Beispiel für die Tragweitenanalyse der einen Problemlösung ein weiterer Prozess nach SPALTEN eingeführt wird.

Das Systemtriple aus Ziel-, Objekt- und Handlungssystem

Das oben bereits beschriebene Triple aus Ziel-, Objekt- und Handlungssystem (ZHO)¹³⁹ beschreibt die wechselseitige Entwicklung der Systeme. Betrachtet man nach Albers (2011) „einen Produktentstehungsprozess entlang der Aktivitätenmatrix des iPeM genauer, wird deutlich, dass während jeder Aktivität kontinuierlich Teilziele aus dem Zielsystem aufgegriffen und bearbeitet werden. Während dieser Bearbeitung entstehen fortwährend Objekte, die als Gestalt- oder Erkenntnisobjekte das Objektsystem erweitern. Im Handlungssystem werden diese Objekte - beispielsweise Simulationsmodelle - analysiert und bewertet, was zu neuen Teilzielen - etwa einer Optimierung - führt. Zoomt man eine Detaillierungsstufe tiefer in das System Produktentstehung, so lassen sich diese Informationsflüsse entlang des Problemlösungszyklus SPALTEN modellieren. In jeder Aktivität der (technischen) Problemlösung können Elemente aus dem Zielsystem entnommen oder dorthin zurückgeführt werden. Ebenso kann das Handlungssystem in jedem Problemlösungsschritt Elemente aus dem Objektsystem entnehmen oder (neue) Elemente dort abspeichern.“¹⁴⁰

Lohmeyer (2013) erweitert dieses Modell zu einem „menschzentrierten Erklärungsmodell, das den Entwickler als denkenden und handelnden Menschen im Mittelpunkt eines [. . .] Produktentstehungsprozesses beschreibt.“ Dieses so erweiterte Modell zeigt, wie der Entwickler, basierend auf seinem Wissen und Vorstellungsvermögen, in iterativen Schritten weiteres Wissen generiert und somit die Entwicklung kontinuierlich erweitert. Der Ingenieur selbst wird zum Handlungssystem und definiert einen „individuellen Lösungsraum [. . .], in welchem er dann Lösungen zunächst in Form mentaler Modelle vorausdenkt und diese dann als virtuelle oder physische Objekte umsetzt.“

¹³⁸Albers (2011)

¹³⁹Ropohl (2009)

¹⁴⁰Albers (2011)

Dies bildet die Entwicklung als iterativen Prozess ab und verdeutlicht die wechselseitige Abhängigkeit von Ziel- und Objektsystem¹⁴¹.

Ressourcen

Das Ressourcensystem beinhaltet die Ressourcen, die den Tätigkeiten des Handlungssystems zugewiesen werden. Es beinhaltet die in der Entwicklung beteiligten Mitarbeitern, das Kapital, Informationen und sonstige Arbeitsmittel¹⁴².

Phasenmodell

Der zeitliche Ablauf eines Produktentstehungsprozesses wird im Phasenmodell abgebildet und kann der Darstellung eines Gantt-Charts ähneln. Abbildung 2.23 zeigt exemplarisch ein Phasenmodell bestehend aus der Recherchephase, Profilphase, Ideenphase, Konzeptphase und Prototypenphase. Es wird deutlich, dass verschiedene Aktivitäten zu unterschiedlichen Zeitpunkten und parallel stattfinden. Insbesondere bei der Validierung zeigt dies den iterativen Charakter der Entstehung des neuen Produkts.

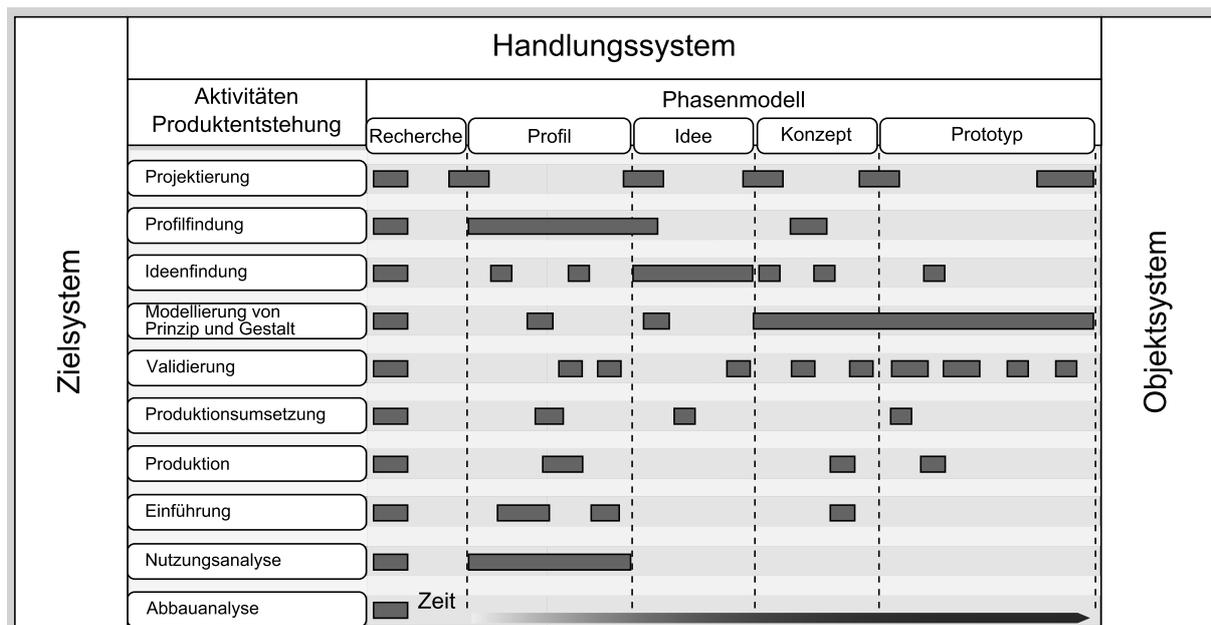


Abbildung 2.23 Prozess mit Phasenmodell der Aktivitäten im iPeM¹⁴³

Wissen im Produktentstehungsprozess

Durch die Aktivitäten im Handlungssystem wird Wissen aufgebaut. Nach Albers (2011) ist dies „zum einen explizites Wissen in Dokumenten und Modellen (Erkenntnisobjekte).

¹⁴¹Lohmeyer (2013)

¹⁴²Albers (2011)

¹⁴³nach Albers (2011)

Zum anderen entsteht implizites Wissen während Prozessen, also Erfahrungswissen und Know-how, welches über die Aktivitäten und Phasen aufgebaut wird, ohne explizit gemacht zu werden.“ Das explizit gemachte Wissen in Form von Dokumentationen über Entscheidungen oder anderer Informationen kann im Zielsystem abgelegt werden und erweitert dieses¹⁴⁴.

Referenzmodelle

Das iPeM ist als Metamodell die Basis für die Bildung spezifischer Prozessmodelle. Wird ein Produkt entwickelt und der Prozess dokumentiert ergibt sich daraus ein Anwendungsmodell, welches den Prozess unter genau den Randbedingungen und zeitlichen Abläufen zeigt, wie er auch stattgefunden hat¹⁴⁵. Dieses Anwendungsmodell kann in ein Referenzmodell überführt werden und stellt somit Bausteine für zukünftige Implementierungsmodelle als eine Art „angepasster Projektplan“ zur Verfügung. Somit werden wiederkehrende sich ähnelnde Projekte in Prozessmustern beschreibbar gemacht, was zu einer schnelleren Umsetzung und Planung der Entwicklung führt¹⁴⁶.

2.4 Validierung

Wie Düser (2010) zusammenfasst, beschreibt nach VDI (2004) die Verifizierung „den formalen Abgleich von Systemeigenschaften mit Systemanforderungen, d.h. Verifizierung stellt den Prozess dar, der beurteilt, ob ein System richtig entwickelt wurde. Validierung hingegen beschreibt den Prozess, der überprüft, ob das richtige System entwickelt wurde, d.h. ob es den Kundenerwartungen entspricht. Dafür müssen die Kundenwünsche und Anforderungen im Zielsystem explizit beschrieben werden.“¹⁴⁷ Verifizierung kann als Teil der Validierung betrachtet werden. Wie bereits oben eingeführt ist die Validierung die zentrale Aktivität in der Produktentstehung. Aufgrund der steigenden Komplexität der Produkte müssen auch die Validierungsmethoden und die Prozesse, in die diese eingebettet sind, kontinuierlich angepasst werden.

2.4.1 Validierung im iPeM

Stellt man Ziel-, Handlungs- und Objektsystem gleichzeitig mit den wesentlichen Tätigkeiten im Handlungssystem dar, so ergibt sich die Darstellung wie in Abbildung 2.24. Diese zeigt den Zusammenhang zwischen den Systemen und es wird deutlich, dass die Validierung die Entwicklung kontinuierlich begleitet, sie stellt keinen losgelösten

¹⁴⁴Albers (2011)

¹⁴⁵Meboldt (2008) nach Albers (2011)

¹⁴⁶Albers (2011)

¹⁴⁷VDI (2004) nach Düser (2010)

Prozess dar¹⁴⁸. In den entwickelnden Aktivitäten werden Eigenschaften und Merkmale des Produkts festgelegt und das Produkt realisiert. Die validierenden Tätigkeiten dienen zur Überprüfung der Ziele sowie der Produkteigenschaften und -merkmale. Zentral sind dabei die Tätigkeiten in der Aktivität Modellierung von Prinzip und Gestalt und die validierenden und somit wissensbereichernden Handlungen. Ebenso wird deutlich, dass der Kunde mit seinen formulierten Zielen in diesen Aktivitäten stets als Basis gesehen werden muss. So identifiziert, definiert und erweitert er zum einen die Ziele der Entwicklung, ist aber zum anderen auch wichtigste Instanz bei der Feststellung der Validität des Produktes.

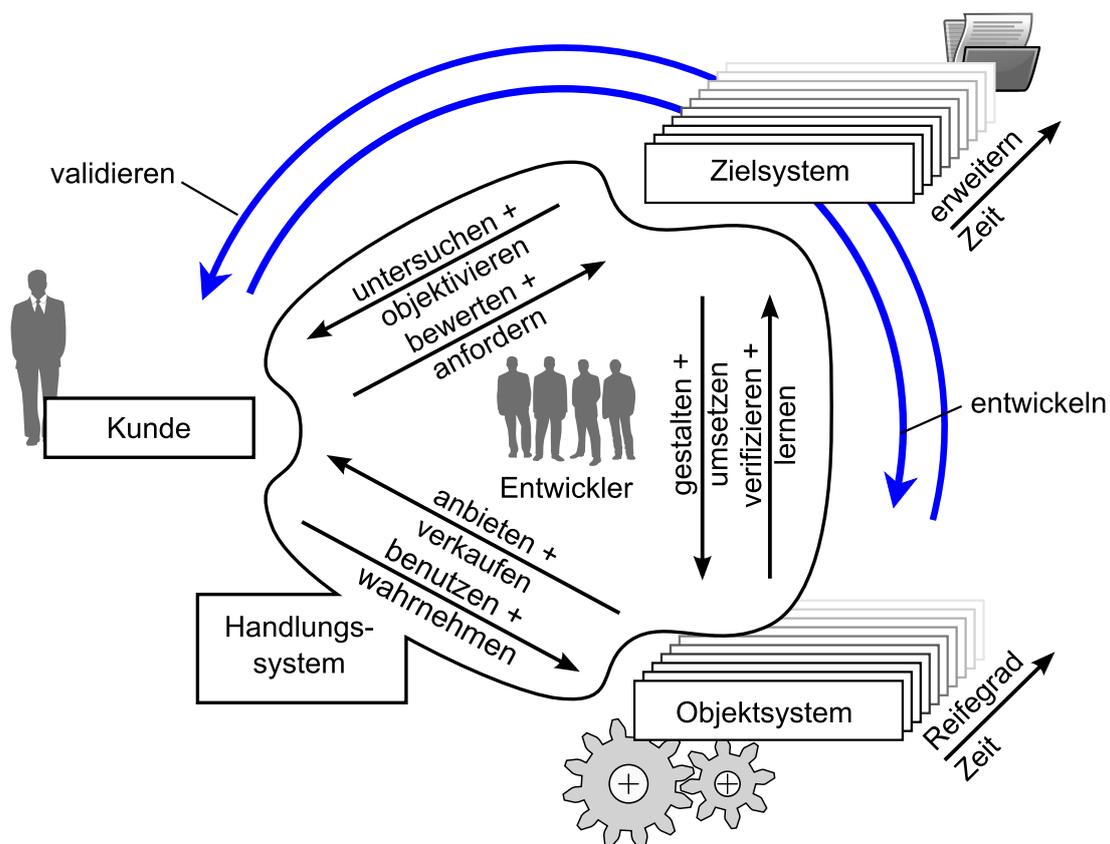


Abbildung 2.24 Schema der Produktentstehung¹⁴⁹

Insbesondere bei den entwickelnden Tätigkeiten wird der Ingenieur heutzutage durch zahlreiche Werkzeuge sehr gut unterstützt^{150,151}. So sind CAD- und PLM-Systeme sowie Softwarepakete zur analytischen oder numerischen Berechnung zu sämtlichen im Ingenieursalltag auftretenden Fragen unter dem Oberbegriff CAE kommerziell verfügbar. Ebenso bieten diese Produkte eine gute Unterstützung bei der rein virtuellen Validierung des zu entwickelnden Produktes. Setzt man allerdings ausschließlich virtuelle Validierungsmethoden ein, so steigt der Aufwand bei der Validierung gegen Ende

¹⁴⁸Albers u. a. (2011a)

¹⁴⁹nach Geier, Jäger u. a. (2012b)

¹⁵⁰Karniel u. Reich (2011)

¹⁵¹Spath (2011)

der Entwicklung erheblich. Somit ist eine sinnvolle Abstimmung zwischen virtuellen und physischen Tests notwendig, da nur dies zu einer effektiven Produktentwicklung führt. Eine in der Produktentwicklung durchgängige und integrierte Betrachtung der Validierung ist somit anzustreben¹⁵².

2.4.2 X-in-the-Loop (XiL)

Eine Methodik diese Durchgängigkeit zu erreichen, liegt mit dem X-in-the-Loop-Framework (XiL) vor. Hierbei kann das XiL in Anlehnung an bekannte Hardware-in-the-Loop-Ansätze eine Absicherung von Produkteigenschaften über weite Strecken der Entwicklung sicherstellen, ohne dabei einen Gesamtsystemprototypen zu benötigen¹⁵³. Nach Düser (2010) handelt es sich hierbei um „eine offene, flexible und erweiterbare Architektur basierend auf etablierten Werkzeugen und Methoden sowie eine Unterstützung zur Spezifikation und Konfiguration zur effizienten Integration in den Produktentstehungsprozess“. Das X-in-the-loop-Framework betrachtet die Validierung als Aktivität auf mehreren Ebenen, die abhängig vom jeweiligen System gebildet werden. Das X steht jeweils für das zu untersuchende System, das *System under Development* (SUD)^{154,155}. Unabhängig auf welcher Abstraktionsebene ein System validiert wird ist die ständige Einbeziehung der Umgebung und des Benutzers des Systems wichtiger Bestandteil des XiL. Dies lässt sich bei der Validierung von Personenkraftwagen besonders anschaulich zeigen, da hier der Fahrer stets in Interaktion mit dem System steht und es viele verschiedene Fahrstrecken, Fahrstile, Wetterbedingungen uvm. gibt. Beispielhaft ist es bei der Getriebeentwicklung erforderlich zum einen das etwaig gefahrene Manöver aber zum anderen auch die mögliche auditive Wahrnehmung von Getriebegeräuschen des Fahrers zu berücksichtigen. Unterschieden wird zwischen Open- und Closed-Loop Manövern, wobei beim letzteren die Aktionen geregelt ausgeführt werden und es somit zu einer Berücksichtigung der Rückmeldung vom Fahrzeug und/oder der Umwelt kommt. Zahlreiche Projekte des IPEK und insbesondere die hierbei entwickelten virtuellen und physischen Modelle bestätigen die Vorgehensweise und zeigen das grundsätzliche Verständnis der physisch/virtuell gekoppelten integrierten Validierung mittels des XiL-Frameworks^{156,157,158}. Alternativ sind Ansätze wie der 3F-Parameterraum verfügbar. Hierbei werden die Module Fahrer, Fahrzeug und Fahrumgebung als Gesamtsystem zur Grundlage der Ermittlung von Anforderungen an die Fahrzeugentwicklung betrachtet¹⁵⁹.

¹⁵²Albers u. Düser (2009)

¹⁵³Düser (2010)

¹⁵⁴Albers u. a. (2010b)

¹⁵⁵Albers u. a. (2011a)

¹⁵⁶Stier u. Albers (2010)

¹⁵⁷Albers u. Stier (2011)

¹⁵⁸Stier u. a. (2013)

¹⁵⁹Küçükay u. a. (2011)

2.4.3 Top-Down Validierung

Um in einem großen Team dezentral an der Gestaltmodellierung eines Produktes zu arbeiten, etablieren sich im betrieblichen Umfeld zusehends PLM-Systeme mit direkter Kopplung zu CAD- und Berechnungsprogrammen. Zur Strukturierung der CAD-Baugruppen unter Berücksichtigung der funktionalen Aspekte des Produktes sowie der Aufbauorganisation des Unternehmens ist der Top-Down-Ansatz weit verbreitet und wird in der CAD-Ausbildung auch so vermittelt¹⁶⁰. Die zahlreichen Vorteile dieser Baugruppen-Topologie, wie zum Beispiel das abstrakte Abbilden der Konstruktionsabsicht oder die erleichterte Kommunikation beim parallelen Arbeiten an den einzelnen Baugruppenmodulen, lassen sich auch auf Validierungsaktivitäten übertragen¹⁶¹.

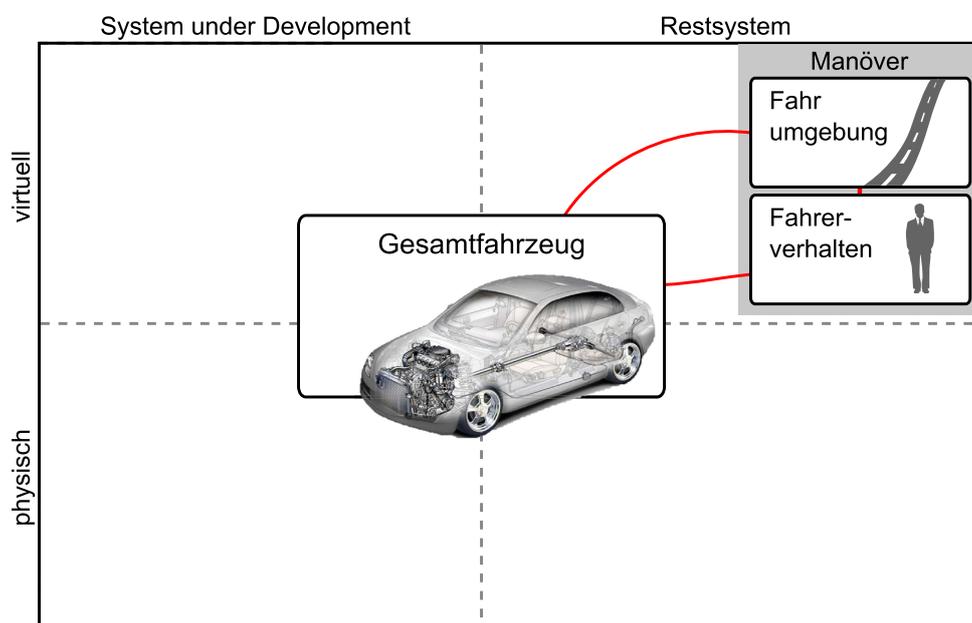


Abbildung 2.25 Gesamtfahrzeug-in-the-Loop¹⁶²

Der Ansatz hierbei ist die etablierten Techniken des Simultaneous Engineering und des Concurrent Engineering auf die Aktivität der Validierung auszuweiten, um auch dort ein Frontloading¹⁶³ zu erreichen. Am Beispiel der Entwicklung und Validierung eines Fahrzeuggetriebes wird dieses Vorgehen deutlich. Basierend auf dem oben formulierten Anspruch soll das Getriebe unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit dem Fahrer, der Umgebung und dem restlichen Fahrzeug untersucht werden. Der erste Schritt ist somit die Definition des *System under Development* und die Festlegung der für den speziellen Untersuchungszweck notwendigen Restsystemeigenschaften. Im Anschluss daran findet eine Aufteilung des Systems in Teilsysteme statt, die entweder

¹⁶⁰Geier, Jäger u. a. (2012a)

¹⁶¹Albers u. a. (2013)

¹⁶²nach Albers u. a. (2013)

¹⁶³Frontloading meint die Verlagerung von wichtigen Entscheidungen in die ersten Phasen der Produktentwicklung.

physisch oder virtuell abgebildet werden, ohne dabei den eingeführten Regelkreis (Loop) zu verlieren, vergleiche Abbildung 2.25 zu Abbildung 2.26.

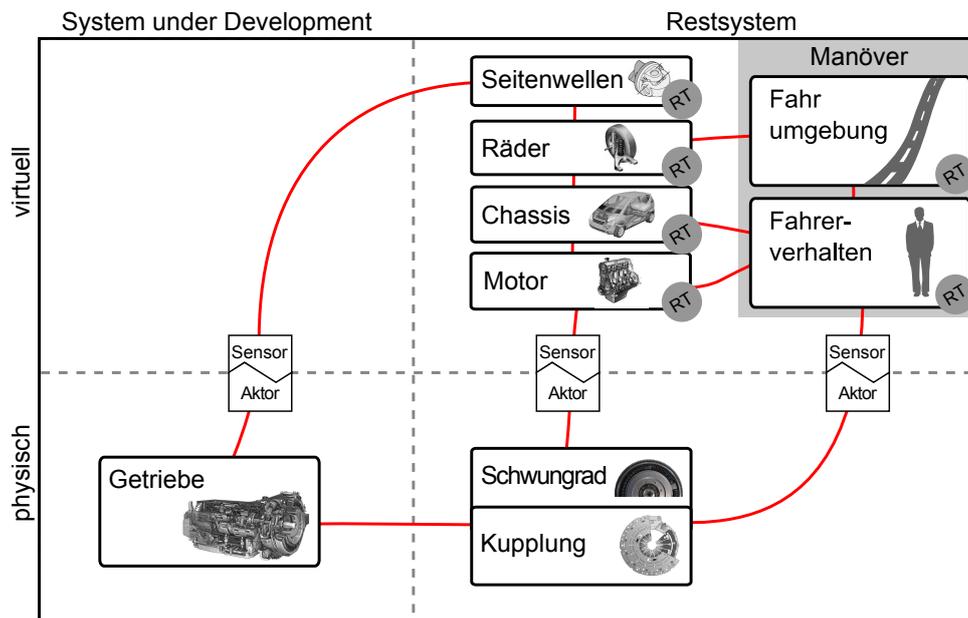


Abbildung 2.26 XIL-Systemaufteilung¹⁶⁴

Betrachtet man in Abbildung 2.26 die Aufteilung der Systeme, dann wird deutlich, wie das physische *System under Development* (SUD) in die Prüfumgebung eingebunden ist. Neben der Anbindung an physische Triebstrang-Komponenten wie das Schwungrad und die Kupplung ist es über einen Aktor mit virtuellen Restsystemen verbunden. Virtuell werden das Verhalten des nicht physisch vorhandenen Fahrzeugrests und der Einfluss der Umgebung und des Fahrers in Echtzeit¹⁶⁵ abgebildet. Auf Basis dieser Systemaufteilung und anschließender Implementierung und Umsetzung wird ersichtlich, dass eine dem jeweiligen Stand der Entwicklung angepasste Prüfumgebung geschaffen werden kann. Hierfür sind allerdings ebenso angepasste und zweckmäßige Modelle notwendig^{166,167}. Der Modellzweck und der somit notwendige bzw. vorliegende Inhalt ändern sich im Laufe der Entwicklungs- und Validierungsarbeit kontinuierlich. Dies erlaubt eine Darstellung über der Produktreife und der Detailtreue der Modelle wie in Abbildung 2.27 gezeigt. Die Kombination von unterschiedlichen Modellentwicklungsständen und -inhalten und die stetige Weiterentwicklung der Prüfumgebung kann folglich gesteuert und visualisiert werden. So kann, wie Abbildung 2.27 zu sehen, ein nahezu fertig entwickeltes physisch vorliegendes Getriebe mit dem generischen virtuellen Modell des Chassis gekoppelt werden, falls der aktuelle Untersuchungszweck dies vorsieht und eine detaillierte Abbildung des Chassis für das betrachtete Phänomen nicht erforderlich ist.

¹⁶⁴nach Albers u. a. (2013)

¹⁶⁵engl. Realtime (RT)

¹⁶⁶Albers u. a. (2010b)

¹⁶⁷Stier u. a. (2009)

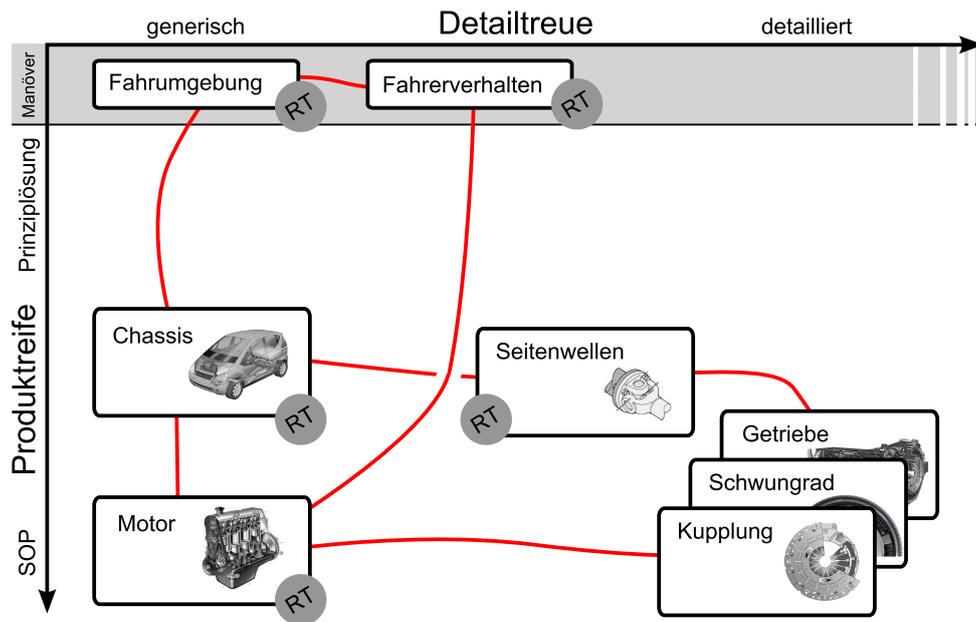


Abbildung 2.27 Getriebe-in-the-Loop¹⁶⁸

¹⁶⁸nach Albers u. a. (2013)

3 Motivation und Ziele der Arbeit

3.1 Motivation

Der Quetschöldämpfer (QÖD) ist bereits seit einigen Dekaden Gegenstand intensiver Forschung. Dennoch ist es nicht möglich, das Verhalten des QÖD zuverlässig über den gesamten Betriebsbereich vorherzusagen. Die Auswirkung der Veränderung einzelner Konstruktionsparameter kann nur mit großem Aufwand virtuell modellbasiert abgebildet werden (vgl. Abschnitt 2.2.5). Daher beruht die Gestaltung der äußeren Lagerdämpfung mittels QÖD stets auf der Erfahrung, welche aus der Entwicklung vorangegangener Lösungen gewonnen wurde. Diese Erfahrung beinhaltet das Wissen des Ingenieurs und der Firma über das zu entwickelnde Produkt (hier dem QÖD, dem Rotor, der Prüfumgebungen etc.) aber auch die Methoden und Prozesse, die notwendig sind, um ein neues oder ähnliches Produkt zu entwickeln. Insbesondere die Aktivität der Validierung des Produktes und der zu seiner Entwicklung notwendigen virtuellen und physischen Modelle ist eine der zentralen Aktivitäten in der modernen Produktentwicklung (vgl. Abschnitt 2.3.1 und Abschnitt 2.4). Sie wird aufgrund mangelnden Verständnisses und der fehlenden anwendbaren Methoden oft als von der Entwicklung losgelöster Prozess verstanden. Dies zeigt sich insbesondere in den in Abschnitt 2.3 aufgeführten sequentiellen Entwicklungsabläufen.

3.2 Zielsetzung

Basierend auf der oben formulierten Motivation ergeben sich die Ziele der Arbeit wie folgt:

1. Generierung einer Untersuchungsmethode für QÖD zur Bestimmung der Funktion und der Wirkung der seitlichen Dichtungen basierend auf den oben eingeführten Methoden und Prozessmodellen der Produktentstehung.
2. Untersuchung des Prozesses der Methodengenerierung auf Basis der Zielformulierung mittels C&C²-A und einer XiL-Systemaufteilung.
3. Betrachtung der validierenden Aktivitäten und Ableitung eines Referenzprozessmodells, das insbesondere eine frühe und durchgängige Validierung erlaubt.
4. Ableitung von Modellen zur detaillierten Beschreibung des QÖD-Verhaltens, insbesondere hinsichtlich der Dichtungswirkung und dem Ölverbrauch.

Für die Untersuchung eines QÖD soll eine neuartige physisch/virtuell gekoppelte Untersuchungsmethode entwickelt werden, die es erlaubt, den Dämpfer in einem physisch oder virtuell simulierten Restsystem zu betrachten. Es soll durch eine ganzheitliche Betrachtung des QÖD, des ihn umgebenden Systems sowie dem QÖD-Teilsystem der Kolbenringe eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Anwendung des QÖD sichergestellt werden. Dies soll mittels der Anwendung der im Stand der Forschung vorgestellten Methoden und Prozessmodelle gewährleistet werden. Insbesondere die Systembeschreibung mittels C&C²-A, die Systemaufteilung im XiL-Framework und Prozessmodellierung im integrierten Produktentstehungsmodell (iPeM) sollen hierbei durchgängig zur Anwendung gebracht werden um, Potentiale der so gezeigten Vorgehensweise herauszuarbeiten.

Die aus der Anwendung dieser Methoden und Prozesse gewonnen Erkenntnisse sollen helfen, deren Anwendbarkeit gezielt zu untersuchen und Vorschläge für Verbesserungen oder Erweiterungen auszuarbeiten. Hierfür spielt die Generierung der Methode und der zugrundeliegende Prozess eine herausragende Rolle. Insbesondere soll gezeigt werden, wie der Entwickler in seinen wiederkehrenden validierenden Tätigkeiten unterstützt werden kann. Durch die Überführung der Vorgehensweise bei der Methodenentwicklung in einen Vorschlag eines Referenzprozessmodells soll der Prozess für zukünftige Entwicklungs- und Validierungsaufgaben generalisiert werden. Somit steht er für die Anwendung in weiteren Entwicklungsaufgaben zur Verfügung.

Die Funktion und Wirkung der Kolbenringe als seitliche Dichtungen im Dämpfer sollen modellbasiert beschrieben werden. Dies hat das Ziel, die Wirkmechanismen der Ölhaltung und somit den auftretenden Volumenstrom besser berechnen zu können. Es soll folglich möglich werden eine Vorhersage über das Verhalten des mit Kolbenringen abgedichteten QÖD machen zu können.

4 System- und Prozessanalyse

In den folgenden Abschnitten werden zum Erreichen der oben genannten Ziele das Beispielsystem und die zugrundeliegenden Prozesse eingeführt. Neben der detaillierten System- und Funktionsbetrachtung werden auch die Entwicklungsprozesse eingeführt und deren Zusammenhänge beleuchtet. Ein Schwerpunkt liegt hierbei auf der Validierung, welche im vorliegenden Fall in mehreren parallel laufenden Produktentwicklungsprozessen stattfindet. Somit bildet sie eine der zentralen Schnittstellen zwischen diesen Prozessen.

Die hier vorgestellte Analyse versteht sich somit als Aktivität der Projektierung, welche durch die Festlegung der Projektorganisation (beim Kunden und Auftragnehmer), der Projektinhalte, der Bildung des initialen Zielsystems und der Erfassung der Randbedingungen in einer Situationsanalyse gekennzeichnet ist. Darüber hinaus ist sie Teil der Profil- und Ideenfindung sowie ein wichtiger Bestandteil in der Formulierung der Ziele der angestrebten Methodenentwicklung.

4.1 Beispielsystem - Überblick

Zentrales System ist der oben vorgestellte QÖD, wie ihn Abbildung 2.4 (Seite 9) zeigt. Er ist Teil des Rotor/Rotorlagerungs-Systems und erfüllt die in Abbildung 4.1 dargestellten Funktionen. Als Subsystem beinhaltet er Kolbenringe, welche mit ihrer Wirkung die Funktion der anderen Systeme beeinflussen.

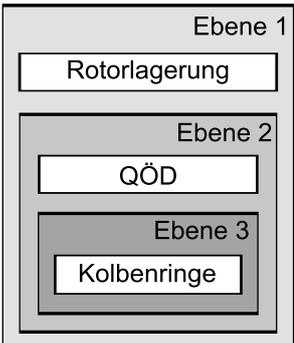
System	Funktion
	
Ebene 1 Rotorlagerung	Kräfte leiten, Freiheitsgrade ermöglichen
Ebene 2 QÖD	Dämpfung/Steifigkeit einbringen, Resonanzüberhöhung reduzieren, kritische Drehzahl verschieben
Ebene 3 Kolbenringe	Dämpfung einstellen, Ölfluss begrenzen Lufteinsaugen vermeiden

Abbildung 4.1 Systemübersicht

Der übergeordnete Prozess (Ebene 1) findet beim Anwender des QÖD statt. Das Verhalten des Dämpfers ist bei der Auslegung des Rotor/Rotorlagerungs-Systems von hoher Bedeutung und somit Teil des Handlungssystems des Triebwerksherstellers. Im Rahmen der Produktentwicklung - mit dem Triebwerk als Objektsystem - muss er über genaue Kenntnis des QÖD-Verhaltens verfügen um den Wünschen und Forderungen seines Kunden nachgehen zu können. Dieser Kunde ist beispielsweise ein Flugzeughersteller, der eine Reduzierung der Vibrationen in der Kabine fordert, um für den Fluggast komfortablere und leisere Flugzeuge anbieten zu können. Somit ergeben sich in der Produktentwicklung beim Triebwerkshersteller in der Validierung immer wieder Fragen, die den QÖD betreffen. Gibt der Hersteller die Beantwortung dieser Fragen intern oder extern in Auftrag, ergeben sich weitere Prozessebenen, die im Verlauf dieser System- und Prozessanalyse dargestellt werden. Ein interner Auftragnehmer könnte eine Fachabteilung mit Expertenwissen auf dem Gebiet oder auch eine Versuchsabteilung sein. Externe Auftragnehmer könnten Firmen mit entsprechenden Erfahrungen oder auch Forschungsstellen sein. Dieser Arbeit liegt ein solcher Auftrag zu Grunde, der Autor versteht sich somit als Auftragnehmer, der die beim Triebwerkshersteller entstehenden Validierungsfragen aufgreift und eine Methode zu deren Beantwortung entwickelt. Das resultierende initiale Zielsystem dieser Methodenentwicklung ist am Ende dieser System- und Prozessanalyse dargestellt.

4.2 System Rotor/Rotorlagerung

Als System wird hier exemplarisch der in Abschnitt 2.1 eingeführte Rotor mit zusätzlicher äußerer Lagerdämpfung zugrundegelegt. Reale Rotorsysteme weisen einen um ein Vielfaches höheren Komplexitätsgrad auf¹⁶⁹. Dieser wird hier aus Gründen der Anschaulichkeit nicht betrachtet, eine detaillierte Systemanalyse ist somit nicht notwendig. Die Zusammenhänge zwischen äußerer Lagerdämpfung und der Stabilität des Systems sind in Abschnitt 2.1 ausreichend detailliert dargestellt.

Wie eingangs erläutert resultieren die Ziele der zu entwickelnden QÖD-Untersuchungsmethode aus den Validierungsfragen, die der Triebwerkshersteller während seiner Produktentwicklung stellt. Um exakte rotordynamische Berechnungen zu ermöglichen ist eine angepasste zweckmäßige Modellbildung des QÖD notwendig. So ergeben sich neben der Rotordynamik an sich Fragen, die den Ölhaushalt - also den Ölbedarf, die Volumenströme, Drücke etc. - betreffen. Motiviert sind diese Fragen aus den veränderten Randbedingungen aus dem Markt (wie etwa eine geforderte Minimierung der Vibrationen am Flugzeugrumpf), des Kunden und dem eigenen Anspruch der Triebwerksentwickler, möglichst viel Wissen über das System aufzubauen, um zu zuverlässigen Berechnungsgrundlagen und -richtlinien zu gelangen.

¹⁶⁹Rienäcker u. Diepolder (2010)

Abbildung 4.2 zeigt das Schema der Produktentstehung für den beschriebenen Validierungsfall. Hier sind die formulierten Ziele des Kunden sowie die während der Produktentwicklung entstehenden Fragen (und Antworten) im Zielsystem enthalten. Das Objektsystem ist das Triebwerk, die genannten Rotor/Rotorlagerungs- und QÖD-Modelle sind unter anderem Teil des Handlungssystems. Den validierenden Aktivitäten auf dieser Ebene können folgende Fragen zugeordnet werden. Diese sind zur Verdeutlichung sehr plakativ formuliert und werden, sofern sie für spätere Betrachtungen relevant sind, weiter ausgearbeitet.

- Ist das verwendete QÖD-Modell dem jeweiligen Modellzweck angemessen?
- Werden die richtigen QÖD-Modellparameter zur Einstellung verwendet?
- Sind die getroffenen Annahmen zur Modellbildung zulässig?
- Könnte mit weniger Öldurchsatz die gleiche Dämpfungswirkung erzielt werden?
- Kann eine bestimmte Maßnahme das Dämpfungsverhalten positiv beeinflussen?
- Ist die Annahme des notwendigen Ölbedarfs richtig?

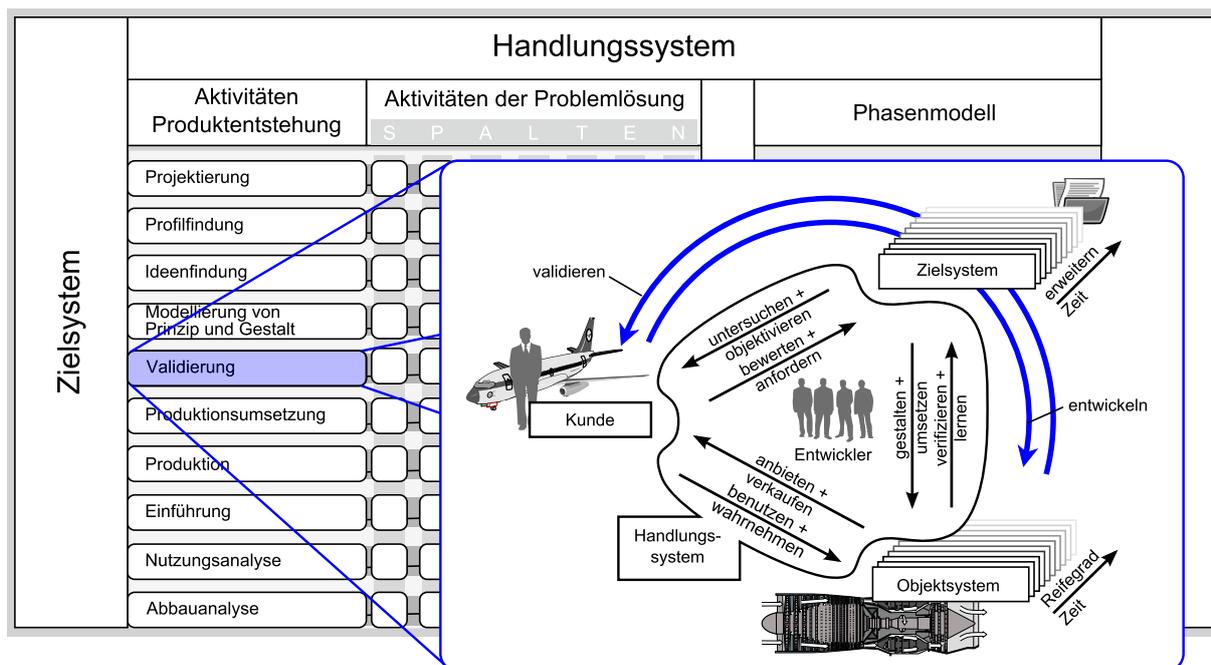


Abbildung 4.2 Validierung Ebene 1

Um aus diesen Fragen Ziele einer QÖD-Untersuchung abzuleiten, sind folgende Informationen über das Rotor/Rotorlagerungs-System relevant. Es sind zentrierte und nicht zentrierte QÖD verbaut. Daraus resultieren unterschiedliche Rotormittelpunktsbahnen, welche Abbildung 4.3 darstellt. Die linke Darstellung zeigt die Lage des Mittelpunktes des Rotors im QÖD bei einem mit Federkäfing zentrierten Dämpfer. Die statische Ruhelage sowie der Punkt, um den der Rotor im Betrieb schwingt, sind aufgrund der Schwerkraft aus dem Statormittelpunkt verschoben. Der äußere, rote Kreis zeigt die Höhe des Ölspaltes, die blaue Linie zeigt die vorliegende Rotormittelpunktsbahn. Im

rechten Bild ist die Bahn des Rotors im nicht zentrierten Dämpfer dargestellt. Diese ist deutlich außerhalb der Statormitte, da es beim QÖD aufgrund der fehlenden Rotation nicht zur Ausbildung eines divergierenden/konvertierenden Schmierpaltes wie bei einem Gleitlager kommt. Die Größe des Orbits ist abhängig von der auf den Rotor wirkenden Störung aus Unwucht oder Schlag.

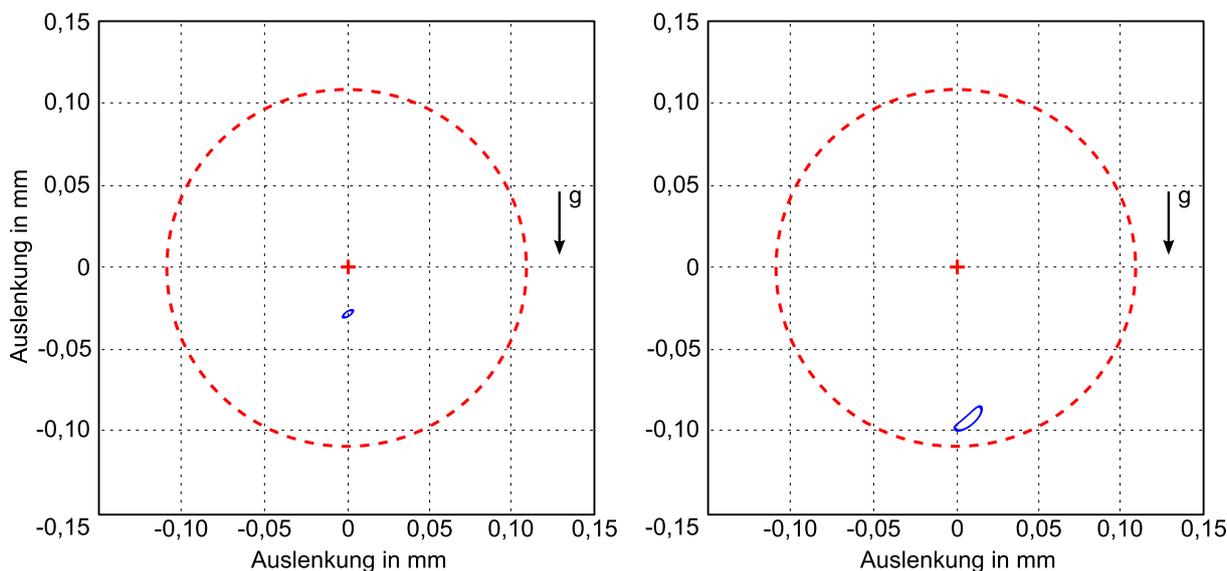


Abbildung 4.3 Rotormittelpunkt zentrierter und nicht zentrierter QÖD¹⁷⁰

Der betrachtete Bereich der Frequenz f entspricht stationären Betriebspunkten aus dem Betrieb des Triebwerks (Normallast und Vollast). Hochlaufvorgänge werden nicht betrachtet. Somit ist

$$f = \frac{9.000 \dots 15.000 \text{ min}^{-1}}{60 \text{ s/min}}$$

$$f = 150 \dots 250 \text{ Hz}$$

Das im Triebwerk für sämtliche Schmierungs- und Kühlungsaufgaben verwendete Öl besitzt die Eigenschaften wie in Tabelle 4.1 angegeben. Es herrscht eine Betriebstemperatur der QÖD von ca. 140°C, der Versorgungsdruck wird mit 6 bar angegeben.

Tabelle 4.1 Eigenschaften Mobil Jet Oil II¹⁷¹

Größe	Wert	Einheit
kinematische Viskosität ν bei 40°C	25,3	mm ² /s
kinematische Viskosität ν bei 100°C	5,0	mm ² /s
Dichte ρ bei 15°C	1,0035	kg/dm ³

Die aktuell in den rotordynamischen Modellen verwendeten Koeffizienten des QÖD für Steifigkeit und Dämpfung eines zentrierten und eines nicht zentrierten Dämpfers

¹⁷⁰nach Blutke (2009)

¹⁷¹Mobil Oil Corporation (1997)

liegen vor¹⁷². Die Angabe der genannten Parameter reicht aus, um Ziele der QÖD-Untersuchung abzuleiten. Größen, die sich aus den Eigenschaften des Dämpfers selbst ableiten lassen, werden im folgenden Abschnitt vorgestellt.

4.3 System Quetschöldämpfer

Aus dem oben genannten Auftrag des Triebwerksherstellers resultiert ein neuer Produktentstehungsprozess. Das Zielsystem beschreibt anfänglich die Ziele des Triebwerksherstellers auf Basis der Forderungen und Wünsche seines Marktes und es beinhaltet die von ihm zur Verfügung gestellten Informationen und Systemwissen. Das Objektsystem ist die zu entwickelnde Methode, das Handlungssystem die zur Entwicklung der Methode eingesetzten Werkzeuge. Der Entwickler ist ebenso als Teil dieses Handlungssystems zu verstehen. Abbildung 4.4 zeigt die Zusammenhänge.

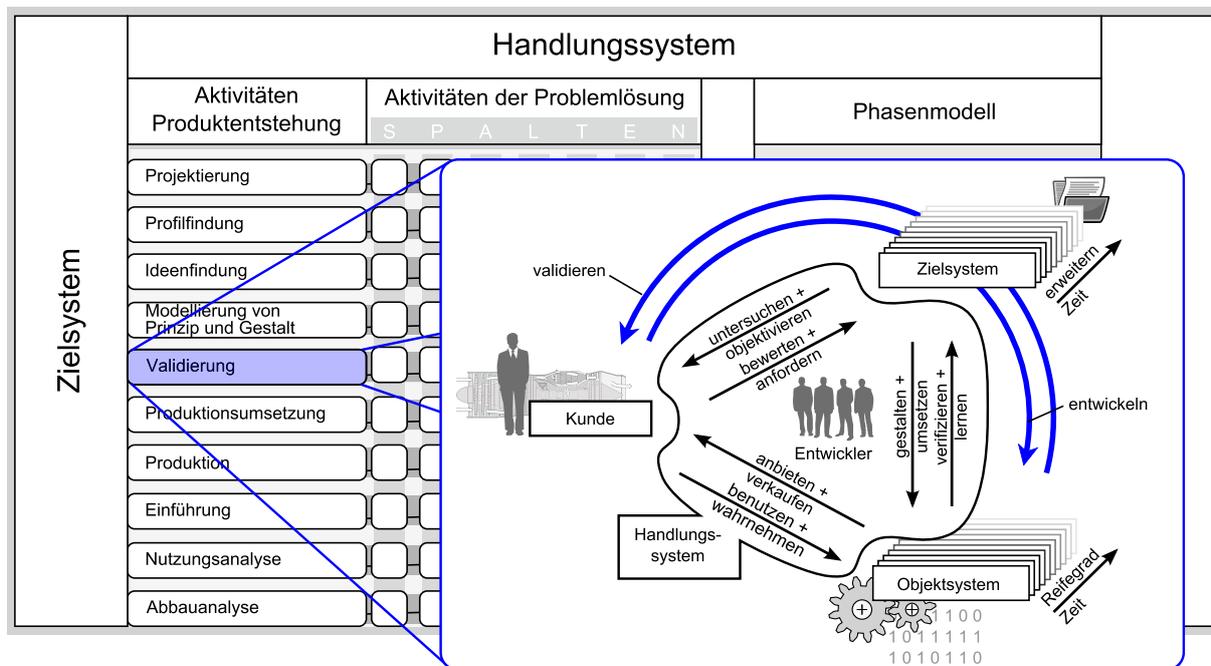


Abbildung 4.4 Validierung Ebene 2

Im Verlauf der Arbeit werden die Schritte der Validierung betrachtet und herausgearbeitet, wie das neu erlangte Wissen das Zielsystem auf dieser Ebene kontinuierlich erweitert. Da der Prozess der Methodenentwicklung an sich dargestellt wird, können die entstehenden Validierungsfragen auf dieser Prozessebene nicht vorweggenommen werden. Dies ist nur im übergeordneten Prozess möglich, wie er in Abschnitt 4.2 abgebildet ist.

Der Arbeit liegt ein QÖD als Beispielsystem zugrunde, wie er in realen Triebwerken eingesetzt wird. Die Systemgrenze für die folgende Analyse liegt wie in Abbildung 4.5

¹⁷²Blutke (2009)

dargestellt. Sie beinhaltet nicht das Rotor/Rotorlager-System, was somit rein die Betrachtung der translatorischen Bewegung des QÖD-Innenrings notwendig macht. Weder die Rotation des Rotors und Rotorlagers, noch der Federkäfig liegen innerhalb der Systemgrenze. Dem zu analysierenden QÖD sind aufgrund des nicht betrachteten Federkäfigs keine statischen Steifigkeitseigenschaften zuzuordnen.

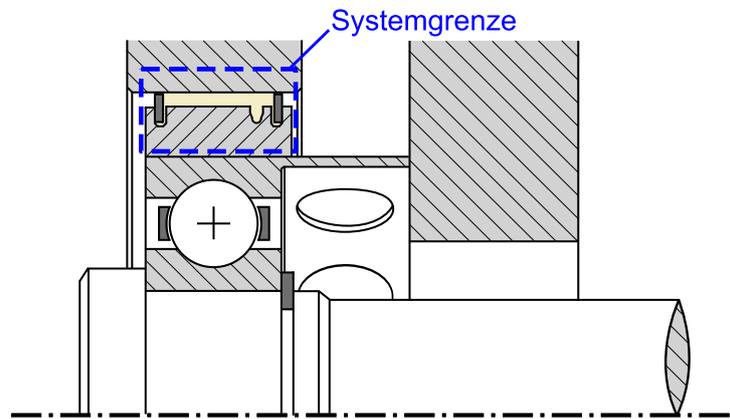


Abbildung 4.5 Systemgrenze für die Analyse des Systems Quetschöldämpfer

Innerhalb der Systemgrenze ist der betrachtete Dämpfer wie in Abbildung 4.6 gestaltet und besitzt die in Tabelle 4.2 dargestellten charakteristischen Geometrieparameter. Die Abbildung zeigt einen Radialschnitt durch den Dämpfer. Er besteht aus dem Innenring (IR) unten, dem Außenring (AR) oben sowie den beiden Kolbenringen (KR) rechts und links. Die Ölzuführung erfolgt durch die dargestellte Zuführbohrung und der umlaufenden Nut. Die Bauteilverbindungen zum Gehäuse und dem Wälzlager sind - da außerhalb der Systemgrenze - nicht dargestellt.

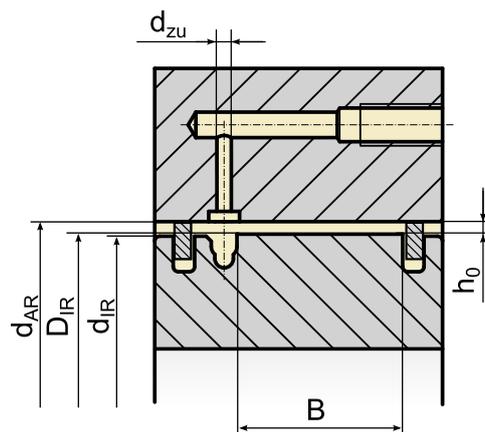


Abbildung 4.6 QÖD Geometrieparameter

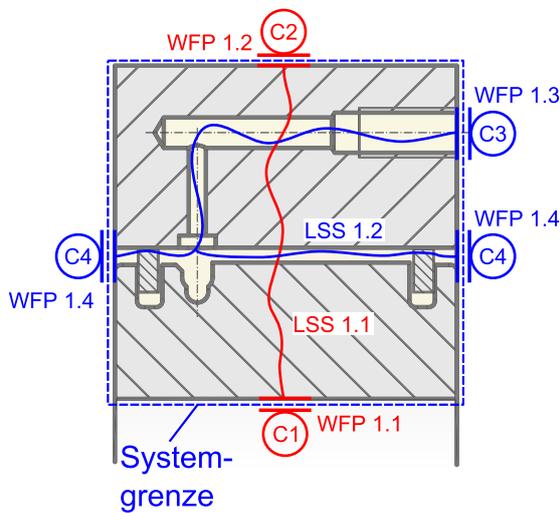
Die Analyse des QÖD wird mit Hilfe des C&C²-A durchgeführt. Sie führt zu folgenden C&C²-Modellen und Wirkstruktur, welche die für diese Ebene relevanten Funktionen beinhalten. Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 zeigen die Wirkflächenpaare (WFP),

¹⁷³Blutke (2009)

Tabelle 4.2 Geometrieparameter Quetschöldämpfer¹⁷³

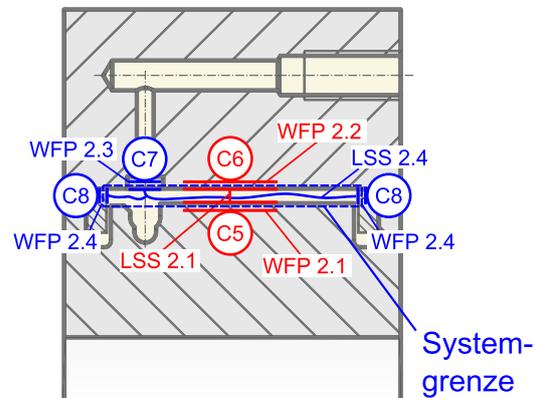
Parameter	Abk.	Wert
Wirkdurchmesser Innenring	D_{IR}	160,800 mm
Wirkbreite Innenring	B	16,115 mm
Außendurchmesser Innenring	d_{IR}	160,400 mm
Innendurchmesser Außenring	d_{AR}	161,040 mm
Durchmesser Zuführbohrung	d_{zu}	1,400 mm
nominale Ölspalthöhe	h_0	0,120 mm

Leitstützstruktur (LSS) und Konnektoren Konnektor (C) auf dieser Betrachtungsebene. In Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4 werden sie benannt.



Funktionen	Kraft leiten, Freiheitsgrad ermöglichen, Dämpfung und Steifigkeit zur Verfügung stellen
Pfad	C1 über WFP 1.1, 1.2 und LSS 1.1 zu C2
Funktionen	Öl zuführen, Öl abführen
Pfad	C3 über WFP 1.3, 1.4 und LSS 1.2 zu C4

Abbildung 4.7 QÖD C&C²-Modell Stufe 1



Funktionen	Dämpfung und Steifigkeit zur Verfügung stellen
Pfad	C5 über WFP 2.1, 2.2, LSS 2.1 zu C6
Funktionen	Ölvolumenstrom und -versorgung einstellen
Pfad	C7 über WFP 2.3, 2.4 und LSS 2.4 zu C8

Abbildung 4.8 QÖD C&C²-Modell Stufe 2

Aus dem C&C²-Modell lassen sich die Funktionen ableiten, wie sie in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 benannt sind. Der für die Untersuchung relevante Inhalt der Konnektoren ergibt sich nach der Analyse wie in Tabelle 4.5 aufgelistet. Die Wirkfläche außerhalb der Systemgrenze ist wie oben eingeführt mit ihren Eigenschaften Teil des Konnektors. Auf die Nennung konkreter Zahlenwerte wird verzichtet, da diese erst für die Entwicklungsarbeit im Kapitel Kapitel 5 relevant sind. Ebenso wird die Lagerdämpfung in C1 im weiteren Verlauf der Arbeit vernachlässigt, da wie oben beschrieben ihr Beitrag zur Gesamtdämpfung sehr gering ist. Im Konnektor C2 ist keine Dämpfung enthalten, sondern rein die Steifigkeit des Gehäuses. Dies ist aufgrund der geringen Dämpfung

Tabelle 4.3 Benennungen Abbildung 4.7

Entität	Benennung
WFP 1.1	WFP Lager-Rotor
WFP 1.2	WFP Gehäuse
LSS 1.1	LSS QÖD
C1	Lager-Rotor
C2	Gehäuse
WFP 1.3	WFP Ölzufluss
WFP 1.4	WFP Ölabfluss
LSS 1.2	LSS Öl
C3	Ölzufluss
C4	Ölabfluss

Tabelle 4.4 Benennungen Abbildung 4.8

Entität	Benennung
WFP 2.1	WFP QÖD IR
WFP 2.2	WFP QÖD AR
LSS 2.1	LSS Öl
C5	QÖD IR
C6	QÖD AR
WFP 2.3	WFP Ölzufluss
WFP 2.4	WFP Öl-Kolbenring
LSS 2.4	LSS Öl
C7	Ölzufluss
C8	Ölabfluss

dieser Bauteile zulässig - es wirkt rein die Materialdämpfung. Sämtliche Eigenschaften der Konnektoren sind Teil des initialen Zielsystems, da sie direkt in Ziele der zu entwickelnden Methode übersetzt werden können. Die Eigenschaften der WFP und LSS sind in den Tabellen 4.6 und 4.7 dargestellt, sie sind ebenso Teil des initialen Zielsystems, da eine Untersuchungsmethode angestrebt wird, die den Dämpfer in Originalbauart in eine Prüfumgebung übertragen soll.

Tabelle 4.5 Inhalt der Konnektoren des QÖD-C&C²-Modells

KON	Inhalt
C1	dynamisches Rotorverhalten (Mittelpunktsbahn), Eigenschaften der Bauteilverbindung, Bauteilsteifigkeiten
C2	Steifigkeit des Gehäuses, Eigenschaften der Bauteilverbindung
C3	Eigenschaften der Ölversorgung (p_0 , \dot{V} , Temperatur), Öleigenschaften (ρ , ν)
C4	Gegendruck, Temperatur
C5	C1, Bauteilsteifigkeit
C6	C2, Bauteilsteifigkeit
C7	C3, Eigenschaften der Ölsäule und Blenden
C8	C4, QÖD-Ölausfluss

4.4 System Kolbenringe

Wie im Stand der Forschung dargestellt tragen die seitlichen Dichtungen erheblich zu der Wirkung des QÖD bei. Folglich ist ebenso eine Analyse des Systems und der Prozessebene notwendig. Da es sich bei den Kolbenringen wie in Abbildung 4.1 gezeigt um ein Teilsystem des QÖD handelt, wird eine neue Validierungsebene eingeführt,

Tabelle 4.6 Eigenschaften der WFP und LSS (Abbildung 4.7)

Entität	Eigenschaften
WFP 1.1	technische Oberflächen, Reibkraftschluss
WFP 1.2	technische Oberflächen, Reibkraftschluss
LSS 1.1	QÖD-Verhalten (<i>c</i> und <i>d</i>)
WFP 1.3	Öfluss zulassen
WFP 1.4	Öabfluss zulassen
LSS 1.2	Ölsäule unter Druck (dyn. und stat.)

Tabelle 4.7 Eigenschaften der WFP und LSS (Abbildung 4.8)

Entität	Eigenschaften
WFP 2.1	technische Oberflächen, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 2.2	technische Oberflächen, Fluid-Struktur Interaktion
LSS 2.1	<i>c</i> und <i>d</i> Ölfilm
WFP 2.3	Özuführung
WFP 2.4	Öabfluss
LSS 2.4	<i>c</i> und <i>d</i> Ölfilm

welche Abbildung 4.9 zeigt. Das Zielsystem dieser Ebene beinhaltet zunächst die Ziele, die aus der übergeordneten Systemebene resultieren. Das Objektsystem ist somit die zu entwickelnde Kolbenring-Untersuchungsmethode; das Handlungssystem beinhaltet die eingesetzten Werkzeuge.

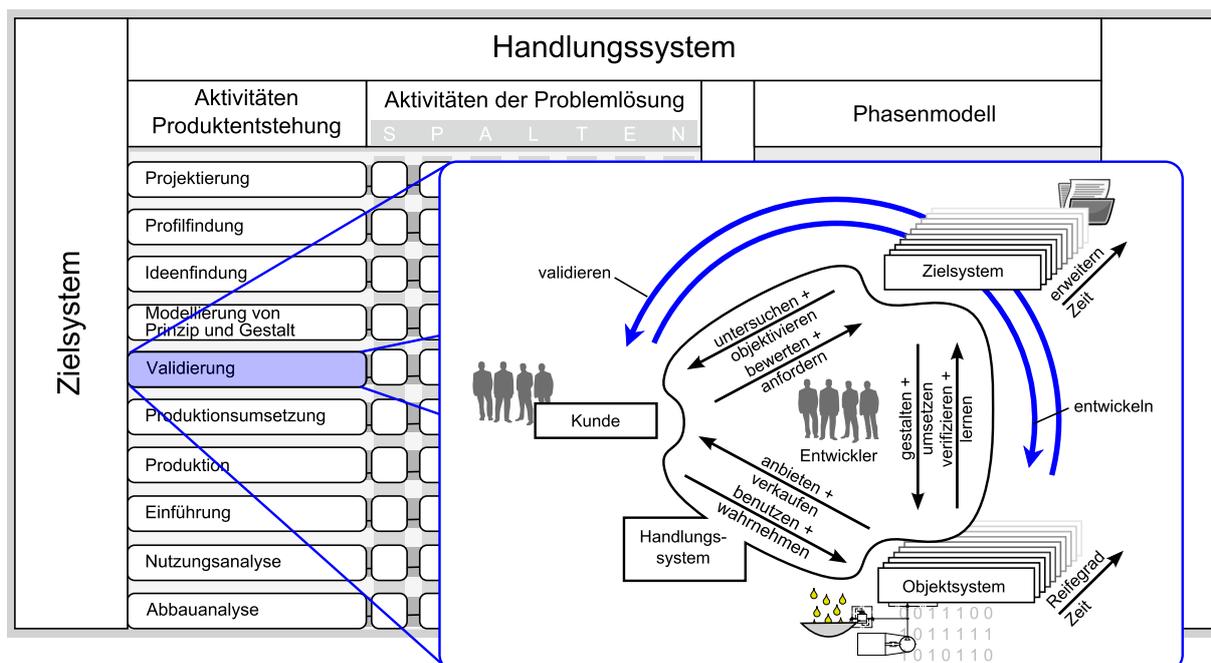


Abbildung 4.9 Validierung Ebene 3

Bei den im vorliegenden QÖD verbauten Kolbenringen handelt es sich um Rechteckringe aus Stahl mit geradem Stoß und zwei symmetrischen Innenfasen. Abbildung 4.10 zeigt die für die Systembetrachtung relevanten Begriffe am Kolbenring im montierten (rechts) und demontierten Zustand. Es ist zu erkennen, dass der Kolbenring sich wie eine ringförmige Feder an seinen Gegenkörper anschmiegt. Dieses so genannte Formfüllvermögen ist für die weitere Betrachtung in Kapitel 6 relevant und wird dort näher betrachtet.

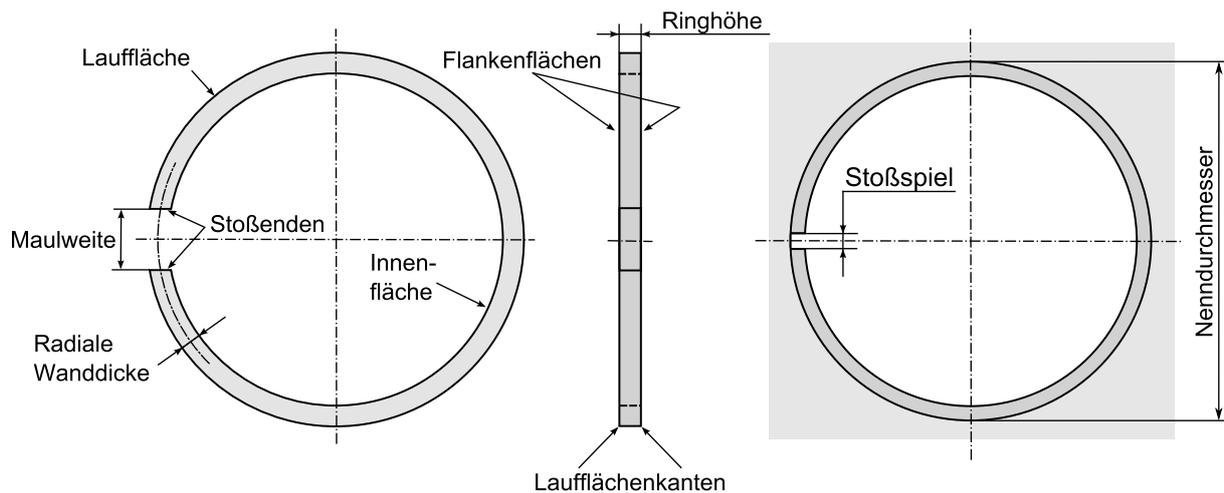


Abbildung 4.10 Benennungen am Kolbenring¹⁷⁴

Die Funktionsanalyse der Kolbenringe wird ebenfalls mit Hilfe des C&C²-A durchgeführt. Sie führt zu folgendem C&C²-Modell und Wirkstruktur, welches im Sinne der Übersichtlichkeit mehrteilig dargestellt ist. So zeigt Abbildung 4.11 den radialen Schnitt, Abbildung 4.12 eine axiale Ansicht auf den Kolbenring. In Tabellenform sind jeweils die Funktionen dargestellt. Auf die Systemgrenze wird im Sinne der Lesbarkeit der Abbildungen verzichtet. Ihre Lage ist aufgrund der eingezeichneten Konnektoren und den mit ihnen verbundenen Wirkflächen ersichtlich.

Die Funktionen, die im Radialschnitt (Abbildung 4.11) mit *Quetschspalt abdichten* und *Volumenstrom einstellen* angegeben sind, lassen sich auf dieser Ebene der Analyse nicht trennen. Es ist auf Basis der oben dargestellten QÖD-Modelle bekannt, dass sich eine vollständige Abdichtung nicht realisieren lässt bzw. für die Funktion des QÖD nicht zielführend wäre. Somit wird die Funktion *Volumenstrom einstellen* an dieser Stelle impliziert, obwohl sie mittels des radialen C&C²-Modells im aktuellen Funktionszustand nicht zu sehen ist. Im axialen Modell (Abbildung 4.12) ist die Funktion darstellbar. Die Benennung der WFS, LSS und C findet in Tabelle 4.8 und Tabelle 4.9 statt.

Der Inhalt der Konnektoren ist in Tabelle 4.10 dargestellt. Auch hier wird auf die Nennung konkreter Zahlenwerte verzichtet, da diese erst für die Systemanalyse im Kapitel 6 relevant sind.

¹⁷⁴nach DIN (1990)

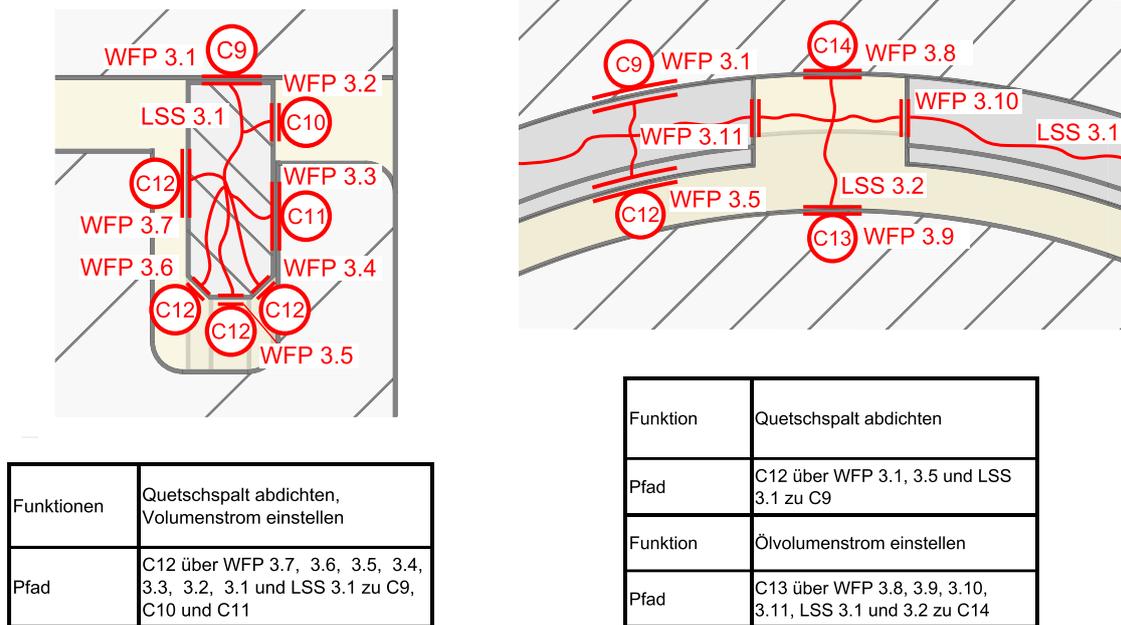


Abbildung 4.11 Kolbenring (KR) C&C²-Modell radial **Abbildung 4.12** KR C&C²-Modell axial

Tabelle 4.8 KR C&C²-Modell radial

Entität	Benennung
WFP 3.1	WFP KR-QÖD AR
C9	QÖD AR
WFP 3.2	WFP KR-Umgebung
C10	Umgebung
WFP 3.3	WFP KR-QÖD IR
C11	QÖD IR
WFP 3.4	WFP KR-ÖI
WFP 3.5	WFP KR-ÖI
WFP 3.6	WFP KR-ÖI
WFP 3.7	WFP KR-ÖI
C12	ÖI
LSS 3.1	KR

Tabelle 4.9 KR C&C²-Modell axial

Entität	Benennung
WFP 3.1	WFP KR-QÖD AR
C9	QÖD AR
WFP 3.5	WFP KR-ÖI
C12	ÖI
LSS 3.1	KR
WFP 3.8	WFP ÖI-QÖD AR
WFP 3.9	WFP ÖI-QÖD IR
WFP 3.10	WFP KR-ÖI
WFP 3.11	WFP KR-ÖI
LSS 3.2	ÖI
C13	QÖD IR
C14	QÖD AR

Die Beschreibung der WFPs und LSSs findet in Tabelle 4.11 statt. Es ist der Zeitpunkt dargestellt, in dem der Kolbenring in seiner Nut rechts am QÖD-Innenring anliegt. Dies ist mit den hohen Drücken im Quetschspalt begründet. Die detaillierte Diskussion dieser Annahme findet ebenso in Kapitel 6 statt.

Die Systemanalyse der Kolbenringe zeigt im vorgestellten Detaillierungsgrad, welche Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen für eine weiterführende Betrachtung relevant sind. In den folgenden Schritten werden zunächst die in der Prozessanalyse identifizierten Entwicklungsprozesse zusammenfassend dargestellt und anschließend das

Tabelle 4.10 Inhalt der Konnektoren des KR-C&C²-Modells

KON	Inhalt
C9	Eigenschaften und Kinematik des QÖD-AR
C10	Umgebungsbedingungen des QÖD, Gegendruck, Temperatur
C11	Eigenschaften und Kinematik des QÖD-IR
C12	Eigenschaften des Öls im Quetschspalt, $\rho_{(T, p)}$, $\nu_{(T, p)}$, $\rho(\varphi, B, t)$
C13	Eigenschaften und Kinematik des QÖD-IR
C14	Eigenschaften und Kinematik des QÖD-AR

Tabelle 4.11 Eigenschaften der WFP und LSS des KR-C&C²-Modells

Entität	Eigenschaften
WFP 3.1	technische Oberfläche Stahl/Stahl, Reibkraftschluss
WFP 3.2	KR-Oberfläche gegen Umgebung, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.3	technische Oberfläche Stahl/Stahl, Reibkraftschluss
WFP 3.4	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.5	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.6	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.7	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
LSS 3.1	Bauteileigenschaften KR, Federkraft, Nachgiebigkeit
WFP 3.8	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.9	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
LSS 3.2	Öleigenschaften, Druckaufbau, Energiedissipation
WFP 3.10	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion
WFP 3.11	technische Oberfläche, Fluid-Struktur Interaktion

Ergebnis der Systemanalyse dazu verwendet, die XiL-Entwicklungsumgebung für den weiteren Verlauf der Arbeit durch eine Systemaufteilung einzurichten.

4.5 Überblick der Entwicklungsprozesse

Zusammenfassend lassen sich die parallel laufenden Entwicklungsprozesse wie in Abbildung 4.13 darstellen. Die Schnittstelle zwischen den einzelnen Prozessebenen ist die Validierung. Die Benennung der Ebenen erfolgt wie bereits in Abbildung 4.1 eingeführt. Somit findet auf Ebene 1 die Entwicklung des Flugzeugtriebwerkes statt, Ebene 2 ist die Entwicklung der QÖD-Untersuchungsmethode, Ebene 3 betrachtet die Entwicklung der Kolbenringe-Untersuchungsmethode. Auf jeder dieser Ebenen finden wie oben beschrieben zahlreiche entwickelnde und validierende Tätigkeiten statt. Das ZHO-Modell, verdeutlicht durch das Schema der Produktentstehung, zeigt diese beiden Richtungen. Finden wie im vorliegenden Fall mehrere Entwicklungsprozesse parallel statt, lassen sich diese beiden Richtungen auch über die Ebenengrenzen hinweg darstellen. Es

muss für die Validierung der Ebene 1 eine weitere Validierungs-Ebene eingerichtet und entwickelt werden. Diese wiederum kann nur durch eine Validierung in Richtung der übergeordneten Ebene abgesichert werden. Eine detaillierte Betrachtung dieser Vorgehensweise und das Ableiten generalisierter Prozessmodelle findet in Kapitel 7 statt.

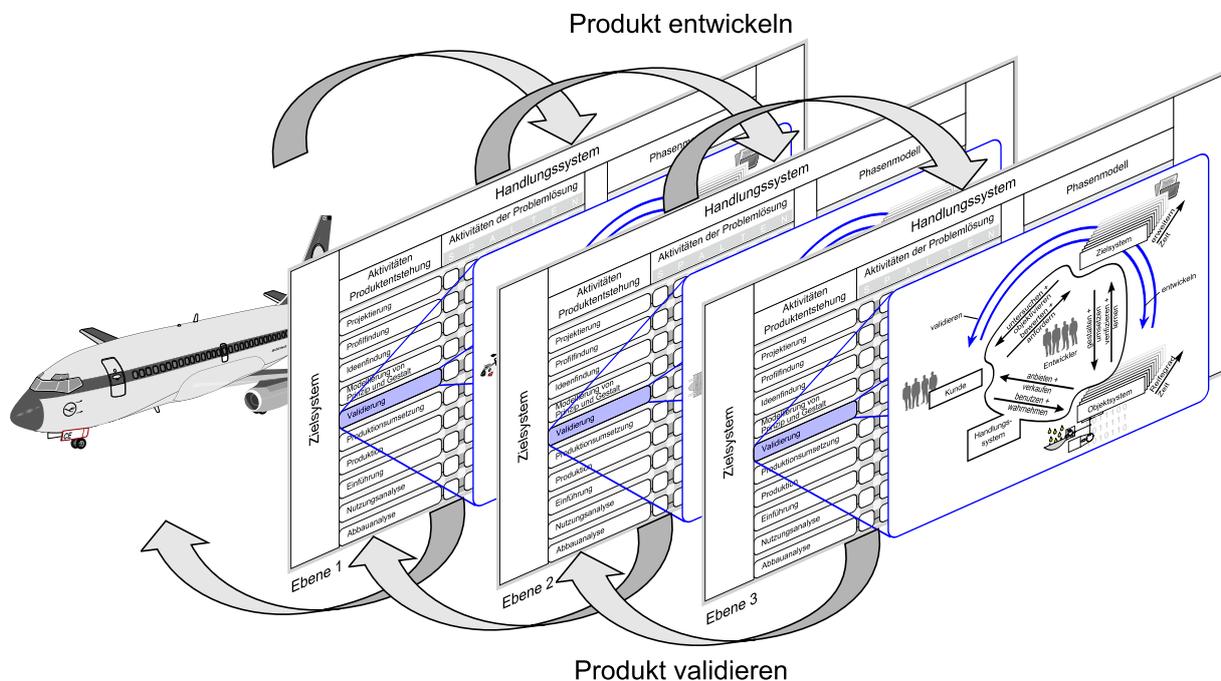


Abbildung 4.13 Übersicht Entwicklungsprozesse

4.6 XiL-Framework

Die oben vorgestellte Analyse der Systeme hat aufgezeigt, welche Systemgrenze für die folgende Betrachtung relevant ist und welche Informationen und Ziele in den jeweiligen Konnektoren erfasst sind. Auf Basis dieses Inhaltes kann für die zu entwickelnde Methode die XiL-Systemaufteilung erstellt werden. Diese erste Einordnung der Systeme dient dazu, den Rahmen für die spätere detaillierte Systemuntersuchung abzustecken. Sie hat somit keinen Anspruch auf Vollständigkeit, wenngleich alle zum jetzigen Stand bekannten Systeme enthalten sein sollen. Die spätere Umsetzung und Implementierung der Modelle wird zwangsläufig zu einer weiteren Detaillierung der einzelnen Systeme und zur Erweiterung des Zielsystems führen.

Begonnen auf der Ebene des QÖD ergibt sich die Validierungsumgebung wie in Abbildung 4.14 dargestellt. Mittels der im C&C²-Modell eingeführten Konnektoren kann die System-Aufteilung vorgenommen werden. Die Konnektoren beschreiben somit in diesem Stadium der Analyse bereits Ziele der Entwicklungsarbeit. Als *System under Development* ist aufgrund der Fragestellungen auf Ebene 1 der QÖD definiert, welcher physisch abgebildet werden muss. Grundlage für diese Entscheidung sind die vielen

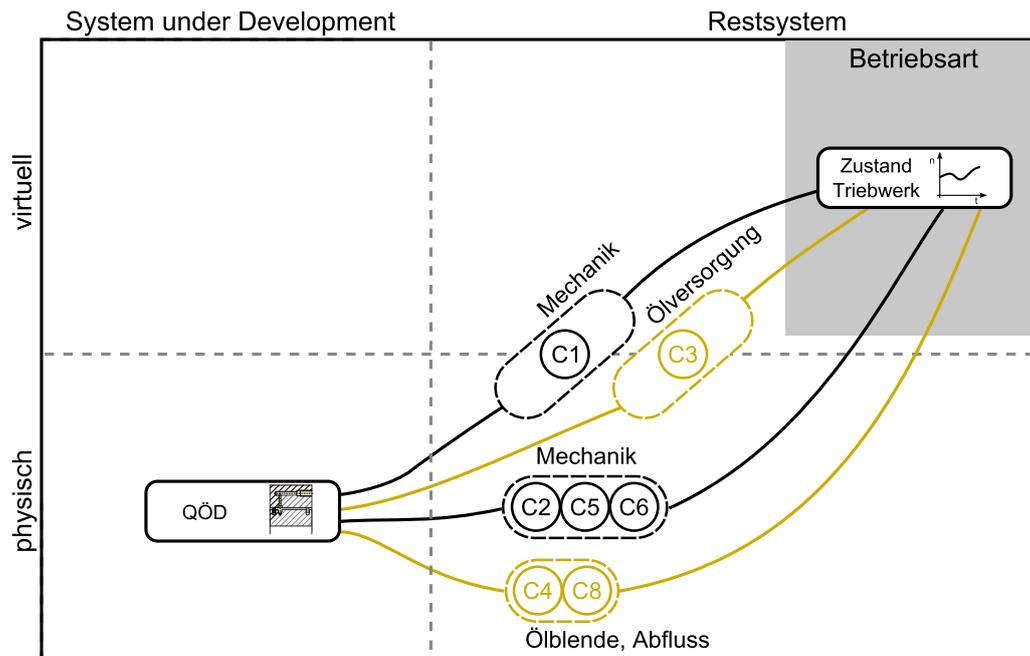


Abbildung 4.14 QÖD-in-the-loop, Konnektoren

analytisch nur mit großem Aufwand beschreibbaren Einflussfaktoren auf das Dämpferverhalten, vergleiche Kapitel 2. Im nächsten Schritt wird der Inhalt der Konnektoren in Teilsysteme der zu entwickelnden Untersuchungsmethode aufgeteilt. Er wird somit in eine Struktur übersetzt und ihr konkrete zu realisierende Teilsysteme zugewiesen, Abbildung 4.15. Dies ist Grundlage für die spätere Entwicklungsarbeit. Konnektor C1 beschreibt das Ziel der Realisierung einer physischen wie virtuellen Restsystemsimulation. Da es sich hierbei um eine Kopplung aus physischen Aktoren und Bauteilen und deren (virtuelle) Regelung handelt, findet dieser Teil der Simulation wie in Abbildung 4.15 dargestellt statt (schwarzer Regelkreis). Die Definition der QÖD-Innenring-Bahn und somit das für die Aktorregelung notwendige Modell kann aus der Rotormittelpunktsbahn abgeleitet werden. Hier ist somit eine Schnittstelle zur übergeordneten Validierungsebene zu sehen.

Konnektor C2 beschreibt lediglich das Verhalten der Struktur, in die der QÖD einzubetten ist. Im Realsystem ist dies das Gehäuse mit seinen definierten strukturellen Eigenschaften; es sind keine Aktoren vorhanden. Folglich ist die notwendige Restsystemsimulation aus Konnektor C2 rein physisch vorgesehen. Sensoren sind nur innerhalb des Restsystems vorgesehen, was notwendig ist, um den mittels der schwarz dargestellten Linie gezeigten Regelkreis schließen zu können. Der Inhalt des Konnektors C3 zeigt, dass der aktuelle Betriebszustand des Triebwerks einen Ölversorgungszustand vorgeben soll. Daher ist seine Umsetzung im physischen und virtuellen Restsystem als Ölzufluss- und Ölrücklauf-Einrichtung vorgesehen. Die Festlegung der zu realisierenden Stellgrößen ergibt sich aus dem oben angegebenen Öl und dem erforderlichen Volumenstrom. Da der sich einstellende Volumenstrom aber selbst Teil des *System under Development* sein kann, nimmt er zunächst eine undefinierte Rolle

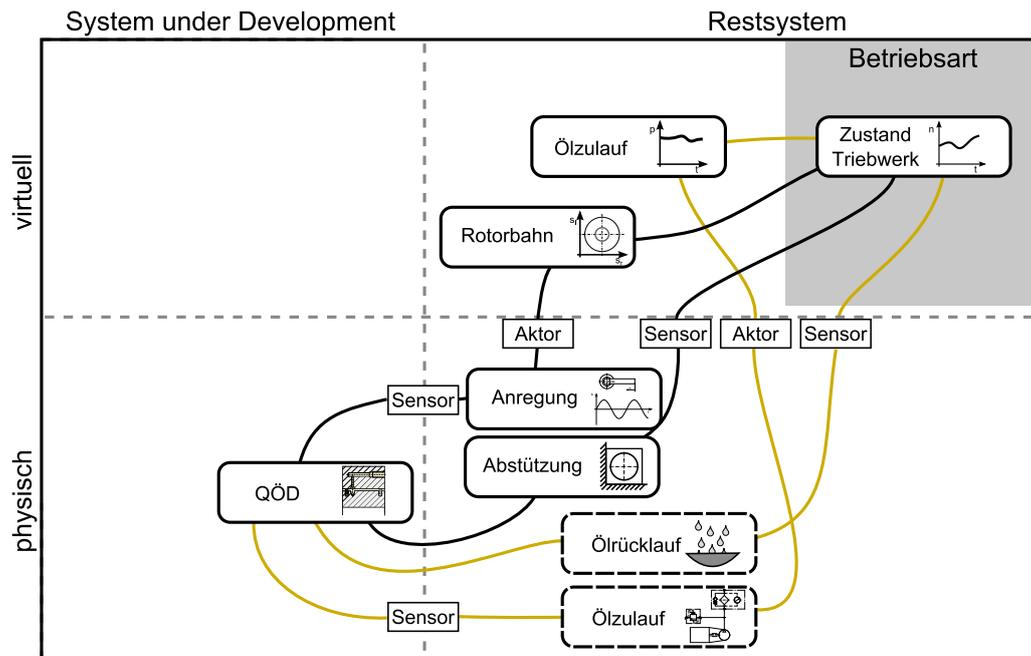


Abbildung 4.15 QÖD-in-the-loop, Systemdefinition

ein. Je nach Art der Untersuchung ist er Teil des Restsystems oder eben Teil des Untersuchungsgegenstandes. Somit ergibt sich auch die Art der Aktoren und Sensoren, die im jeweiligen Strang verbaut sind. Der Inhalt des Konnektors C4 lässt sich von dem des Konnektors C3 nicht klar abgrenzen. Der Gegendruck ergibt sich durch die Summe der Strömungswiderstände im QÖD. Somit ist dies Teil des *System under Development* aber auch Teil des Ölrücklaufs. Dies zeigt auch die zunächst undefinierte Rolle der Blöcke Ölrücklauf und Ölzulauf. Die orange Linie in Abbildung 4.15 zeigt den Regelkreis für den Ölkreislauf.

Auf der dritten Ebene werden wie in der Analyse vorgestellt die Kolbenringe als *System under Development* definiert. Für die Untersuchung zeigt Abbildung 4.16 die Systemaufteilung mittels der Konnektoren. Es handelt sich beim Inhalt der Konnektoren C9 bis C14 rein um physische Systeme. In C9 und C14 ist das Verhalten und die Eigenschaften des QÖD-Außenrings, in C11 und C13 die des QÖD-Innenrings enthalten. Beides lässt sich in mechanisches Verhalten übersetzen und ist in Abbildung 4.17 somit als physisches Restsystem abgebildet.

Hinsichtlich des Öldurchsatzes sind die Konnektoren C10 und C12 relevant. Sie beschreiben das Ziel, die Zustände der Ölversorgung und der Umgebung, in die das Öl abfließt, vom Realsystem auf eine Prüfumgebung übertragbar zu machen. Der Inhalt von C12 besteht somit nicht nur aus der Ölversorgung an sich, sondern auch aus den dynamischen Drücken, die während des QÖD-Betriebs im Ölspalt entstehen. Da aber die Ölzuführung direkt mit dem QÖD-Betriebszustand gekoppelt ist, findet in C12 die Kopplung der beiden Validierungsebenen statt. Die Schnittstellen zu der übergeordneten Ebene befinden sich somit an den Elementen der Restsystemsimulation und den Konnektoren, die diese beschreiben. Auf der Betrachtungsebene der Kolbenringe

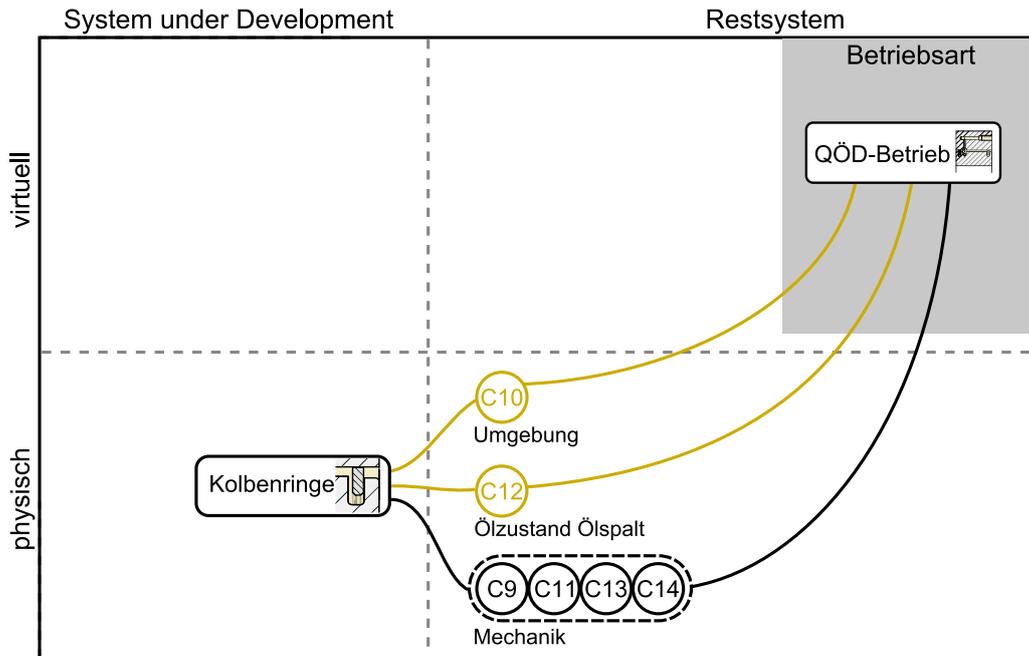


Abbildung 4.16 Kolbenring-in-the-loop, Konnektoren

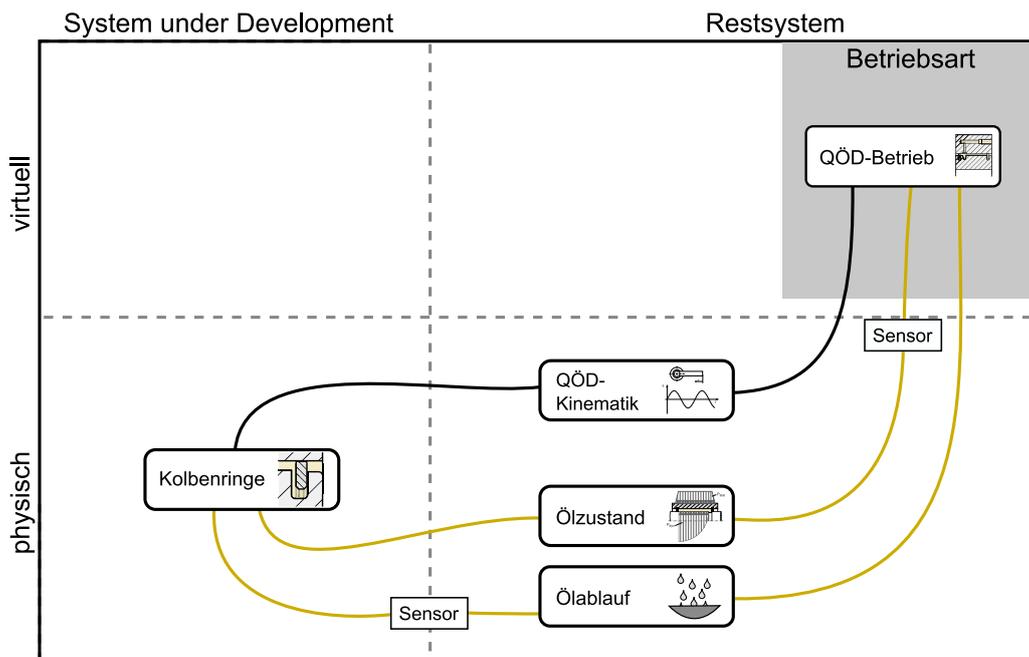


Abbildung 4.17 Kolbenring-in-the-loop, Systemdefinition

verstehen sich diese nicht mehr als Ziel- und Designraumbeschreibung, sondern als Definition des Restsystems. Der geschlossene Kreis zu den QÖD-Betriebsbedingungen verdeutlicht den in Abbildung 4.13 illustrierten Zusammenhang zwischen den einzelnen Entwicklungsebenen. Abbildung 4.17 zeigt die Umsetzung in Teilsysteme. Die orange Linie zeigt den geschlossenen Regelkreis der Ölversorgung mit der Rückkopplung zu den Betriebsbedingungen. Die QÖD-Kinematik fließt in einem offenen Regelkreis in diese Ebene mit ein.

4.7 Zwischenfazit

Kapitel 4 verdeutlicht wie die einzelnen Validierungsebenen miteinander verknüpft sind. Zur Beantwortung der Validierungsfragen auf der einen Ebene wird ein neuer Entwicklungsprozess eingeführt, der wiederum neue Validierungsfragen mit sich bringt. Dies erscheint zunächst als eine triviale Feststellung, ist jedoch, um einen Top-Down-Ansatz bei der Validierung zu etablieren, ein erforderlicher Vorgang in dem sich der Entwickler oder das Team die Prozess- und Systemstruktur bewusst machen. Die Analyse der jeweiligen Teilsysteme mittels C&C²-A ist ein weiterer Baustein im gewählten Vorgehen. Es wird gezeigt, dass mittels der Konnektoren die Schnittstellen zwischen den Validierungsebenen transparent und dokumentierbar gemacht werden können. So enthalten sie die Ziele aus der jeweils übergeordneten Ebene aber auch Eigenschaften der Teilsysteme, je nach Betrachtungsperspektive. Die Definition des Inhaltes der Konnektoren ist somit ein wichtiger Schritt in der Modellbildung und Zielformulierung. Sie enthalten notwendige Modellverkürzungen, die hier explizit gemacht werden müssen und beschreiben darüber hinaus die Ziele der zu entwickelnden Prüfumgebung und deren Validierung. In einem klassischen Vorgehen bestand diese Notwendigkeit der Beschreibung zu diesem Zeitpunkt nicht. Sämtliche Inhalte der System- und Zielbeschreibung werden im Sinne der Zielsystemerweiterung im Lauf der Entwicklungsarbeit weiter verfeinert.

Die C&C²-Modelle zeigen das System im Zustand einer spezifischen Funktionserfüllung. Diese findet innerhalb der gewählten oder vorgegebenen Systemgrenze statt. Die Systemgrenzdefinition führt gleichzeitig auch Schnittstellen zu den jeweils übergeordneten Ebenen auf Basis der Konnektoren ein. Die Wahl des betrachteten Systems und insbesondere der Detaillierungsgrad bringt unter Umständen eine erhebliche Modellverkürzung mit sich. Eine Objektivierung dieser Modellbildung ist nur sehr schwer möglich, da jeder, der das System betrachtet, eine andere Sicht- und Verständnisweise in sein Modell einfließen lässt. Auch die Erfahrung und das Wissen des einzelnen Ingenieurs wirken sich auf die Modellbildung aus. Generell zeigt sich allerdings, dass dieses Vorgehen hilfreich ist, eine transparente und schlüssige Modellierung der Validierungsumgebung durchzuführen. Es hilft, die Systeme, Ziele und Randbedingungen herauszuarbeiten und zu strukturieren. Dies ist für den einzelnen Entwickler in der Anfangsphase seiner Arbeit sehr hilfreich aber auch in einem Team mit verteilten Aufgaben kann eine solche Modellbildung und Dokumentation als Basis der weiteren Aktivitäten dienen. Es wird bei der Systemanalyse deutlich, dass je nach Wahl der Betrachtungsweise das *System under Development* wechselt, was insbesondere die oben erwähnte Unschärfe bei der Systemaufteilung des Ölzu- und Ölrücklaufs zeigt.

Die Analyse des Systems mittels C&C²-A ist eine für die Praxis hilfreiche Basis für die gezeigte Systemaufteilung. Mittels der Konnektoren und deren Beschreibung kann eine vollständig beschriebene Systemaufteilung vorgenommen werden. Dies ist ohne

eine solche formale Sprache wie dem C&C²-A nur schwer möglich, da es je nach Vorwissen des Entwicklers zum Einsatz verschiedener Modellierungssprachen und -ansätze kommt.

4.8 Initiales Zielsystem

Wie oben erläutert ist es nach der Darstellung des Stands der Forschung noch nicht möglich ein initiales Zielsystem für die Entwicklung der Untersuchungsmethode zu beschreiben. Das Wissen um das System ist zu gering und die Randbedingungen noch unklar. Erst nach der weiteren Situationsanalyse durch die Betrachtung der Teilsysteme und Prozesse als Teil der Aktivität der Projektierung und Profilfindung kann mit einer gestaltneutralen Bildung und Aufteilung der Prüfumgebungs-Teilsysteme begonnen werden. Geschieht dies, wie hier vorgestellt, auf Basis der C&C²-Modelle, muss schon in dieser Phase der Entwicklungsarbeit der Inhalt der Konnektoren beschrieben und in Ziele übersetzt werden. Das Profil des Produktes wird in direkter Abstimmung mit dem Auftraggeber (basierend auf dessen Wissen über den Markt und das System) erstellt und im Zielsystem festgehalten.

Tabelle 4.12 Zielbeschreibung durch die Konnektoren

Konnektor	Ziel
C1	Belastung des QÖD auf Basis der vorliegenden Triebwerksdaten und den theoretischen Sonderfällen (Abschnitt 2.2.2) ermöglichen.
C2	QÖD soll zuverlässig und einstellbar in eine Prüfumgebung eingebunden werden; Nachgiebigkeiten sind zu berücksichtigen.
C3	Die Ölversorgung sowie die Betriebstemperatur des Triebwerks müssen berücksichtigt werden.
C4	Umgebungsbedingungen des Triebwerks sollen auf eine Prüfumgebung übertragen werden.
C5... C8	Der QÖD soll geometrisch wie im Realsystem abgebildet werden (hinsichtlich Ölhaltung und Wirkdurchmesser), die Ringe sind ausreichend steif zu realisieren.
C9... C14	Der Ölkreislauf und -parameter sollen auf das Modell übertragen werden und somit die Bestimmung der Kolbenring-Dichtwirkung und -Funktion ermöglichen.

Somit sind alle in den Konnektoren enthaltenen Informationen und Ziele Bestandteil dieses initialen Zielsystems. Darüber hinaus sind es die finanziellen Ressourcen, die Personalkapazität, der zur Verfügung stehende Raum und weitere Randbedingungen, die hier nicht weiter betrachtet werden sollen. Der Inhalt der Konnektoren beschreibt

die Ziele der Untersuchung laut Tabelle 4.12. Als weiterer Bestandteil dieses Zielsystems wird die Möglichkeit der Bestimmung der Dämpferkoeffizienten (Dämpfung und Steifigkeit) sowie die Beschreibung der Kolbenringfunktion mit der Möglichkeit der Volumenstromberechnung aufgenommen. Diese sind wie in Abschnitt 4.3 und Abschnitt 4.4 dargestellt, durch die jeweiligen Wirknetze beschrieben.

5 Untersuchung System Quetschöldämpfer

Für das Teilsystem QÖD wird im Folgenden die Entwicklung der physisch/virtuellen Untersuchungsmethode vorgestellt. Für die am Ende dieser Arbeit vorgeschlagene Bildung des Referenzprozessmodells ist die Vorgehensweise der Methodengenerierung besonders relevant. Insbesondere auf diese wird im Folgenden eingegangen und hierbei ein Schwerpunkt auf die Absicherung der einzelnen Stufen der Modellbildung gelegt. Neben einer physischen Modell-Realisierung findet auch die Implementierung virtueller Modelle statt, welche zunächst dazu dienen, die Dimensionierung des Prüfaufbaus zu unterstützen. Parallel zur Entwicklung des Prüfstandes werden diese virtuellen Modelle weiterentwickelt und kombiniert. Die mit diesem Vorgehen verfolgten Ziele werden im weiteren Verlauf diskutiert.

Nach der bereits gezeigten Systemanalyse und der Definition der virtuellen und physischen Restsysteme, in die das *System under Development* (der QÖD bzw. die Kolbenringe) einzubetten ist, beginnt die Entwicklung der Untersuchungsmethode. Hierbei ist das *System under Development* nicht mehr der QÖD, sondern die Untersuchungsmethode basierend auf der XiL-Systemaufteilung. Der ablaufende Entwicklungsprozess bezieht sich somit auf die Entwicklung der Methode und zeigt entgegen der Systemanalyse eine notwendigerweise adaptierte Betrachtung der Situation und Ziele. Der somit erfolgte Perspektivwechsel¹⁷⁵ wird im weiteren Verlauf der Arbeit wieder aufgegriffen und diskutiert.

5.1 Zielsystem

Wie in der Zielsetzung der Arbeit und im initialen Zielsystem der Entwicklungsarbeit beschrieben, soll eine geeignete Untersuchungsmethode für das Teilsystem QÖD entwickelt werden. Diese soll es ermöglichen, virtuell und physisch Untersuchungen vorzunehmen, um zu Aussagen über die Charakteristik des Dämpfers zu gelangen. Insbesondere soll der Einfluss ausgewählter Parameter auf die Dämpferkoeffizienten verdeutlicht werden können. Wie in Kapitel 4 dargestellt ist für eine Übertragung der Ergebnisse in die übergeordnete Validierungsebene eine variable Anregung aus rein

¹⁷⁵nach Albers (2013)

linearen und kreisförmigen Trajektorien des QÖD-Innenrings notwendig. Dies ergibt sich aus den in Tabelle 4.12 aufgeführten, für diese Validierungsebene relevanten Zielen. Die Untersuchungen haben darüber hinaus den Zweck, aus einem zunächst groben Systemverständnis heraus detaillierte Kenntnisse über die Wirkprinzipien im QÖD zu erreichen. Um einen wechselseitigen Abgleich zwischen physischen und mathematischen Modellen zu ermöglichen, müssen beide parallel entwickelt und verfeinert werden. Speziell die Generierung von Wissen über den Verlauf der Methodengenerierung soll in der Aktivität der Validierung besonders betrachtet werden.

5.2 Physisches Modell

5.2.1 Überblick Prüfaufbau und Vorgehensweise

Die Basis für die physische Modellbildung zeigt Abbildung 4.15. Mit dem oben beschriebenen Wechsel der Perspektive geht eine Veränderung der Systemgrenze einher. Sie verändert sich mit den jeweils zu entwickelnden Komponenten und der aktuellen Betrachtung. Für das physische Modell werden die Teilsysteme und die ihnen zugeordnete Funktion wie in Tabelle 5.1 gezeigt entwickelt. Dies erfolgt top-down ausgehend von der oben eingeführten Struktur. Unterteilt sind die Systeme in die mechanischen Komponenten, den Ölkreislauf und dem zu testenden System an sich.

Tabelle 5.1 Teilsysteme physisches Modell

Mechanik (schwarzer Regelkreis in Abbildung 4.15)	
Regler (Rotorbahn):	Einstellung der Rotorbahn aus dem Triebwerkszustand
Aktor:	Erzeugen der erforderlichen Anregekräft
Anregung:	Übertragen der Anregekräft, Erzeugen der Rotortrajektorie
Sensor (Anregung):	Messen der Rotormittelpunktsbahn
Abstützung:	Aufnehmen der QÖD-Reaktionskräft
Sensor (Abstützung):	Messen der QÖD-Reaktionskräft
Ölkreislauf (oranger Regelkreis in Abbildung 4.15)	
Regler (Ölzulauf):	Einstellung der Ölversorgung aus dem Triebwerkszustand
Aktor (Ölzulauf):	Erzeugen der Ölversorgung (Druck)
Ölzulauf:	Einstellung der Ölversorgung (Volumenstrom)
Sensor (Ölzulauf):	Messen von Druck, Volumenstrom und Temperatur
Ölrücklauf:	Austretendes Öl auffangen und zurückführen
Sensor (Ölrücklauf):	Volumenstrom messen (austretendes Öl)
QÖD (System under Development in Abbildung 4.15)	
QÖD:	Dämpfer mit realer Geometrie

Wie oben beschrieben ist die Vorgehensweise in die Bildung und Realisierung des physischen Modells sowie die Bildung und Implementierung der virtuellen Modelle unterteilt. Bei der Auslegung und Dimensionierung der einzelnen Komponenten des Prüfstandes sind schon virtuelle Modelle notwendig. Somit ist eine deutliche Trennung zunächst nicht möglich.

5.2.2 Mechanik

Konzept

Ausgehend von der oben gezeigten Systemaufteilung auf Basis der C&C²-Modelle ist das Konzept für den Prüfstand wie in Abbildung 5.1 gezeigt abgeleitet. Für die erforderliche mehrachsige Anregung sind zwei Aktoren notwendig, die über mechanische Komponenten mit dem QÖD-Innenring verbunden sind (beschrieben im Konnektor C1, vgl. Abschnitt 4.8). Der QÖD-Außenring stützt sich in der Struktur der Abstützung ab, welche im Konnektor C2 beschrieben ist, vgl. Abschnitt 4.8. Als Aktoren sollen einachsige elektromagnetische Shaker eingesetzt werden. Andere Aktoren kommen aufgrund der vorgegebenen Randbedingungen und Untersuchungszielen nicht in Frage. Die Anordnung der Teilsysteme ist so gewählt, dass der QÖD möglichst tief angeordnet ist. Dies ist mit der möglichst steifen Einbindung in die Abstützungsstruktur begründet. Eine zu hohe Lage würde das Eigenfrequenzverhalten der Struktur negativ beeinflussen.

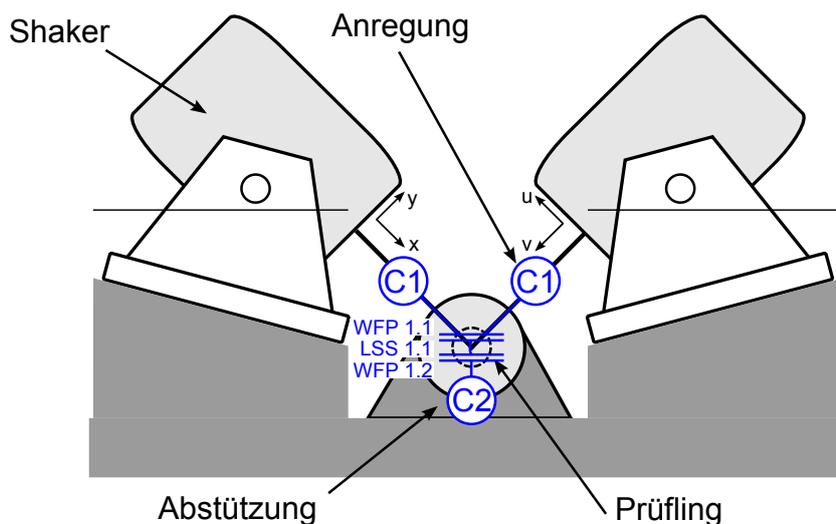


Abbildung 5.1 Prüfstandskonzept¹⁷⁶

¹⁷⁶nach Albers, Jäger u. a. (2011c)

Dynamische Komponenten

Alle bewegten Teilsysteme werden als dynamische Komponenten hier zusammengefasst. Der QÖD stellt nach Abbildung 5.1 die Schnittstelle zwischen statischen und dynamischen Komponenten dar und ist wie in Kapitel 4 hergeleitet durch die Wirkflächenpaare 1.1 und 1.2 sowie der Leitstützstruktur 1.1 beschrieben.

Aktoren

Beide Shaker sind so dimensioniert, dass neben der zu erwartenden Reaktionskraft aus dem QÖD auch die Beschleunigung der bewegten Massen realisiert werden kann. Die Grundlage für die Berechnung stellen die zu erwartenden Dämpferkoeffizienten sowie eine Annahme für die bewegten Massen dar. Die Dämpferreaktionskraft wird an dieser Stelle mittels einer Maximalkraft aus der BLT berechnet. Dies ist als Modell damit gerechtfertigt, da aufgrund der hohen berechneten Kraft der BLT ein Sicherheitsfaktor in die Dimensionierung der Shaker einfließt. Der reale Dämpfer wird im Reaktionskraftniveau immer unterhalb der BLT liegen. Zudem berücksichtigt die BLT keine Nachgiebigkeit der Abstützung, was das reale Kraftniveau weiter reduziert.

Anregung

Die im C&C²-Modell in Abbildung 5.2 beschriebenen Komponenten aus dem Teilsystem der Anregung haben die Funktion, die von den Shakern erzeugten Kräfte an den Ölfilm zu übertragen. Sie dienen ebenso dazu, die rein lineare Auslenkung der Shaker in eine einstellbare Bahnkurve zu übertragen. Einstellbar meint hier die Einstellung der Rotormittelpunktsbahn, deren Form, die Mittelpunktslage, die Frequenz und die Amplitude (an WFP 1.1 in Abbildung 5.2). In diesem WFP findet wie oben beschrieben die Kraftübertragung zum QÖD-Innenring statt.

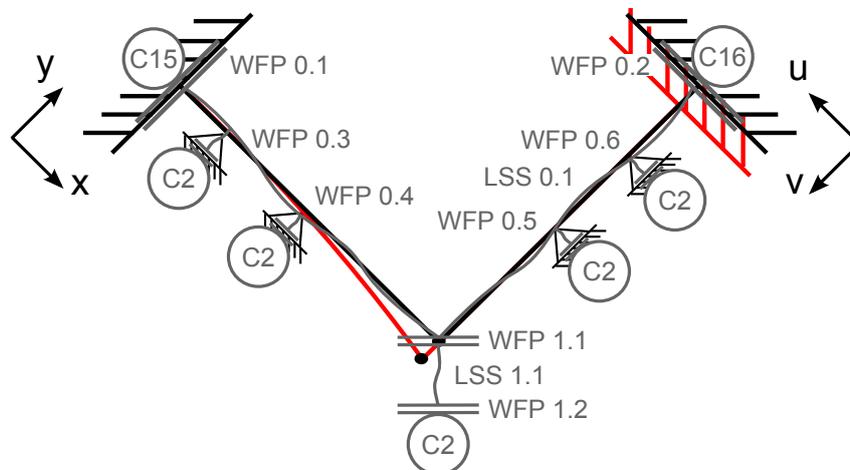


Abbildung 5.2 C&C²-Modell der Anregungskomponenten¹⁷⁷

¹⁷⁷nach Albers, Jäger u. a. (2011c)

Da die beiden Shaker über die Anregungskomponenten fest an den QÖD-Innenring gekoppelt sind, üben sie eine gegenseitige Querkraftbelastung aus. Die Shaker können bauartbedingt nur eine geringe Querkraft aufnehmen (WFP 0.1 und WFP 0.2 in Abbildung 5.2). Um diese zu reduzieren, werden biegeeweiche Koppelstangen mit zusätzlicher Lagerung in Querrichtung als Übertragungselemente entwickelt (LSS 0.1 und deren Abstützung in WFP 0.3 bis 0.6 in Abbildung 5.2). Um die Elemente in Querrichtung biegeweich auszuführen und zusätzlich so, dass das dynamische Verhalten (insbesondere die Eigenfrequenzen und -formen) die Messung nicht oder nur gering beeinflusst, sind verschiedene Berechnungen notwendig, die im folgenden vorgestellt werden. Die Eigenschaften der Shaker (Steifigkeiten, Kennfelder etc.) sind in den Konnektoren C15 und C16 beschrieben.

Übertragungselemente

Die Übertragungselemente sollen die einachsige Anregung der Shaker in eine Rotorbahn übertragen, wie sie in den Zielen festgehalten ist. Betrachtet man den in Abbildung 5.2 gezeigten Mechanismus und bedenkt, dass die Übertragungselemente fest an den QÖD-Innenring gekoppelt sind (im WFP 1.1), fällt auf, dass es sich um einen Mechanismus mit fehlendem Freiheitsgrad handelt. Es ist der Getriebefreiheitsgrad F mit der Anzahl n Getriebeglieder und der Unfreiheit u_n je Gelenk

$$\begin{aligned} F &= 3(n - 1) - \sum u_n \\ &= 3(2 - 1) - 4 \\ F &= -1. \end{aligned}$$

Es handelt sich somit um ein überbestimmtes System. Die Einführung weiterer Gelenke (Dreh- oder Drehschubgelenk) kommt aufgrund der technischen Umsetzung nicht in Frage, da der Innenring des QÖD auf einer planaren Bahn ohne Drehung bewegt werden muss. Dies begründet die Entscheidung, die Übertragungselemente LSS 0.1 (vgl. Abbildung 5.2) wie oben eingeführt biegeweich auszuführen, um somit ein Festkörpergelenk¹⁷⁸ zu realisieren. Die Verformung soll wie in Abbildung 5.2 angedeutet eingestellt werden. Die Querkraft auf die Shaker soll somit deutlich reduziert werden und die Eigenfrequenzen des Teilsystems sollen die Messung nicht oder nur gering beeinflussen. Um dies zu erreichen, werden zunächst analytische Betrachtungen durchgeführt. Abbildung 5.3 zeigt das in ein mechanisches Modell überführte C&C²-Modell.

An der Stelle der Ankopplung des Shakers SH1 ist dessen erzeugte Kraft F_{SH1} auf das System aufgeprägt (an der Stelle des WFP 1.1 in Abbildung 5.2), welche zu einer Verformung f_s führt. Die Teilbereiche der LSS 0.1, die mit den Wirkflächenpaaren 0.3 bis

¹⁷⁸Lobontiu (2003)

¹⁷⁹nach Albers, Jäger u. a. (2011c)

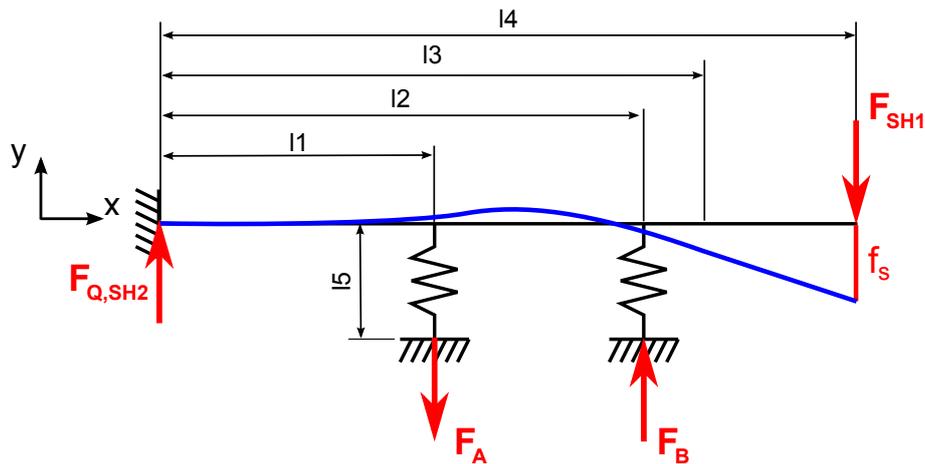


Abbildung 5.3 Mechanisches Modell Übertragungselement¹⁷⁹

0.6 verbunden sind, werden in dem mechanischen Modell als nachgiebig in y -Richtung vorgesehen. Somit ist die Steifigkeit der Lager ein weiterer Designparameter für die Optimierung der Biegelinie und Querkraft. In x -Richtung sollen die Lager weich sein, um nicht zu viel Kraft des Shakers SH2 in die Struktur der Abstützung (Konnektor C2 in Abbildung 5.2) abzuleiten. An der Stelle des Shakers SH2 (WFP 0.1 in Abbildung 5.2) ist eine feste Einspannung vorgesehen, die die verbleibende Querkraft $F_{Q,SH2}$ aufnimmt. Das statisch unbestimmte System wird mittels des Satzes von Castigliano gelöst. Basierend auf dieser Lösung kann eine Parameteroptimierung für die Reduzierung der Querkraft auf den Shaker SH2 vorgenommen werden. Hierbei werden die Dicke des Übertragungselements und die Längen l_1 und l_2 als Parameter verwendet. Als Randbedingungen sind die Verschiebung $f_s(F_{SH1}) = h_0$, die Nachgiebigkeit der Lager $E \cdot A/l_5$ sowie die Verschiebung $f_s(F_{Q,SH2}) = 0$ vorgesehen. Die Kraft F_{SH1} ergibt sich aus der geforderten Verschiebung, die QÖD-Reaktionskraft kann an dieser Stelle vernachlässigt werden. Die Längen l_4 und l_3 sind ebenso als Randbedingung zu verstehen. Sie definieren die Gesamtlänge und den Bereich der Koppellemente ($l_4 - l_3$), welche die Verbindung zum Rotor¹⁸⁰ und dem QÖD-Innenring herstellen. Diese werden als steif angenommen, ihre Gestaltung wird im folgenden Abschnitt vorgestellt. Die auf Basis der Optimierung gefundene Biegelinie ist in Abbildung 5.3 enthalten (blau), die realisierte Gestalt wird weiter unten gezeigt. Die Querkraft auf den Shaker SH2 beträgt verglichen mit der maximalen Querkraft $F_{Q,SH2} = F_{SH1}$ ohne Zusatzlager 16 %. Die nachgiebigen Lager sind als Blattfedern ausgeführt, welche in Bewegungsrichtung des Shakers weich, in Querrichtung ausreichend steif und sicher gegen Knicken und Beulen sind¹⁸¹. Die Nachrechnung der notwendigen Shakerkraft sowie die Bestimmung des Eigenfrequenzverhaltens findet weiter unten statt.

¹⁸⁰Die Bezeichnung Rotor ist nicht korrekt, da es sich hier aufgrund der fehlenden Rotation um keinen Rotor im technischen Sinne mehr handelt. Im Sinne der Lesbarkeit der Arbeit wird diese Bezeichnung aber weiterhin verwendet.

¹⁸¹Albers, Jäger u. a. (2010)

Koppelemente und Rotor

Als Koppelemente werden die Elemente bezeichnet, die den Rotor samt QÖD-Innenring mit den Übertragungselementen koppeln. Sie übertragen somit die Kraft und gewährleisten die Montage und Ausrichtung des Innenrings. Da der QÖD in einer massiven Abstützung gelagert ist, müssen diese Koppelemente um diese Struktur herumgreifen. Somit sollen die Elemente den begrenzten vorgegebenen Bauraum gut ausnutzen, sehr steif und gleichzeitig leicht sein, um die Eigenfrequenz der Struktur nicht negativ zu beeinflussen. Ähnliches gilt für den Rotor, dieser soll leicht sein, die auftretenden Kräfte übertragen sowie den QÖD-Innenring aufnehmen. Aus diesen Konstruktionsrandbedingungen kann für das einzelne Element ein Bauraummodell definiert werden. Begrenzt wird dieses durch den notwendigen Durchmesser des Rotors und der Verbindung zu den Übertragungselementen. Sämtliche Bauteilverbindungen sind reibschlüssig und bauen somit besonders klein.

Mittels dieser Randbedingungen ermittelt ein Algorithmus zur Topologieoptimierung aus dem Designbereich eine optimierte Struktur, Abbildung 5.4. Der Designbereich definiert zusätzlich zum Bauraum eingefrorene Bereiche, die nicht in die Optimierung mit einbezogen werden. Als Zielfunktion ist die Minimierung der Nachgiebigkeit unter Reduzierung des Volumens vorgegeben. Die so gewonnene optimierte Struktur wird in eine realisierbare Gestalt überführt und einer Festigkeitsrechnung unterzogen¹⁸². Der Rotor ist rohrförmig und aus Aluminium ausgeführt. Die notwendigen Festigkeitsnachweise sind erbracht. Die Bauteilverbindung zwischen Rotor und Koppelement findet mittels Konus-Spannelementen statt.

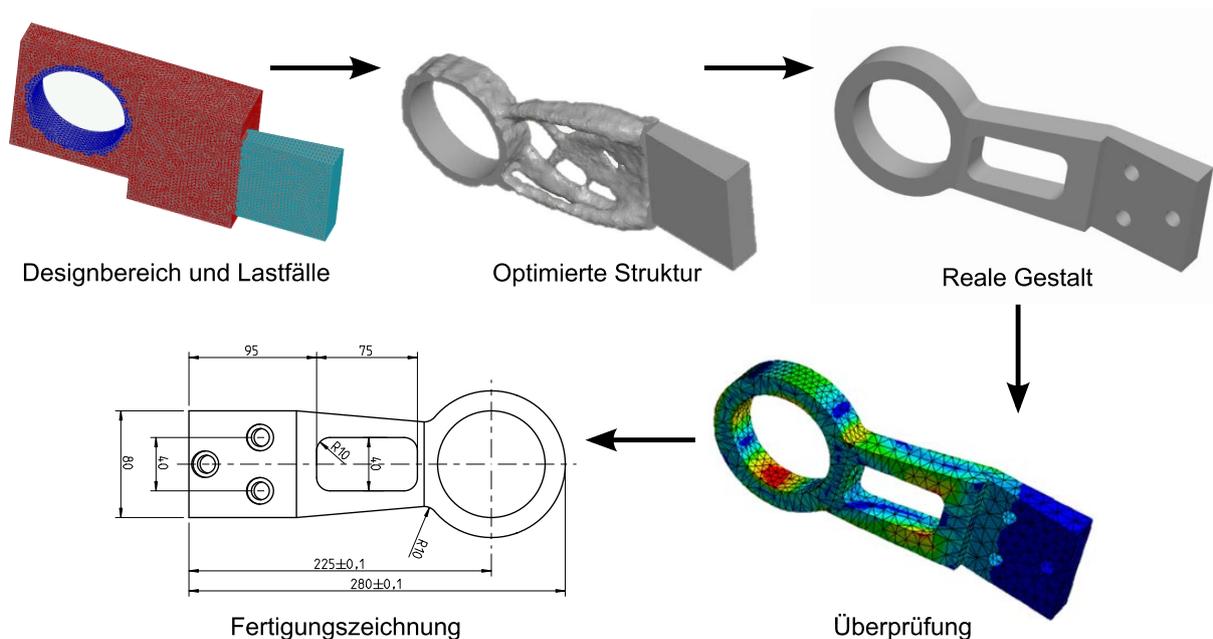


Abbildung 5.4 Ablauf der Gestaltung und Dimensionierung der Koppelemente

¹⁸²Albers, Jäger u. a. (2010)

Realisierte Gestalt

Das gesamte System der Anregung zeigt Abbildung 5.5. Nicht dargestellt sind die Shaker und der Prüfstandsunterbau. Die Bauteilverbindung zwischen Shaker und Anregung findet im WFP 0.1 bzw WFP 0.2 statt, die restliche Struktur des Prüfaufbaus ist in Konnektor C2 beschrieben.

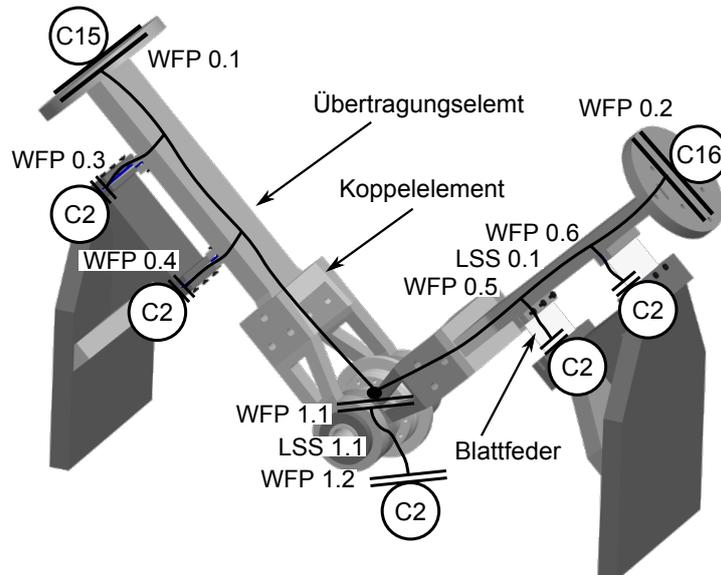


Abbildung 5.5 Realisierte Gestalt der Anregung

numerische Analysen

Die Gesamtbaugruppe der Anregung wird hinsichtlich Festigkeit, Steifigkeit und Eigenfrequenzverhalten nachgerechnet. Abbildung 5.6 zeigt die Verformung bei gleicher Shakerauslenkung links und rechts (stark vergrößert), gut zu erkennen ist die sich einstellende Biegelinie. Dargestellt ist die gleichzeitige Verschiebung der Shakerflanschenflächen von 0,1 mm, welche die maximale Auslenkung am QÖD-Innenring ergibt. Die maximal auftretende Spannung in der Struktur ist vernachlässigbar klein. Die Shakerkräfte für die Verformung der Struktur betragen 17% der maximal möglichen Shakerkraft. Die verbleibende Kraft reicht aus, um den QÖD zu belasten. Die Querkräfte auf die Shaker sind etwas höher als in der analytischen Betrachtung berechnet, was sich mit der vereinfachten Modellbildung begründen lässt. Es ergeben sich aber dennoch ausreichend große Sicherheitsfaktoren.

Die numerische Modalanalyse wird mit einer festen Einspannung anstelle der Verschiebung durchgeführt, vgl. Abbildung 5.6. Sie ergibt die relevanten Eigenformen wie in Tabelle 5.2 dargestellt, der Rotor samt Innenring ist nicht dargestellt, seine Masse ist in der Berechnung als Punktmasse berücksichtigt. Besonders die erste Eigenfrequenz ist für den Prüfstandsbetrieb kritisch, sie liegt im geforderten Betriebsbereich. Da aber bei

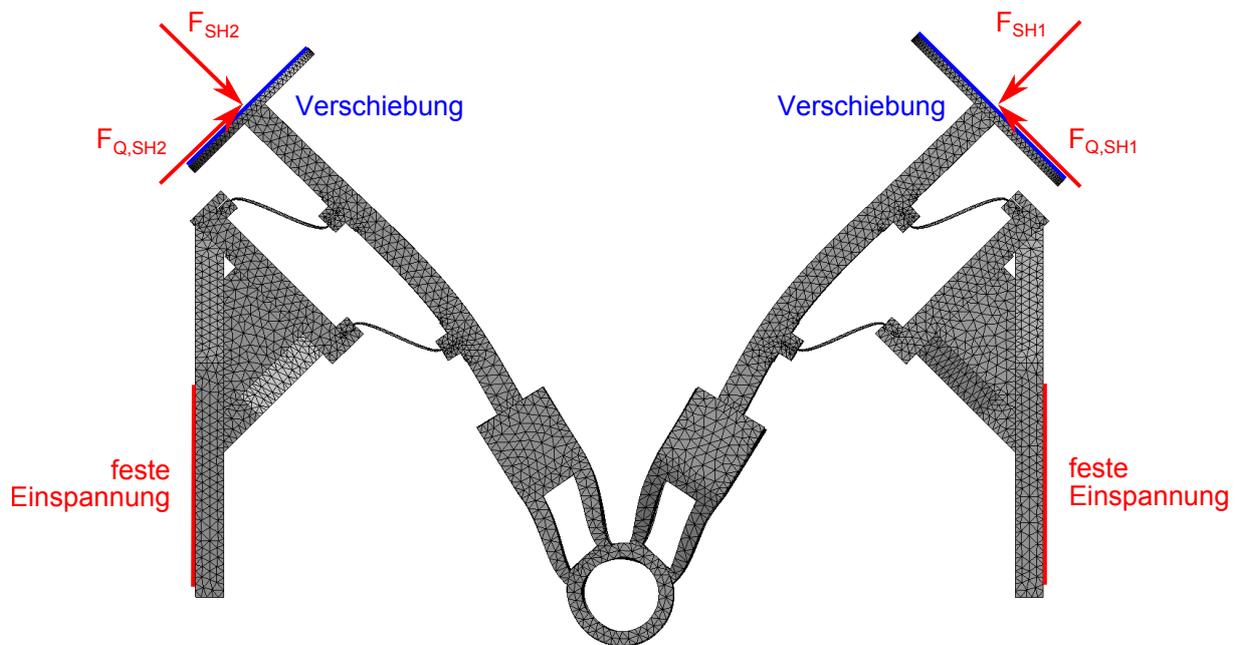


Abbildung 5.6 Verformung der Anregungskomponenten

guter Ausrichtung der Komponenten kein Energieeintrag in diese Richtung zu erwarten ist, wird nicht mit einem Auftreten dieser Schwingform gerechnet.

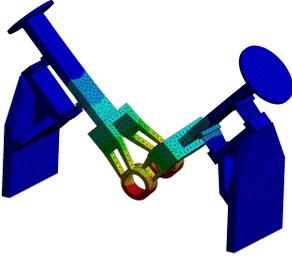
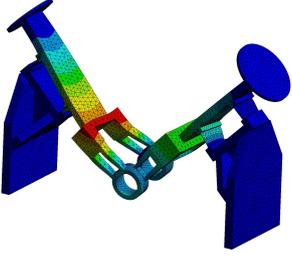
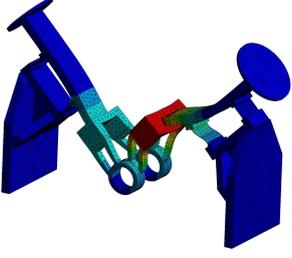
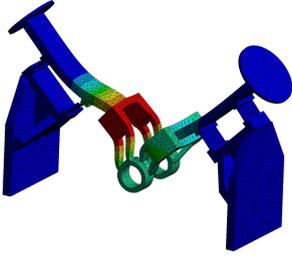
Messtechnik

Die Messtechnik im Bereich der Anregung beschränkt sich auf induktive Wegaufnehmer, die die Position des QÖD-Innenrings detektieren. Damit die Verformung der Struktur die Messung nicht beeinflusst, werden die Sensoren sehr nahe am Innenring angebracht. Da es sich um eine Bewegung in einer Ebene handelt, reichen zwei Sensoren aus, die in Wirkrichtung der Shaker angeordnet sind.

Regler

Der Regler als Teil des virtuellen Restsystems überträgt den Triebwerkszustand in eine Rotormittelpunktsbahn und diese in für die Shaker angepasste Signale. Beide Shaker werden mit Sinussignalen verstellbarer Frequenz, Phase, Amplitude und Mittellage angesteuert. Amplituden und Offsets der beiden Signale sind unabhängig voneinander einstellbar, ebenso die Phasenlage. Regelgröße ist der Schwingweg, der mittels der Wegsensoren gemessen wird. Die variable Nullpunktslage, Amplituden und Phasenlage der Signale erlaubt es, die Rotortrajektorie im gesamten Ölspalt frei einzustellen.

Tabelle 5.2 Ergebnis der numerischen Modalanalyse

Nr.	Frequenz	Form	Bemerkung
1	216 Hz		Schwingung des Rotors aus der QÖD-Ebene heraus, erste Biegeform
2	621 Hz		Schwingung der Koppelemente aus der QÖD-Ebene heraus, zweite Biegeform (Knoten an der Stelle des Innenrings)
3	688 Hz		Schwingung des rechten Koppelements in der QÖD-Ebene
4	733 Hz		Schwingung des linken Koppelements in der QÖD-Ebene

Abstützung

Die Komponenten der Abstützung verbinden den QÖD-Außenring mit dem Prüfstandsunterbau im WFP 1.2, leiten und detektieren die Reaktionskräfte des Dämpfers in die Struktur ab und schließen somit den Kraftfluss. Diese Funktionen sind in Konnektor C2 beschrieben. Das der Gestaltung zugrundeliegende Wirknetz als C&C²-Modell zeigt Abbildung 5.7; benannt wird der Inhalt in Tabelle 5.3. Der Konnektor C2 wird weiter konkretisiert; es entstehen weitere Konnektoren C17 und C18, die das Verhalten der hier nicht dargestellten Prüfstandsstruktur beinhalten. Für das mechanische Modell beschreibt die Feder c_1 die Steifigkeit des Dämpfergehäuses (LSS 0.3, 0.7 und 0.5). Die Federn c_2 und c_2^* stellen die umgebende Struktur samt der Kraftsensoren dar (LSS 0.2, 0.6 und 0.8). c_2 enthält die Sensoren und die Struktur im unteren Bereich der Abstüt-

zung, c_2^* ist der obere Bereich, welcher keinen Kraftsensor enthält. Da es sich um ein ebenes Problem handelt, ist eine Kraftmessung mit zwei Sensoren dann möglich, wenn sämtliche Steifigkeiten des gezeigten Systems bekannt sind.

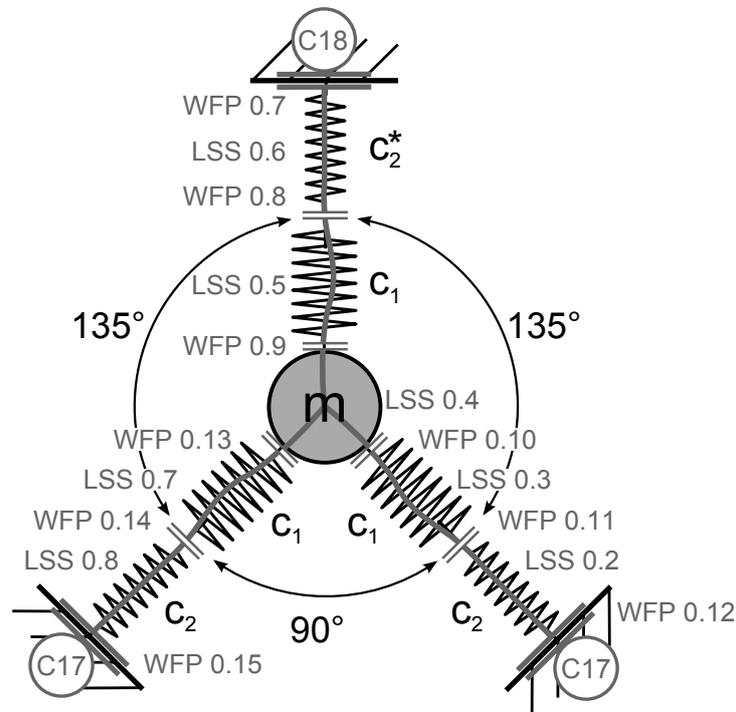


Abbildung 5.7 C&C²-Modell der Abstützung

Zum Einsatz kommen piezoelektrische Sensoren. Diese weisen eine besonders hohe Steifigkeit auf und bauen im Vergleich zu Sensoren auf Dehnmessstreifen-Basis kleiner. Um den Außenring an drei Punkten aufnehmen zu können und gleichzeitig eine Kraftmessung zu ermöglichen, wird dieser und die ihn umgebende Struktur in den Federn c_2 und c_2^* vorgespannt. Somit sind reine Drucksensoren mit einer Messrichtung ausreichend. Aufgrund der Vorspannung kann eine Kraftmessung in Zug- und Druckrichtung erfolgen. Bestimmt man bei einer vorgegebenen kreisförmig umlaufenden Kraft auf die Masse m die Reaktionskräfte an den Lagerpunkten so zeigt sich, dass die Kraft, die am oberen Lagerpunkt in die Struktur abgeleitet wird klein gehalten werden muss. Nur so kann die tatsächlich auftretende QÖD Reaktionskraft gemessen werden. Als maximal auftretende Kraft wird analog zur Shakerdimensionierung die mittels BLT berechnete zugrundegelegt.

Aufgrund der geringen Steifigkeit des oberen Lagerpunktes kommt es zu einer Relativbewegung zwischen QÖD-Außenring und der ihn umgebenden Struktur. Um Querkräfte auf die Sensoren durch diese Bewegung zu vermeiden ($F_{Q, \text{Sensor}, \text{max}} \approx 0,04 \cdot F_{\text{Sensor}, \text{max}}$), werden die Kontaktflächen in den Wirkflächenpaaren WFP 0.8, 0.11 und 0.14 mit einer Schleifoberfläche geringer Rautiefe versehen und durch eine Fettschmierung eine weitere Leitstützstruktur nebst Wirkflächenpaaren eingeführt.

Tabelle 5.3 C&C²-Modell der Abstützung

Entität	Benennung
C17	Prüfstandsstruktur unten
WFP 0.12 und 0.15	WFP Abstützung Prüfstandsstruktur unten
LSS 0.2 und 0.8	LSS Kraftsensor und Sensoraufnahme unten
WFP 0.11 und 0.14	WFP Kraftsensor Dämpfergehäuse unten
LSS 0.3 und 0.7	LSS Dämpfergehäuse
WFP 0.10 und 0.13	WFP Dämpfergehäuse QÖD-Außenring
LSS 0.4	LSS QÖD-Außenring
C18	Prüfstandsstruktur oben
WFP 0.7	WFP Abstützung Prüfstandsstruktur oben
LSS 0.6	LSS Kraftsensor und Sensoraufnahme oben
WFP 0.8	WFP Kraftsensor Dämpfergehäuse oben
LSS 0.5	LSS Dämpfergehäuse
WFP 0.9	WFP Dämpfergehäuse QÖD-Außenring

Um keinen Einfluss der Verformung der Bauteile auf die Reaktionskraft des QÖD zu erhalten, muss c_1 sehr groß sein. Da dies zwangsläufig mit einer größeren Masse einhergeht, müssen Masseneffekte ausgeschlossen werden können. Das System soll immer in Phase, also unterkritisch schwingen, um keine zusätzliche Phasenverschiebung in das System einzubringen. Die Modalanalyse mit dem in Abbildung 5.7 gezeigten Modell unter der Annahmen realistischer Steifigkeitswerte zeigt, dass eine erste Eigenfrequenz von ca. 1000 Hz realisiert werden kann. Die maximale geforderte Anregungsfrequenz liegt bei 250 Hz, der Betrieb ist also deutlich unterkritisch. Darüber hinaus wird gezeigt, dass eine Vorspannung der Struktur und ungleiche Steifigkeiten ($c_2 \neq c_2^*$) über einen großen Bereich keinen Einfluss auf das Eigenfrequenzverhalten haben.

Dämpfergehäuse und -aufnahme

Die für die vorgestellten Komponenten realisierte Gestalt zeigt Abbildung 5.8. Der Körper mit der Steifigkeit c_1 ist als Dämpfergehäuse bezeichnet, c_2 und c_2^* sind in der Dämpferaufnahme bzw. den Kraftsensoren repräsentiert. Nicht gezeigt ist die Umsetzung der kleinen Steifigkeit am oberen Lagerpunkt. Dies ist mittels eines dünnen, geführten Bolzens realisiert. Eine Nachrechnung der Knicksicherheit und Sicherheit gegen Fließen liegt vor. Ebenso wie die Nachrechnung der Strukturmechanik und des Schwingverhaltens dieser Komponenten. Neben der Position der Kraftsensoren ist auch die Anbringung der Wegsensoren gezeigt.

Prüfstandsunterbau und Messtechnik

Der Unterbau nimmt die in Abbildung 5.8 gezeigten Komponenten sowie die Shaker auf. Er ist ausreichend steif ausgeführt, ebenso liegen keine kritischen Eigenfrequenzen

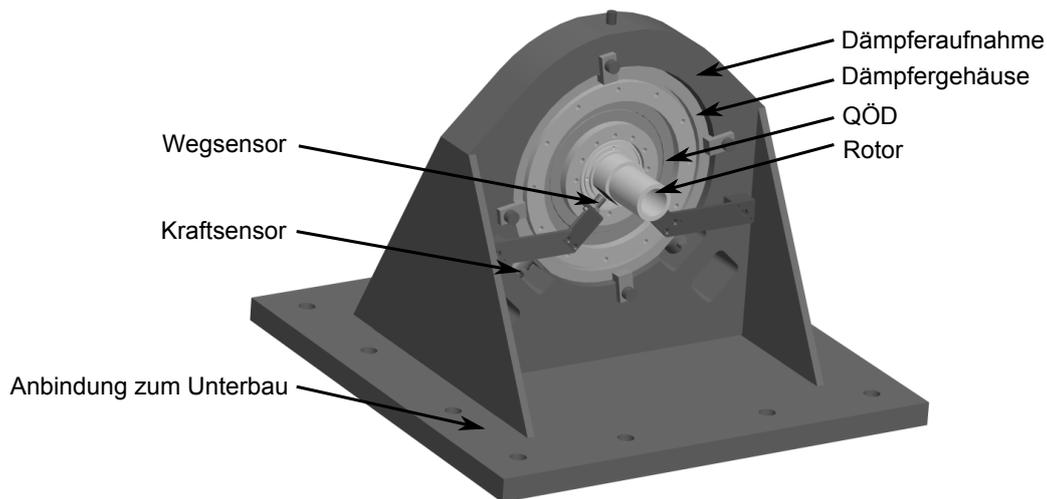


Abbildung 5.8 Realisierte Gestalt der Abstützung

vor. Die Schwingungsisolierung zur Umgebung erfolgt mittels Maschinenlagern auf Elastomerbasis. Als Sensoren kommen im Bereich der Abstützung ausschließlich die oben bereits eingeführten Kraftsensoren zum Einsatz.

5.2.3 Ölkreislauf

Der Ölkreislauf stellt den zweiten Regelkreis in der Systemübersicht in Abbildung 4.15 dar. Nach Tabelle 5.1 ist er in den Zulauf, den Rücklauf und den jeweils notwendigen Aktoren und Sensoren unterteilt.

Ölzulauf

Der Ölzulauf stellt die Ölversorgung des QÖD her. Dies soll so geschehen, dass dem realen Triebwerksbetrieb angepasste Betriebsbedingungen herrschen. Ein Prüfstands-betrieb bei Triebwerkstemperatur lässt sich jedoch nicht realisieren, was den Einsatz des Originalfluides (siehe Tabelle 4.1) in Frage stellt. Die direkte Übertragung der Ölparameter ist somit nicht möglich, was die Viskosität für die experimentelle Studie als weitere variable Größe einführt. Das Hydraulik-Aggregat ist für Viskositäten ($\nu \approx 5 \dots 25 \text{ mm}^2/\text{s}$) ausgelegt. Als Maximaldruck sind 10 bar realisiert, der maximale Volumenstrom beträgt 2,5 l/min. Der Druck ist aus der Systemanalyse bekannt (vgl. Abschnitt 4.2), jedoch liegt kein Modell vor, mit dem der sich einstellende Volumenstrom berechnet werden kann. Dieser ergibt sich aus der vorliegenden Geometrie und dem Betriebszustand des QÖD. Um einen möglichst großen Volumenstrombereich abdecken zu können, ist das Hydraulik-Aggregat mit zwei Pumpen ausgestattet, die entweder einzeln oder kombiniert betrieben werden können. Beide sind mit Frequenzumrichter drehzahlgeregelten Motoren ausgestattet, ein Proportional-Druckregelventil stellt den Druck in der Versorgungsleitung ein. Die Begründung dieses großen notwendigen Einstellbereichs liefert die Tatsache, dass der QÖD entweder sehr gut abgedichtet - also mit sehr geringem

\dot{V} arbeitet - oder sehr schlecht gedichtet ist - also mit großem \dot{V} betrieben wird. Der Extremfall stellt ein ungedichteter Dämpfer dar.

Ölrücklauf

Wie in Abschnitt 4.3 dargestellt bildet sich ein Ölkreislauf durch den QÖD aus, der über das WFP 1.3 mit Öl versorgt wird, der Ölabbfluss geschieht über das WFP 1.4. Da das aus dem QÖD austretende Öl in die Umgebung abfließt, ist kein geschlossener Hydraulikkreislauf möglich. Der Druck fällt nach dem Dämpfer auf Umgebungsdruck ab, was in der Hydraulik unüblich ist, hier aber notwendig, damit sich kein zusätzlicher Druck im Quetschspalt aufbaut. Darüber hinaus soll eine Bestimmung der Kolbenring-Dichtwirkung ermöglicht werden. Abbildung 5.9 zeigt den realisierten Ölkreislauf. Das aus dem QÖD austretende Öl wird mittels zweier separater Behälter aufgefangen. Beide stehen auf Waagen, welche mittels Zeitmessung und der Kenntnis der Fluidichte eine Bestimmung des Volumenstroms erlauben. Beide Zwischenbehälter werden beim Erreichen eines bestimmten Füllstandes mittels einer Doppelmembranpumpe entleert.

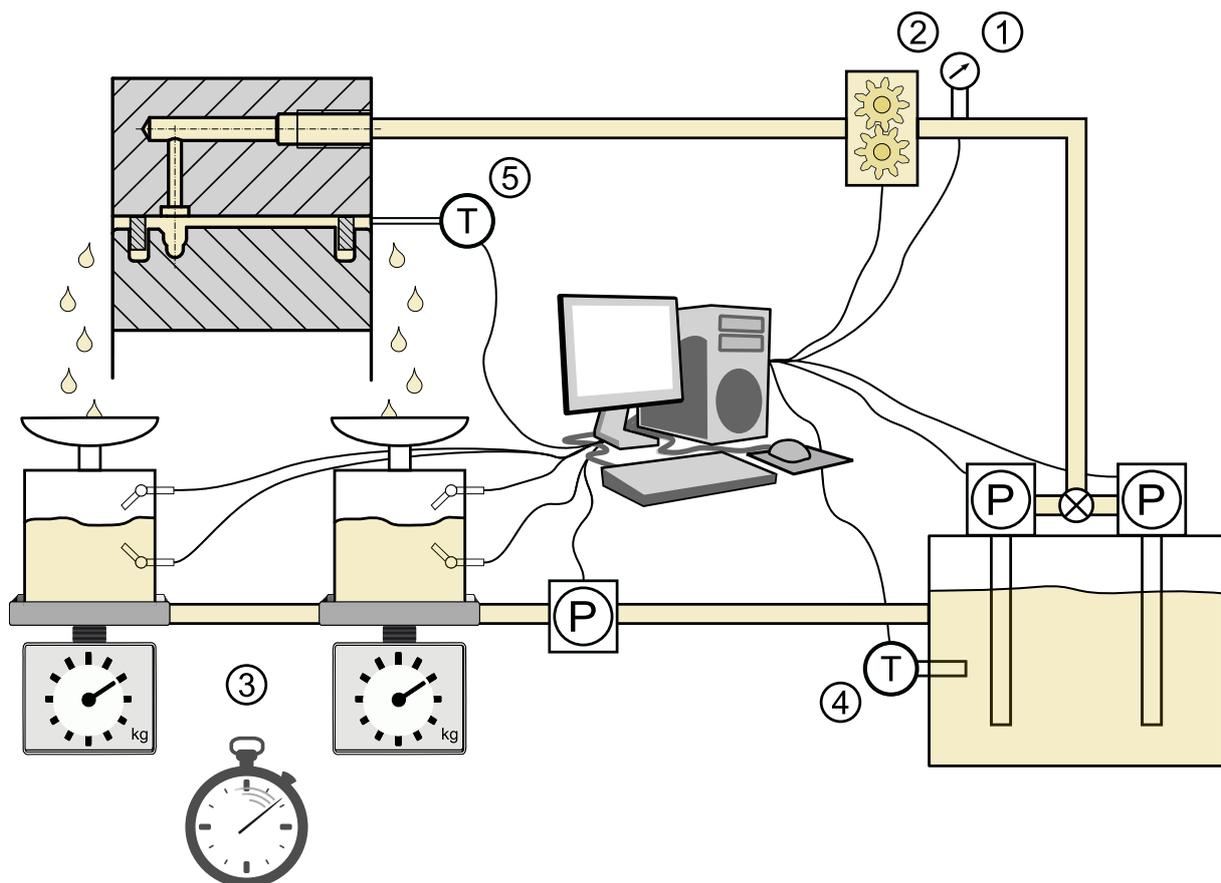


Abbildung 5.9 Ölkreislauf

Messtechnik

Für die Messung des Drucks und Volumenstroms in der Zuführleitung sind dort ein Drucksensor (Nr. 1 in Abbildung 5.9) und ein Zahnrad-Volumenstromsensor (Nr. 2)

vorgesehen. Neben den oben beschriebenen Waagen und Zeitmessung (Nr. 3) kommen Thermolemente im Ölkreislauf zum Einsatz. Diese werden zur Bestimmung der Temperaturen im Tank (Nr. 4) und am Ölaustritt (Nr. 5) am QÖD verwendet.

5.2.4 Prüfling

Der Prüfling ist der QÖD, wie er im Abschnitt 4.3 beschrieben ist. Er wird in seiner Realgeometrie auf den Prüfaufbau übertragen. Aufgrund der geforderten Genauigkeit bei der Einstellung des Quetschspaltes erfolgt diese mittels Kegelpressverbänden in den WFP 0.9, 0.10 und 0.13 am Außenring (vgl. Abbildung 5.7). Zur Realisierung des Pressverbandes werden eine weitere Leitstützstruktur LSS 0.9 und die Wirkflächenpaare WFP 0.16 und WFP 0.17 eingeführt. Abbildung 5.10 zeigt den Ausschnitt des so erweiterten C&C²-Modells der Abstützung; in den dynamischen Komponenten ist das Vorgehen analog.

Für den vorliegenden Dämpfer und Betriebsbedingungen führt eine Änderung des Spalts von 5 μm (4,2 %) zu einer Änderung der Reaktionskraft von circa 12 %¹⁸³. Die Pressverbände sind so ausgelegt, dass sie eine Einstellung der Durchmesser von Innenring und Außenring im Mikrometer-Bereich erlauben. Der Winkel ist im Bereich der Selbsthemmung für einen trockenen Stahl-Stahl-Kontakt gewählt ($\arctan(\mu) \approx 4^\circ$), somit ist ein sicherer Betrieb ohne Lösen möglich. Für die Demontage der Ringe kommt das Druckölverfahren¹⁸⁴ zum Einsatz. In beiden Kegeln sind umlaufende Nuten hierfür vorgesehen. Die Einstellung des Dämpfspalts erfolgt bei der Montage des Innen- und Außenrings mittels Koordinatenmessmaschine. Die Baugruppen sind so ausgeführt, dass sie zur Vermessung leicht transportiert werden können.

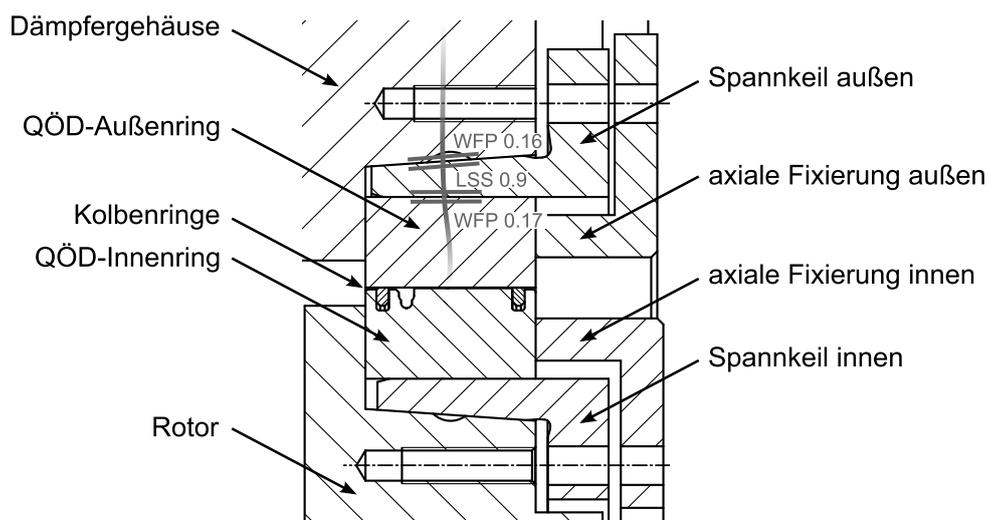


Abbildung 5.10 Montage QÖD

¹⁸³für die Berechnung liegt die BLT mit einem zentrischen kreisförmigen Orbit zugrunde. Der gewählte mittlere Amplitudenbetrag wird bei der Variation von h_0 konstant gehalten.

¹⁸⁴Kollmann (1983)

5.2.5 Zwischenfazit physisches Modell

In den vorangegangenen Abschnitten wird die Modellierung und Realisierung des Prüfstandsprinzips und seiner Gestalt sowie die dafür notwendigen Schritte der Modellbildung gezeigt. Die Basis für diese Umsetzung stellen die in der Systemanalyse identifizierten Ziele, C&C²-Modelle und die Systemaufteilung im XiL-Framework dar, welche sukzessive verfeinert und erweitert werden. Das vorgestellte Vorgehen der Analyse und anschließender Synthese auf Basis dieser Modelle erweist sich als vorteilhaft bei der Durchgängigkeit der Dokumentation und erleichtert somit die Kommunikation in einer einheitlichen Sprache.

Für die Berechnungen sind weitere Annahmen notwendig, was sich mit der fehlenden Reife der vorliegenden Modelle und dem jeweiligen Modellzweck begründen lässt. So ist es nicht zielführend, die Dimensionierung von Komponenten eines Prüfstandes mittels vollständiger (also komplexer) Modelle des QÖD durchzuführen. Die verwendeten vereinfachten Modelle (konkret handelt es sich schlicht um die Maximalkraft aus der BLT) führen zu einfachen und schnellen Berechnungsmodellen. Darüber hinaus ist zu diesem Zeitpunkt das reale Verhalten des konkreten QÖD nicht bekannt, ist es doch Gegenstand der übergeordneten Untersuchung. Eine Validierung des Produktprofils und der zur Gestaltrealisierung getroffenen Annahmen kann somit bis zu diesem Schritt nur durch eine enge Abstimmung mit dem Kunden (hier der Kunde auf Validierungsebene 1) und seiner Erfahrung mit dem QÖD erfolgen. Ebenso ist die Absicherung mit Ergebnissen der Recherche (hier dem Stand der Forschung) erforderlich und als Validierungsinstanz angebracht.

Aufgrund der für die Berechnung notwendigen Annahmen ist es erforderlich, die mathematischen Modelle des Dämpfers aber auch die der Komponenten des Prüfstandes zunächst losgelöst weiterzuentwickeln. Somit kann später ein Abgleich und eine Absicherung der getroffenen Annahmen erfolgen. Dies ist ein wichtiger Schritt zur Validierung der Untersuchungsmethode. Ebenso führt eine parallelisierte Modellentwicklung dazu, dass am Ende der Methodenentwicklung jeweils ein physisches aber auch ein virtuelles Modell umgesetzt ist, was zum einen die erwähnte Absicherung erlaubt und darüber hinaus virtuelle Untersuchungen im Sinne des Virtual Prototyping¹⁸⁵. Für nicht alle Annahmen stehen zum jetzigen Stand der Arbeit Validierungsmöglichkeiten zur Verfügung. So ist keine Information über den sich einstellenden Volumenstrom verfügbar und er könnte nur mit großem Aufwand berechnet werden. Somit verdeutlicht die Auslegung des Ölkreislaufs die Notwendigkeit einer weiteren Validierungs- und Untersuchungsebene, wie sie bereits in Kapitel 4 eingeführt wurde.

¹⁸⁵Amirouche (2006)

5.3 Virtuelle Modelle

Die Entwicklung des physischen Modells macht die Implementierung von virtuellen Modellen zwingend erforderlich. Insbesondere die Auslegung der dynamischen Komponenten ist nur mittels moderner rechnerbasierter Methoden denkbar. Somit gliedert sich die virtuelle Modellumsetzung wie in Abbildung 5.11 gezeigt. Aus der vereinfachten BLT (implementiert in MATLAB/Simulink¹⁸⁶) liegen maximale Dämpferreaktionskräfte vor, die für die strukturmechanischen Analysen wie oben vorgestellt verwendet werden. Diese Analysen werden im folgenden Abschnitt zusammenfassend dargestellt. Wie in der Vorgehensweise der Arbeit formuliert sollen diese Modelle parallel zur Prüfstandsentwicklung weiter verfeinert und abgesichert werden. Im ersten Schritt sollen numerische Strömungssimulationen (CFD)¹⁸⁷ dazu dienen, ein verbessertes Systemverständnis über die Vorgänge im QÖD aufzubauen. Es gilt zu überprüfen, in wie weit die für die geschlossene Lösung der Reynolds-Gleichung gemachten Annahmen für den vorliegenden Dämpfer zulässig sind und wie die Variation einzelner Parameter, das Verhalten des Dämpfers beeinflusst.

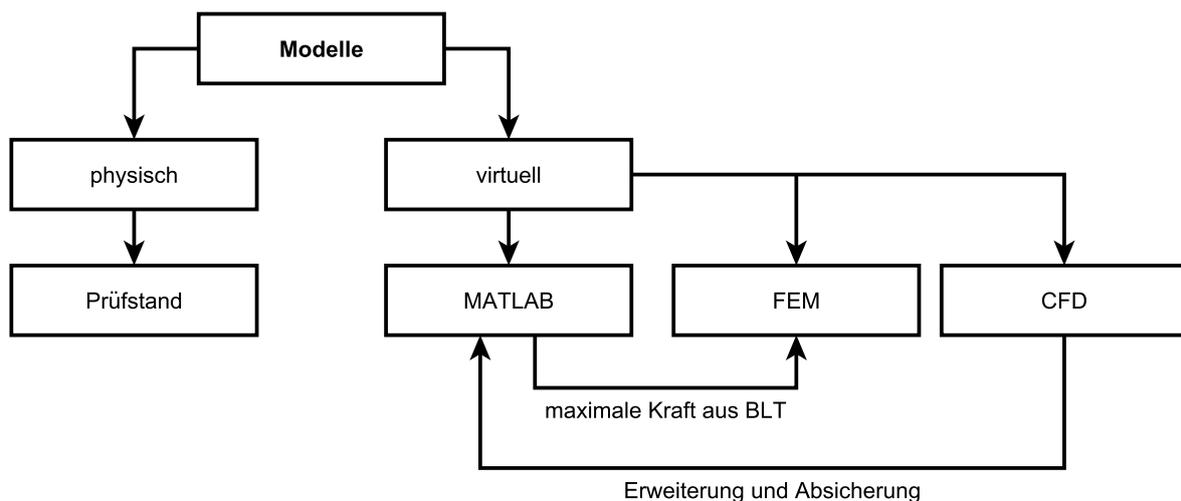


Abbildung 5.11 Überblick der QÖD-Modelle

5.3.1 Strukturmechanik / Modalanalysen

Die oben vorgestellten Modelle wurden top-down mit den in der Systemanalyse identifizierten Schnittstellen und Zielen gebildet. Tabelle 5.4 zeigt einen Überblick über die implementierten Modelle, den Modellzweck, die Randbedingungen und die getroffenen Annahmen. Die Tabelle zeigt, wie die Randbedingungen und getroffenen Annahmen

¹⁸⁶Die Nennung der in der Arbeit verwendeten Software findet im Text rein durch den allgemein geläufigen Namen der Programmpakete statt. Eine Auflistung aller Programme, deren Handelsnamen und Unternehmen ist in Tabelle A.4 in Anhang A zu finden.

¹⁸⁷CFD - Computational Fluid Dynamics

in die Modellbildung einfließen. Sie führen zu verkürzten Modellen¹⁸⁸, die für eine effiziente Entwicklung des Prüfaufbaus erforderlich sind. Die Wahl der Annahmen und Randbedingungen hat einen entscheidenden Einfluss auf die Qualität der Ergebnisse. Dies gilt für die Ergebnisse der Modellbildung an sich, aber auch für die Funktion der entwickelten Maschine. Möglichkeiten dies abzusichern werden in Abschnitt 5.4 vorgestellt und diskutiert. Ebenso wird die weitere Verwendung der Modelle gezeigt. So dienen die Modelle der mechanischen Komponenten dazu eine Validierungsumgebung für den Gesamtaufbau zu schaffen, vgl. Abschnitt 5.3.4.

5.3.2 QÖD-Übertragungsverhalten

Bei der Implementierung des QÖD-Übertragungsverhaltens handelt sich um eine von dem oben eingeführten Ansatz losgelöste Modellbildung. Sie geschieht zwar zunächst mit dem Zweck eine maximale Dämpferreaktionskraft zur Verfügung zu stellen, wird daran anschließend aber separat weiterentwickelt. Der Zielformulierung entsprechend sollen parallel zum Prüfstandsbaus die Modellentwicklung vorangetrieben werden, um später einen Abgleich zwischen beiden Modellgruppen vornehmen zu können. Der QÖD ist wie in Abschnitt 2.2 gezeigt auf Basis der Reynolds-Gleichung mathematisch beschrieben. Sie stellen die Grundlage für alle weitergehenden Untersuchungen dar und werden daher auch hier angewandt und implementiert. Die Implementierung erfolgt in MATLAB/Simulink, was folgende Vorteile mit sich bringt:

- leichte Parametrisierung des Modells,
- freie Wahl der verwendeten Theorie (KLT oder BLT),
- freie Einstellung der Rotorbahn,
- Umschaltung zwischen π - und 2π -Theorie¹⁹⁰,
- Ausgabe der Dämpferreaktionskräfte (F_r und F_u),
- Ausgabe der Dämpfungskonstanten (d_{rr} , d_{uu} sowie d_{ru} , d_{ur}),
- Ergebnisse liegen im kartesischen und polaren Koordinatensystem vor.

Als Parameter sind der Radius des QÖD, die Spalthöhe h_0 , die Breite des QÖD B und die Viskosität η vorgesehen. Die Rotorbahn wird mittels $\dot{\gamma}$ und e beschrieben. Durch die Eingabe von zeitabhängigen Termen, kann zwischen linearer und zentrisch kreisförmiger Anregung umgeschaltet werden. Die Absicherung der Gültigkeit dieses Modells für den vorliegenden QÖD geschieht mittels Studien in CFD. Wie bereits erwähnt, gilt es zu überprüfen in wie weit die geschlossenen Lösungen der Reynoldsgleichung für den vorliegenden Dämpfer gültig sind. Somit stellt diese Implementierung des QÖD zunächst nur ein Zwischenschritt in der virtuellen Modellbildung dar.

¹⁸⁸Modelle bilden immer nur ein Teil der Wirklichkeit ab und verhalten sich somit nur so genau, wie der Grad ihrer Verkürzung es zulässt.¹⁸⁹

¹⁸⁹Lohmeyer (2013) nach Meboldt (2008)

¹⁹⁰für die BLT ist keine allgemeine Lösung für den kavitierenden Dämpfer verfügbar. Sie ist nur für den Fall der zentrischen kreisförmigen Bahn gelöst und implementiert.

Tabelle 5.4 Überblick virtuelle Modelle Strukturmechanik / Modalanalysen

Modell	Modellzweck	Lösung	Randbedingungen	Annahmen
Übertragungselement einseitig	Finden der erforderlichen Abmaße	analytisch	Shakerquerkraft, Verformung ($f_s = h_0$), Rotormittelpunktsbahn	keine Berücksichtigung QÖD erforderlich
Koppelemente und Rotor	Finden einer leichten und steifen Struktur	numerisch	zu übertragende Kraft	max. Kraft aus BLT ausreichend
Anregung gesamt	Modalanalyse	numerisch	Einspannbedingungen	—
Anregung gesamt	Festigkeitsnachweis	numerisch	Verformung (h_0) und Einspannbedingungen	—
Abstützung	Modalanalyse	analytisch	—	Steifigkeiten und Masse
Abstützung	Mechanik definieren, Kraftmessung	analytisch	Maximalkraft QÖD	Steifigkeiten
Abstützung	Modalanalyse Nachrechnung	numerisch	—	Steifigkeiten und Masse
Abstützung	Festigkeitsnachweis	numerisch	Maximalkraft QÖD	—
Prüfstandsunterbau	Modalanalyse	numerisch	—	Massen, Abmaße
Prüfstandsunterbau	Verformung überprüfen	numerisch	Maximalkraft QÖD	Steifigkeiten
Ölkreislauf	Dimensionierung	analytisch	Druck, Viskositäten	Volumenstrom, Druckverluste
Einstellung QÖD	Nachrechnung der Verformung	numerisch	Dämpfspalt h_0	—

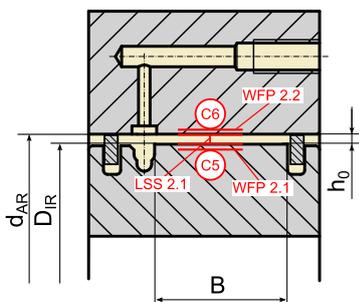
5.3.3 Numerische Strömungsmechanik (CFD)

Zweck der Modellbildung und -implementierung

Zur Lösung der KLT und BLT sind zahlreiche Annahmen notwendig, die bereits in Abschnitt 2.2.2 dargestellt sind. Ebenso hat der Blick in die veröffentlichten QÖD-Untersuchungen gezeigt, dass diese Annahmen für zahlreiche Betriebspunkte und QÖD-Bauarten ihre Gültigkeit verlieren, siehe Abschnitt 2.2.3. Die Bildung und Implementierung eines strömungsmechanischen Modells des vorliegenden QÖD hat somit zunächst den Zweck die Gültigkeit der in MATLAB/Simulink implementierten analytischen Lösung abzusichern und, sofern es Grenzen der Gültigkeit gibt, diese aufzuzeigen. Darüber hinaus soll der Einfluss aller relevanten Parameter auf das Verhalten des QÖD gezeigt werden. Dies ist notwendig, um weiteres Verständnis der Funktion des QÖD zu erlangen, um somit die Messergebnisse am physischen Modell besser zu verstehen und Erklärungsmodelle zu stützen. Ebenso können an einem strömungsmechanischen Modell weiterführende Parameterstudien ohne großen real-experimentellen Aufwand durchgeführt werden.

Modellbildung

Als Strömungsgebiet wird der wirksame Dämpfspalt abgebildet, wie er in Abschnitt 4.3 durch WFP 2.1, WFP 2.2 und der LSS 2.1 beschrieben ist. In Abbildung 5.12 sind neben den relevanten Elementen auch die geometrischen Größen angegeben. Für die Erreichung der oben genannten Zweckmäßigkeit des Modells ist es ausreichend, den Ölspalt mittels der angegebenen Parameter zu beschreiben. Für eine erste Untersuchung zur Absicherung der Implementierung der KLT/BLT und zum Erreichen eines vertieften Systemverständnisses ist es nicht notwendig, die Ölversorgung, den Effekt der umlaufenden Nut oder die Dichtungen zu berücksichtigen. Da letztere selbst zum *System under Development* werden, sei an dieser Stelle auf die CFD-Studie in Abschnitt 6.5 verwiesen.



Parameter	Abk.
Wirkdurchmesser Innenring	D_{IR}
Innendurchmesser Außenring	d_{AR}
Wirkbreite Innenring	B
Ölspalt	h_0

Abbildung 5.12 Geometrieparameter des QÖD für Computational Fluid Dynamics (CFD)

Vorgehensweise

Die Implementierung findet mittels ANSYS Workbench in den Programmen CFX und FLUENT statt. Die generelle Vorgehensweise ist von der Wahl des Berechnungsprogramms unabhängig. Für die Unterscheidung zwischen linearer und zentrisch kreisförmiger Anregung sind aufgrund der grundlegend verschiedenen Beeinflussung des Strömungsgebietes unterschiedliche Vernetzungen notwendig. Generell wird hier angestrebt eine statische Berechnung ohne Netzdeformation zu erreichen; dies ist aufgrund der Kinematik allerdings nur für die zentrisch kreisförmige Bewegung möglich. Die Implementierung eines solchen statischen Netzes ist möglich¹⁹¹ und reduziert den Berechnungsaufwand im Vergleich zu transienten Berechnungen¹⁹² erheblich. Für die lineare Anregung ist eine Netzdeformation und eine daraus resultierende transiente Rechnung nicht zu umgehen. Aufgrund der verschiedenen Anregung ergeben sich unterschiedliche Formen des Strömungsgebietes. Für die lineare Anregung ist der Ausgangspunkt eine zentrische Ruhelage mit $\varepsilon_0 = 0$, für die zentrisch kreisförmige Anregung wird jeweils die Verschiebung des QÖD-Innenrings berücksichtigt und für $\varepsilon = 30\%$, 50% , 70% und 90% ein Strömungsgebiet implementiert. Aufgrund des relativ kleinen Dämpfungspalts, verglichen mit dem Radius und Breite des QÖD, wird das Netz mittels *Sweep-Methode* so aufgebaut, dass ausreichend viele Elemente die Höhe h_0 diskretisieren. Die Einstellung der Größe der Elemente in Umfangsrichtung wird mittels *Sizing* eingestellt. Die Absicherung der Unabhängigkeit der gefundenen Lösung von der Elementgröße und -anzahl wird nicht vorgestellt, sondern eine angemessener Berechnungsdauer und eine konvergierende Lösung als Grundlage belastbarer Ergebnisse vorausgesetzt. Welche Anzahl an Elementen ausreichend ist, schwankt abhängig vom Strömungsgebiet. Eine Grenze des Vorgehens bei der Vernetzung zeigt sich bei großer relativer Auslenkung ε , da die *Aspect Ratio*, also die geometrische Ausdehnung des Elements, bei kleinerem Spalt stark ansteigt und durch mehr Elemente nicht ausgeglichen werden kann.

Ausgangspunkt der Studie sind immer die Modelle, deren Ergebnis der geschlossenen Lösung der Reynoldsgleichung nach KLT und BLT entsprechen sollen. Ausgehend von diesen Lösungen wird eine Parameterstudie durchgeführt, die den gesamten Betriebsbereich des QÖD abdeckt. Darüber hinaus soll untersucht werden, wie weit die Turbulenz der Strömung berücksichtigt werden muss und wie sich eine Temperatur- und Druckabhängigkeit der Viskosität und Dichte auswirken.

Implementierung

Parameter und verwendete Modelle

Der Parameterraum für die hier vorgestellten Studien in CFD ist in Tabelle 5.5 gegeben.

¹⁹¹Grönsfelder (2006)

¹⁹²Khandare (2010)

Die Frequenzen decken den gesamten in der Systemanalyse formulierten Betriebsbereich des QÖD ab und die Amplitude mit maximal 90 % relativer Auslenkung soll helfen, das charakteristische Verhalten des Dämpfers zu zeigen. Eine Variation des Versorgungsdrucks ist bei einer numerischen Berechnung zunächst nicht notwendig. Wie bei den Lösungen der Reynoldsgleichung auch, ist p_0 als reine Verschiebung des resultierenden dynamischen Drucks zu verstehen. Für die Abhängigkeit der Viskosität vom Druck und der Temperatur sind exponentielle Ansätze der Form

$$\eta(T) = A \cdot e^{\frac{B}{C+T}} \quad (5.1)$$

und

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{b \cdot p} \quad (5.2)$$

vorgesehen. Die Exponenten der Gleichungen beruhen auf experimentellen Daten zu dem jeweilig eingesetzten Fluid. Bei der Dichte sind es lineare Ansätze nach

$$\rho(T) = \frac{\rho_0}{1 + \beta_p \cdot \Delta T} \quad (5.3)$$

sowie

$$\rho(p) = \frac{\rho_0}{1 - \beta_T \cdot \Delta p} \quad (5.4)$$

Tabelle 5.5 Parameterraum CFD¹⁹³

Parameter	Wertebereich
Frequenz f	150... 250 Hz
relative Auslenkung ε	30... 90 %
kinematische Viskosität ν	12,2 mm ² /s ¹⁹⁴
Dichte ρ	0,875 kg/dm ³

Die vorliegende Spaltreynoldszahl berechnet sich für den QÖD nach Gleichung 2.6. Sie ist nur gültig für eine zentrisch kreisförmige Bewegung mit konstanter Höhe des Ölspalts und ergibt sich für alle Frequenzen im Betriebsbereich zu $Re_h < 1$ und bestätigt somit den Gültigkeitsbereich der Reynoldsgleichungen. Nach Grönsfelder (2006) ist allerdings damit zu rechnen, dass es zu Abweichungen zwischen den analytischen und numerischen Lösungen kommt. Nur bei einer laminaren Rechnung und Spaltreynoldszahlen von $Re_h = 1$ stimmen die Ergebnisse mit der Lösung der KLT/BLT überein¹⁹⁵. Eine Berechnungen mittels Turbulenzmodellen sind aufgrund der geringen Spaltreynoldszahl aber nicht notwendig.

¹⁹⁴Öl-daten nach Shell Deutschland Schmierstoff GmbH (2010)

¹⁹⁵Grönsfelder (2006)

Randbedingungen, allgemein

Der QÖD wird für alle Simulationen nur in der halben Breite aufgebaut, um Symmetrieeigenschaften auszunutzen. Der Umfang muss als Ganzes abgebildet werden, da das Druckprofil über den gesamten Umfang ausgewertet werden muss. Die für die jeweilige Anregungsart speziellen Randbedingungen werden weiter unten genannt, global gelten die Randbedingungen für das Strömungsgebiet wie in Tabelle 5.6 angegeben. Die Randbedingungen an den Seitenflächen unterscheiden sich bei BLT und KLT. Für die KLT ist die Seitenfläche als *Pressure Outlet* definiert und lässt somit eine Strömung in axialer Richtung bei gegebenem Gegendruck zu. Im Fall der BLT ist diese Seitenfläche vollständig geschlossen und es gilt die Haftbedingung *no-slip*. Die Geschwindigkeit des Fluids ist an dieser Fläche gleich der Wandgeschwindigkeit.

Tabelle 5.6 Randbedingungen CFD

Ort	Randbedingung
Seitenfläche innen	Symmetry
Seitenfläche außen, KLT	Opening, Pressure Outlet
Seitenfläche außen, BLT	Stationary Wall, no-slip
Referenzwert	Druck 6 bar

lineare Anregung

Für die lineare Anregung ist das Netz mit Hexaederelementen und einer Netzverfeinerung wie in Abbildung 5.13 gezeigt ausreichend fein. Die Verfeinerung wird der Tatsache gerecht, dass bei einer linearen Anregung hohe Gradienten der Strömungsgrößen im Bereich des sich verengenden bzw. erweiternden Ölspaltes ergeben. Die Bewegung des Rotors wird mit einer zeitabhängigen Sinusfunktion der Form $\varepsilon \cdot h_0 \cdot \sin(\omega t)$ als Netzdeformation durch die Innenfläche implementiert. Die Außenfläche und Innenfläche sind *Stationary Walls*, das Fluid nimmt durch *no-slip* an der Wand die Geschwindigkeit der Wand an (hier 0 m/s).

orbitale Anregung

Das Netz für die zentrisch kreisförmige Anregung besteht für $\varepsilon = 30\%$, 50% und 70% ebenso aus Hexaederelementen mit ausreichend vielen Elementen in der Höhe des Ölspaltes. Bei dem sehr kleinen Spalt $\varepsilon_0 = 90\%$ kommt es aufgrund der geometrischen Bedingungen zu einer großen *Aspect Ratio*, was durch den Einsatz von Tetraederelementen ausgeglichen wird. Dies führt zu einer großen Elementanzahl, aber ebenso zu einer stabilen Lösung. Entgegen der linearen Anregung sind die Flächen innen und außen als *Moving Wall* definiert. Beide QÖD-Ringe drehen im gleichen Drehsinn mit der Winkelgeschwindigkeit $2 \cdot \pi \cdot f$ um ihre jeweilige Drehachse. Um eine stationäre

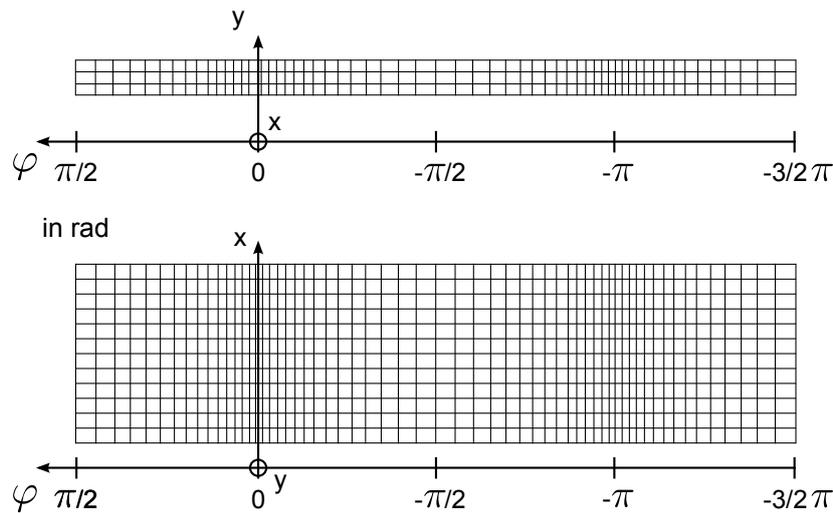


Abbildung 5.13 Lokale Netzverfeinerung für lineare Anregung

Berechnung zu erlauben, muss das globale Koordinatensystem ebenso in eine Drehung gleicher Winkelgeschwindigkeit aber entgegengesetztem Drehsinn versetzt werden. Dies ergibt die im QÖD auftretende Umfangsgeschwindigkeit relativ zwischen den Ringen, die Lage des Strömungsgebietes und somit das Netz bleiben jedoch unverändert. Dies ist durch eine *Frame Motion* berücksichtigt. Dieser Ansatz ist mit einer Vergleichsrechnung mit Netzdeformation und den Erfahrungen von Grönsfelder (2006) abgesichert und reduziert die Berechnungsdauer hier um etwa die Hälfte¹⁹⁶.

Ergebnisse

allgemeine Zusammenhänge

Zur Verdeutlichung des oben genannten Einflusses der Spaltreynoldszahl auf die Abweichung zur analytischen Lösung wird die Dichte unabhängig von der Viskosität variiert. Das Ergebnis zeigt deutlich den Einfluss der Dichte durch eine nicht zu vernachlässigende Trägheit des Öls. Diese ist in den geschlossenen Lösungen nicht berücksichtigt. Für eine Erhöhung der Dichte um Faktor 100, was einer Erhöhung der Reynoldszahl im gleichen Maße entspricht, ergibt sich für eine zentrisch kreisförmige Anregung die Abweichung zur Lösung der KLT wie sie in Abbildung 5.14 dargestellt ist. Es liegen hier Simulationsreihen bei 150 Hz zugrunde. Eine Erhöhung und Reduzierung der Dichte um Faktor 10 sind ebenso in Abbildung 5.14 dargestellt. Die resultierende Reaktionskraft liegt unterhalb der mittels KLT berechneten, die Spaltreynoldszahl ist für alle diese Fälle < 1 .

Mit der Kenntnis der grundlegenden Zusammenhänge zur mathematischen Beschreibung der Dämpferkoeffizienten erscheint es zunächst trivial festzustellen, dass eine Veränderung der Betriebstemperatur durch eine angepasste Viskosität des Öls einen nicht zu vernachlässigenden Effekt auf die Reaktionskraft des Dämpfers hat. Ebenso

¹⁹⁶Grönsfelder (2006)

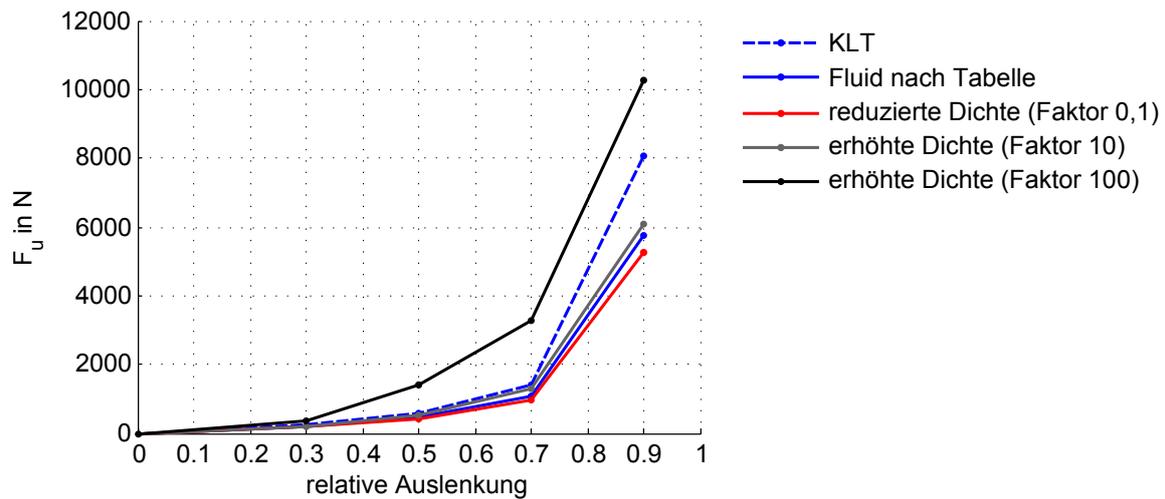


Abbildung 5.14 Einfluss der veränderten Fluidichte auf die Reaktionskraft

hat die Abhängigkeit der Viskosität vom Druck einen Effekt bei großen Auslenkungen. Bei der KLT, einer linearen Auslenkung bis 90 % und einer Frequenz von 250 Hz werden Maximaldrücke bis 15 MPa gemessen, was zu einer Zunahme der Viskosität um 16 % führt. Bei einem vollständig abgedichteten Dämpfer sind die Drücke und die daraus resultierende Zunahme der Viskosität entsprechend größer. Die Temperatur im Ölsplatt steigt bei der Berücksichtigung der Temperaturzunahme in CFD lokal um 10 K an. Die daraus resultierende Änderung der Dichte ist gering, sie kann für weitere Betrachtungen vernachlässigt werden. Eine Veränderung der Frequenz führt in beiden Anregungsfällen zu einer Zunahme der Geschwindigkeit und somit zu einer direkten Abhängigkeit zu den Reaktionskräften und den Koeffizienten, wie es auch in der KLT und BLT beschrieben ist. Eine größere Frequenz führt allerdings ebenso zu einem stärkeren Einfluss der Fluidträgheit. Die sich einstellenden Druck- und Geschwindigkeitsprofile in Umfangs- und Axialrichtung entsprechen denen, die auf Basis der Reynoldsgleichung abgeleitet werden können. Beim vollständig gedichteten Dämpfer gibt es nur eine Strömung in Umfangsrichtung, beim seitlich offenen Dämpfer rein in Axialrichtung. Somit zeigen auch die Druckprofile den charakteristischen Verlauf über die Breite und den Umfang des Dämpfers, was zunächst als reine Plausibilitätsprüfung hilfreich ist.

lineare Anregung

Die wichtigsten Effekte bei der linearen Anregung zeigt Abbildung 5.15 durch einen Vergleich zwischen KLT und CFD einer Versuchsreihe bei 250 Hz und der daraus resultierenden größten Geschwindigkeit des Innenrings bei einer maximalen Auslenkung von 90 %. Dargestellt ist der Kraftverlauf F_r über einer Schwingungsperiode mit dem Ausgangspunkt $\varepsilon(t = 0) = 0$.

Die Kurvenverläufe stimmen im Bereich kleiner Auslenkungen gut überein, es ergeben sich allerdings Abweichungen bei großen Auslenkungen. Hier sind die maximalen bzw. minimalen Kräfte phasenverschoben (Punkt 1, in Abbildung 5.15) und nur jeweils ein

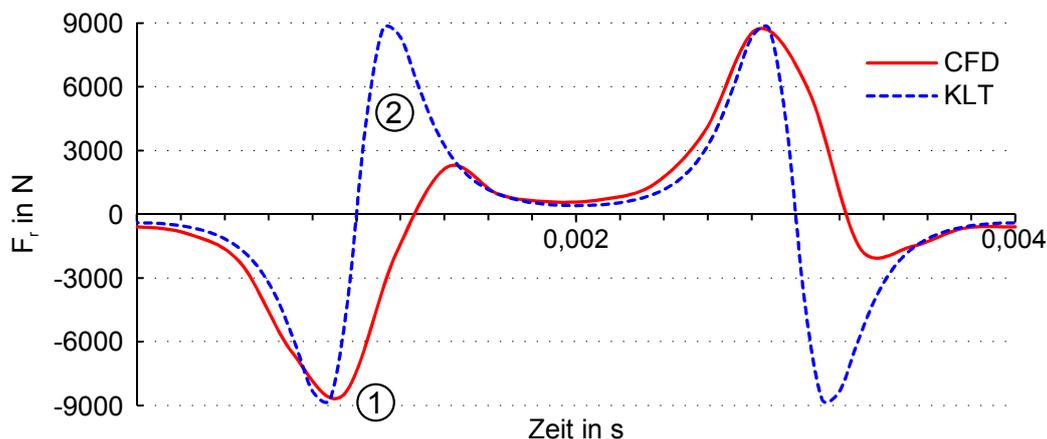


Abbildung 5.15 Reaktionskraft CFD/KLT, lineare Anregung, 250 Hz

Kraftmaximum bzw. -minimum (Punkt 2, in Abbildung 5.15) ist ausgeprägt. Beides lässt sich mit den Fluideigenschaften und deren Berücksichtigung in der Berechnung begründen. Die Phasenverschiebung basiert auf der Fluidträgheit, das Fehlen des Kraftmaximums ist mit der Tatsache begründet, dass in der analytischen Lösung nicht zwischen Über- und Unterdruck unterschieden wird. In den Ergebnissen aus CFD wird hingegen berücksichtigt, dass das Fluid keine Zugkräfte übertragen kann. Die bei großen Auslenkungen auftretende Phasenverschiebung führt dazu, dass die analytisch berechneten Dämpfungskoeffizienten geringer sind als die mittels CFD bestimmten. Die maximal auftretende Abweichung stellt sich bei großen relativen Auslenkungen ein, was Abbildung 5.16 zeigt. Die Koeffizienten für kleinere Frequenzen und daraus resultierenden Geschwindigkeiten liegen zwischen den beiden gezeigten Kurven. Der Vergleich zur BLT zeigt die identischen Unterschiede im Kraft- und Koeffizientenverlauf, aber ebenso die gleiche Übereinstimmung bis etwa 80 % relativer Auslenkung zwischen der analytischen und numerischen Lösung.

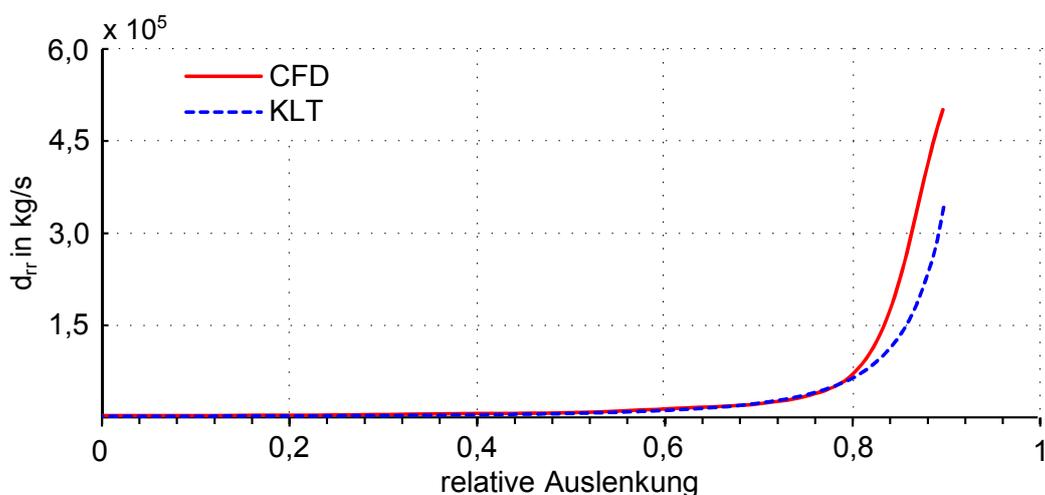


Abbildung 5.16 Dämpfung CFD/KLT, lineare Anregung, 250 Hz

zentrisch kreisförmige Anregung

Für die Bewertung der zentrisch kreisförmigen Anregung sind jeweils mehrere Simulationenläufe notwendig. Bei einer idealen zentrisch kreisförmigen Bewegung des Innenrings stellt sich rein die Kraft in Umfangsrichtung F_u ein. Somit müssen für jede relative Auslenkung eine Kraft und ein Koeffizient bestimmt werden, um damit einen Verlauf der Kraft und des Koeffizienten über der relativen Auslenkung zu zeigen. Somit ist eine Darstellung der Reaktionskräfte über der Zeit wenig informativ. Der Vergleich der Kräfte und Koeffizienten zwischen der analytischen Lösung der KLT und der CFD-Simulation zeigt Abbildung 5.17 und Abbildung 5.18. Es liegen Simulationsergebnisse bei 150 Hz mit den oben genannten Ölparametern zugrunde.

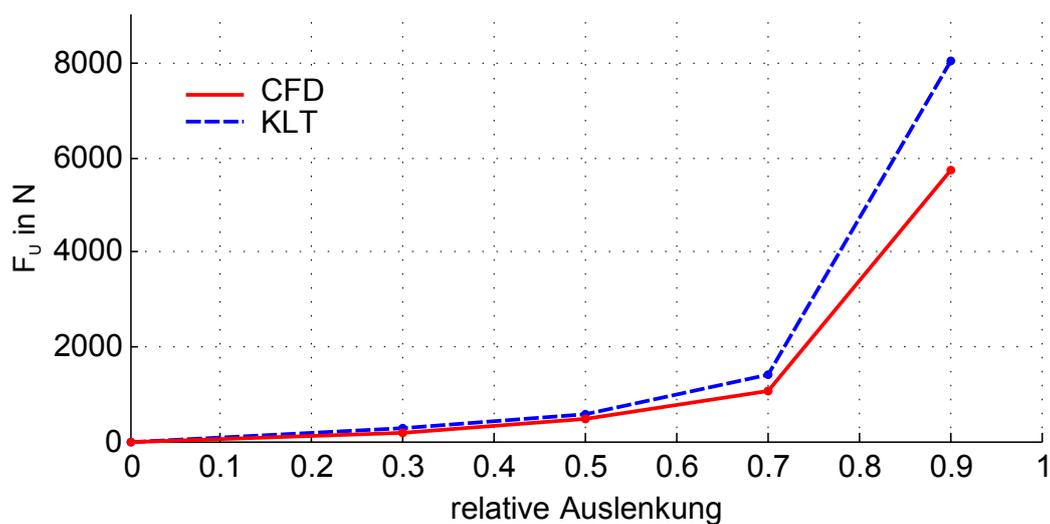


Abbildung 5.17 Reaktionskraft CFD/KLT, zentrisch kreisförmige Anregung, 150 Hz

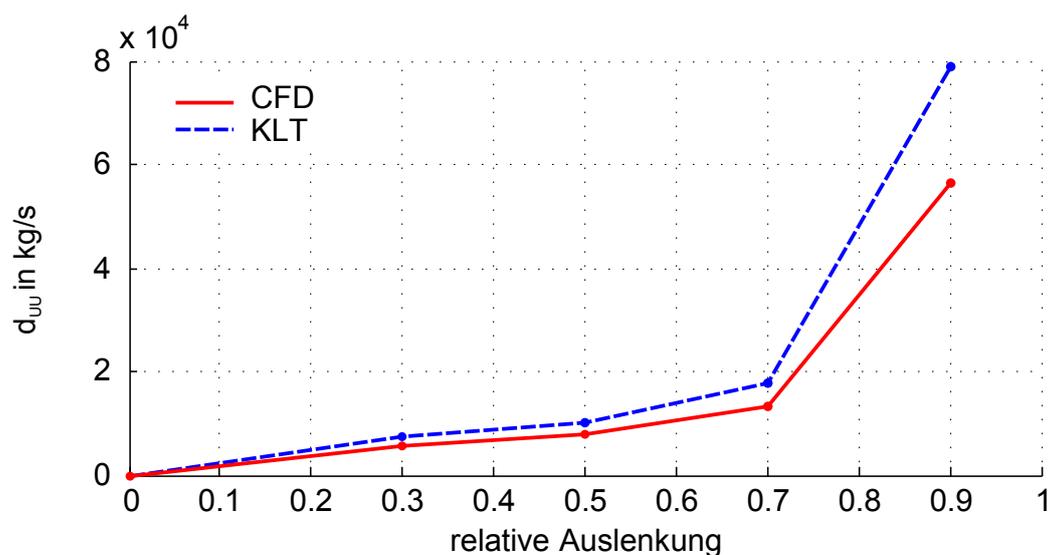


Abbildung 5.18 Dämpfung CFD/KLT, zentrisch kreisförmige Anregung, 150 Hz

Auch bei der zentrisch kreisförmigen Anregung zeigt sich eine große absolute Abweichung ab circa 70 % relativer Auslenkung. Auch hier wird der Einfluss der Fluidträgheit

in den Ergebnissen sichtbar. Die relative Abweichung beträgt bei allen Messreihen circa 25 %, was die direkte Anwendung der Lösungen der Reynoldsgleichung in Frage stellt bzw. eine Modellanpassung erforderlich macht, da diese den Einfluss der Fluidträgheit auf die Reaktionskraft nicht abbildet. Bei der generischen Veränderung der Fluidichte wie in Abbildung 5.14 gezeigt, stellt sich ein gleiches Verhalten ein. Die relative Abweichung zur KLT ist über alle Messpunkte gleich.

Kavitation

In der bisherigen Beurteilung der Ergebnisse ist die Kavitation noch nicht Gegenstand der Betrachtung. Es ist aber bekannt und im Stand der Forschung wurde bereits gezeigt, dass auftretende Kavitation einen erheblichen Einfluss auf die Tragfähigkeit des Ölfilms im QÖD hat. Diese Reduktion ist nicht nur beim Quetschdämpfer, sondern auch im hydrodynamischen Axiallager mit hydrodynamisch wirksamen Taschen zum einen analytisch hergeleitet und zum anderen messtechnisch erfasst^{197,198}. Kavitation ist deshalb besonders relevant, da nicht davon auszugehen ist, dass sie eine lokale Erscheinung im niederen Druckgebiet ist, sondern dass es unter Umständen zu einer Bildung von stabilen Gasblasen kommt, die im Ölspalt umlaufen. Wie vorgestellt resultieren aus ihr bei einer zentrisch kreisförmigen Anregung somit auch unerwünschte Radialkräfte. Die Berücksichtigung in der KLT und BLT geschieht rein durch eine nur teilweise Integration der Druckfunktion (2π - versus π -Theorie). Da bei den oben vorgestellten CFD-Berechnungen schon bei kleinen relativen Auslenkungen Drücke unter Atmosphärendruck festgestellt werden können, muss der Einfluss der Kavitation weiter betrachtet werden. Dies kann Gegenstand weiterführender Untersuchungen sein. Wie der Überblick über den Stand der Forschung auf diesem Gebiet zeigt, ist mit einem Auftreten von Kavitation und Lufteinsaugen im vorliegenden QÖD zu rechnen. Mit den gezeigten CFD-Modellen liegt die Basis vor, eine Betrachtung des Effektes der Kavitation auf die Reaktionskraft des Dämpfers vornehmen zu können.

5.3.4 Kopplung der Modelle

Die bisher implementierten Modelle lassen sich wie in Abbildung 5.19 gezeigt koppeln. Das durch CFD überprüfte QÖD-Verhalten in MATLAB/Simulink kann mit dem strukturellen und dynamischen Verhalten der Komponenten des Prüfstandes gekoppelt werden. Im Sinne einer durchgängigen Validierung kann dieses Gesamtmodell somit Validierungswerkzeug aber auch Entwicklungs- bzw. Untersuchungsumgebung sein.

¹⁹⁷Cross, Sadeghi u. a. (2012)

¹⁹⁸Yu u. Sadeghi (2000)

¹⁹⁹Albers, Jäger u. a. (2011b)

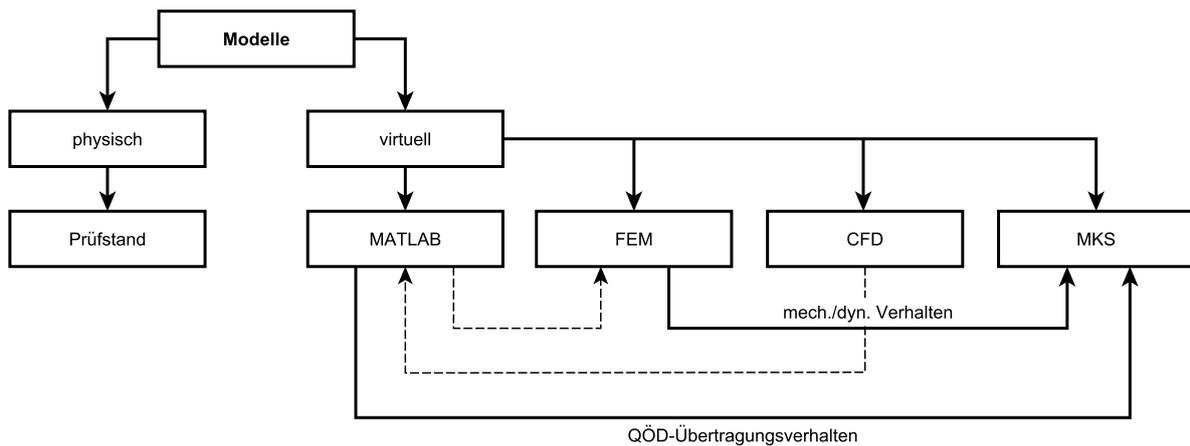


Abbildung 5.19 Überblick Modelle¹⁹⁹

Um eine solche Kopplung zu realisieren, wird das MKS-Programm²⁰⁰ MSC ADAMS eingesetzt. Es erlaubt eine direkte Kopplung zwischen dem blockorientierten Modell in MATLAB/Simulink und der mechanischen Finite-Elemente-Modelle. Aufgrund der als flexible Körper gestalteten Gelenke im Prüfaufbau, ist es erforderlich, diese als 3D-Körper ebenso in die Simulation mit einzubinden. Zhu u. a. (2008) und Kim u. a. (2009) zeigen die Anwendung des hier verfolgten Ansatzes^{201,202}.

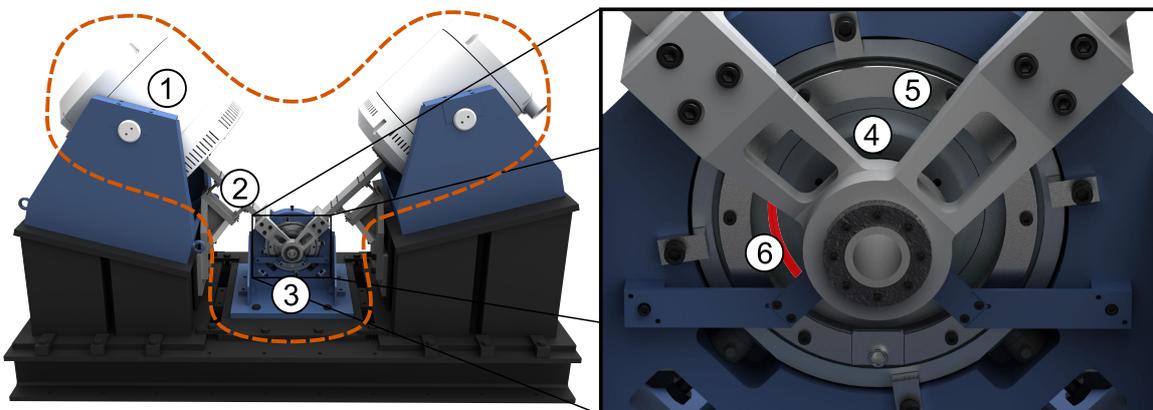


Abbildung 5.20 Systemgrenze MKS-Modell

Abbildung 5.20 zeigt die für das MKS-Modell gewählte Systemgrenze, welche die in Tabelle 5.7 aufgeführten Teilsysteme enthält. Es handelt sich hierbei um die auf Basis der Systemaufteilung und den C&C²-Modellen entwickelten Teilsysteme, wie sie oben vorgestellt werden. Ebenso zeigt Tabelle 5.7 den jeweiligen Modellzweck und die Umsetzung. Die Elemente des Teilsystems der Anregung (Punkt 1, 2 und 4 in Abbildung 5.20) bewirken die Erzeugung der Rotormittelpunktsbahn. Durch die Kombination zweier phasenverschobener Sinussignale an Stelle der Shaker und dem flexiblen Verhalten der Übertragungselemente ist dies möglich. Die Abstützung ist durch

²⁰⁰MKS - Mehrkörpersimulation

²⁰¹Zhu u. a. (2008)

²⁰²Kim u. a. (2009)

den QÖD-Außenring und die ihn umgebende Struktur repräsentiert (hier Punkt 3 und 5 in Abbildung 5.20). Die Sensoren sind als Feder-Dämpfer-Elemente implementiert, das Dämpfergehäuse und der Außenring als 3d-Starrkörper. Das Übertragungsverhalten des QÖD (Punkt 6 in Abbildung 5.20) ist als blockorientiertes Modell eingebunden. Die verwendeten Programme und deren Kopplung zeigt Abbildung 5.21. Ebenso zeigt sie, wenn auch nur sehr grob, den hier angestrebten Validierungsansatz. Dieser wird in Abschnitt 5.4 detaillierter vorgestellt.

Tabelle 5.7 Inhalt der gekoppelten virtuellen Modelle

Nr.	Teilsystem	Modellzweck	Implementierung
1	Shaker	Krafterzeugung	Linearaktor
2	Anregung	Erzeugen der Rotortrajektorie, Freiheitsgrad ermöglichen, dynamisches Verhalten abbilden	flexible 3d-Körper
3	Abstützung	Aufnehmen und messen der Kraft	starre 3d-Körper, Feder-Dämpfer-Elemente
4	QÖD-Innenring als Teil der Anregung	Bestimmung der Innenringbahn	starrer 3d-Körper
5	QÖD-Außenring als Teil der Abstützung	Aufnehmen der QÖD-Kraft	starrer 3d-Körper
6	QÖD	QÖD-Übertragungsverhalten	1d blockorientiert

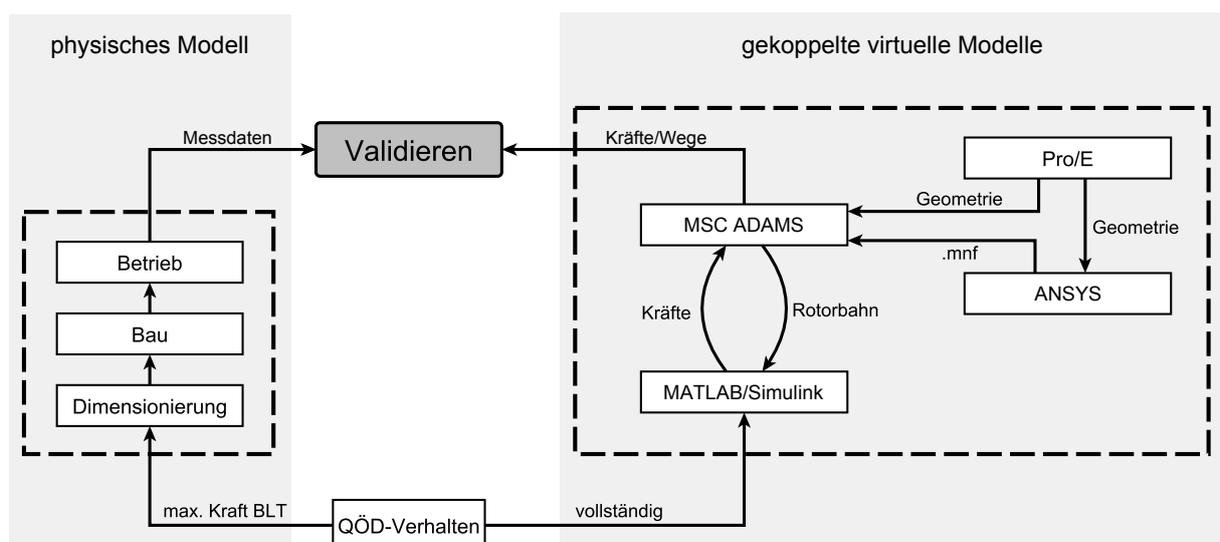


Abbildung 5.21 Programmkopplung Mehrkörpersimulation (MKS)²⁰³

²⁰³Jäger u. Vogel (2013)

Flexible Körper

Die Erstellung der flexiblen Körper geschieht mittels ANSYS Workbench. Die in Pro/E erzeugte Geometrie wird nach einer Modalanalyse in eine mnf-Datei²⁰⁴ konvertiert. Diese enthält alle Informationen über die Eigenschaften des Körpers wie dessen Masse, seinen Schwerpunkt, die Massenmatrix, seine Trägheit, die reduzierten Steifigkeiten, sowie die Eigenfrequenzen und -formen²⁰⁵. Ebenso sind Interface-Knoten Bestandteil dieser flexiblen Körper. An diesen werden Kräfte, weitere Körper, Gelenke und andere Randbedingungen angebracht.

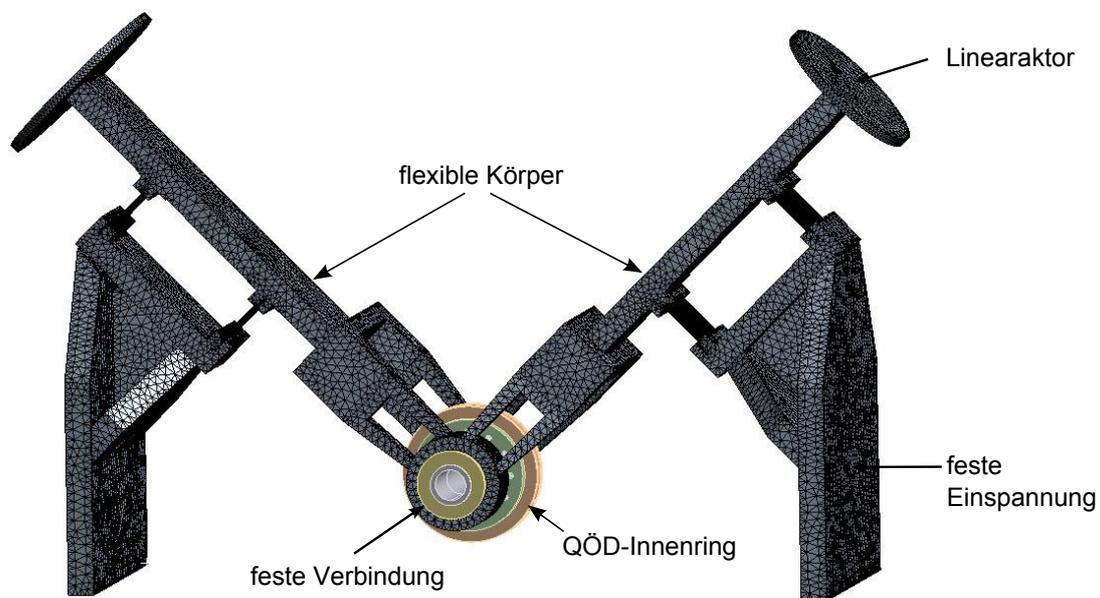


Abbildung 5.22 Flexible Körper und deren Schnittstellen²⁰⁶

Abbildung 5.22 zeigt die in ADAMS implementierten flexiblen Körper und deren Schnittstellen zur Umgebung, welche zu den Linearaktoren und der Kräfteberechnung vorgesehen sind. Die festen Einspannungen und die Aufprägung der Shakerbewegung sind jeweils auf der gesamten Fläche wirksam, es kommt zu keiner Verformung oder Krafteinleitungsproblemen. Der Innenring ist mit den flexiblen Körpern fest verbunden und ist selbst nicht nachgiebig. Die Bestimmung der Rotorbahn findet im Mittelpunkt des Rotors statt und wird an MATLAB/Simulink übergeben.

²⁰⁴mnf - Modal Neutral File

²⁰⁵ANSYS Inc. (2010)

²⁰⁶Jäger u. Vogel (2013)

CoSimulation

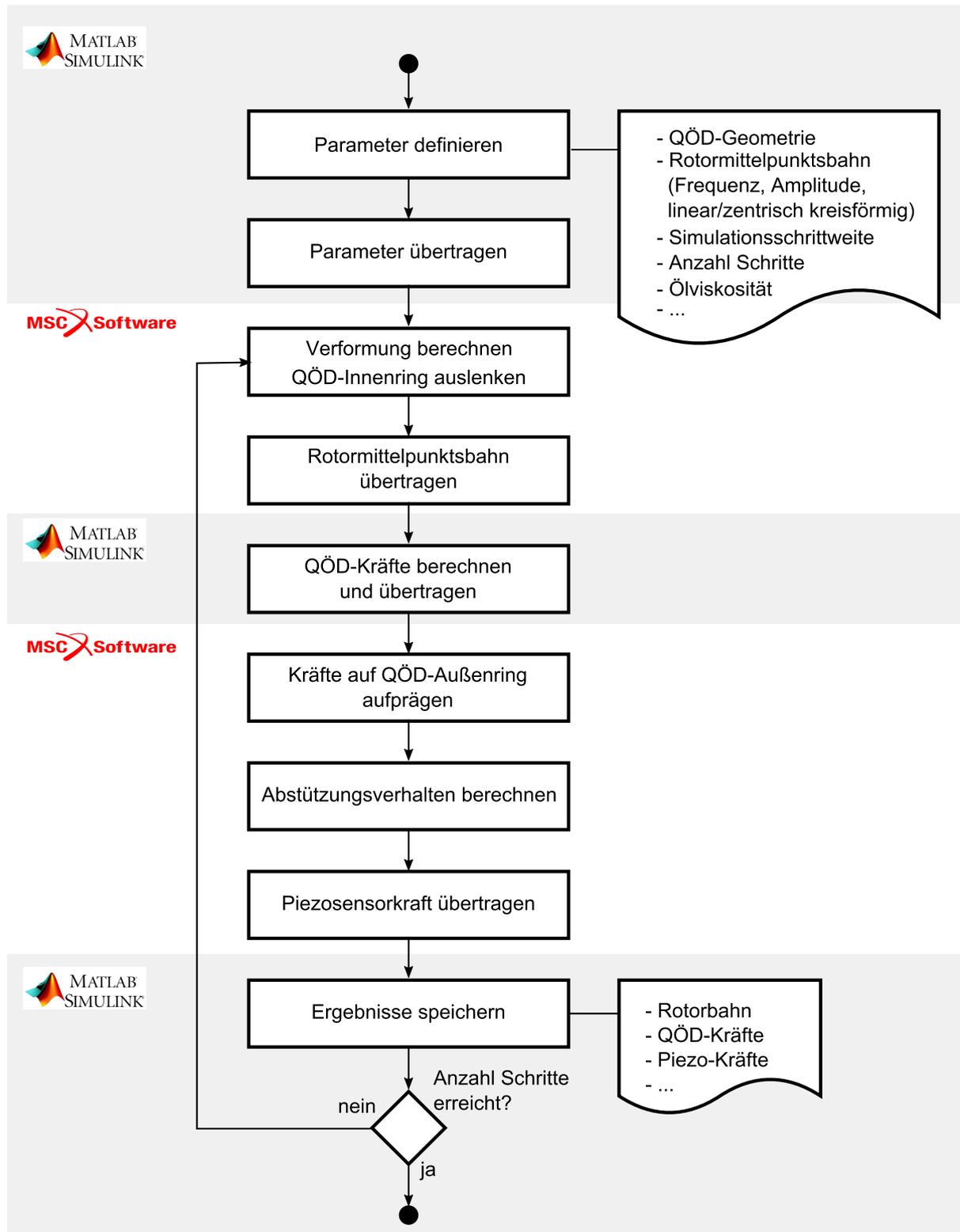


Abbildung 5.23 Ablauf der MKS-Simulation

Der Ablauf der CoSimulation ist wie in Abbildung 5.23 dargestellt. Die Kopplung der Programme findet durch einen mittels ADAMS/Controls erzeugten Block in MATLAB/Simulink statt. Dieser Block enthält die Definitionen der Eingangs- und Ausgangsgrößen

des jeweiligen Simulationsteils. In MATLAB werden die Parameter definiert und die Simulation gestartet. Nach Übertragung der Anrege­daten von MATLAB an ADAMS berechnet dieses die Bewegung der Shaker und die Verformung der flexiblen Körper. An MATLAB zurückgegeben wird die Rotormittelpunktsbahn. Aus dieser werden die QÖD-Reaktionskräfte berechnet, an ADAMS übergeben und dort auf den QÖD-Außenring aufgebracht. Diese Kraft führt unter Berücksichtigung der dynamischen Effekte zu einer an den Sensoren aufgezeichneten Kraft. Diese wird wieder an MATLAB zurückgegeben und dort gespeichert. Dieser Prozess findet für jeden Zeitschritt der Simulation statt. Die Anwendung sowie die Verifizierung dieser Modellimplementierung wird in den Abschnitten 5.4ff gezeigt und diskutiert.

5.3.5 Zwischenfazit virtuelle Modelle

Für den aktuellen Stand der virtuellen Modelle gilt folgendes festzuhalten: vergleicht man Tabelle 5.7 mit Tabelle 5.4 wird insbesondere der im Lauf der Entwicklungsarbeit notwendigerweise angepasste Modellzweck und -inhalt deutlich. Die gleichen Teilsystemmodelle werden mit verschiedenen Zielen gebildet, was eine angepasste zumeist vom originären Modellzweck abweichende Implementierung erforderlich macht. Die virtuellen Modelle für die strukturmechanischen und Modal-Analysen sind für die Entwicklung der Gestalt des Prüfaufbaus notwendig. Sie können wie oben beschrieben nur in enger Abstimmung mit dem Kunden (hier derjenige auf Validierungsebene 1) und der Absicherung der Zielformulierung validiert werden. Im Gegensatz dazu trägt die Überprüfung des Gültigkeitsbereichs des in MATLAB/Simulink implementierten QÖD-Verhaltens mittels CFD erheblich zu einem Wissensaufbau über den vorliegenden Dämpfer bei aber ebenso zu einer wechselseitigen Verifizierung der Modelle.

5.4 Validierung

Um eine Validierung der auf dieser Ebene entwickelten Untersuchungsmethode vornehmen zu können, müssen zunächst sämtliche Modelle verifiziert werden. Dies ist als Teilmenge der Validierung zwingend erforderlich, da die Validität bei einer gekoppelten Untersuchungsmethode nur auf Basis von verifizierten Teilmodellen festgestellt werden kann. Die Validierung der in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellten Teilsystemmodelle wird nicht vorgestellt. Es ist davon auszugehen, dass die Modellbildung und der Modellzweck durch die oben vorgestellte enge Abstimmung mit dem Kunden an sich valide ist und eine Darstellung dessen der Zielsetzung, die Validierungsebenen übergreifenden Aktivitäten darzustellen, nicht gerecht werden würde. Das geeignete Werkzeug für die Validierung des physischen Modells liegt mit den gekoppelten virtuel-

len Modellen in MKS vor. Die Absicherung des QÖD-Verhaltens in MATLAB ist mit dem Abgleich der CFD-Ergebnisse bereits vorhanden.

Der hier vorgestellte Validierungsansatz lässt sich als Both-Ends-against-the-Middle-Ansatz²⁰⁷ zusammenfassen. Dieser Ansatz kombiniert die zuvor vorgestellte top-down Struktur- und Produktgenerierung mit zunächst losgelösten, also bottom-up erstellten, Modellen. Ein ähnlicher Ansatz wurde als Meet-In-The-Middle-Strategie²⁰⁹ im μ -PEP²¹⁰ des im Sonderforschungsbereich 499 (Mikrourformen) entwickelten mikrospezifischen Produktentstehungsprozess angewandt²¹¹. Er bezieht sich allerdings mehr auf die parallele Entwicklung des Produktes und der Produktionstechnologie und somit weniger auf die validierenden Aktivitäten.

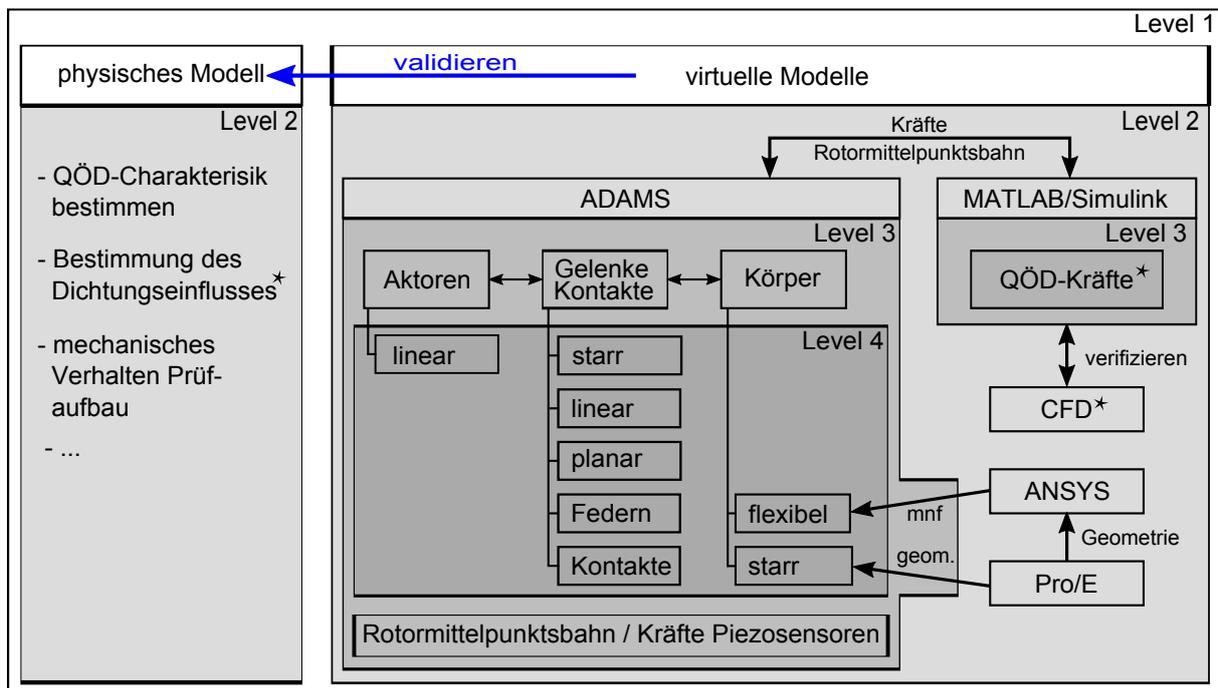


Abbildung 5.24 Überblick Validierungsansatz

Abbildung 5.24 zeigt die Details der Vorgehensweise und verdeutlicht den gezeigten Ansatz. Auf den unterschiedlichen Validierungslevels finden verschiedene Verifizierungs- und Validierungsaktivitäten statt mit dem Ziel die Validierung des physischen Modells auf Level 1 sicherzustellen. Hierzu liegt die CoSimulation auf Level 2 vor, die aus physisch verifizierten virtuellen Modellen besteht. Ebenso auf Level 2 enthalten sind die CFD-Analysen und die strukturmechanischen Modelle in ANSYS. Hierbei ist die

²⁰⁷ „To play both ends against the middle“ ist eine englischsprachige Redensart. Nach Cambridge University Press (2006) beschreibt sie den Versuch „to gain an advantage by setting opposing parties or interests against one another“²⁰⁸. Übertragen auf die vorliegende Studie entspricht dies dem Versuch eine effiziente Validierung durch die Kombination verschiedener Modellierungsansätze (top-down und bottom-up) zu realisieren.

²⁰⁸ Cambridge University Press (2006)

²⁰⁹ Müller-Glaser (1997) nach Börsting (2012)

²¹⁰ PEP - Produktentstehungsprozess

²¹¹ Börsting (2012)

Schnittstelle zum Level 3 über die Verifikation der QÖD-Kräfte in Simulink bzw. über die Erstellung und Weiterverwendung der Geometrie und der mnf-files zu sehen. Auf Level 3 selbst findet die Kopplung der Aktoren, Gelenke und Körper statt, das Level 4 enthält hierzu die verwendeten Details.

5.4.1 Verifizierung Prüfaufbau physisch/virtuell

Um die auf der rechten (virtuellen) Seite in Abbildung 5.24 dargestellten Teilmodelle zu verifizieren, werden im Folgenden die durchgeführten Tests vorgestellt. Es werden zunächst die zur Gestaltung des Prüfstandes gebildeten und realisierten Modelle experimentell verifiziert, um anschließend deren Implementierung und Kopplung in MKS zu überprüfen.

Teilsystem-Verifizierung, physisch

In der physischen Teilsystemverifizierung werden die Teilsysteme *Anregung* (dynamische Komponenten) und *Abstützung* verifiziert. Das bedeutet, es wird überprüft, ob ihr reales Verhalten dem berechneten entspricht. Hierzu werden zunächst die numerischen Modelle beider Systeme auf die tatsächlich realisierte Gestalt angepasst und - sofern notwendig - neue, dem Modellzweck der Verifizierung angepasste Modelle implementiert. Für beide Systeme werden mittels Modalanalysen die Eigenfrequenzen und -formen bestimmt. Darüber hinaus werden Untersuchungen zu den tatsächlichen Steifigkeiten der Bauteile und Baugruppen durchgeführt.

dynamische Komponenten

Um das dynamische Verhalten der Anregung zu überprüfen, werden verschiedene Modalanalysen durchgeführt. Dies erfolgt nach einem bottom-up Ansatz und bedarf zusätzlicher numerischer Analysen. In diesem Vorgehen ist das Ziel, die sich im Auslegungsprozess erst allmählich entwickelnde tatsächliche Gestalt der Komponenten zu berücksichtigen. Insbesondere die Bauteilverbindungen als Schnittstellen zwischen den untersuchten Komponenten spielen hierbei eine besonders wichtige Rolle. Untersucht werden die Teilsysteme wie in Tabelle 5.8 gezeigt. Von System 1 zu System 4 steigt die Modellkomplexität.

Zu Beginn der Analyse wird das System 1 bestehend aus einem Übertragungselement und den Koppellementen (ohne Rotor und Blattfedern) einer freien Modalanalyse unterzogen. Das System hängt frei, die Anregung erfolgt mittels eines Modalshakers (Anregeform hier Pseudoruschen). Als Messtechnik kommt am Anregepunkt ein Impedanzmesskopf und zur Messung der Systemantwort ein Scanning-Vibrometer zum Einsatz. Sämtliche vorgestellten Messungen zeigen zwischen der in die Struktur eingeleitete Kraft und der Auslenkungsamplitude einen linearen Zusammenhang. Unterschiedliche

Tabelle 5.8 Systeme der Modalanalysen

Nr.	Inhalt
System 1	Übertragungselement mit Koppellementen (ohne Blattfedern)
System 2	Übertragungselement mit Koppellementen und Rotor samt QÖD-Innenring (ohne Blattfedern)
System 3	Übertragungselemente mit Koppellementen, Rotor, QÖD-Innenring und Blattfedern
System 4	Übertragungselemente mit Koppellementen, Rotor, QÖD-Innenring, Blattfedern und Shakern

mechanische Ankopplungen (Stinger, Krafteinleitungspunkte, Krafteinleitungsrichtungen etc.) des Modalshakers an die Struktur zeigen keinen Einfluss auf das Messergebnis. Die Fähigkeit der gewählten Werkzeuge, eine mit nur geringer Abweichung gemessene Eigenfrequenzlage und -form zu bestimmen, gilt somit als erwiesen. Wie zu erwarten liegen bei einem einfachen System, wie dem im ersten Schritt untersuchten, keine großen Abweichungen vor, siehe Tabelle 5.9. Einzig ein Einfluss der Verspannung der reibschlüssigen Bauteilverbindung zwischen Koppel- und Übertragungselement wurde während der Versuche beobachtet. Dieser ist aber für den Prüfstandsbetrieb irrelevant, da es immer zu einer Verspannung mit vorgegebenem Drehmoment kommen muss.

Tabelle 5.9 Ergebnis der Modalanalyse, System 1

Nr.	Frequenz berechnet	Frequenz gemessen	Abw.	Form
1	260 Hz	248 Hz	4,6 %	Schwingung der Koppellemente (zueinander)
2	280 Hz	276 Hz	1,4 %	erste Biegeform, gesamt
3	341 Hz	342 Hz	0,3 %	Schwingung der Koppellemente (parallel)
4	503 Hz	514 Hz	2,2 %	erste Torsionsform, gesamt
5	738 Hz	749 Hz	1,5 %	zweite Biegeform, gesamt
6	755 Hz	757 Hz	0,3 %	zweite Torsionsform, gesamt

Im nächsten Untersuchungsschritt wird der Rotor samt QÖD-Innenring mittels Ringspannelementen in die Struktur eingebunden (System 2, Tabelle 5.8). Bei der numerischen Analyse zeigt sich, dass der Einfluss der Ringspannelemente auf das Ergebnis erheblich ist. So haben die Masse und insbesondere die Bauteilverbindung (hier Reibschluss) zwischen dem Spannelement und dem Rotor bzw. dem Koppellement einen Einfluss, welcher sich auch beim physischen Experiment zeigt. Auf eine korrekte Monta-

ge und Verspannung sind folglich besonders zu achten. In Tabelle 5.10 ist das Ergebnis der Modalanalysen dieses Teilsystems dargestellt. Verglichen mit Tabelle 5.9 zeigt sich eine Verschiebung der Eigenfrequenzen aufgrund der zusätzlichen Masse. Die Schwingformen der Koppellemente werden durch die eingebrachte Versteifung durch den Rotor unterdrückt.

Tabelle 5.10 Ergebnis der Modalanalyse, System 2

Nr.	Frequenz berechnet	Frequenz gemessen	Abw.	Form
1	225 Hz	221 Hz	1,3 %	erste Biegeform, gesamt, weiche Richtung
2	393 Hz	306 Hz	22,1 %	erste Biegeform, gesamt, steife Richtung
3	490 Hz	488 Hz	0,4 %	erste Torsionsform, gesamt
4	642 Hz	533 Hz	17,0 %	zweite Biegeform, gesamt, weiche Richtung
5	768 Hz	728 Hz	5,2 %	dritte Biegeform, gesamt, weiche Richtung
6	948 Hz	927 Hz	2,2 %	zweite Torsionsform, gesamt

Für die Untersuchung des Systems 3 (Tabelle 5.8) wird die Struktur in den Prüfaufbau montiert. Dies erlaubt die Analyse mit montierten Blattfedern, die Shaker werden allerdings nicht mit den vorgesehenen Flanschplatten (WFP 0.1 bzw. WFP 0.2 in Abbildung 5.5) verschraubt. In diesem Versuchsaufbau muss der Modalshaker frei hängen, da die Struktur nicht mehr frei schwingen kann. Tabelle 5.11 fasst das Ergebnis der Analysen dieses Systems zusammen. Vergleicht man das Ergebnis mit dem der numerischen Modalanalysen, die während der Gestaltung durchgeführt wurden (Tabelle 5.2) zeigt sich, dass Eigenformen unter 100 Hz zu sehen sind. Dies lässt sich mit der Wahl der Einspannbedingungen während der Gestaltung begründen. Hierbei wurden die Shakerflanschflächen fest eingespannt, in dieser Untersuchung können diese frei schwingen. Die Form der ersten in Tabelle 5.2 angegebene Mode entspricht der hier gefundenen Mode 3. Aufgrund der grundlegend anderen Einspannung ist noch eine Differenz von ca. 100 Hz vorhanden, die Schwingform ist identisch. Betrachtet man den Frequenzgang dieser experimentellen Analyse in Abbildung 5.25, sind deutlich die dominierenden Eigenfrequenzen im Bereich unter 500 Hz zu sehen.

Das System 4 zeigt die in Tabelle 5.12 gezeigten Eigenmoden. Im Gegensatz zu System 3 sind die Shaker an die dafür vorgesehene Flanschfläche der Übertragungselemente angekoppelt, was zu einer zusätzlichen Masse und einer weiteren Lagerstelle führt. Durch die Ankopplung der Shaker und deren Lagerung (im Wesentlichen eine Führung in Wirkrichtung) verschiebt sich die Lage der Eigenfrequenzen und es bilden sich nicht mehr alle Moden aus. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen

Tabelle 5.11 Ergebnis der Modalanalyse, System 3

Nr.	Frequenz berechnet	Frequenz gemessen	Abw.	Form
1	54 Hz	50 Hz	7,4 %	Schwingung der Übertragungselemente in x- bzw. v-Richtung, vgl. Abbildung 5.1, abwechselnd
2	109 Hz	96 Hz	11,9 %	Schwingung der Übertragungselemente in x- bzw. v-Richtung, vgl. Abbildung 5.1, zeitgleich
3	141 Hz	122 Hz	13,5 %	Schwingung aus der QÖD-Ebene heraus, erste Biegeform
4	448 Hz	394 Hz	12,0 %	Schwingung des rechten Koppellements aus der QÖD-Ebene heraus, zweite Biegeform
5	494 Hz	448 Hz	9,3 %	Schwingung des linken Koppellements aus der QÖD-Ebene heraus, zweite Biegeform

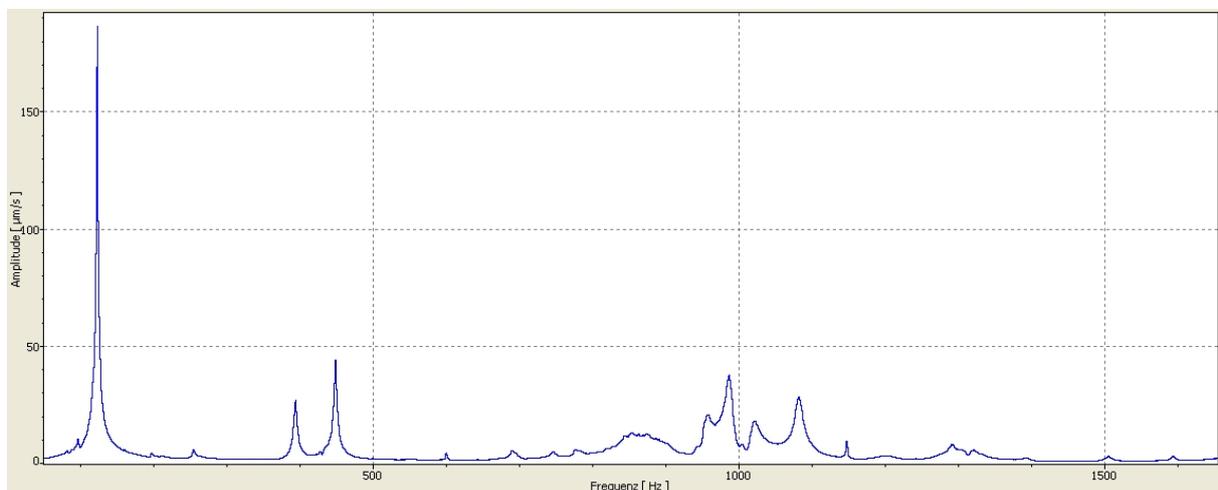


Abbildung 5.25 Frequenzgang System 3

der an das Realsystem angepassten Modellimplementierung und der experimentellen Modalanalyse. Einzig die Mode Nr. 3 (Tabelle 5.12) zeigt eine größere Abweichung. Dies lässt sich durch die Führung der Shaker begründen. Im virtuellen Modell gibt es kein Spiel und Nachgiebigkeit in den Lagern der Shaker. Im realen Shaker sind die Lager als Führungsrollen aus Kunststoff ausgeführt, was eine im Vergleich größere Nachgiebigkeit mit sich bringt.

Tabelle 5.12 Ergebnis der Modalanalyse, System 4

Nr.	Frequenz berechnet	Frequenz gemessen	Abw.	Form
1	48 Hz	<50 Hz		Schwingung der Übertragungselemente in x- bzw. v-Richtung, vgl. Abbildung 5.1, abwechselnd
2	96 Hz	90 Hz	6,7 %	Schwingung der Übertragungselemente in x- bzw. v-Richtung, vgl. Abbildung 5.1, zeitgleich
3	177 Hz	142 Hz	24,6 %	Schwingung aus der QÖD-Ebene heraus, erste Biegeform
4	630 Hz	551 Hz	14,3 %	Torsion der Übertragungselemente

Vergleicht man die hier gemessenen und berechneten Moden mit denen, die in der Gestaltung der Komponenten berechnet wurden, kommt es zwar bei der Lage der Eigenfrequenzen zu Abweichungen von bis zu 18 % (Mode 1 aus Tabelle 5.2 verglichen mit Mode 3 aus Tabelle 5.12), dies ist aber vollkommen gerechtfertigt, betrachtet man die Vorgehensweise und die getroffenen Annahmen dieser Entwicklungsarbeit. Das reale Verhalten von komplexen Bauteilen und Baugruppen wird immer von dem Verhalten abweichen, das man in der Dimensionierung der Bauteile unterstellt. Ob dies einen störungsfreien Betrieb ermöglicht, lässt sich auf Basis dieser Ergebnisse noch nicht abschließend feststellen, da die Anregung, wie sie im Betrieb auftritt, bisher nicht berücksichtigt wurde. Hierzu wird in einem Betriebsschwingversuch der Frequenzgang bestimmt. Wird, wie im vorliegenden Fall des Prüfaufbaus, im Betrieb genau bei einer Frequenz angeregt, dominiert die zugehörige Eigenform und nicht alle durch eine breitbandige Anregung (bspw. Pseudoruschen) angeregten Systemeigenformen. Diese Eigenformen sind im Betriebsschwingversuch deutlich schwächer sichtbar²¹². Abbildung 5.26 und Abbildung 5.27 zeigen den an einem Punkt nahe des QÖD-Innenrings bestimmten Frequenzgang bei 150 Hz und 250 Hz Shakeranregung. Die Amplitude des Rotormittelpunktes beträgt in beiden Fällen 40 µm, eine Veränderung der Amplitude hat keine Auswirkung. So zeigt sich in den Abbildungen rein die oben beschriebene Charakteristik des Betriebsschwingversuchs. Dominierend ist die Anregefrequenz, welche von höherharmonischen Formen begleitet wird. Ein Einfluss der Eigenform der Anregungskomponenten kann somit nicht festgestellt werden.

Die Steifigkeit der Struktur wird ebenso mit an die reale Gestalt angepassten numerischen Modellen nachgerechnet. Insbesondere die Nachgiebigkeit des Rotors spielt

²¹²Avitabile (2001)

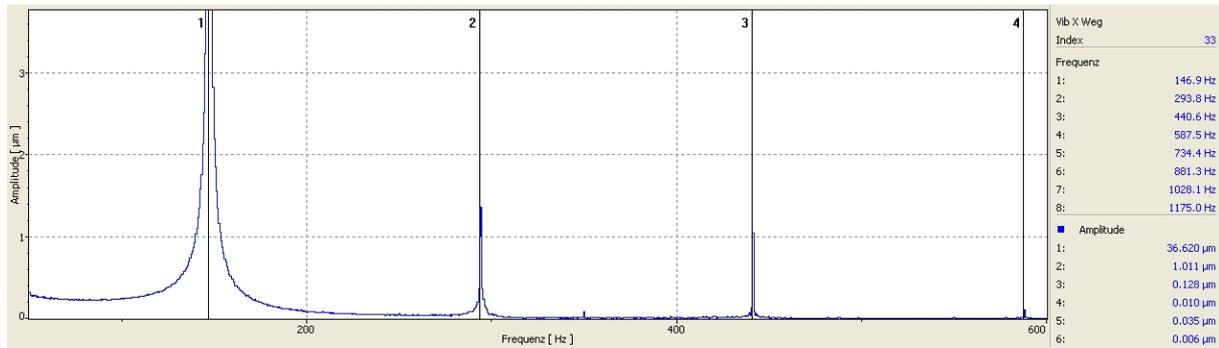


Abbildung 5.26 Frequenzgang Betriebsschwingversuch System 4 (150 Hz)

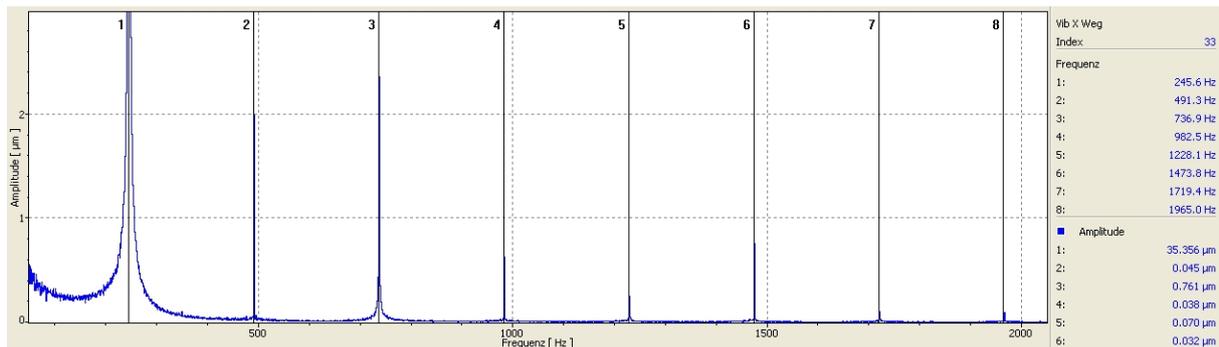


Abbildung 5.27 Frequenzgang Betriebsschwingversuch System 4 (250 Hz)

für die Bestimmung der Rotormittelpunktsbahn eine entscheidende Rolle. Physische Tests hierzu zeigen allerdings kein zufriedenstellendes Ergebnis. Aufgrund der sehr hohen Steifigkeit ($1,1 \cdot 10^6$ N/mm) des Rotors wären sehr große Kräfte und hochpräzise Wegaufnehmer notwendig. Für die Wegmessung während eines Prüfstandsversuchs bedeutet dies allerdings auch, dass der Rotor ausreichend steif ist und es zu keiner relevanten Verformung kommt.

Abstützung

Im Bereich der Abstützung gilt es ebenfalls abzusichern, dass keine Eigenfrequenzen die Messung beeinflussen. Es ist auszuschließen, dass insbesondere Trägheitseffekte zu einer ungewünschten Phasenverschiebung zwischen der gemessenen Kraft und der tatsächlich im Dämpfungspalt auftretenden Kraft führen. Die mit dem oben gezeigten einfachen Feder-Masse-System berechnete erste Eigenfrequenz wird mit einem numerischen Modell, welches die reale Gestalt repräsentiert, sowie einer physischen Modalanalyse verglichen. Die numerische Modalanalyse führt zu einer ersten Eigenfrequenz von 481 Hz, welche sich in der experimentellen Analyse mit 483 Hz sehr gut übereinstimmend wiederfinden lässt. Die Form entspricht einer ersten Biegeform der Abstützung aus der QÖD-Ebene heraus. Wie beim Teilsystem der Anregung auch, wird kein Energieeintrag in diese Richtung erwartet und der Betrag der Frequenz ist höher als der der maximalen Anregungsfrequenz. Die zweite bestimmte Eigenfrequenz wird numerisch mit 1133 Hz bestimmt, im realen Experiment liegt diese bei 958 Hz.

Bei dieser Form handelt es sich um eine Bewegung des Dämpfergehäuses relativ zu Dämpferaufnahme innerhalb der QÖD-Ebene. Aufgrund der hohen Frequenz ist diese für den Betrieb ebenso unkritisch. Die Annahmen für das vereinfachte Modell (Abbildung 5.7), mit dem eine erste Eigenfrequenz von ca. 1000 Hz bestimmt wurde, waren demnach richtig und ausreichend.

Für eine genaue Kraftmessung mittels der zwei Kraftsensoren ist es notwendig, einen weichen dritten Lagerpunkt zu realisieren (vgl. Abschnitt 5.2.2). Dies wird mittels numerischer Analysen der Dämpferaufnahme, sowie dem verwendeten Bolzen und Führungshülse am dritten, oberen Lagerpunkt nachgerechnet. Die Bestimmung der physischen Steifigkeiten ist aufgrund der hohen notwendigen Kräften und des geringen Messweges schwierig und führt zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Realisiert ist ein Verhältnis der Steifigkeiten c_2^* zu c_2 von $\approx 0,1$. Zur Verdeutlichung des Einflusses des oberen Lagerpunktes wird eine Testreihe mit veränderten Steifigkeiten durchgeführt (bis zu $c_2^*/c_2 \approx 0,7$). Um den Einfluss auf die Kraftmessung zu sehen, wird die Spannschraube am oberen Lagerpunkt unter gleichen Bedingungen bei veränderter Steifigkeit des Bolzens um den gleichen Weg angezogen. Bei einer schrittweisen Erhöhung der Steifigkeit des Bolzens sinkt die Kraft, die an den Sensoren aufgenommen wird, erwartungsgemäß. Diese Betrachtung führt zwar nicht zu einer vollständigen Absicherung der Kraftmessung trägt aber dazu bei, die oben eingeführte Modellbildung abzusichern.

Teilsystem-Verifizierung, virtuell

Die virtuelle Teilsystemverifizierung bezieht sich auf die Kopplung der Modelle wie in Abbildung 5.28 gezeigt. Nachdem, wie in den letzten Abschnitten vorgestellt, die physischen Komponenten und virtuellen Modelle verifiziert sind, gilt es gleiches auch für deren Kopplung durchzuführen. Die vorgestellte bottom-up Verifikation beginnt auf Level 4, auf dem die Körper, Gelenke, Kontakte und Aktoren in ADAMS implementiert sind. Um das Verhalten der virtuellen flexiblen Körper abzusichern, wird deren Verhalten in ADAMS überprüft. Eine Modalanalyse dort führt zu gleichen Ergebnissen, was den korrekten Import via ADAMS/Flex und mnf belegt. Die Verifikation der Gelenke und Aktoren ist ähnlich trivial. Verglichen mit dem physischen Prüfaufbau ist es naheliegend, die flexiblen Körper an den unteren Flanschplatten (vgl. Abbildung 5.6) fest einzuspannen und die Shakerauslenkung als linearen Aktor auf den oberen Flanschplatten anzubringen. Dieser Aktor arbeitet mit einer Sinus-Funktion der Form $f(x) = a \cdot \sin(2\pi b \cdot t)$, wobei die Parameter a und b durch MATLAB/Simulink gesetzt werden. Um den QÖD-Innenring auf einer Ebene zu führen, wird ein planares Gelenk verwendet. Die Abstützung ist durch Federelemente umgesetzt, die die gleichen Steifigkeiten wie die Sensoren und die Dämpferaufnahme besitzen. Die Starrkörper (QÖD-Innenring, -Außenring, Rotor und Dämpfergehäuse) werden bezüglich ihrer Masse und Geometrie überprüft.

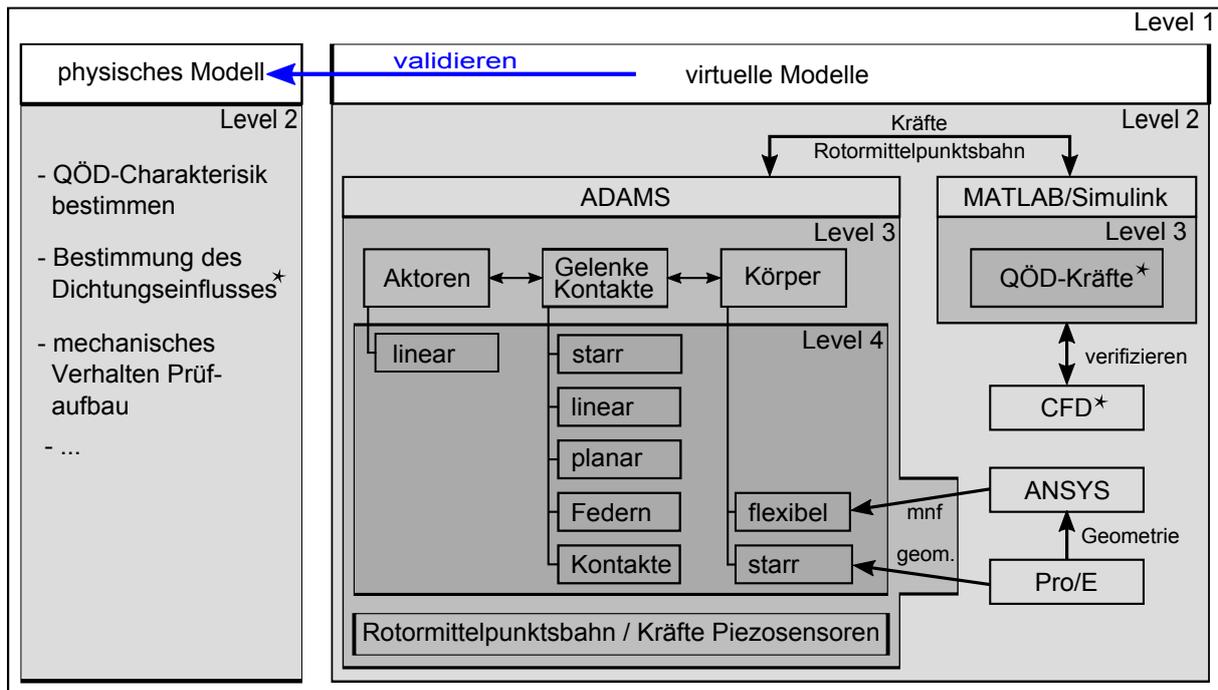


Abbildung 5.28 Überblick Validierungsansatz

Auf Level 3 wird die Interaktion zwischen den Komponenten in ADAMS betrachtet. Sofern die Shakeranregung korrekt an die flexiblen Körper angebunden ist und die Sinussignale richtig eingestellt sind, sollte sich der QÖD-Innenring auf einer kreisförmigen zentrischen Bahn bewegen. Um dies zu verifizieren wird die Kopplung zwischen ADAMS und MATLAB/Simulink temporär aufgehoben, um die Einstellung der Aktoren direkt in ADAMS vornehmen zu können. Die resultierende Rotormittelpunktsbahn wird beobachtet und mit den Anregesignalen verglichen. Es zeigt sich, dass bei einer theoretisch ideal kreisförmigen Anregung es zu einer kleinen Unrundheit der QÖD-Bahn kommt. Dies lässt sich mit dem Einfluss der Mechanik der flexiblen Körper begründen. Um die Absicherung der Kraftmessung durchzuführen, wird ebenso die Kopplung zu MATLAB/Simulink zeitweise aufgehoben. Das Aufbringen einer generischen umlaufenden Kraft auf den Außenring führt zu Kräften, die an den Federelementen (anstelle der Sensoren) gemessen werden können. Dieser Versuch zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen der generischen und gemessenen Kraft. Auftretende Unterschiede lassen sich mit der oben beschriebenen Tatsache erklären, dass stets Kraft am dritten Lagerpunkt aufgenommen wird. Diese ist mit $\approx 7\%$ von der angreifenden Kraft gering. Level 2 dient dazu, die Kopplung zwischen ADAMS und MATLAB/Simulink zu verifizieren. Um den Datentransfer zu überprüfen wird jeder Signalfluss einzeln betrachtet. Dies ist ebenso trivial wie notwendig, um ein verifiziertes Modell zu erhalten. Die Summe der verifizierten Teilmodelle führt somit zu einem verifizierten Gesamtmodell auf Level 1. Dies ist wesentlicher Bestandteil des gewählten Vorgehens und macht eine Verifizierung des Level 1 an sich obsolet.

Messunsicherheit, physisch

Zur Feststellung, ob mit den gewählten Sensoren eine Bestimmung der geforderten Größen möglich ist, wird im Zuge der Verifizierung eine Messunsicherheitsbetrachtung durchgeführt. Hierfür wird für jede Messkette eine Gesamtabweichung aus der Addition der einzelnen relativen Messabweichungen berechnet. So setzt sich die Gesamtabweichung der gemessenen Kraft zusammen aus der Abweichung des Sensors, der Abweichung des Ladungsverstärkers und der Abweichung, die aus der Analog-Digital-Wandlung resultiert. Für die vorliegende Messkette ergibt dies eine Messunsicherheit von circa 2 % über den gesamten relevanten Messbereich. Der größte Anteil dieser Unsicherheit resultiert aus der (Un)genauigkeit des Ladungsverstärkers und dem Quantisierungsfehler des Analog-Digital-Wandlers. Die Berechnung für die Messabweichung der Wegsensoren liefert ein ähnliches Ergebnis. Für die Sensoren des Ölkreislaufs wird insbesondere die Messung des aus dem QÖD austretenden Volumenstroms später diskutiert. Hierbei spielen aufgrund des gewählten Messverfahrens insbesondere stochastische Fehler eine Rolle.

5.4.2 Validierung des physischen Modells

Wie in der Systemanalyse in Kapitel 4 gezeigt ist es nicht möglich die Validierungsfragen der Validierungsebene 2 vorab zu formulieren. Das Wissen über das zu untersuchende System und das zur Untersuchung eingesetzte Handlungssystem ist noch zu gering. Während der gezeigten Entwicklungsarbeit steigt dieses Wissen aber stetig an, das Zielsystem wird weiter konkretisiert. Die Validierung stellt hierbei die Aktivität dar, in der dieser Wissenszuwachs stattfindet, indem in einem zeitlich gesehenen Blick zurück, das Gelernte explizit gemacht wird. Der Entwickler selbst ist Teil dieses Handlungssystems und lenkt mit seinen Entscheidungen die Entwicklung maßgeblich. Er ist es, der Wissen generiert, sich aneignet und dokumentiert (vgl. Abschnitt 2.3.2, erweitertes ZHO-Modell). Während der gezeigten Entwicklung der physischen und virtuellen Untersuchungsmethode werden zahlreiche Annahmen und Modellverkürzungen gemacht. Daraus resultieren die für diese Ebene relevanten Validierungsfragen. Erste Schritte diese Validierung sicherzustellen sind in den vorangegangenen Abschnitten der Verifizierung der physischen Komponenten durchgeführt. Sie bilden die Basis der folgenden Validierungsarbeit.

Wurde der Prüfstand so entwickelt, dass er die in der Systemanalyse und Profildefinition formulierten und festgelegten Ziele erfüllen kann?

Im initialen Zielsystem (Tabelle 4.12, Seite 64) werden die in der Systemanalyse eingeführten Konnektoren in Zielbeschreibungen überführt. Diese Ziele sind die Basis für die Prüfstandsentwicklung. Im Zuge der Verifizierung der entwickelten Methode steht die Frage, ob etwas korrekt implementiert bzw. realisiert wurde; hierzu im Gegensatz stellt

die Validierung den Bezug zu den Zielen her, welche hier abgeglichen und hinterfragt werden sollen.

Liegen mit den virtuellen Modellen Systeme vor, die eine weitergehende Untersuchung des QÖD erlauben?

Um neben den Tests am physischen Modell auch virtuelle Untersuchungen durchführen zu können, liegen oben vorgestellte virtuelle Modelle vor. Es soll überprüft werden, ob diese in der Lage sind eine Beantwortung der übergeordneten Validierungsfragen (Abschnitt 4.2) zu unterstützen.

Waren die verkürzten Modelle zur Umsetzung der in der Systemanalyse und Profildefinition formulierten und festgelegten Ziele richtig? Sind die Annahmen zur Dimensionierung des physischen Modells gerechtfertigt?

Für die Realisierung des physischen Modells werden zahlreiche Annahmen gemacht, um zu zweckmäßigen Modellen für die Berechnung zu kommen. Im Schritt der Validierung der Untersuchungsmethode müssen diese Annahmen hinterfragt und abgesichert werden.

Wie entwickelt sich das Zielsystem? Wo wurde Wissen aufgebaut?

Das initiale Zielsystem ist zunächst noch vage formuliert und es enthält wenige Detailinformationen über das zu untersuchende System. Jedes zu einem bestimmten Modellzweck gebildete Modell erweitert das Zielsystem, indem es durch die aus ihm resultierenden Ergebnisse weitere Informationen liefert. Schon die Modellbildung an sich führt zu einem Zuwachs an Wissen, da für eine dem Zweck geeignete Modellbildung stets Verkürzungen vorgenommen werden müssen. Diese Verkürzungen basieren auf Entscheidungen, welche wiederum fundiert - also basierend auf neuem oder altem Wissen - getroffen werden.

Auf Basis dieser Fragen wird in den folgenden Abschnitten die Validierung der entwickelten Methode durchgeführt. Zunächst werden die Möglichkeiten des Teilsystems Anregung den Zielen gegenübergestellt. Daran anschließend kommen als Validierungswerkzeug die oben vorgestellten gekoppelten Modelle zum Einsatz, welche einen Abgleich und somit eine Absicherung zwischen dem physischen Modell und den verifizierten virtuellen Teilsystemmodellen ermöglicht. Um die grundsätzliche Möglichkeit zur Koeffizientenbestimmung zu validieren, wird darauffolgend die Messdatenerfassung und -auswertung eingeführt. Im Anschluss daran sollen Referenzversuche die Fähigkeit des Prüfstandes zur Untersuchung des QÖD zeigen und die Auswertemethode anwenden. Hierzu wird der dieser Studie zugrundeliegende Dämpfer charakterisiert.

Teilsystem Anregung

Die Ziele für die Umsetzung des Teilsystems der Anregung sind auf Basis des Konnektors C1 und der zugehörigen Wirkfläche des WFP 1.1 wie folgt formuliert: Belastung des QÖD auf Basis der vorliegenden Triebwerksdaten und den theoretischen Sonderfällen

erzeugen. Für die theoretischen Sonderfälle sind dies die zentrisch kreisförmige sowie die lineare Anregung. Für den Triebwerksbetrieb sind exzentrische ellipsenförmige Rotormittelpunktsbahnen gefordert.

Relevant für eine Beurteilung ist folglich die resultierende Rotorbahn, welche durch die Messdaten der Wegsensoren aufgezeichnet wird. Diese sind in den folgenden Abbildungen so dargestellt, dass die Bahnkurve relativ zum QÖD-Außenring verdeutlicht wird. Die Begrenzung des möglichen Schwingwegs durch den Außenring ist als dünne blaue Linie in sämtlichen Abbildungen dargestellt. Den Abbildungen liegt das in Abbildung 5.1 gezeigte x-y-Koordinatensystem zugrunde, die Messdaten sind ohne weitere Glättung oder Mittelung dargestellt. Die Weg- und Kraftsensoren sind jeweils in Wirkrichtung der Shaker angeordnet. Um die Qualität der erzeugten Bahnkurve zu bestimmen, wird eine Abweichung zur idealen Bahnkurve bestimmt. Die ideale Bahnkurve ist als Kreis oder Linie, wie in den theoretischen Sonderfällen beschrieben, bestimmt.

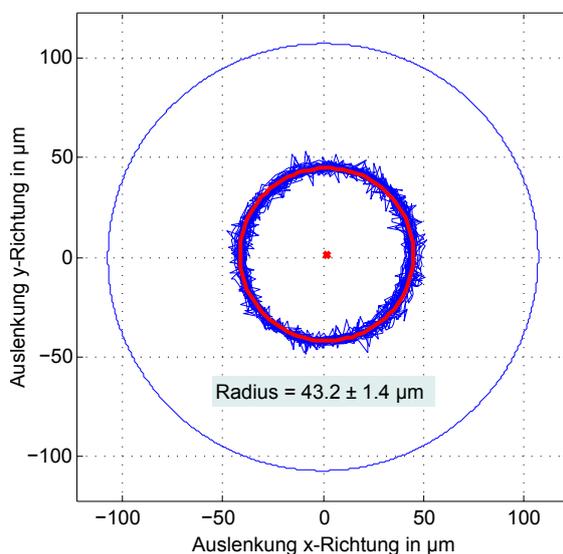


Abbildung 5.29 Zentrisch kreisförmige Rotormittelpunktsbahn

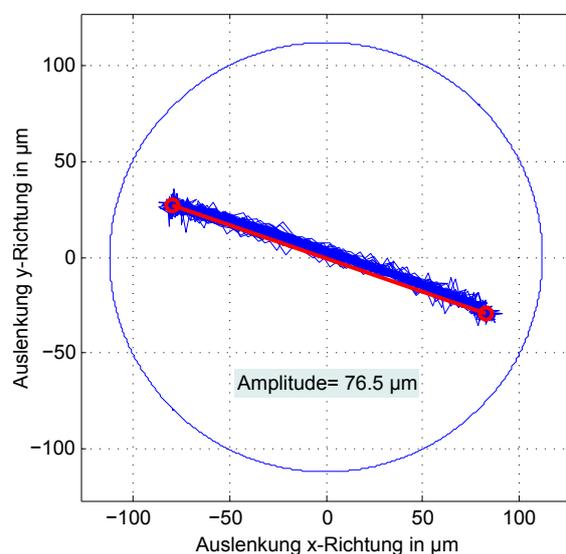


Abbildung 5.30 Lineare Rotormittelpunktsbahn

Abbildung 5.29 zeigt eine kreisförmige Rotormittelpunktsbahn mit einem gemessenen mittleren Radius von $43,2 \mu\text{m}$. Die Abweichung zum vorgegebenen Radius von $42,0 \mu\text{m}$ ist sehr klein, ebenso die Standardabweichung, welche mit $1,4 \mu\text{m}$ angegeben ist. Die Mittelpunktslage weicht mit einer Abweichung von $1,8 \mu\text{m}$ und $1,4 \mu\text{m}$ von der eingestellten zentrischen Nulllage nur geringfügig ab. Die lineare Rotorbahn (Abbildung 5.30) weicht in der gemessenen Amplitude von der geforderten ebenso nur im Mikrometer-Bereich ab. Ellipsen sind nicht dargestellt, lassen sich aber aus einer Überlagerung der linearen und kreisförmigen Auslenkung einstellen. Abbildung 5.31 verdeutlicht die Möglichkeit mit der entwickelten Anregung auch große Bahnkurven einzustellen. Hierzu ist ein Dämpfspalt von $170 \mu\text{m}$ verbaut, der Radius, auf dem sich der Rotor bewegt, ist auf $135 \mu\text{m}$ eingestellt. Die am Prüfstand gemessenen $133 \pm 3,1 \mu\text{m}$ und die gute Mittelpunktslage ($3,1 \mu\text{m}$ und $1,0 \mu\text{m}$) bestätigen die Möglichkeit auch große Bahnkurven

einstellen zu können. Abbildung 5.32 zeigt die Verschiebung des Mittelpunktes, welche mit hoher Genauigkeit ebenso möglich ist. Die hier gezeigten Ergebnisse sind für alle Frequenzen und Ölversorgungsdrücke über den gesamten Auslenkungsbereich gültig. Die Einstellbarkeit der Bahnkurve wird davon nicht beeinflusst, jedoch haben Frequenz und Öldruck einen Einfluss auf die gemessene Reaktionskraft und somit auch auf die Kraft, die vom Shaker aufgebracht werden muss, um die Bahnkurve einzustellen. Über den gesamten Messbereich ist die Kraft der Shaker ausreichend.

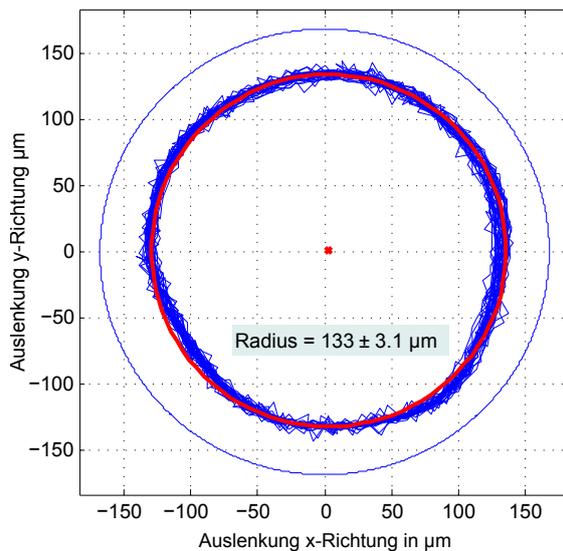


Abbildung 5.31 Rotor-Bahnkurve, Amplitude 133 µm

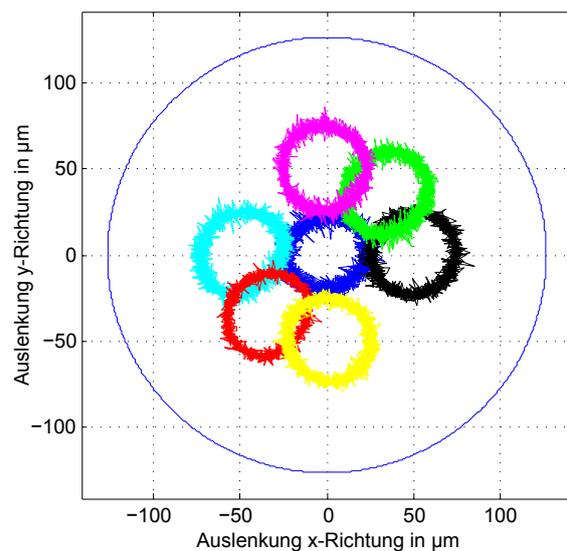


Abbildung 5.32 Exzentrische Rotor-Bahnkurven

Ableich MKS

Die vorgestellte Betrachtung der verschiedenen Rotormittelpunktsbahnen reicht nicht aus, um den Prüfstand auf dieser Ebene vollständig mit den gebildeten und implementierten virtuellen Modellen abzugleichen, um somit die getroffenen Annahmen bei der Modellbildung zu validieren. Um dies zu erreichen, werden die erzeugten und gemessenen Daten (physisch wie virtuell) an folgenden Stellen betrachtet:

1. Position der Shakerflanschflächen (Wirkfläche des WFP 0.1 bzw. 0.2 in Abbildung 5.5),
2. Position des Rotormittelpunktes (Wirkfläche des WFP 1.1 in Abbildung 5.5),
3. resultierende Kraft an den Sensoren (Wirkfläche des WFP 0.11 bzw. 0.14 in Abbildung 5.7).

Den hier exemplarisch vorgestellten Ergebnissen liegt ein Versuch mit einer zentrisch kreisförmigen Auslenkung von 44 µm, einem Ölversorgungsdruck von 8 bar und einer Frequenz von 150 Hz bei einem Ölspalt von 120 µm zugrunde. Wie oben bereits vorgestellt ist es am Prüfstand möglich eine zentrisch kreisförmige Rotormittelpunktsbahn mit

hoher Genauigkeit einzustellen. In den Abbildungen 5.33 und 5.34 wird die reale mit der virtuellen Bahnkurve gegenübergestellt. Der Unterschied des Radius liegt im μm -Bereich, ebenso ist die Standardabweichung sehr klein. Beim Ergebnis aus MKS gibt es eine Abweichung von der idealen Kreisform. Diese lässt sich damit begründen, dass die Linearaktoren mit zwei 90° verschobenen Sinusfunktionen die Anregungskomponenten auslenken und es aufgrund der nicht symmetrischen Bauteile (rechts zu links) zu einer stärkeren Verformung in die eine Richtung kommt. Im physischen Experiment gleicht der Regler die Shakerauslenkungen und die Phasenlage so lange an, bis es zu einer guten Kreisform kommt. Dies macht den Vergleich der tatsächlichen Shakerauslenkung interessant, welcher weiter unten vorgestellt wird.

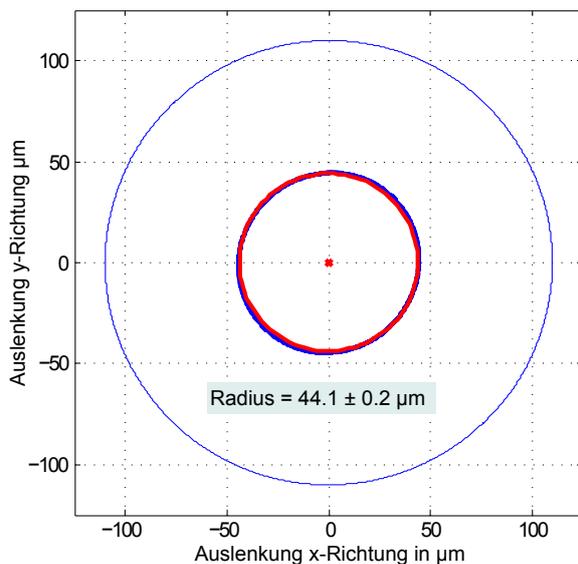


Abbildung 5.33 Rotormittelpunktsbahn, MKS

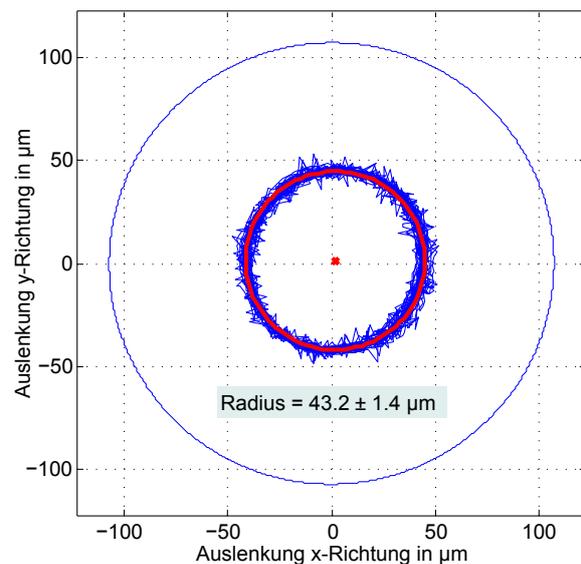


Abbildung 5.34 Rotormittelpunktsbahn, Prüfstand

An den Piezosensoren werden in diesem Versuch die Kräfte gemessen, wie sie Abbildung 5.35 und Abbildung 5.36 zeigen. Beide Kräfte weichen von der idealen Kreisform mit einer Standardabweichung von 214 N bzw. 340 N ab, die Form ist in beiden Fällen in etwa um den gleichen Winkelbetrag verkippt. Auf Basis der vorliegenden Ergebnisse kann nicht abschließend geklärt werden was die Ursache dieser Abweichung ist. Dies kann neben mechanischer Einflussfaktoren auch Gründe im Verhalten des QÖD haben. Die Beträge der Kräfte sind hier nur begrenzt aussagekräftig, da für die Berechnung der Reaktionskraft mittels MKS eine Adaption der Kräfte und Koeffizienten durch den Dichtungsfaktor stattgefunden hat, welcher in Kapitel 6 eingeführt wird.

In der Verifikation der physischen Modelle in Abschnitt 5.4.1 wurde für die Abstützung kein Betriebsschwingversuch vorgestellt. Aufgrund der schwierigen Zugänglichkeit der Komponenten ist die Messung mittels Scanning-Vibrometer hier nicht möglich. Eine Frequenzganganalyse der realen Kraftsensor-Messdaten mittels Fast Fourier Transformation (FFT) zeigt, wie beim Frequenzgang der Anregung auch, keinen Einfluss der Teilsystemeigenfrequenzen auf die Messung.

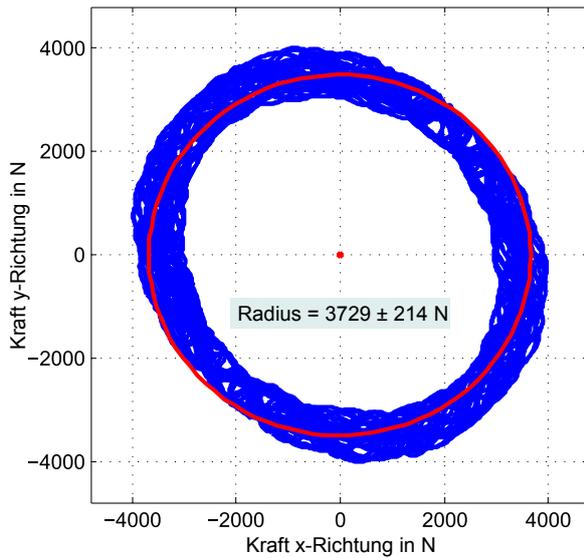


Abbildung 5.35 Berechnete QÖD-Reaktionskraft, MKS

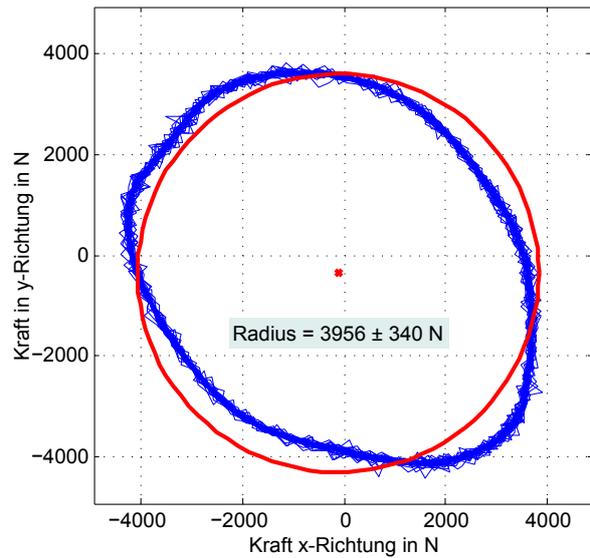


Abbildung 5.36 Gemessene QÖD-Reaktionskraft, Prüfstand

Um die Annahmen in der Gestaltung und Dimensionierung der Komponenten zu belegen, ist eine Darstellung der tatsächlich notwendigen Shakerauslenkung von Interesse. So kann gezeigt werden, welche Unterschiede sich im realen, also geometrisch nicht idealen System, ergeben. Auch spielen die Funktion und die Leistungsfähigkeit der Shaker hier eine Rolle. Diese wird in der vereinfachten Abbildung als Linearaktor in MKS nicht berücksichtigt. Ebenso kommt es im realen System zu einer Kopplung mit dem QÖD, diese wird in den Dimensionierungsberechnungen, wie oben vorgestellt, stets als statische Last angenommen. Dies ist im Sinne der Modell-Zweckmäßigkeit gerechtfertigt, muss an dieser Stelle aber abgesichert werden.

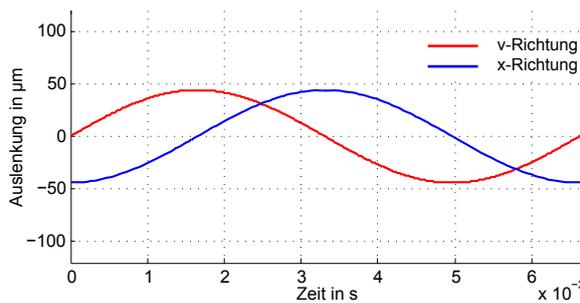


Abbildung 5.37 Shakerauslenkung virtuell, MKS

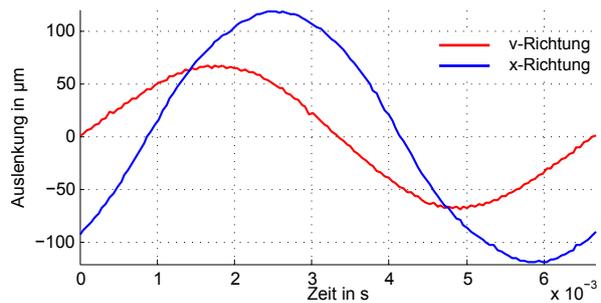


Abbildung 5.38 Shakerauslenkung physisch, Prüfstand

Abbildung 5.37 zeigt die Auslenkung der Linearaktoren in MKS. Die Amplitude ist in beide Richtungen (x und v, vgl. Abbildung 5.1) identisch $44 \mu\text{m}$, die Phasenverschiebung 90° . Bei den Auslenkungen der physischen Shaker (Abbildung 5.38) ergeben sich im Gegensatz dazu große Abweichungen zwischen der x-Richtung und der v-Richtung. So ist neben der Amplitude auch die Phase um 38° verschoben, statt der erwarteten 90° . Die Ursache der Abweichungen liegt in den Unterschieden der mechanischen Ausgangssituation begründet. Die virtuellen Bauteile liegen geometrisch ohne Abweichung

vor und sind ideal zueinander ausgerichtet. Dies führt dazu, dass die Blattfedern und die Übertragungselemente beim Start der Simulation nicht verformt sind; die Ausrichtung aller Bauteile zueinander ist ideal. Dies ist im realen mechanischen Prüfaufbau nicht der Fall. So wird die Ausrichtung des QÖD-Innenrings relativ zu den Shakern im Bereich der Elastizität der Anregungskomponenten durchgeführt. Nur so ist es möglich, die Shaker, die nur im Millimeter-Bereich ausgerichtet werden können, zum Quetschspalt (im Mikrometer-Bereich) einzustellen. Daraus resultiert eine Vorverformung der Anregekomponenten, die durch die Shakerregelung ausgeglichen werden muss. Dies ist über den gesamten Betriebsbereich möglich, wenn auch hier nur exemplarisch an einer Messreihe gezeigt.

Koeffizientenberechnung

Für eine vollständige Validierung der Methode muss die Möglichkeit abgesichert werden mit den am Prüfstand gemessenen Daten Dämpferkoeffizienten bestimmen zu können. Nur so ist eine Übertragung der Ergebnisse auf Validierungsebene 1 möglich. Zur Berechnung der Dämpferkoeffizienten werden zwei Ansätze verfolgt.

KLT/BLT

Für die auf Basis der KLT/BLT realisierte Berechnung dienen die am Prüfstand erfassten Daten der beiden Kraft- und Wegsensoren als Eingangsgröße. Für beide liegt ein ortsfestes kartesisches Koordinatensystem im Statormittelpunkt zugrunde. Im ersten Schritt der Auswertung werden die gemessenen Daten in ein polares Koordinatensystem transformiert. Dieses Koordinatensystem ist nicht ortsfest und befindet sich im Mittelpunkt des Rotors. Die Ableitung der Schwingwege nach der Zeit liefert die für die Berechnung der Koeffizienten notwendigen Geschwindigkeiten. Anschließend werden auf Basis der Gleichungen 2.14 und 2.15 die Dämpfungskoeffizienten bestimmt. Sie lauten

$$d_{uu} = \frac{F_u}{e\dot{\varphi}} \quad (5.5)$$

$$d_{rr} = \frac{F_r}{\dot{e}} \quad (5.6)$$

Bewegungsgleichung

Statt auf Basis der KLT und BLT verfolgt der zweite Ansatz eine Lösung mittels Bewegungsgleichung. Diese lässt insbesondere eine Trennung zwischen Steifigkeit und Dämpfung des Ölfilms zu. Bei den Koeffizienten auf Basis der Reynolds-Gleichung ist diese Trennung nicht möglich. Das betrachtete schwingungsfähige System ist das der Abstützung, welches an der Stelle eines Kraftsensors in ein eindimensionales Modell überführt wird. Das betrachtete System besteht somit aus der nachgiebigen Struktur

der Dämpferaufnahme, welche den Sensor und das Dämpfergehäuse aufnimmt. Somit ist die Dämpferaufnahme und der Sensor als Reihenschaltung von Federn modelliert, welche an die relevante Masse des Dämpfergehäuses gekoppelt sind. An dieser greifen die Steifigkeit und die Dämpfung des Ölfilms an, welcher durch den QÖD-Innenring ausgelenkt wird. Mittels der gemessenen Daten und der Lösung des gebildeten Gleichungssystems können die Koeffizienten des QÖD berechnet werden.

Versuche mit linearer Anregung

Um eine Korrelation zu den nach KLT/BLT berechneten Kräften herstellen zu können, werden Versuche mit rein linearer Anregung durchgeführt. Der Parameterraum hierfür wird aus der Systemanalyse wie in Tabelle 5.13 dargestellt abgeleitet. Die geometrischen Parameter h_0 , d_{AR} und d_{zu} sowie die statische Exzentrizität ε_0 werden nicht variiert. Die geometrischen Faktoren sind aus den Daten des Originalsystems übertragen (vgl. Tabelle 4.2). Als Öl kommt ein niederviskoses Turbinenöl zum Einsatz. Es hat bei 40 °C eine kinematische Viskosität ν von 12 mm²/s und eine Dichte von 0,875 kg/dm³.

Tabelle 5.13 Faktoren mit Wertebereich, lineare Versuche

Faktor	Wertebereich
Dämpfspalt h_0	120 µm
Innendurchmesser Außenring d_{AR}	160,040 mm
Durchmesser Zuführbohrung d_{zu}	1,400 mm
statische Exzentrizität ε_0	0 µm
relative Auslenkung ε	5... 62 %
Frequenz f	150... 250 Hz
Versorgungsdruck p_0	3,3... 6,7 bar

Die Versuche werden mittels der Methode der statistischen Versuchsplanung²¹³ geplant. Dies hat den Vorteil, zu einer effizienten Planung und Auswertung der Versuche durch eine standardisierte Vorgehensweise zu gelangen²¹⁴. Für die hier durchgeführten Versuche werden die Faktoren in einen zentral zusammengesetzten Versuchsplan umgesetzt. Hierbei werden die Faktoren in insgesamt fünf Stufen untersucht, die als 0, ± 1 und $\pm \alpha$ bezeichnet werden. Die Anzahl der Einzelversuche wird somit reduziert, eine Beschreibung der Abhängigkeit der Zielgröße²¹⁵ von den Einflussgrößen²¹⁶ ist dennoch möglich. Eine Darstellung des Versuchsplans zeigt Abbildung 5.39. Der Versuchsplan besteht aus einem teilfaktoriellen Versuchsplan (schwarz), dem ein Zentrum (rot) und ein

²¹³DoE - Design of Experiments

²¹⁴Kleppmann (2003)

²¹⁵Die Zielgröße entspricht dem Ergebnis des Versuchs. Entweder sind es gemessene Daten oder daraus abgeleitete Größen.

²¹⁶Die Einflussgröße ist die Größe, die die Zielgröße beeinflusst. Dies kann gezielt (Steuergröße) oder durch Störungen erfolgen.

Stern (blau) hinzugefügt wird²¹⁷. Der gewählte Versuchsplan ist besonders für Systeme geeignet, die mit einem quadratischen Modell beschrieben werden können. Dies ist hier der Fall, muss aber durch die Regressionsanalyse noch bestätigt werden. Die Variation der Auslenkung, Frequenz und Versorgungsdruck erfolgt nach einer Aufteilung auf die Faktorstufen nach Tabelle 5.14. Der daraus abgeleitete Versuchsplan besteht aus 15 Einzelversuchen, siehe Tabelle A.1 in Anhang A.

Tabelle 5.14 Faktorstufen, lineare Versuche

Faktor	$-\alpha$	-1	0	1	α
Amplitude in μm	6	20	40	60	74
Frequenz in Hz	150	170	200	230	250
Versorgungsdruck in bar	3,3	4	5	6	6,7

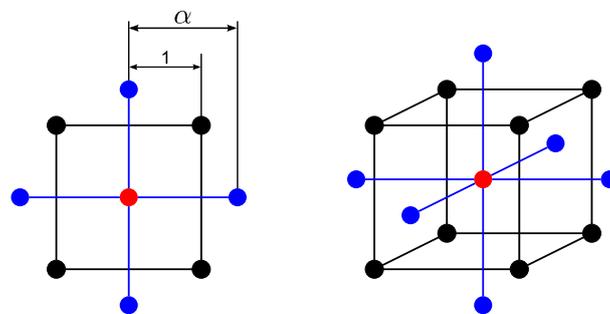


Abbildung 5.39 Darstellung zentral zusammengesetzter Versuchsplan²¹⁸

Exemplarisch zeigen Abbildung 5.40 und 5.41 die gemessenen Daten des Versuchs Nr. 12 aus Tabelle A.1. Für die Auswertung der gesamten Messreihe wird die Kraftamplitude wie in Abbildung 5.41 gezeigt als Zielgröße verwendet. Auf Basis dieser Kraftamplituden wird eine lineare Regression durchgeführt mit dem Ziel, ein mathematisches Modell zu erhalten, welches den untersuchten Parameterraum möglichst gut beschreibt. Für die vorliegenden Versuche liegt dies mit einem quadratischen Modell mit Wechselwirkungen vor. Durch die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den auftretenden Effekten zeigt dieses Modell mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,98245 und einer Standardabweichung von 146 N eine gute Genauigkeit. Abbildung 5.42 zeigt dies grafisch indem die Kraftamplituden über dem jeweiligen Messpunkt aufgetragen sind. Eine Optimierung des Modells durch Wegnahme von einzelnen Regressionskoeffizienten ist nicht notwendig²¹⁹.

Um den Effekt²²⁰ eines Faktors auf das System zu verdeutlichen, werden aus dem gefundenen mathematischen Modell Effektdiagramme abgeleitet, Abbildung 5.43. Diese

²¹⁷Kleppmann (2003)

²¹⁸nach Kleppmann (2003)

²¹⁹Kleppmann (2003)

²²⁰dieser entspricht der Wirkung auf das System.

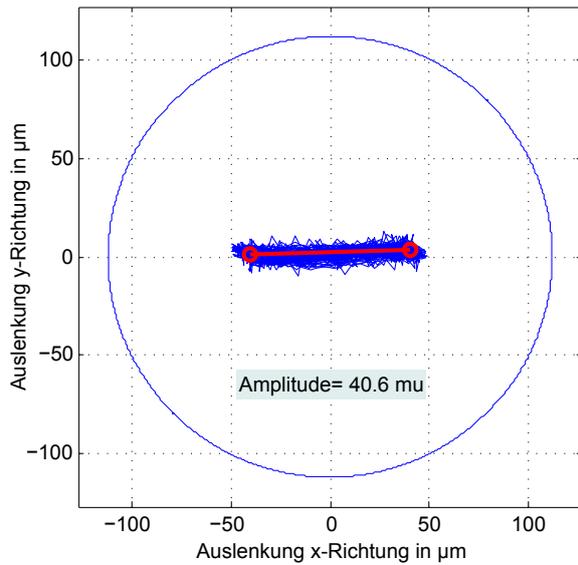


Abbildung 5.40 Ergebnis linear, Weg

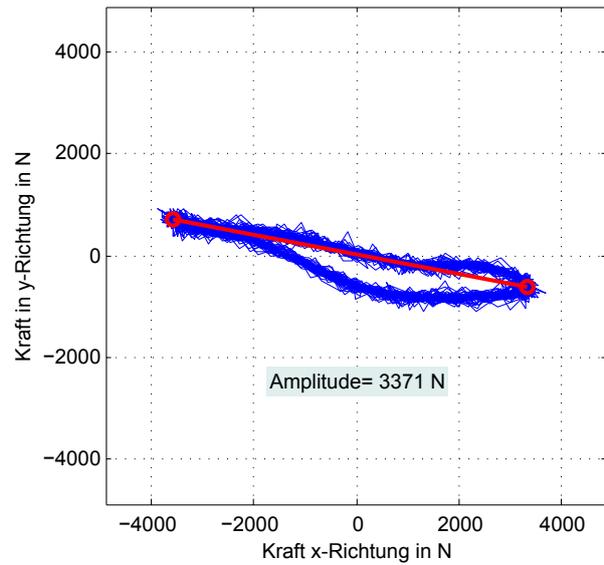


Abbildung 5.41 Ergebnis linear, Kraft

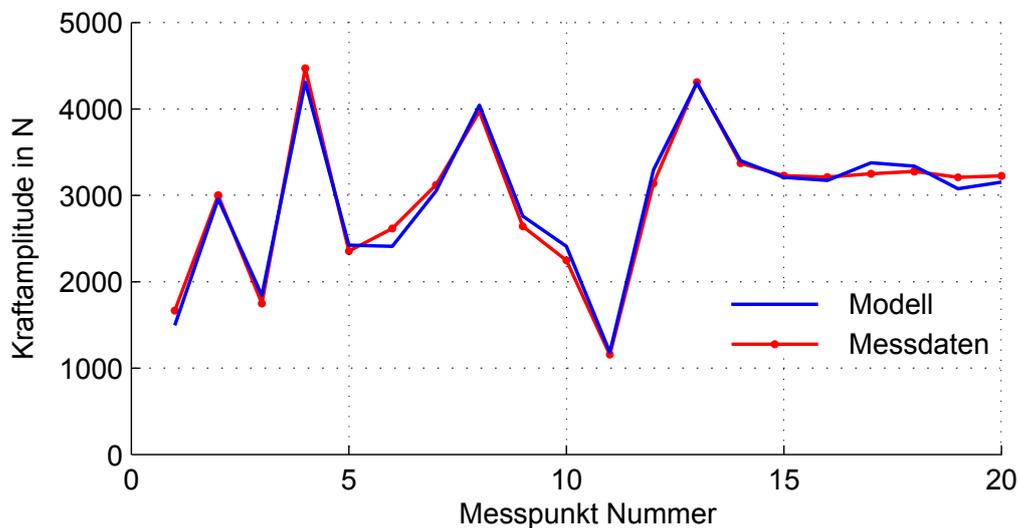


Abbildung 5.42 Regressionsmodell, lineare Messreihe

zeigen, dass die Variation des Versorgungsdrucks einen Einfluss auf die Kraftreaktion des Dämpfers hat. Verglichen mit der Herleitung der KLT/BLT muss dies weiter betrachtet werden, die Annahme einer Unabhängigkeit der Reaktionskraft vom Versorgungsdruck, kann nicht gezeigt werden. Es zeigt sich ebenso, dass der Effekt der Frequenz klein ist, Abbildung 5.43a, b und d. Der erwartete Effekt der Amplitude ist zu erkennen, Abbildung 5.43c und d. Allerdings steigt die Kraftamplitude bei größerem Schwingweg nicht wie erwartet überproportional stark an. Sie fällt sogar bei großen Amplituden leicht wieder ab, was bei einer maximalen relativen Auslenkung von 62 % nicht erwartet wird.

Um einen Vergleich zur KLT herstellen zu können, werden die Messdaten bei 200 Hz und 5 bar im Zeitbereich dargestellt und gemittelt, siehe Abbildung 5.44. Die berechnete Kraft aus der KLT, also einem ungedichteten Dämpfer ohne Zuführnut, ist stets um ein Vielfaches kleiner. Dargestellt ist die berechnete Reaktionskraft für 40 µm Auslenkung eines nicht kavitierenden QÖD. Die BLT ist nicht dargestellt, da diese Dämpferreakti-

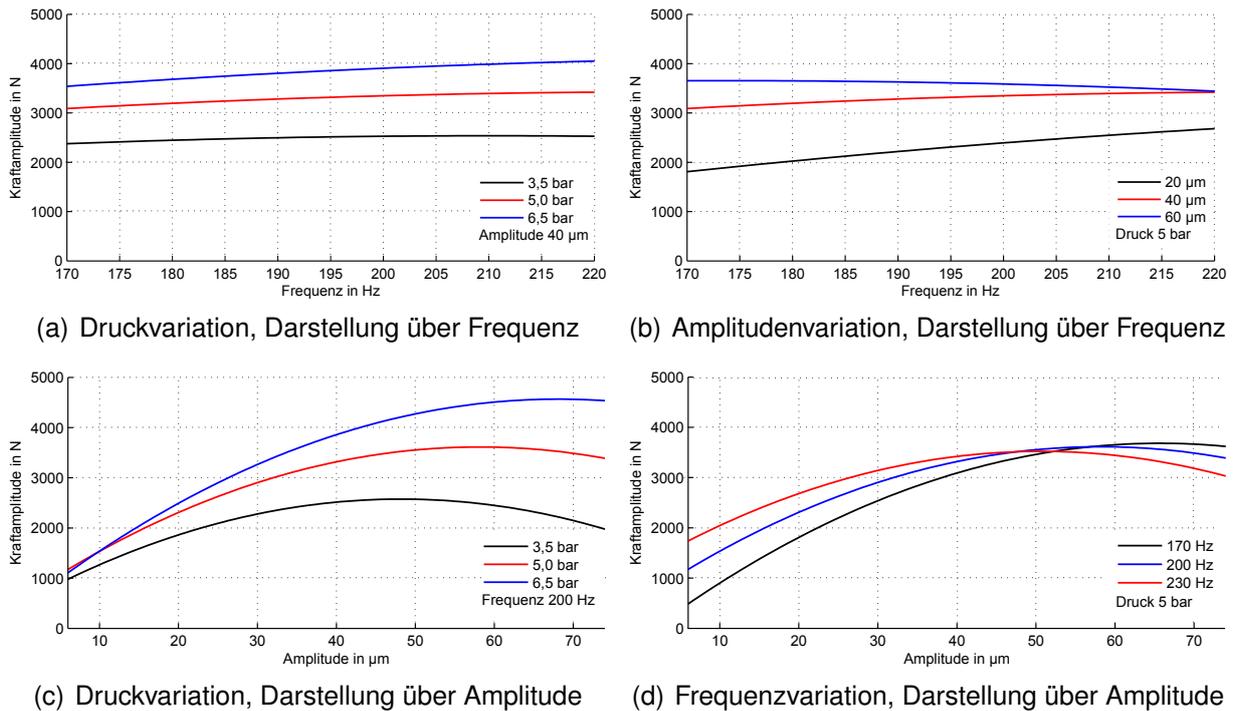


Abbildung 5.43 Ergebnisse des Versuchsplans mit linearer Anregung

onskraft wiederum ein Vielfaches größer als die gemessenen Kräfte ist. Eine Diskussion der Ergebnisse, der auftretenden Effekte und insbesondere der Abweichung zur KLT findet weiter unten statt.

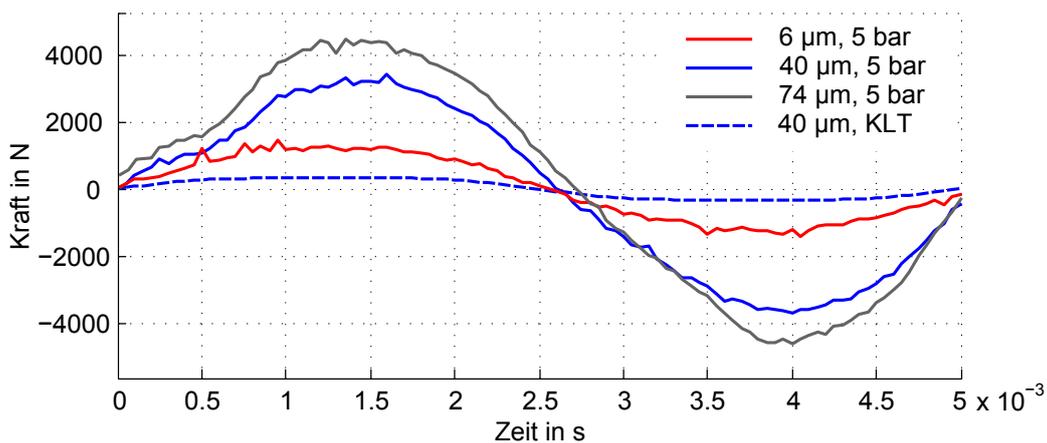


Abbildung 5.44 Vergleich gemessene Reaktionskräfte zur KLT, 200 Hz Messreihen

Wie in der Zielformulierung beschrieben ist hier die Umsetzung des theoretischen Sonderfalls der linearen Anregung realisiert und abgesichert. Zur vollständigen Absicherung der aus Konnektor C1 abgeleiteten Forderung werden im Folgenden Versuche mit zentrisch kreisförmiger Rotorbahn durchgeführt.

Versuche mit zentrisch kreisförmiger Anregung

Tabelle 5.15 zeigt die den Versuchen zugrundeliegenden Faktoren. Aus den variablen Faktoren der relativen Auslenkung ε und dem Versorgungsdruck p_0 wird ein vollfaktoriel-ler Versuchsplan erstellt, siehe Tabelle A.2 in Anhang A.

Tabelle 5.15 Faktoren mit Wertebereich, zentrisch kreisförmige Versuche

Faktor	Wertebereich
Dämpfspalt h_0	120 μm
Innendurchmesser Außenring d_{AR}	160,040 mm
Durchmesser Zuführbohrung d_{ZU}	1,400 mm
statische Exzentrizität ε_0	0 μm
Frequenz f	150 Hz
relative Auslenkung ε	15...75 %
Versorgungsdruck p_0	4,0...8,0 bar

Analog zu den Wegmessdaten der kreisförmigen Anregung, wird ein idealer Kreis in die hier gemessenen Kräfte gelegt. Der berechnete Kreisradius ist die Zielgröße. Da bei dem gebildeten Versuchsplan lediglich zwei Faktoren verändert werden, kann das Ergebnis anschaulich als Fläche dargestellt werden. So zeigt Abbildung 5.45, dass es bei den Versuchen mit kreisförmiger Anregung auch zu einer Abhängigkeit der Reaktionskraft vom Versorgungsdruck kommt. Durch Vergrößerung der Rotorauslenkung steigt die Reaktionskraft erwartungsgemäß an. Das gefundene lineare Beschreibungsmodell ist mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,9838 ausreichend genau.

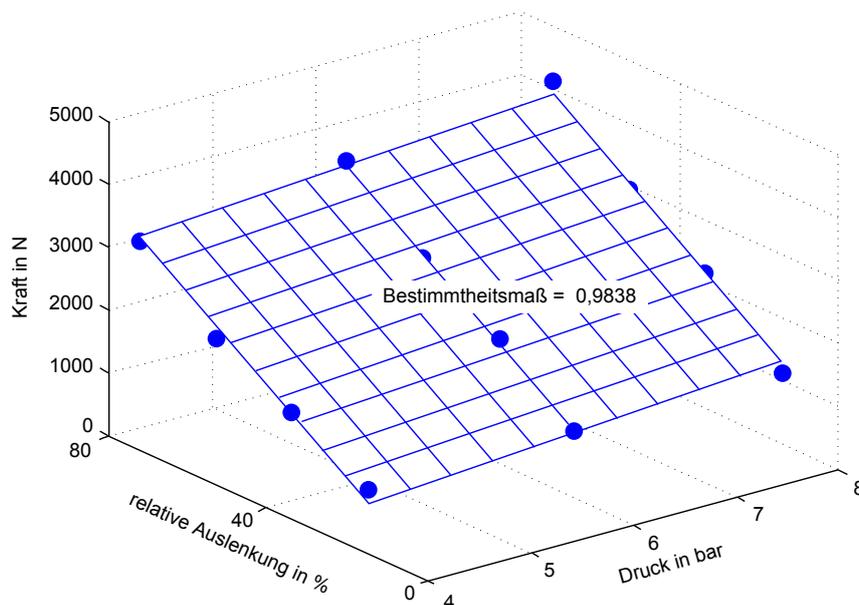


Abbildung 5.45 Regressionsmodell, zentrisch kreisförmige Messreihe

Die Haupteffekt-Darstellung²²¹ für den Druck und die Auslenkungsamplitude zeigen die gleichen Abhängigkeiten wie bereits bei den linearen Versuchen festgestellt, Abbildung 5.46. Der Versorgungsdruck hat demnach im vorliegenden System einen Effekt, der in den theoretischen Beschreibungsmodellen so nicht abgebildet ist.

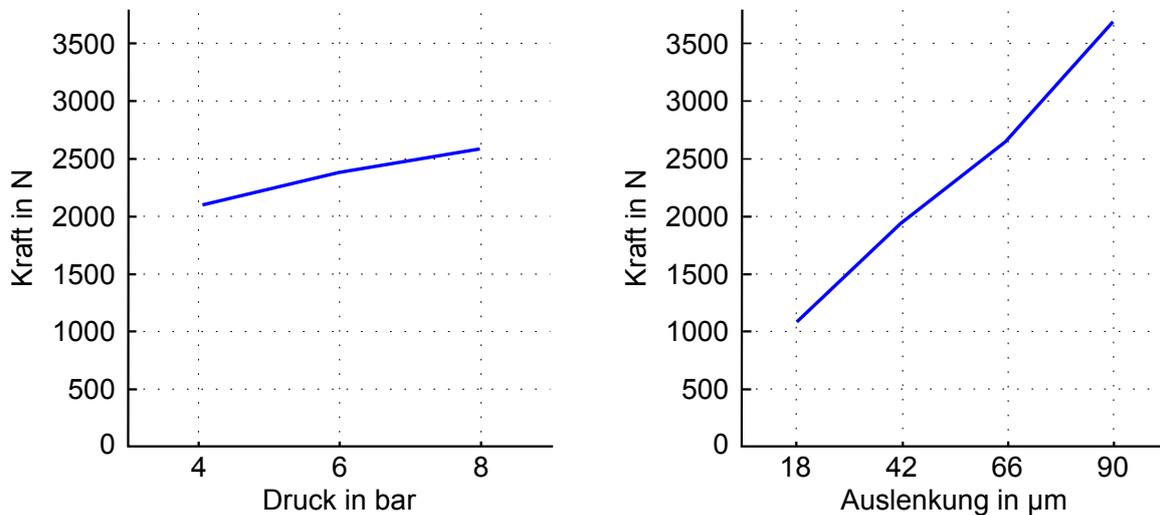


Abbildung 5.46 Haupteffekt-Darstellung Druck und Amplitude, kreisförmige Anregung

Die Berechnung der Dämpfungskoeffizienten findet zunächst mittels der KLT (Gleichung 5.5) statt. Abbildung 5.47 zeigt die berechneten Dämpfungskoeffizienten d_{uu} für den vorliegenden Versuchsplan. Im Vergleich zur KLT sind die Koeffizienten ein vielfaches größer, was sich mit dem Einsatz der Kolbenringe als seitliche Dichtung erklären lässt. Im betrachteten Bereich fallen die Koeffizienten leicht ab, es kommt nicht zu einem starken Anstieg bei großer relativer Auslenkung. Der Vergleich mit der KLT zeigt allerdings, dass im betrachteten Bereich bis 75 % relativer Auslenkung dieser Anstieg noch nicht zu erwarten ist.

Die Auswertung auf Basis der Bewegungsgleichung bietet die Möglichkeit einer Trennung von Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizient. Für die Messreihen mit zentrisch kreisförmiger Anregung sind die Dämpfungskoeffizienten etwas geringer als die mit der Auswertung auf Basis der KLT berechneten und fallen insbesondere bei geringem Versorgungsdruck bei größeren Auslenkungen stark ab, siehe Abbildung 5.48. Die Steifigkeit des Ölfilms tritt bei circa 35 %, 65 % bzw. 68 % relativer Auslenkung auf. Diese Größenordnung deckt sich gut mit bereits veröffentlichten Berechnungen und Versuchsergebnissen²²³. Ein direkter Vergleich der Daten ist aufgrund der verschiedenen Dämpferbauarten und Messeinrichtungen allerdings nicht eindeutig machbar.

²²¹Bei einem vollständigen faktoriellen Versuchsplan gibt es je zwei Faktorstufenkombinationen, die sich nur in einem bestimmten Faktor unterscheiden. „Der Mittelwert dieser Unterschiede ist ein Maß für den Einfluss dieses Faktors auf das Versuchsergebnis und heißt Effekt oder auch Haupteffekt dieses Faktors“²²²

²²²Kleppmann (2003)

²²³Schwer (1986)

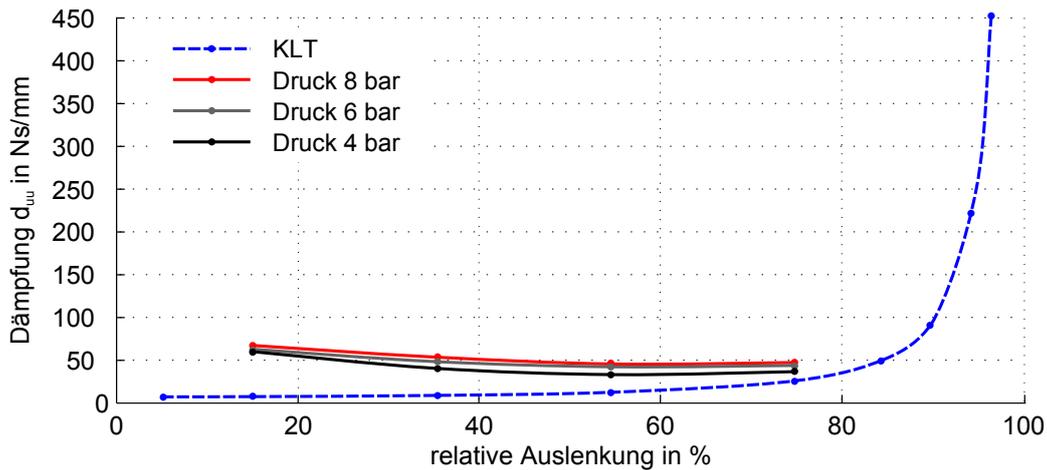


Abbildung 5.47 Dämpfungskoeffizienten, zentrisch kreisförmige Anregung

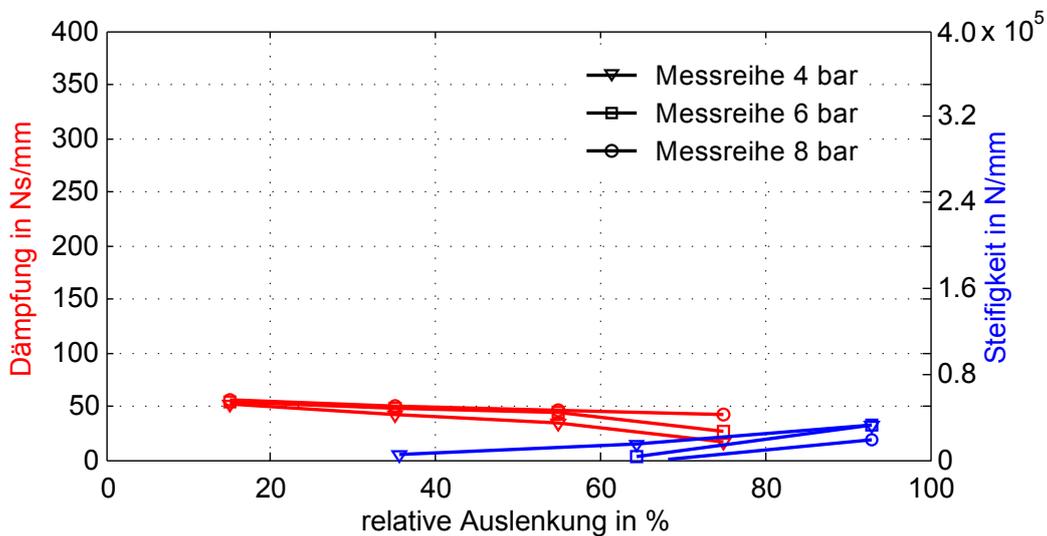


Abbildung 5.48 Dämpfung und Steifigkeit auf Basis der Bewegungsgleichung

Die Phasenverschiebung zwischen dem gemessenen Kraft- und Wegsignal hat einen erheblichen Einfluss auf die Berechnung der hier gezeigten Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten. Wie in Abbildung 5.36 gezeigt, kommt es bei zentrisch kreisförmiger Anregung zu einer Kraft in Radialrichtung, was zu einer nicht konstanten Phasenverschiebung über eine Periode führt. Diese Radialkraft muss für weitere Untersuchungen und insbesondere der Berechnung von Dämpfung und Steifigkeit genauer betrachtet werden. Für die hier gezeigten Koeffizienten wurde eine mittlere Phasenverschiebung verwendet. Für eine Validierung der entwickelten Untersuchungsmethode reicht der gezeigt Abgleich dennoch aus. Der Prüfstand ist in der Lage, die geforderten Rotormittelpunktsbahnen zu erzeugen und die auftretenden Reaktionskräfte zu messen. Daraus abgeleitet lassen sich Dämpferkoeffizienten bestimmen, welche aufgrund Ihrer Größenordnungen plausibel sind.

Diskussion der Ergebnisse

Über die Validierung des Prüfstandes hinaus zeigen die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung Effekte am QÖD, die weiter betrachtet werden müssen. Bei allen Versuchsreihen konnte ein Einfluss des Versorgungsdrucks und ein Abfall der Reaktionskraft bei zunehmender Amplitude festgestellt werden. Darüber hinaus ist der Einfluss der Frequenz weiter zu betrachten. Die Reaktionskraft nach KLT/BLT ist linear von der Frequenz abhängig. Dies führt im betrachteten Frequenzbereich zu einer theoretischen Reaktionskraftzunahme von circa 32% bei einer Veränderung der Frequenz von 170...220 Hz. Dies ist in den Messdaten so nicht zu sehen. Zwar hat die Frequenz einen Einfluss, allerdings fällt dieser weniger stark aus als erwartet. Dieses Verhalten deckt sich somit nicht mit den theoretischen Grundlagen, konnte so aber von zahlreichen Autoren bereits festgestellt werden^{224,225,226}.

Wie bereits in Abschnitt 2.2.3 gezeigt, steigt bei größerer Frequenz, Amplitude und/oder mangelnder Ölversorgung die Gefahr von Kavitation und Lufteinsaugen im QÖD. Beides reduziert die Reaktionskraft deutlich. Glienicke (1993) spricht in diesem Zusammenhang davon, dass „für höhere Schwingungsfrequenzen (>100 Hz) kann dagegen der Dämpfungskoeffizient für größere ε -Werte stark abfallen. Dieser Abfall rührt von einer mit der Erregerfrequenz f zunehmenden Schwingungskavitation her. Dabei sinkt der Dämpfungswert-Wert unter den des halbgefüllten Spaltes (π -Theorie), so dass es hier auch zu einem Ausfall des Dämpfers kommen kann.“ Der Kontext dieser Aussage ist eine Untersuchung eines Quetschdämpfers mit einem vergleichsweise größeren Spalt (0,5 % des Dämpferradius), vergleichbarem Öl (0.014 Ns/m² dynamische Viskosität), linearer Anregung und einer zentrischen statischen Ruhelage²²⁷. Abbildung 5.49 zeigt den deutlichen Zusammenhang zwischen Frequenz und Dämpfungskoeffizient. Es ist allerdings bekannt, dass die Kavitationsneigung bei größerem Spalt steigt, somit ist die Darstellung bei einem 0,5 % (des Dämpferradius) großen Spalt gegenüber dem vorliegenden QÖD mit $\approx 0,2$ % Spalt etwas verzerrt. Die Herleitung der KLT/BLT geht von einem vollständig mit Öl gefülltem Spalt aus. Dies ist bei einem kavitierenden Ölfilm nicht mehr gegeben. Ebenso auch nicht, wenn der Versorgungsdruck und somit der sich einstellende Volumenstrom zu gering ist. Versuche mit Versorgungsdrücken <3,5 bar zeigen dies sehr deutlich, da sich am Prüfstand kein stabiler Betriebspunkt mehr finden lässt, der die Funktion des QÖD belegt. Auch Domes u. Levesley (2006) zeigen, dass es einen Grenzdruck für die Funktion des QÖD gibt²²⁸. All diese Ergebnisse und Beobachtungen bestätigen die Aussage von Zeidan u. a. (1996), dass sich einzelne Parameter

²²⁴Schwer (1986)

²²⁵Glienicke (1993)

²²⁶Zeidan u. a. (1996)

²²⁷Glienicke (1993)

²²⁸Domes u. Levesley (2006)

nur sehr schwer betrachten lassen, da eine Wechselwirkung zwischen dem Öldurchsatz, dem Ölversorgungsdruck, der Anregefrequenz und der Amplitude besteht²²⁹.

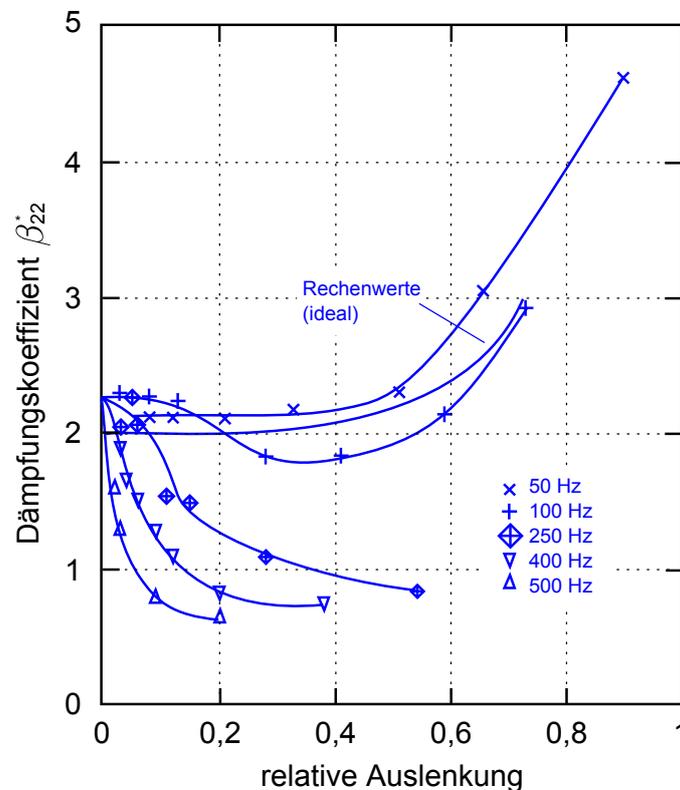


Abbildung 5.49 Abhängigkeit der Frequenz auf die Dämpfung²³⁰

Hinzu kommt der Einfluss der seitlichen Dichtungen auf die Funktion des QÖD. Neben der Erhöhung des Reaktionskraftniveaus durch die Wirkung als Strömungswiderstand vermindern sie die Gefahr durch das Einsaugen von Luft, was die Tragfähigkeit des Ölfilms weiter erhöht. Allerdings verhindern sie nicht den grundsätzlichen Effekt der Frequenz, Amplitude und des Versorgungsdrucks auf die Veränderung der Viskosität durch Kavitation. Auch kann einmal eingesaugte Luft nur schwer wieder aus dem Dämpfungspalt austreten²³¹. Die oben gezeigten Ergebnisse lassen auf diese Effekte schließen. Somit sind für weitere Untersuchungen Möglichkeiten zu finden, wie eine Trennung und Quantifizierung dieser Effekte vorgenommen werden kann. Die im Stand der Wissenschaft eingeführten Aussagen von diversen Autoren zum Zusammenhang der einzelnen Parameter auf das Dämpfungsverhalten wird somit durch die durchgeführten Versuche belegt. Es kommt zu signifikanten Abweichungen zwischen den berechneten Kräften und Koeffizienten zum realen Experiment.

²²⁹Zeidan u. a. (1996)

²³⁰nach Glienicke (1993)

²³¹Levesley u. Holmes (1996)

Wirkung der Dichtungen

Um die Wirkung der Kolbenringe auf die QÖD-Reaktionskraft zu verdeutlichen, wird eine Messreihe mit verschiedenen Dichtungskonfigurationen durchgeführt. Die Standardkonfiguration ist die in der Systemanalyse vorgestellte zwei Kolbenringen, diese wird zunächst mit zwei weiteren Konfigurationen gegenübergestellt. Zum einen einem ungedichteten Dämpfer und zum anderen einem nur einseitig gedichteten Dämpfer. In beiden Fällen werden keine weiteren geometrischen Veränderungen vorgenommen. Bei der einseitigen Konfiguration ist nur der Kolbenring nahe der Zuführnut verbaut, also der in Abbildung 4.6 linke Kolbenring. Eine einseitige Konfiguration mit dem gegenüberliegenden Dichtring bringt keinen Mehrwert, da dem Öl ein zu geringer Strömungswiderstand links entgegensteht, sodass der Großteil des zugeführten Öls dort austritt, ohne im Dämpfspalt wirksam zu werden. Messungen, die im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellt werden, belegen dies, siehe Kapitel 6. Für den Versuch bei einer zentrisch kreisförmigen relativen Auslenkung von 30 % ergibt sich ein Kraftverhältnis von 1:0,43:0,12 (standard:einseitig:ungedichtet). Die gemessene Reaktionskraft für die ungedichtete Konfiguration ist deutlich kleiner als die berechnete Kraft aus der KLT. Dies lässt sich mit einer Betrachtung der Strömungswiderstände erklären. Im ungedichteten Fall fließt in der vorliegenden Dämpferbauart mit seitlicher Ölzuführnut der Großteil des Öls direkt an der Nut in die Umgebung aus, ohne im Dämpfspalt wirksam zu werden. Der Dämpfspalt stellt den größeren Strömungswiderstand dar. Dies ist für die Untersuchung der Dichtwirkung besonders relevant und wird daher im Kapitel 6 wieder aufgegriffen und weiter betrachtet. Die an dieser Stelle gezeigten Messungen verstehen sich als Stichprobe. Sie sind weder statistisch abgesichert noch über den gesamten Wertebereich der oben eingeführten Faktoren durchgeführt. Für die Absicherung der grundsätzlichen Möglichkeit, mittels des entwickelten Prüfstandes den Effekt der seitlichen Dichtungen zeigen zu können, reichen sie aber aus. Für ein vertieftes Verständnis der Funktion der Dichtungen werden auf Basis des in Abschnitt 4.4 gebildeten C&C²-Modells sowie der Systemaufteilung in Abschnitt 4.6 in einem separaten Prozess Untersuchungen hierzu angestellt, Kapitel 6.

5.5 Zwischenfazit

5.5.1 Umsetzung und Erweiterung des Zielsystems

Aus dem in Kapitel 4 formulierten initialen Zielsystem wurde auf dieser Ebene eine Untersuchungsmethode entwickelt, mittels der die Beantwortung der Validierungsfragen auf der übergeordneten Ebene vorgenommen werden kann. Die Belastung des QÖD kann wie im durch Konnektor C1 formulierten Ziel vorgenommen werden. Hierzu liegen als Festkörpergelenk realisierte mechanische Komponenten vor, die mittels zweier

elektromagnetischer Shaker ausgelenkt werden. Die Shakerauslenkung ist einachsig, durch die starre Kopplung zweier Shaker mit der entwickelten Mechanik kann der QÖD-Innenring auf einer zweidimensionalen Bahn bewegt werden.

Für die Entwicklung einer Untersuchungsmethode ist es unausweichlich, dass im Wissen über den Prüfling Lücken über dessen Verhalten vorhanden sind und sich somit die Motivation einer Studie begründet. Die Absicherung der Ziele an die zu entwickelnde Methode kann somit ausschließlich durch Rechercheergebnisse und eine enge Abstimmung mit dem Kunden erfolgen. In der Dimensionierung und Auslegung der Prüftechnik zwingt diese Wissenslücke zu Annahmen, da es im Sinne einer effektiven Produktentwicklung erforderlich ist, möglichst rasch zu einer realisierbaren Gestalt zu gelangen. Im vorliegenden Beispiel sind in der Dimensionierung der Shaker und der dynamischen Komponenten stark vereinfachte Annahmen über das QÖD-Verhalten notwendig, um zu einer effektiven Entwicklung der Komponenten zu gelangen. So wird einzig eine Maximalkraft auf Basis der geschlossenen Lösungen der Reynoldsgleichungen für die Dimensionierung der Bauteile verwendet. Es liegt zu Beginn der Entwicklungsarbeit noch kein Modell zur detaillierten Beschreibung vor. Dies macht eine aufwändige Verifikation des Verhaltens der Prüfstandskomponenten erforderlich, wie sie in Abschnitt 5.4.1 vorgestellt wird. Hierbei wird besonders deutlich, wie sich der Modellzweck von der Entwicklungsarbeit hin zur Verifikations- und Validierungsaktivitäten verändert und eine Anpassung der Modelle notwendig macht. So sind für die Verifikation des dynamischen Verhaltens der Anregekomponenten virtuelle Modelle erforderlich, die die tatsächlich realisierte Gestalt aber auch das Verhalten der Bauteilverbindungen enthalten. Dies zeigt sich bei den Ergebnissen der bottom-up Modalanalysen der Anregebauteile besonders deutlich durch die stark vereinfachte Abbildung der Bauteilverbindungen zum Rotor und den Shakern.

Die Einbindung der QÖD-Ringe erfolgt wie in Konnektor C2 formuliert durch eine steife aber sehr präzise Aufnahme mittels Kegelpressverband. Diese erlaubt eine Einstellung des Dämpfspalts bei gleichzeitiger hoher Steifigkeit. Das dynamische Verhalten der Abstützungskomponenten des Prüfstandes ist mittels des gleichen Vorgehens wie bei dem der Anregekomponenten abgesichert. Die Umsetzung der in Konnektor C4 (vgl. Tabelle 4.12) formulierten Ziele findet durch die Simulation der Betriebstemperatur durch eine angepasste Ölviskosität statt. Der Umgebungsdruck ist gleich dem Atmosphärendruck, was verglichen zum Realsystem eine zu vernachlässigende Abweichung mit sich bringt. Die Geometrie ist wie in den Zielen aus den Konnektoren C5 bis C8 formuliert auf die Prüfumgebung übertragen. Die Umsetzung der Ölversorgung (Zielbeschreibung aus C3 sowie C9 bis C14) kann nur auf Basis der Erfahrung des Triebwerksherstellers erfolgen. Es existieren weder Berechnungsmodelle noch Modellvorstellungen davon wie die Wirkung der Kolbenringe im QÖD-Kontext stattfindet. Es wird deutlich, dass in der Auslegung der Ölversorgung zahlreiche neue Fragen entstehen welche sich als Ziele für die Kolbenring-Untersuchungsebene formulieren lassen (siehe unten). Dies verdeutlicht

ebenso, dass diese weitere Betrachtungsebene einen erneuten Perspektivwechsel durch ein verändertes *System under Development* bedingt. Dieser Wechsel findet vom System des Quetschöldämpfers hin zu dem der Kolbenringen statt.

Neben der Entwicklung des physischen Modells und der dafür notwendigen virtuellen Modelle, werden in einem zunächst losgelösten Vorgehen weitere Modelle des QÖD gebildet und implementiert. So basiert das QÖD-Übertragungsverhalten in MATLAB/Simulink auf den geschlossenen Lösungen der Reynoldsgleichung und den dort beschriebenen Sonderfällen. Der Gültigkeitsbereich wird mit den Ergebnisse aus CFD festgestellt. Diese Verifikation der virtuellen Modelle ist ein wichtiger Schritt hin zur Validierung der Untersuchungsmethode. Insgesamt trägt die Untersuchung in CFD dazu bei, ein vertieftes Systemverständnis über die Funktion des QÖD und der Effekte der einzelnen Parameter zu erlangen. Zur Validierung des physischen Modells sind Größen erforderlich, die einen Abgleich mit den Erfahrungen und Ergebnissen beim Kunden auf der übergeordneten Ebene aber auch mit der Literatur ermöglichen. Eine dieser Größen ist durch die QÖD-Koeffizienten gegeben; zahlreiche Referenzversuche bestätigen die Möglichkeit diese mit am Prüfstand aufgezeichneten Daten zu bestimmen. Zusätzlich hierzu ist mit den gekoppelten virtuellen Modellen ein Validierungswerkzeug verfügbar, das zur Absicherung des Prüfstandsverhaltens beiträgt. Die in Abschnitt 5.4.2 formulierten Fragen können somit als beantwortet angesehen werden.

Betrachtet man wieder den QÖD als *System under Development* und nicht die entwickelte Untersuchungsumgebung, so können die auf der übergeordneten Ebene gestellten Validierungsfragen erörtert werden. Eine Beantwortung ist zunächst jedoch nur teilweise möglich. Mit der hier vorgestellten Modellbildung und Umsetzung in eine Untersuchungsmethode liegt aber eine Möglichkeit vor, mit der diese Fragen abgearbeitet werden können. Insbesondere die Bestimmung des QÖD-Übertragungsverhaltens bei verschiedenen Betriebszuständen des Triebwerks oder Gestaltrealisierungen des QÖD ist mittels der realisierten und validierten Untersuchungsmethode möglich. Die Fragen, die den Ölhaushalt betreffen, können allerdings nicht beantwortet werden. Wie in der Systemanalyse gezeigt, handelt es sich bei den Kolbenringen um ein Teilsystem des QÖD, welches auf einer eigenen Untersuchungsebene mit einem neuem *System under Development* und veränderter Perspektive im folgenden Kapitel 6 betrachtet wird. Die Ziele dieser Untersuchung werden weiter unten eingeführt.

5.5.2 Entwicklungsprozess

Der Prozess zur Methodengenerierung auf dieser Ebene gliedert sich in fünf Phasen, in denen die für diesen Entwicklungsprozess spezifischen Aktivitäten durchgeführt werden. Die Phasen lassen sich mit Projektierung-Profilfindung-Ideenfindung (P-P-I), Prinzip- und Gestaltmodellierung, Produktion und Einführung, Validierung und Prüfbetrieb benennen. Die Projektierung als wiederkehrende Aktivität erstreckt sich über

den gesamten gezeigten Zeitbereich und darüber hinaus. Es werden in dieser Aktivität der Produktentstehung die organisatorischen Randbedingungen geschaffen aber auch das initiale Zielsystem gebildet. Um ein Zielsystem der Untersuchungen bilden zu können, sind erste Systemanalysen notwendig. Somit versteht sich das in dieser Arbeit gezeigte Kapitel 4 als Teil der Projektierung, aber auch der Profil- und Ideenfindung. Für drei der genannten Aktivitäten ist es für ein Prüfstandsprodukt erforderlich, dass die Bildung des initiale Zielsystems, die Findung des Profils und des Konzeptes (in Form der Systemaufteilung nach XiL) des Prüfstandes in enger Abstimmung mit dem Auftraggeber stattfindet. Auch ist Recherchearbeit in diesen Aktivitäten notwendig, um auf beiden Seiten - also beim Auftraggeber, wie Auftragnehmer - Wissen über den Untersuchungsgegenstand zu generieren, um so eine Basis für getroffene Entscheidungen zu bilden, was als Validierung der P-P-I-Phase verstanden werden kann. Entgegen eines massenhaft hergestellten Produkts für den Endverbraucher (bspw. eines neuartigen Kugelschreibers), ist im Falle der Prüfstandsentwicklung eine direkte Abstimmung mit dem Kunden möglich. Sie findet wie in Abbildung 5.50 dargestellt iterativ so lange statt, bis eine Entscheidung über das finale Konzept des Prüfaufbaus gefunden werden kann. Ebenso wird mit dem Kunden eine Nutzungsanalyse erstellt. Es wird deutlich, wie von der Systemanalyse hin zu der Entwicklung der Prüfumgebung ein Perspektivwechsel stattfindet. So ist der hier dargestellte Prozess der Entwicklungsprozess der Prüfumgebung und nicht der einer QÖD-Entwicklung. Das *System under Development* ist die XiL-Umgebung, die auf Basis der oben eingeführten C&C²-Modelle und Systemaufteilung entwickelt wird. Der Perspektivwechsel findet explizit bei jeder Veränderung des *Systems under Development* statt, aber auch als teilweise impliziter und kontinuierlicher Vorgang während der Arbeit des Entwicklers. Dieser führt den Perspektivwechsel entweder bewusst oder unbewusst stets dann durch, wenn er in validierenden Aktivitäten das *System under Development* in die von ihm entwickelte Umgebung virtuell, physisch oder rein mental einbindet.

Nach der gemeinsam mit dem Kunden festgelegten konzeptionellen Funktionsweise des Prüfaufbaus beginnt mit der Festlegung der Wirkprinzipien die Realisierung der Gestalt. Hierfür notwendige Modellverkürzungen können wie oben beschrieben abgesichert/validiert werden. Allerdings entstehen im vorliegenden Prozess auch Validierungsfragen, die nicht direkt beantwortet werden können. Dies sind im Wesentlichen die Fragen, die den Ölbedarf des QÖD und die Funktion und Wirkung der Kolbenringe betreffen. Die Validität der Prüfumgebung kann dennoch festgestellt werden, da durch parallel weiterentwickelte virtuelle Modelle eine Validierungsbasis geschaffen wurde. Nach dem Bau des Prüfstandes (hier der Produktion und der Einführung) findet die oben vorgestellte Validierungsphase mittels den Referenzversuchen und dem Einsatz des MKS-Modells statt. Bei der Entwicklung eines Prüfstandes ist ein Kennzeichen der Validierung, dass zur Sicherstellung der Validität des Prüfstandes mit Ergebnissen gearbeitet werden muss, die zu weiten Teilen Gegenstand der angestrebten Untersu-

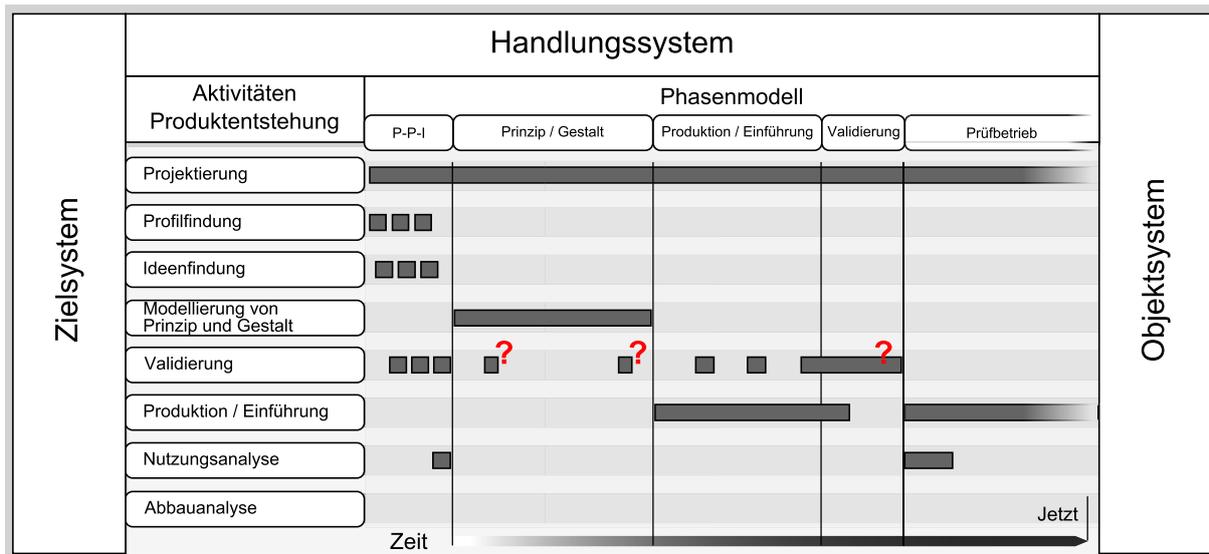


Abbildung 5.50 Anwendungsmodell QÖD-Untersuchungsmethode

chungen selbst sind. Dies verdeutlicht, dass es notwendig und absolut sinnvoll ist, real verifizierte virtuelle Modelle als Validierungswerkzeug einzusetzen. In der Nutzungsanalyse zu Beginn des Prüfbetriebs wird das Zielsystem erweitert, indem durch die Generierung von (Mess-)Ergebnissen, also dem Prüfstandsnormalbetrieb im Gegensatz zum Validierungsbetrieb mit Referenzversuchen, Wissen darüber erlangt wird, wie das entwickelte Produkt (hier die Prüfumgebung) für weitere ähnliche Produkte verbessert werden kann.

Die Erstellung des MKS-Validierungswerkzeugs findet in einem wie oben beschrieben both-ends-against-the-middle-Ansatz statt. Dieser beruht auf der Tatsache, dass der Validierungsansatz zwar top-down geplant und umgesetzt wird, es aber parallel zu einer bottom-up Modellimplementierung kommt. Dieses Vorgehen zeigt deutlich, dass es wichtig ist, die Validierungsaktivitäten explizit und kontinuierlich durchzuführen und schon von Projektbeginn an Validierungsmöglichkeiten zu erarbeiten. Ohne diese frühzeitige Planung könnte es zu ungewollten zeitlichen Verzögerungen im Projektablauf kommen. Abbildung 5.51 zeigt zwei Zeitachsen, die sich im Jetzt treffen und beide beim Beginn der Modellbildung und Implementierung des MKS-Validierungswerkzeugs starten. Auf der rechten Zeitachse sind die bottom-up gebildeten Modelle, auf der linken Zeitachse die top-down gebildeten eingetragen. Die Hochachse deutet auf den mit der Zeit zunehmenden Modellinhalt und die Komplexität hin. Es wird deutlich, wie das oben vorgestellte Vorgehen mittels C&C²-A und der Systemaufteilung im XiL-Framework zu einem Werkzeug führt, das die Absicherung des physischen Modells erlaubt. Insbesondere die in Kapitel 4 gezeigte Aufteilung der Systeme ist hier für das top-down Vorgehen relevant, wenngleich die bottom-up implementierten Modelle ebenso auf den C&C²-Modellen basieren.

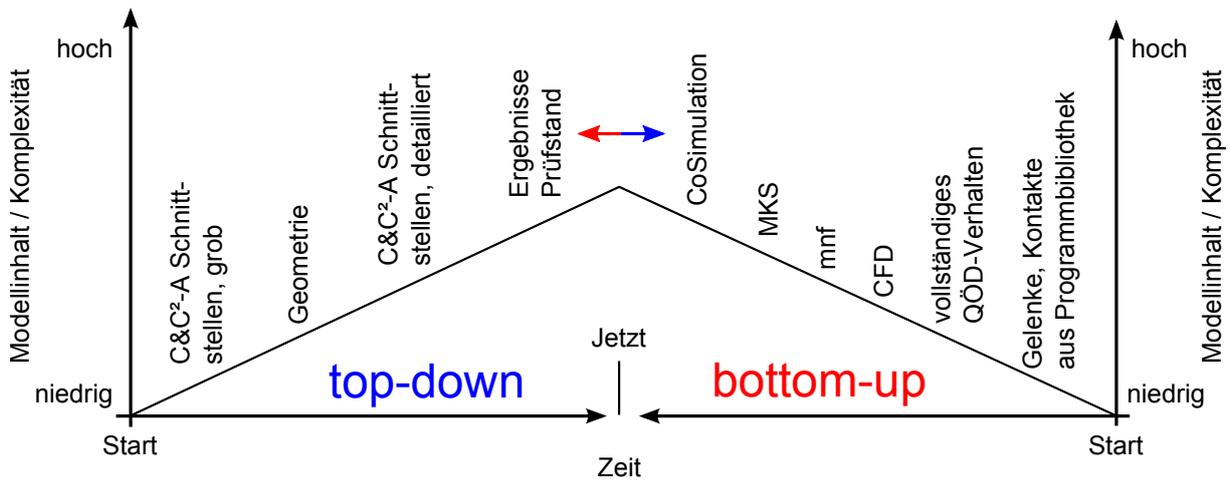


Abbildung 5.51 Zeitlicher Ablauf der Generierung des Validierungswerkzeugs in der MKS-CoSimulation

5.5.3 Ziele der Kolbenring-Untersuchung

In den bisher dargestellten Analysen des QÖD wird der Einfluss der Kolbenringe deutlich. Offene Fragen betreffen den Ölbedarf und somit die Dichtungswirkung der Kolbenringe. Es ist nicht bekannt, wie die Kolbenringe im QÖD-Kontext funktionieren und welche Einflussfaktoren es auf die Dichtwirkung gibt. Ebenso ist der konkrete Einfluss der Kolbenringe auf die Wirkung des QÖD nicht bekannt. Somit muss eine Methode entwickelt und validiert werden, die die Berechnung des durch die Kolbenringe austretenden Volumenstroms beschreibt. Ebenso ist eine Möglichkeit zu finden, die Wirkung der Kolbenringe zu beschreiben und auf den QÖD und somit auf das Rotor/Rotorlagerungs-System zu übertragen.

6 Untersuchung System Kolbenringe

Durch das Einführen einer weiteren Prozessebene findet ein erneuter Perspektivwechsel statt. Das *System under Development* ist nunmehr eine zu entwickelnde Methode zur Beschreibung der Wirkung und Funktion der Kolbenringe im QÖD-Kontext.

6.1 Zielsystem

In der Betrachtung des Stands der Forschung wird deutlich, dass die Kolbenringe einen erheblichen Einfluss auf die Funktion des QÖD und somit auch auf das übergeordnete System des Rotors samt Lagerung haben. Durch die Entwicklung der Untersuchungs-umgebung des QÖD wird dieser Einfluss messbar, eine geeignete Prüfumgebung steht für die weitergehenden Betrachtungen zur Verfügung. In der Validierung auf der übergeordneten Ebene (System QÖD) wird der Einfluss der Kolbenringe auf das Verhalten des Dämpfers gezeigt. Darüber hinaus treten Effekte auf, die direkt mit der Funktion der Kolbenringe und deren Wirkung auf das QÖD-Verhalten verknüpft sind. Auf Basis eines neu zu bildenden Funktions-Beschreibungsmodells soll es ermöglicht werden, von dieser (dritten Validierungsebene) auf die oberste (erste Validierungsebene) Rückschlüsse zu ziehen, wie die Wirkung der Kolbenringe die Funktion des QÖD bzw. dessen Wirkung auf das Rotorsystem beeinflussen. Auf dieser obersten Ebene steht die Forderung nach geringerem Ölbedarf bei gleicher Dämpfungsleistung sowie dem Aufbau von Wissen über das Verhalten der Kolbenringe im QÖD.

6.2 Analyse des Stands der Forschung

Der Stand der Forschung hat eine große Anzahl wissenschaftliche Arbeiten zum gedichteten QÖD gezeigt. Im Projekt werden Ziele einer Untersuchung vorgegeben, aber eine Analyse des Standes der Forschung steht noch aus. Die Zusammenhänge der Effekte im gedichteten QÖD sind derart komplex, dass in den meisten theoretischen und experimentellen Studien immer nur ein isolierter Einflussfaktor idealisiert betrachtet werden kann. Die Herausforderung bei der Analyse der Arbeiten liegt somit darin, zunächst eine Basis herzustellen, mit der die bisher publizierten Studien verglichen werden können. In den vorangegangenen Kapiteln wird mit der System- und Prozessanalyse sowie der entwickelten Untersuchungsmethode für QÖD eine solche Basis

geschaffen. Mittels einer Nutzwertanalyse (NWA) soll im Folgenden eine Priorisierung der vorliegenden Publikationen durchgeführt. Die NWA ist besonders für diese Art der Entscheidungsfindung geeignet, da sie dazu dient schwer quantifizierbare Alternativen miteinander zu vergleichen²³². Die NWA kann folglich als recherchierende Methode im vorliegenden Handlungssystem für die Situationsanalyse und Problemeingrenzung betrachtet werden.

6.2.1 Nutzwertanalyse

Publikationsbezogene Betrachtung

Zunächst wird für 30 vorausgewählte Publikationen eine Einzelbewertung durchgeführt, wodurch die inhaltlich streuenden Berichte durch gemeinsame Kriterien vergleichbar gemacht werden. Kriterien sind unter anderen die Geometrie des QÖD, die Ölzuführung, die seitliche Abdichtung, die verwendeten mathematischen Ansätze, die Untersuchungsmethode und der Zweck der Untersuchung. Die Auswertung findet mittels Bestimmung der relativen Wertigkeit statt. Hierzu wird für jeden Bericht im Bezug auf ein Kriterium eine Einzelwertigkeit definiert und eine relative Wertigkeit berechnet. Somit werden die Forschungsberichte in Relation zueinander gesetzt und es ergibt sich die Rangfolge, die Tabelle A.3 in Anhang A zeigt. Es ist trivial anzumerken, dass die Gewichtung einen erheblichen Einfluss auf das Ergebnis dieses ersten Analyseschrittes hat. Abhängig von der Einzelwertigkeit der hoch oder niedrig gewichteten Kriterien ergibt sich nach Pfeiffer u. Jäger (2013) ein positiver oder negativer Einfluss auf die Rangfolge der Berichte²³³.

Inhaltsbezogene Betrachtung

In einer inhaltsbezogenen Betrachtung werden die Inhalte der einzelnen Publikationen untereinander verglichen. Die aus den Einzelwertigkeiten oben gebildete Rangfolge der Berichte eines ausgewählten Kriteriums stellt die Grundlage hierfür dar. Diese Rangfolge bildet die Hauptrangfolge. Für die Untersuchung eines Kriteriums reicht die Hauptrangfolge aufgrund der Anzahl der Publikationen und die geringe Abstufung der Einzelwertigkeiten (hier 0...4) jedoch nicht aus, es wird eine Nebenrangfolge eingeführt. Die inhaltsbezogene Betrachtung sieht vor, dass für ein ausgewähltes Kriterium eine Hauptrangfolge und weitere nach der Gewichtung definierte Nebenrangfolgen für die Priorisierung der Publikationen erzeugt werden. Für die durch das eigene Vorgehen als Nebenrangfolgen priorisierten Kriterien oder die Suche nach Parameterabhängigkeiten in den Publikationen kann die inhaltsbezogene Betrachtung angepasst werden. Die Hauptrangfolge des ausgewählten Kriteriums bleibt hierbei bestehen. Die neu definierten

²³²Zangemeister (1976)

²³³Pfeiffer u. Jäger (2013)

Nebenrangfolgen führen zu einer angepassten Abfolge der Publikationen und stellen einen Bezug zum eigenen Vorgehen und der entwickelten Untersuchungsmethode her.

Forschungsindex

Im Anschluss an die inhaltsbezogene Betrachtung kann für die Forschungsinhalte (Kriterien) ein relatives Forschungsdefizit bestimmt und somit Forschungslücken identifiziert werden. Hierzu wird jedem Forschungsinhalt ein Index I_F zugewiesen, der einen Vergleichswert für das Forschungsdefizit des jeweiligen Kriteriums darstellt. Eine quantitative Beschreibung ermöglicht den Vergleich dieser Forschungsdefizite und setzt diese in Relation zueinander. Hierfür wird die Häufigkeit der niedrigen Einzelwertigkeiten N_m , die Häufigkeit der Einzelwertigkeiten mit Wert null N_{null} , sowie die Gewichtung der Kriterien G_j berücksichtigt. Einzelwertigkeiten mit dem Wert null beschreiben die Forschungsberichte, bei denen entweder keine Vergleichbarkeit erzielt werden kann oder das betreffende Kriterium nicht beachtet wird.

$$I_F = \frac{1}{N_m \cdot N_{\text{null}}^2 \cdot G_j^2} \quad (6.1)$$

Die Einzelwertigkeiten mit dem Wert null sind für die Berechnung des Forschungsindex entscheidend. Je größer die Häufigkeit der Einzelwertigkeiten mit null ist, desto geringer gilt ein Forschungsbereich als erforscht. Den Berichten mit fehlenden Inhalten wird durch die Quadrierung ein deutlich höherer Wert beigemessen, was zu einer erhöhten Trennschärfe der Ergebnisse führt. Der Forschungsinhalt (Kriterium) mit dem kleinsten Forschungsindex besitzt das größte Forschungsdefizit und weist somit eine Forschungslücke auf. Abbildung 6.1 zeigt als Ergebnis dieser Studie ein deutliches Bild des identifizierten Forschungsbedarfs. Die hohe Bewertung des Reaktionskraftniveaus und der Bewegungsgrößen basiert auf der Tatsache, dass Quetschöleffekte zumeist skaliert betrachtet werden. Darüber hinaus sind die meisten Prüfstände entweder mit nur einem Shaker, also rein linearer Anregung, oder rein mit zentrisch kreisförmiger Anregung, also einem Rotor mit Unwucht, umgesetzt. Der hier entwickelte neuartige Prüfstand bietet die Möglichkeit, beide Anregungsarten bei großer Kraft umzusetzen, was diesen Teil der Forschungslücke bereits schließt. Somit kann die Abdichtung und der Öldurchsatz als Forschungslücke festgehalten werden.

Die im dieser Arbeit zugrundeliegenden QÖD verbauten Kolbenringe sind, wie der Name bereits andeutet, im Bereich der Kolbenmaschinen weit verbreitet und seit vielen Jahrzehnten Gegenstand intensiver Forschung. Somit ist es naheliegend, zunächst einen Überblick über die dort publizierten Untersuchungen herzustellen. Dieser kann im weiteren Verlauf der Studie helfen Analogien zu finden und unter Umständen Effekt und Beschreibungsmodelle zu übertragen.

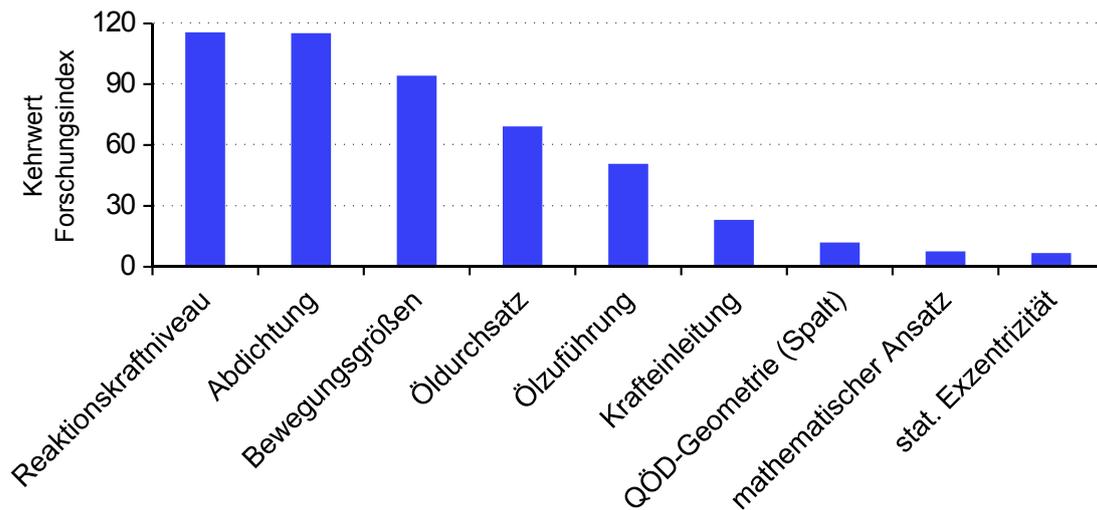


Abbildung 6.1 Forschungsindex für ausgewählte Kriterien

Die Verwendung der NWA zur Strukturierung der vorliegenden Informationen kann als erfolgreich gewertet werden. Die Methode zur Bestimmung des Forschungsindex kann somit ebenso aus dem Handlungssystem ins Objektsystem überführt werden und steht somit für weitere Studien zur Verfügung.

6.3 Theoretische Untersuchung - virtuelle Modelle

6.3.1 Vorgehensweise

Um die Wirkung und Funktion der Kolbenringe im QÖD zu beschreiben, wird zunächst eine theoretische Betrachtung durchgeführt. Die in Kapitel 4 dargestellte Systemanalyse wird erweitert, indem die Eigenschaften der Wirkflächen, der Leitstützstrukturen und der Konnektoren weiter erfasst und konkretisiert werden. Insbesondere die auf die Kolbenringe wirkende Belastung ist hierbei von Bedeutung. Daran anschließend wird basierend auf den Fertigungszeichnungen die reale Gestalt der Kolbenringe im Detail erfasst, um daraus abgeleitet die Fläche zu bestimmen, welche nicht vom Kolbenring abgedichtet wird. Dies sind die Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen, in denen die Funktion *QÖD dichten* nicht oder nur unzureichend erfüllt wird, es kommt somit zu Undichtigkeitswirkflächenpaaren. Die Größe der Flächen, in denen diese Funktion nicht erfüllt werden kann, werden durch Messungen an vorliegenden fabrikneuen Kolbenringen bestimmt. Aufbauend auf dieser Fläche wird mittels einer Hypothese zur Kolbenringbewegung eine Dichtungsfunktionshypothese abgeleitet, welche in ein Modell zur Berechnung des Volumenstroms überführt wird. Dieser Volumenstrom ist eine der relevanten Größen, um einen Übertrag auf die übergeordneten Validierungsebenen herstellen zu können. Da er sich mittels des im vorangegangenen Kapitel entwickelten Prüfstandes auch real bestimmen lässt, folgt die experimentelle Verifizierung des Volumenstroms und

der Hypothese zur Beschreibung der Dichtfunktion und Kolbenring-Bewegung. Daran anschließend wird die Implementierung der Dichtung in CFD vorgestellt.

6.3.2 Erweiterte Systemanalyse

In der System- und Prozessanalyse in Abschnitt 4.4 werden bereits das C&C²-Modell für das Teilsystem der Kolbenringe gebildet und die Funktionen abgeleitet. Die Funktionen der Kolbenringe sind es den Dämpfspalt abzudichten und gezielt einen Öldurchfluss zu erlauben. Die hierfür zugrundeliegenden Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen sind in Tabelle 4.11 und Tabelle 4.10 zusammengefasst. Um eine detaillierte Betrachtung der Kolbenring-Funktion anstellen zu können, werden die Inhalte der Konnektoren sowie der WFP und LSS weiter beschrieben. Dies ist auf Basis der bereits implementierten Modelle und Versuchsergebnissen möglich. Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3 wiederholen die gebildeten C&C²-Modelle für einen Kolbenring.

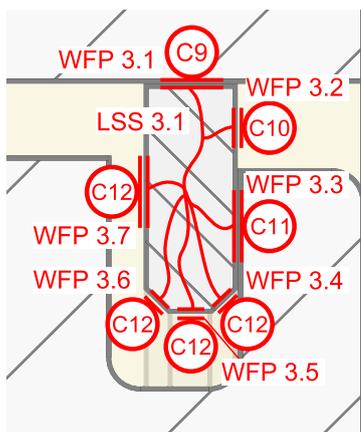


Abbildung 6.2 KR C&C²-Modell radial

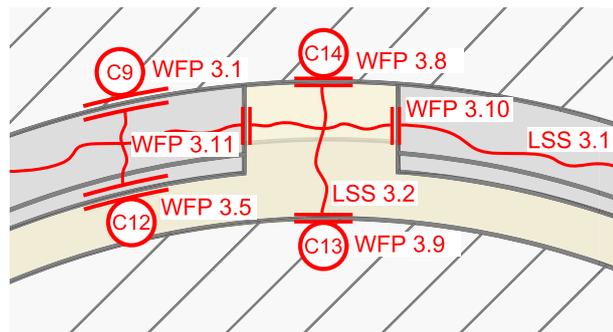


Abbildung 6.3 KR C&C²-Modell axial

Die Konnektoren, die die Eigenschaften der QÖD-Ringe beinhalten, beschreiben gleichzeitig auch das dynamische Verhalten des Prüfstandes. Sie beziehen somit die Konnektoren aus der übergeordneten Ebene ein. Für eine Vereinfachung der Betrachtung wird der QÖD-Außenring (Konnektoren C9 und C14) als fest eingespannter Starrkörper angenommen. Die Eigenschaften und die Kinematik des QÖD-Innenrings (Konnektoren C11 und C13) lassen sich direkt aus der Teilsystemebene des QÖD ableiten. Unter der Annahme, dass es sich beim Innenring ebenso um einen Starrkörper handelt, wird mittels des Konnektors somit lediglich die Rotormittelpunktsbahn beschrieben und auf das vorliegende Teilsystem übertragen. Er enthält somit das gesamte Verhalten des Teilsystems der Anregung, welches auf der QÖD-Untersuchungsebene entwickelt wurde.

Die Umgebungsbedingungen sind in Konnektor C10 enthalten. Sie sind, wie bei der Entwicklung des Ölkreislaufs beschrieben, für ein Hydrauliksystem untypisch, da das

Öl an dieser Stelle bei Umgebungsdruck und -temperatur aus dem QÖD austritt, es herrscht kein prozessbedingter Gegendruck neben dem Atmosphärendruck. Konnektor C12 enthält die Bedingungen, die im Betrieb des QÖD im Ölspalt herrschen. Relevant sind hierbei die Ölviskosität, die Temperatur und der Druck. Der im Spalt herrschende Druck kann näherungsweise mit den implementierten QÖD-Modellen berechnet werden. Da durch die Messungen am Prüfstand bereits erste Erfahrungswerte für die Reaktionskräfte vorliegen, können diese verwendet werden, um mit dem implementierten QÖD-Modell tatsächlich vorherrschende Drücke anzunähern. Mittels dieses Drucks kann ein Kräftegleichgewicht am Kolbenring hergeleitet werden.

Die Wirkflächenpaare 3.4, 3.5, 3.6, 3.7 stellen die Fluid-Struktur-Interaktion zwischen dem unter dynamischem Druck stehenden Öl und dem Kolbenring her. Der Zustand der Wirkfläche am Kolbenring ist zunächst unbekannt. Zum QÖD-Außenring ist es das Wirkflächenpaar 3.1, das die Kraft aus der Kolbenring-Vorspannung und dem statischen und dynamischen Druck auf die Wirkflächenpaare 3.4, 3.5 und 3.6 überträgt. Auch hier ist der Zustand der Flächen an sich zunächst nicht bekannt. Ebenso ist zu klären, ob dieses Wirkflächenpaar über den gesamten Außenringumfang besteht. Die Fähigkeit eines Kolbenrings sich an die Struktur anzupassen in die er eingebaut wird, wird Formfüllvermögen bezeichnet. Da der Ring wie eine Feder wirkt, wird bei seinem Einbau durch das Zusammendrücken der Stoßenden ein Moment induziert, welches zu einer radial nach außen gerichteten Kraft führt. Bei der vorliegenden Ringbauart fällt dieses Moment am Kolbenringstoß auf null ab, was zu einem in gleichem Maße abfallenden Formfüllvermögen führt²³⁴. Somit ist damit zu rechnen, dass diese Wirkfläche nicht über den gesamten Umfang besteht; es kommt somit zu zusätzlichen Wirkflächenpaaren und einer Leitstützstruktur, die hier als Funktion *Volumenstrom einstellen* wirksam werden.

Das Wirkflächenpaar 3.3 beschreibt den Kontakt zwischen dem Kolbenring und dem QÖD-Innenring. Im gezeigten Zustand ist von einer über den Umfang geschlossenen Fläche auszugehen. Der von innen wirkende Druck wirkt somit als Normalkraft in diesem Wirkflächenpaar. Da es aufgrund der Innenringbewegung zu einer Relativbewegung zwischen Kolbenring und Innenring in diesem Wirkflächenpaar kommt, ist die auftretende Reibung zu betrachten. Auf das Wirkflächenpaar 3.2 wirkt als hier relevante Größe der Umgebungsdruck p_{amb} . Wie aus der KLT/BLT bekannt, ist der Druck im Dämpfspalt variabel über dem Umfang. Bei einer zentrisch kreisförmigen Rotorbahn läuft ein Druckberg ($p_{dyn} > p_0$) gefolgt von einem Drucktal ($p < p_0$) um. Da der Umgebungsdruck über den gesamten Umfang konstant ist, lässt dies die Fallbetrachtung nach Tabelle 6.1 zu. Dies zeigt, dass durch die Veränderung der Druckverhältnisse im dynamischen Fall ein neues C&C²-Modell für genau diesen Zeitpunkt der Funktionserfüllung gebildet werden muss. Für die angestrebte Beschreibung der Dichtwirkung wird dies in den folgenden Abschnitten weiter betrachtet.

²³⁴Mierbach u. Mittler (2006)

Tabelle 6.1 Fallunterscheidung Druckverhältnisse

Nr.	Fall	KR Position
1	$\rho_{\text{dyn}} > \rho_{\text{amb}}$	Der Kolbenring liegt mit der rechten Flanke an der QÖD-Innenring-Nut an (vgl. Abbildung 6.2).
2	$\rho_{\text{dyn}} = \rho_{\text{amb}}$	Der Kolbenring kann in der Innenring-Nut eine unbestimmte Position einnehmen.
3	$\rho_{\text{dyn}} < \rho_{\text{amb}}$	Der Kolbenring liegt mit der linken Flanke an der QÖD-Innenring-Nut an.

6.3.3 Größe der Undichtigkeits-WFP²³⁵

Um die Funktion der Kolbenringe beschreiben zu können, werden im Folgenden die relevanten Größen der Undichtigkeitswirkflächenpaare bestimmt. Dies findet mittels einer Analyse der vorliegenden Bauteilzeichnungen und einer Bestimmung der realen Gestalt statt. Für die hier gezeigte Berechnung der Leckagefläche werden sämtliche Maße in Toleranzmitte verwendet. Die Berechnungen liegen auch unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen vor. Durch die Paarung der Bauteile und die somit entstehenden Wechselwirkungen in den Toleranzketten ist die Berücksichtigung der Toleranzen und deren Darstellung komplex und in dieser Arbeit nicht zielführend. Die theoretische Bestimmung des durch die Undichtigkeitswirkflächenpaare austretenden Volumenstroms kann auch ohne Toleranzbetrachtung vollständig hergeleitet werden. Die Messungen werden mit einem Set bestehend aus zwei fabrikneuen Kolbenringen durchgeführt und auf Basis dieser Ergebnisse die Berechnung durchgeführt. Später kommen diese Ringe im QÖD zum Einsatz.

Kolbenringlauffläche und Innendurchmesser QÖD-Außenring

Die Undichtigkeitswirkflächenpaare, die sich zwischen der Kolbenringlauffläche und dem Innendurchmesser des QÖD-Außenrings im WFP 3.1 (vgl. Abbildung 6.2) einstellen, sind eine Überlagerung der Formfehler beider Ringe. Ist der Kolbenring durch seine Federkraft und Verformung nicht in der Lage, diese nicht ideale Kreisform zu füllen, entsteht eine oder mehrere sichelförmige Flächen, die einen Ölaustritt zulassen und somit die Dichtfunktion nicht erfüllen. Bei der vorliegenden Ringbauart mit nicht konstanter Radialkraftverteilung über den Umfang ist je ein Sichelspalt links und rechts des Stoßspiels zu erwarten und berechenbar. Es handelt sich um so genannte Unrundringe, da sie erst im eingebauten Zustand sich an die kreisrunde Form zusammenspannen²³⁶. Paart man den theoretisch nach Toleranzmitte gefertigten Kolbenring mit dem QÖD-

²³⁵Als Größe der Undichtigkeitswirkflächenpaare werden im Folgenden die Flächeninhalte der Wirkflächenpaare bezeichnet die die Funktion *QÖD dichten* nicht erfüllen.

²³⁶Englisch (1958)

Außenring nach Zeichnung so ergibt sich durch die beiden Sichelspalte links und rechts des Kolbenringstoßes eine Leckagefläche von $2,473 \text{ mm}^2$. Diese Fläche berücksichtigt neben dem Formfüllvermögen des Kolbenrings auch die Rundheitstoleranz des QÖD-Außenrings.

Am realen Bauteil kann die maximale Höhe und die Ausdehnung über den Umfang der Sichel mittels Durchlichtverfahren bestimmt werden. Da die präzise Vermessung im eingebauten Zustand aufgrund der schlechten Zugänglichkeit mittels Durchlichtverfahrens nicht möglich ist, wird eine eigens für diese Messung entwickelte Lehre angefertigt. Sie nimmt den Kolbenring sehr exakt auf und erlaubt somit die Verwendung eines Durchlichtmessgerätes mit sehr hoher Genauigkeit. Die gemessenen Sichelspalte und die daraus berechneten Flächen ergeben die in Tabelle 6.2 angegebenen Werte. Die Lehre selbst unterliegt Toleranzen und ist nicht ideal rund. Da die Toleranz und das Istmaß dieser Abweichung der des Außenrings entspricht bedarf es keiner Addition dieser Formabweichung. Weitere Sichelspalte treten keine auf, was auf ein gutes Formfüllvermögen bzw. Toleranzen der vorliegenden Teile schließen lässt.

Tabelle 6.2 Undichtigkeits-WFP aus dem Formfüllvermögen, Sichelspalte gemessen

	Kolbenring 1	Kolbenring 2
Höhe Spalt, rechts	0,010 mm	0,012 mm
Winkel, rechts	32°	14°
Höhe Spalt, links	0,015 mm	0,006 mm
Winkel, links	36°	5°
Fläche	2,975 mm ²	1,505 mm ²

Stoßspiel

Die Größe des durch WFP 3.8, 3.9, 3.10 und 3.11 sowie der LSS 3.2 (vgl. Abbildung 6.3) beschriebene Stoßspiels ist ein Nennmaß auf der Fertigungszeichnung, welches ebenso mit einer Lehre bestimmt wird. Das nach dem Einbau resultierende Undichtigkeits-WFP ist somit abhängig vom Innendurchmesser des QÖD-Außenrings und der Überdeckung, die durch den QÖD-Innenring geschieht. Abbildung 6.4 zeigt das radiale C&C²-Modell und die hier relevanten Durchmesser d_{AR} , D_{IR} und d_{IR} . Die Überdeckung des Stoßspiels durch den Innenring ergibt sich aus dem Durchmesser d_{IR} .

Das resultierende Undichtigkeits-WFP kann somit aus dem Nennmaß des Stoßes aus der Zeichnung und der Kolbenringhöhe abzüglich der Überdeckung berechnet werden. Um auf das Stoßspiel im montierten Zustand schließen zu können muss das Nennmaß der Zeichnung auf den tatsächlichen Einbaudurchmesser übertragen werden; beide unterscheiden sich. Die Berechnung ergibt somit eine Fläche von $0,210 \text{ mm}^2$. An dieser

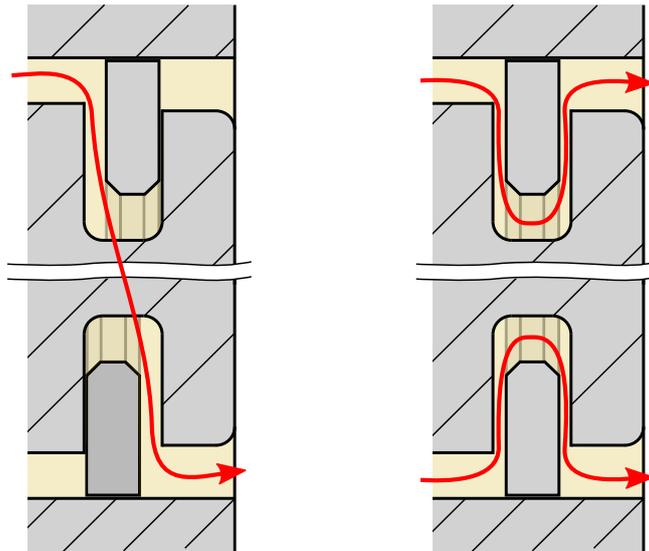


Abbildung 6.5 Strömung durch die Pleuellringnut²³⁷

kommen (siehe Pfeile, Abbildung 6.5 rechts). In der Situation links, liegt der Pleuellring im oberen Bereich rechts und unten links an der Nut an. Es resultiert eine Strömung in Umfangsrichtung, wie der Pfeil links in Abbildung 6.5 verdeutlicht.

Die auftretenden Undichtigkeits-WFP lassen sich ebenso als Sichelspalte annähern, was Abbildung 6.6 verdeutlichen soll. Somit liegen für die Betrachtung dieser Undichtigkeitswirkfläche der Sichelspalt aus der Ebenheitsabweichung und der Bewegung des Pleuellrings als Einzelflächen vor. Die Größe der Fläche aus der Bewegung ist direkt abhängig von der Breite des Pleuellrings und der Nut. Geht man von Toleranzmitte und zwei über den Umfang auftretenden Spalten von jeweils 90° Ausdehnung und $0,020\text{ mm}$ Höhe aus, ergibt dies eine Leckagefläche aus der Ebenheitsabweichung von $0,040\text{ mm}^2$. Bei der Höhe wurde die Ebenheitsabweichung der Nut mit der des Rings addiert und somit eine schlechtest mögliche Kombination dieser beiden Unebenheiten berücksichtigt.

Hinzu kommt im dynamischen Fall die beschriebene weitere sichelförmige Fläche deren Höhe aus der Differenz der Pleuellringbreite zur Nutbreite und einem Öffnungswinkel berechnet wird. Die Öffnungswinkel der hier eingeführten Fläche beruht insbesondere auf der Annahme, dass im dynamischen Fall eine Öffnung über den Umfang von 45° entsteht. Dies lässt sich mit der Druckverteilung bei linearer und zentrisch kreisförmiger Anregung begründen. Eine detaillierte Betrachtung dessen findet weiter unten statt. Dies ergibt mit der Breitendifferenz zwischen Ring und Nut eine Fläche von $0,043\text{ mm}^2$.

Die Messung der Pleuellringegebenheit und -breite ergibt für die beiden Ringe 1 und 2 jeweils zwei Maxima in der Ebenheit der Flankenfläche, Tabelle 6.3. Die in der Tabelle gezeigte Fläche berücksichtigt ebenso die Ebenheit der Innenringnut. Da diese nicht messtechnisch bestimmt werden kann, wird sie hier mit $0,010\text{ mm}$ angenommen. Die Breite der Nut des QÖD-Innenrings beträgt $2,160\text{ mm}$ an der rechten Nut und $2,163\text{ mm}$

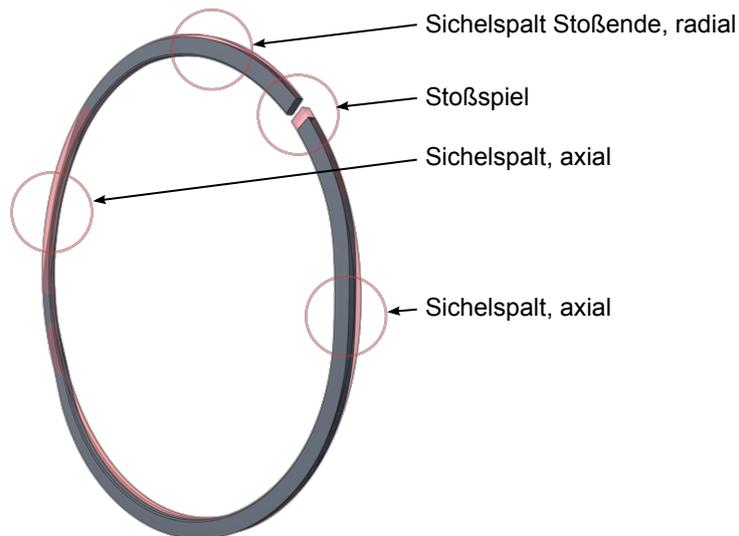


Abbildung 6.6 Überblick über die Undichtigkeits-WFP

an der linken Nut. Dies ergibt eine Fläche für den dynamischen Fall von $0,085 \text{ mm}^2$ für den Einbau des Kolbenrings 1 in die rechte Nut, und $0,092 \text{ mm}^2$ für den Einbau des Rings 2 in der linken Nut. Diese Fläche ist mit der der statischen Ebenheit zu überlagern.

Tabelle 6.3 Ebenheit und Breite der Kolbenringe, gemessen

	Kolbenring 1	Kolbenring 2
Abweichung Ebenheit 1	0,012 mm	0,009 mm
Abweichung Ebenheit 2	0,017 mm	0,003 mm
Breite	1,99 mm	1,98 mm
Fläche (inkl. Nutebenheit)	$0,049 \text{ mm}^2$	$0,032 \text{ mm}^2$

Übersicht Flächen

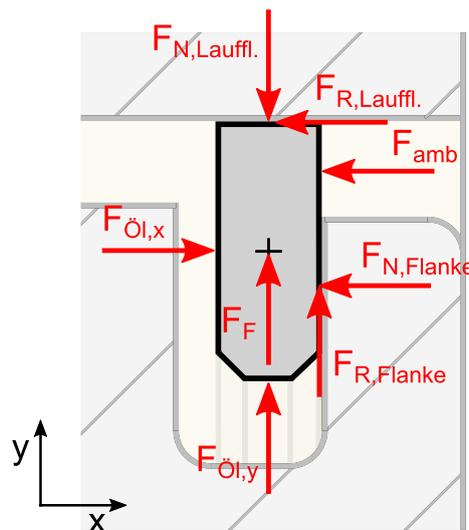
Tabelle 6.4 zeigt die Zusammenfassung der gemessenen und berechneten Flächen. Die Beträge und die hergeleiteten Formen werden im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet, um eine Volumenstromberechnung durchzuführen.

Tabelle 6.4 Übersicht Undichtigkeits-WFP

	Kolbenring 1	Kolbenring 2	Berechnet
Lauffläche	2,975 mm ²	1,505 mm ²	2,473 mm ²
Stoßspiel	0,208 mm ²	0,197 mm ²	0,210 mm ²
Ebenheit (statisch)	0,049 mm ²	0,032 mm ²	0,040 mm ²
Breite und Ebenheit, dynamisch	0,085 mm ²	0,092 mm ²	0,043 mm ²

6.3.4 Bewegungshypothese

Um von den identifizierten Undichtigkeits-WFP auf einen Volumenstrom schließen zu können, muss zunächst die Bewegung der Kolbenringe untersucht werden. Im ersten Schritt wird hierzu ein radialer Schnitt betrachtet. Das Kräftegleichgewicht in Abbildung 6.7 zeigt die Kräfte an den Wirkflächen des Kolbenrings an der Stelle einer maximalen Auslenkung des Innenrings. Als Bezeichnung der Kräfte werden die aus DIN (1990) bzw. der Abbildung 4.10 eingeführten Begriffe verwendet.

**Abbildung 6.7** Kräftegleichgewicht Kolbenring

Es wird davon ausgegangen, dass in der gesamten Nut der Druck aus dem Dämpfspalt herrscht. Somit resultiert die Kraft $F_{\dot{O}l,y}$ aus der Druckbelastung der Wirkfläche in y-Richtung, die Kraft $F_{\dot{O}l,x}$ aus der in x-Richtung. Die resultierenden Kräfte an den Fasen in x-Richtung heben sich auf. Um den Betrag der Kraft berechnen zu können, wird das Modell des QÖD-Übertragungsverhaltens mit den Erfahrungen aus den Tests erweitert. Der zunächst fehlende Effekt der Dichtung wird für die durchgeführten Versuche als Multiplikation der Werte nach KLT/BLT eingeführt. Somit können die im Spalt vorherrschenden Drücke angenähert werden. Sie führen für eine zentrisch kreisförmige Anregung zu den in Abbildung 6.8 gezeigten Druckverläufen. Der maximale dargestellte

Druck stellt sich bei einer relativen Auslenkung von 75 % ein, ihm liegt die gemessene Reaktionskraft von 3700 N zugrunde. Die Tatsache, dass es zu einer verminderten Tragfähigkeit des Ölfilms durch Kavitation und/oder Lufteinsaugen kommt, wird hier nicht berücksichtigt. Für eine einfache Betrachtung der Kraftverhältnisse ist die 2π -Theorie zweckmäßig.

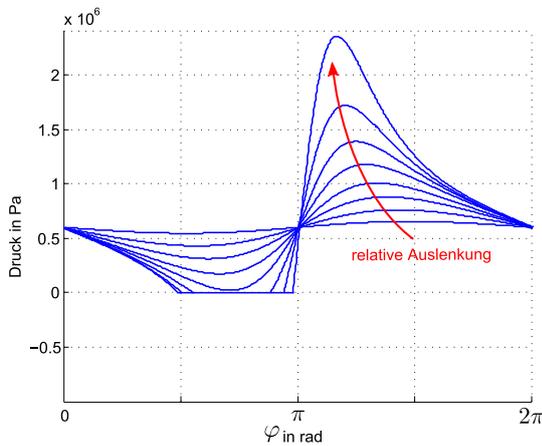


Abbildung 6.8 Druck über den QÖD-Umfang, Variation von ε

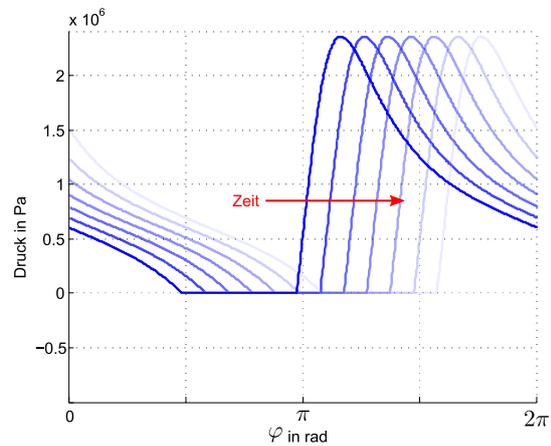


Abbildung 6.9 Druck über den QÖD-Umfang, Änderung mit der Zeit

Es wird zunächst die Kraftsituation im Fall der maximalen Auslenkung betrachtet und nach Abbildung 6.8 folgendes vereinbart. Der maximale Druck wirkt im Bereich $190^\circ \dots 235^\circ$, der minimale Druck im Bereich $125^\circ \dots 170^\circ$, über den Rest des Umfangs wirkt der Versorgungsdruck p_0 auf den Kolbenring. Die Integration der Drücke ergibt somit eine Kraft $F_{\text{Öl},x}$ von +446 N im Bereich des Drucks $p(\varphi) > p_0$ und -219 N im Bereich $p(\varphi) < p_0$. Im Bereich des niederen Drucks herrscht ein Druckgradient vom Umgebungsdruck hin zum Niederdruckgebiet, was die Berechnung einer resultierenden Kraft in x-Richtung rechtfertigt. In y-Richtung liegt der Berechnung der Reaktionskraft auf den Kolbenring im Bereich des niederen Drucks hier die Annahme zugrunde, dass es ebenfalls zu einem Druckgradienten zum Umgebungsdruck und somit zu einer Reaktionskraft mit negativem Vorzeichen kommt. Dies setzt wiederum voraus, dass ein radiales Ablösen oder Formfehler des Ringes vorliegen und somit ein Lufteinsaugen auftritt und daraus resultierend ein Druckgefälle in y-Richtung vorliegt. Die Kräfte aus dem dynamischen Druck in y-Richtung berechnen sich somit zu +100 N und -49 N. Der Umgebungsdruck wird vernachlässigt. Die Federkraft F_F aus der Vorspannung des Kolbenrings lässt sich über den Anpressdruck

$$p_{KR} = \frac{2 \cdot F_t}{d_{\text{Nenn}} \cdot h_{KR}} \quad (6.2)$$

annähern²³⁸. Wobei F_t der tangentialen Montagekraft (hier nach Zeichnung), d_{Nenn} dem Nenndurchmesser und h_{KR} der Ringhöhe entspricht. Vereinfacht wird dieser Anpressdruck über den Umfang als konstant angenommen. So kann aus der Druckverteilung

²³⁸Basshuysen u. Schäfer (2010)

aus der Vorspannung des Rings eine Kraft für den oben betrachteten Abschnitt des Kolbenrings berechnet werden; sie beträgt hier 3 N.

Vergleicht man in der hier betrachteten Systemgrenze die Kraftverhältnisse, so ist es naheliegend, dass es zu einer axialen Bewegung (in x-Richtung, vgl. Abbildung 6.7) des Ringes allein aufgrund des negativen Kraftbetrags von $F_{\text{Öl},x}$ im Bereich des niederen Drucks kommen muss. Entgegen steht dieser Kraft nur die Kraft $F_{R,\text{Lauffl.}}$. Da $F_{\text{Öl},y}$ im Bereich des niederen Drucks ein negatives Vorzeichen hat, kann es unter Anbetracht der oben getroffenen Annahmen sogar zu einem Ablösen an den Lauffläche kommen, da die Federkraft des Rings mit 3 N deutlich kleiner ist als $F_{\text{Öl},y}$ mit -49 N. Da das Maximum im Überdruckgebiet und das Minimum im Unterdruckgebiet über den Umfang nach der hier getroffenen Konvention nur 65° versetzt sind, wirkt der Bewegung eine Federkraft in axialer Richtung entgegen. Betrachtet man den Kolbenring als einfachen Kragbalken, der im Bereich des hohen Drucks fest eingespannt ist und in der Mitte des Bereichs niederen Drucks eine Verformung in Größe der verbleibenden Nutbreite erfährt, so ergibt die für diese Verformung notwendige Kraft lediglich 0,2 N. Die Rückstellkraft aus der Federwirkung des Rings kann somit vernachlässigt werden. Nicht berücksichtigt bei dieser stark vereinfachten Betrachtung ist, dass der Ring aufgrund seiner Stoßöffnung in axialer Richtung zusätzlich erheblich geschwächt ist.

Die Betrachtung der axialen, in x-Richtung wirkenden Reibkraft, wird nicht durchgeführt, da es zu keiner Normalkraft im Bereich des niederen Drucks kommt. Im Bereich des hohen Drucks liegt der Kolbenring an der Nut an. In Umfangsrichtung hingegen müssen die Reibkräfte weiter betrachtet werden. Bei einer kreisförmigen Bewegung des Innenrings zeigen diese - entgegen der Darstellung in Abbildung 6.7 - in Umfangsrichtung, was Abbildung 6.10 verdeutlicht.

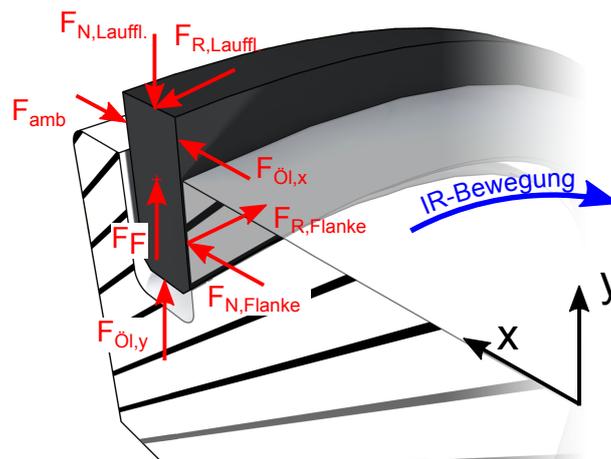


Abbildung 6.10 Radialer Schnitt, Sicht in Umfangsrichtung

Bei einem Betrieb mit zentrisch kreisförmiger Bahn des QÖD-Innenrings, läuft das oben gezeigte Druckprofil über dem Umfang um, siehe hierzu Abbildung 6.9. Nach dem oben betrachteten Kräftegleichgewicht kommt es somit zu einem stetigen Wechsel der Anlagenseite des Kolbenrings in seiner Nut. Berücksichtigt man nach oben eingeführter

Vereinbarung, dass über den Rest des Umfangs der Versorgungsdruck p_0 den Ring nach außen drückt und dass der Ring sehr biegeweich in Axialrichtung ist, so bestätigt dies die Annahme bei der Flächenberechnung, dass eine sichelförmige Leckagefläche über circa 45° des Umfangs durch die Kolbenringbewegung entsteht. Dies verdeutlicht aber auch, dass durch den Kontakt des Rings mit der Nut und den wirkenden Normalkräften unter Relativbewegung mit einer Reibkraft zu rechnen ist, welche eine Bewegung des Kolbenrings in Umfangsrichtung induzieren kann.

Diese Reibkräfte können mit den Kräften aus dem Druckgebiet überschlägig berechnet werden. Unter der Annahme eines Reibkoeffizienten²³⁹ von 0,05 ergeben sie für die Flankenflächen ($F_{R,Flanke}$) 22 N (Überdruckgebiet), 11 N (Unterdruckgebiet) und 34 N für die Anpressung durch den Versorgungsdruck. Die Reibkraft an den Laufflächen $F_{R,Lauffl.}$ steht einer möglichen Bewegung des Kolbenrings entgegen. Im Bereich des niederen Drucks ist keine Normalkraft vorhanden, im Überdruckgebiet resultiert aus ihr unter gleichem Reibkoeffizient eine Reibkraft von 5 N. Berücksichtigt man über den verbleibenden Umfang eine Anpressung durch den Versorgungsdruck, welcher ebenso zu einer die Drehbewegung verhindernden Reibkraft führt, ergibt dies eine Reibkraft an den Laufflächen von 22 N.

Noch nicht berücksichtigt ist die Kraft aus der Scherung des Öls. Dieses wird aufgrund der Innenringbewegung stark in Umfangsrichtung beschleunigt, die Kolbenringe stehen in einer ersten Näherung still. Mittels der Viskosität, der bekannten Größe der Schmierpalte am Kolbenring sowie der Innenring-Geschwindigkeit (hier bei 150 Hz) ergeben sich diese Reibkräfte zu 14 N an der Flankenfläche und 1 N am Innendurchmesser des Kolbenrings.

Dies ergibt die in Tabelle 6.5 gezeigten Kräfte und Reibmomente unter Berücksichtigung des jeweilig relevanten mittleren Radius. Es sind die Kräfte und Reibmomente in Bewegungsrichtung mit positivem Vorzeichen notiert. Die Tabelle zeigt somit, dass es bei einer wie oben gezeigten Kraftsituation und der daraus resultierenden Momente zu einer Bewegung der Kolbenringe in Umfangsrichtung während des QÖD-Betriebs kommt. Betrachtet man das Druckprofil in Abbildung 6.8 so wird deutlich, dass bei unterschiedlichen Rotoramplituden sich eine andere Kraftsituation einstellt. Ebenso beeinflusst die Anregfrequenz die Druckverteilung im Spalt. So wird erwartet, dass die Umfangsgeschwindigkeit der Kolbenringe bei kleineren Amplituden und Frequenzen ebenso kleiner wird. Eine weitere simple Überschlagsrechnung belegt dies. Vernachlässigt man den dynamischen Druck, lässt den QÖD-Innenring aber mit der gleichen Frequenz und Amplitude kreisförmig umlaufen, entsteht eine deutlich kleinere Summe der Reibmomente aus der Fluidreibung und dem statischen Druck von 1,24 Nm. Dies belegt deutlich den Einfluss des dynamischen Drucks auf die induzierte Bewegung des Kolbenrings.

²³⁹Die Begründung dieser Annahme wird in Abschnitt 6.4.3 gezeigt.

Tabelle 6.5 Reibkräfte und -momente am Kolbenring

	Kraft	Moment
Flankenfläche, Überdruckgebiet	22 N	1,76 Nm
Flankenfläche, Unterdruckgebiet	11 N	0,86 Nm
Flankenfläche, statischer Druck	34 N	2,70 Nm
Fluidreibung, Flankenfläche	14 N	1,07 Nm
Lauffläche, Überdruckgebiet	-5 N	-0,40 Nm
Lauffläche, statischer Druck	-22 N	-1,76 Nm
Summe	54 N	4,23 Nm

Somit lässt sich folgende Bewegungshypothese der Kolbenringe formulieren: es kommt zu einer Bewegung der Kolbenringe in Axial-, Radial- und Umfangsrichtung hervorgerufen durch die Belastung resultierend aus dem dynamischen Druck. Aus dieser Bewegung resultieren die oben eingeführten Leckageflächen. Die in der Systemanalyse eingeführten Funktionen können hier gezielt den bereits eingeführten Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen zugeordnet werden. Hierfür ist eine Erweiterung auf die zunächst nicht ersichtlichen Undichtigkeits-WFP notwendig.

6.3.5 Volumenstromberechnung

Basierend auf den bekannten Undichtigkeits-WFP wird eine Volumenstrombetrachtung durchgeführt. Nach oben genannten Zielen soll ein Modell zur Verfügung gestellt werden, das die Berechnung des Ölbedarfs des QÖD erlaubt. Hierzu sind zunächst Berechnungsansätze für die einzelnen Undichtigkeits-WFP zu finden. Für die oben eingeführten Sichelspalte (an der Lauffläche, der Flankenebenheit sowie der Nut-/Kolbenringbreite) kann die Berechnung als laminare Spaltströmung durchgeführt werden, die Reynoldszahl liegt im unterkritischen Bereich²⁴⁰. Es gilt

$$\dot{V}_{\text{Sichel}} = \frac{1}{12} \frac{\Delta p \cdot b_{\text{Sichel}} \cdot (h_{\text{Sichel}})^3}{\eta \cdot l_{\text{Sichel}}} \cdot k. \quad (6.3)$$

Hierbei ist Δp der Druckunterschied über dem Spalt, b_{Sichel} und h_{Sichel} die Breite und Höhe des Spalts, η die dynamische Viskosität des Öls und l_{Sichel} die Länge des Spalts²⁴¹. Übertragen auf die gemessenen Größen ist h_{Sichel} die gemessene Höhe der Sichel aus den Sichelspalten am Stoß sowie der Unebenheit und Breite. Der Umfang, über den die Sichel auftritt, ist b_{Sichel} , die Breite des Kolbenrings l_{Sichel} . Die Gleichung gilt nur für Rechteckquerschnitte, was eine Annäherung der Sichelfläche an diese notwendig

²⁴⁰Schulze (2013)

²⁴¹Grollius (2012)

macht. Da die Bedingung $h \ll b$ nicht erfüllt ist, wird der Korrekturfaktor k ungleich 1,0 gesetzt²⁴², siehe Tabelle B.3 in Anhang B.

Die Strömung durch die Fläche am Stoßspiel wird mittels Blendengleichung angenähert, Gleichung 6.4. Dies ist mit den hohen Reynoldszahlen in diesem Strömungsgebiet begründet und durch CFD-Untersuchungen dieses Bereichs abgesichert²⁴³. Die relevante Fläche A_{Stoss} ist die oben berechnete Stoßfläche an der Außenseite des Kolbenrings. Der Durchflussbeiwert CD beruht auf empirischen Daten und kann der Literatur nur für Rohrströmungen entnommen werden. Für den vorliegenden Fall einer Strömung durch einen Rechteckspalt wird der CD -Wert wie in Tabelle B.3 angenommen.

$$\dot{V}_{\text{Stoss}} = CD \cdot A_{\text{Stoss}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (6.4)$$

Um die Druckdifferenz Δp bestimmen zu können ist die Kenntnis des tatsächlichen Drucks im Dämpfspalt notwendig. Die oben gezeigten Druckprofile sind hierfür ein erster Anhaltspunkt. Für die Volumenstromberechnung muss somit zwischen einem statischen Fall ohne QÖD-Auslenkung und einem dynamischen Fall unterschieden werden. Im Betrieb des QÖD läuft der Druckberg wie oben gezeigt um und führt somit zu einem mit der Zeit veränderlichen Δp pro Undichtigkeits-WFP. Der Einfluss der Stoßposition relativ zur Ölzuführungsbohrung kann vernachlässigt werden^{244,245}. Geht man davon aus, dass es im Bereich niederen Drucks zu einem Unterdruck im Spalt kommt, kann es an dieser Stelle durch die auftretende Undichtigkeit zu Luftinsaugen kommen. Die Fläche wird somit nicht als Undichtigkeits-WFP für einen Ölaustritt wirksam. Geht man basierend auf dieser Tatsache von einer gleichmäßigen Druckverteilung über den Umfang aus, kann somit der Effekt des umlaufenden Druckberges auf den Volumenstrom zunächst vernachlässigt werden. Im Bereich des hohen Drucks kommt es nach der oben eingeführten Betrachtung immer zu einer vollständigen Abdichtung. Es wird folglich nur ein kleiner Anteil Volumenstrom durch diese Fläche in der Berechnung berücksichtigt. Dieser stellt das in Umfangsrichtung ausströmende Öl dar, vergleiche Abbildung 6.5.

Um den Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Viskosität und der Dichte in der Berechnung berücksichtigen zu können, wird ein exponentieller bzw. linearer Ansatz verwendet. Die Abhängigkeit vom Druck wird zunächst nicht behandelt, da insbesondere im niederen Temperaturbereich (hier Raumtemperatur) der Temperatureinfluss auf die Viskosität überwiegt. Als Arbeitstemperatur wird zunächst Raumtemperatur angenommen; es liegen noch keine Informationen zu einer Erwärmung im Dämpfspalt vor. Ist diese signifikant, muss an dieser Stelle eine Modellanpassung erfolgen. Die Temperaturveränderung der mechanischen Bauteile wird nicht berücksichtigt. Aufgrund

²⁴²Thoma (1970)

²⁴³Schulze (2013)

²⁴⁴Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. (2009)

²⁴⁵Schwer (1986)

der sehr geringen Masse des Öls im Ölspalt, der großen Oberfläche und der massiven Stahlbauteile im direkten Kontakt mit dem Ölfilm kann davon ausgegangen werden, dass die im Spalt entstehende Wärme direkt abgeführt wird. Eine Veränderung der Höhe des Dämpfspalts und der Undichtigkeits-WFP wird nicht erwartet. Die Ergebnisse der Volumenstromberechnung zeigt Tabelle B.3 im Anhang B. Abbildung 6.11 zeigt den Verlauf des statischen und dynamischen Volumenstroms über dem Druck.

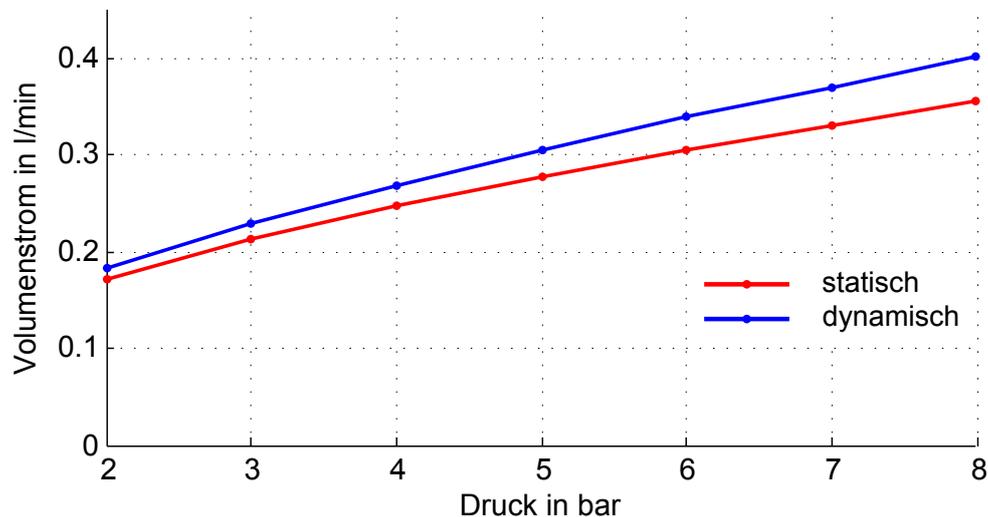


Abbildung 6.11 Berechnete Volumenströme, statisch und dynamisch

6.4 Physische Untersuchung

Die real-experimentellen Studien zum Kolbenringeinfluss gliedern sich in drei Bereiche. Zunächst sollen das gebildete und implementierte Modell zur Volumenstromberechnung auf Basis der identifizierten Undichtigkeits-WFP verifiziert werden. Um den Effekt des veränderten Dichtungsverhaltens unter Last zu bestätigen, werden die bereits oben eingeführten Versuche mit unterschiedlichen Dichtungskonfigurationen nochmals aufgegriffen. Daran schließt sich eine experimentelle Studie zur Kolbenringbewegung an. Das hier betrachtete physische Modell, die Kolbenringe als *System under Development*, sind im mechanischen Restsystem der im vorangegangenen Kapitel entwickelten physischen Untersuchungsmethode eingebettet, vergleiche hier zu Abbildung 4.17.

6.4.1 Volumenstrommessung

Zur Verifizierung des gebildeten und implementierten Modells zur Volumenstromberechnung werden Versuche am Prüfstand durchgeführt, bei denen zur Bestimmung des aus den Kolbenringen austretenden Volumenstroms das in Abschnitt 5.2.3 vorgestellte Messprinzip verwendet wird. Mittels der installierten Waage und der Zeitmessung kann der Volumenstrom messtechnisch erfasst werden, der seitlich, somit je Kolbenring

separat, aus dem QÖD austritt. Ebenso sind der Druck und der Volumenstrom in der Zuführleitung bekannt. Die Temperaturen in der Versorgungsleitung und direkt am seitlichen QÖD-Ende können erfasst werden.

Tabelle 6.6 Messreihen Volumenstrombestimmung

statisch			Druckreihe			Amplitudenreihe			Frequenzreihe		
p_0/bar	$e/\mu\text{m}$	f/Hz									
4	0	0	4	50	150	6	10	150	6	50	150
5	0	0	5	50	150	6	30	150	6	50	175
6	0	0	6	50	150	6	50	150	6	50	200
7	0	0	7	50	150	6	70	150	6	50	225
8	0	0	8	50	150	6	90	150	6	50	250

Tabelle 6.6 zeigt die für die Volumenstrombestimmung durchgeführten Messreihen. Es wird eine statische Messreihe ohne Anregung, eine Druckreihe bei konstanter Auslenkung und Frequenz, eine Amplitudenreihe bei konstantem Druck und Frequenz sowie eine Frequenzreihe bei konstantem Druck und Amplitude durchgeführt. Die Auslenkung ist stets zentrisch kreisförmig, als Öl kommt das Turbinenöl der in Abschnitt 5.4.2 vorgestellten Versuche zur Verwendung. Es hat bei 40 °C eine kinematische Viskosität ν von 12 mm²/s und eine Dichte von 0,875 kg/dm³. Die Höhe h_0 des Dämpfspalts beträgt bei allen Versuchen 120 μm. Um stochastische Fehler aufgrund des Messprinzips mittels Waage und Zeitmessung auszuschließen, werden alle Versuche drei Mal durchgeführt, was somit insgesamt 60 Messungen ergibt.

Abbildung 6.12 zeigt das Ergebnis der Amplitudenreihe. Dargestellt ist der Mittelwert der Einzelversuche, die Streuung ist gleichbleibend vernachlässigbar klein. Die Ergebnisse der anderen Messreihen sind im Anhang B abgebildet. Der Gesamtvolumenstrom nimmt bei einer Zunahme der Amplitude ab. Dies kann mit der Steigerung des Strömungswiderstandes im Quetschspalt und/oder mit einer zunehmenden Dichtwirkung der Kolbenringe erklärt werden. Betrachtet man hingegen den gemessenen Volumenstrom links und rechts, also direkt bei der Ölzuführnut und gegenüber, so sieht man eine Veränderung in der Verteilung des Volumenstroms, was das Verhältnis Q_V in Abbildung 6.12 ausdrückt. Es berechnet sich mit

$$Q_V = \frac{\dot{V}_{\text{rechts}}}{\dot{V}_{\text{gesamt}}} \quad (6.5)$$

Der Verlauf von Q_V zeigt, dass es bei zunehmender Amplitude und somit einer Belastungszunahme auf den rechten Kolbenring, zu einer Veränderung seines Dichtverhaltens kommt. Der Kolbenring links erfährt keine dynamische Last, da er aufgrund der Lage der Zuführnut vom Dämpfspalt getrennt ist. In den anderen Messreihen ist dieser

Trend nicht so ausgeprägt zu sehen, da es aufgrund der Frequenz- und Druckvariation zu einer weniger starken Lasterhöhung auf den Kolbenring kommt, was Abbildung 6.13 zeigt.

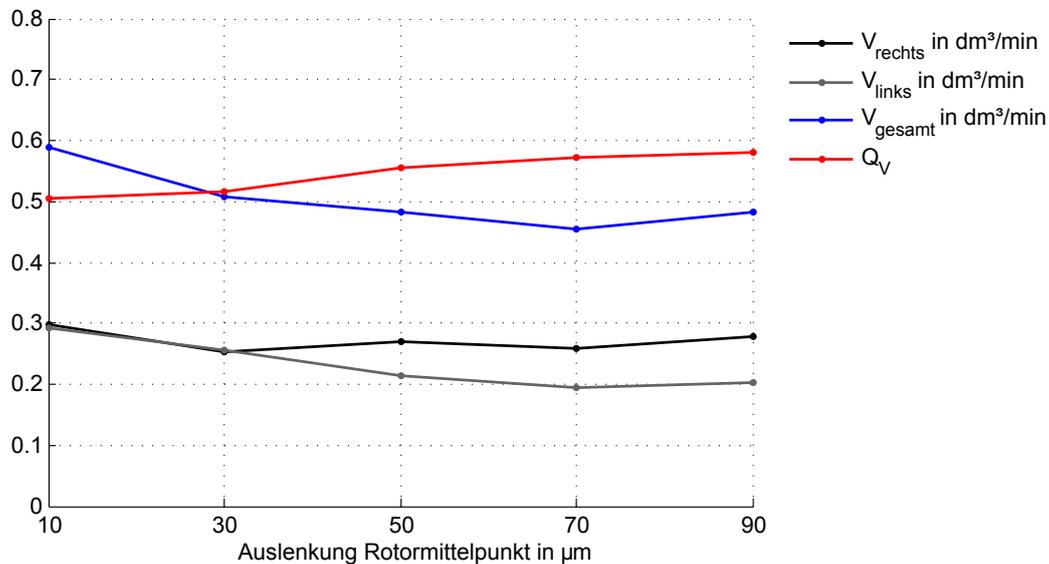


Abbildung 6.12 Ergebnis Volumenstrommessung, Amplitudenreihe

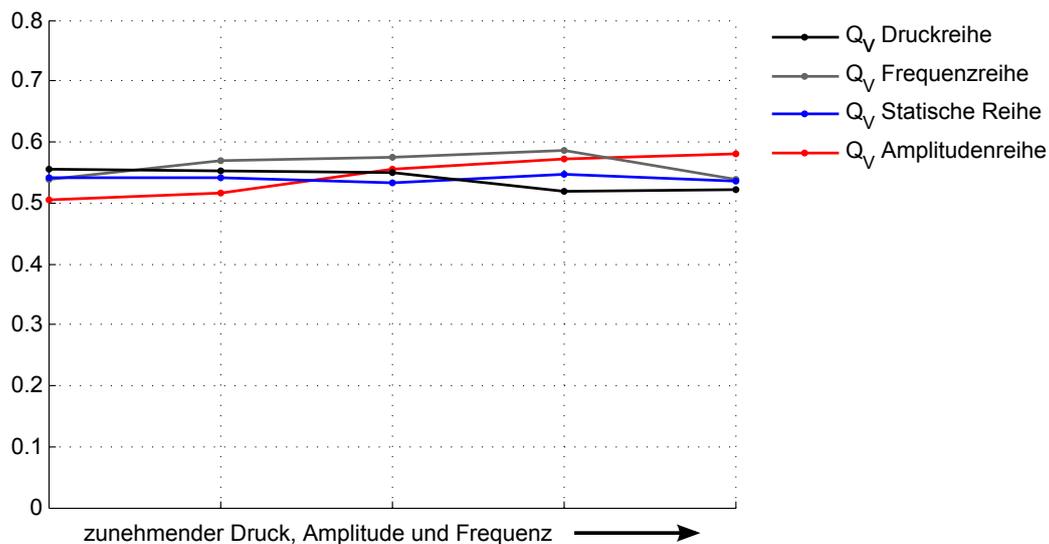


Abbildung 6.13 Vergleich Q_V , alle Messreihen

Einen Vergleich zwischen den gemessenen und berechneten Volumenströmen zeigen für den statischen Fall die in Tabelle 6.7 angegebenen Werte. Es sind die Werte für den rechten (vgl. Abbildung 4.6), und somit höherbelasteten Kolbenring angegeben. Die Volumenströme zeigen trotz der zahlreichen Annahmen in der Berechnung der Flächen und Volumenströme eine gute Übereinstimmung.

Beim Vergleich der Volumenströme durch den rechten Kolbenring bei der Amplitudenreihe (Tabelle 6.8) fällt auf, dass der berechnete Volumenstrom größer ist, als der gemessene. Die möglichen Ursachen hierfür liegen entweder in der fehlenden Berücksichtigung der Veränderung der Viskosität des Öls im Spalt oder in einem geringeren

Tabelle 6.7 Vergleich Volumenströme, statische Messreihe

p_0	$\dot{V}_{\text{gemessen}}$	$\dot{V}_{\text{berechnet}}$
4 bar	0,26 l/min	0,25 l/min
5 bar	0,31 l/min	0,28 l/min
6 bar	0,32 l/min	0,30 l/min
7 bar	0,37 l/min	0,33 l/min
8 bar	0,38 l/min	0,36 l/min

Tabelle 6.8 Vergleich Volumenströme, Amplitudenreihe

Auslenk.	$\dot{V}_{\text{gemessen}}$	$\dot{V}_{\text{berechnet}}$	$T_{\text{Öl,QÖD}}$	$\dot{V}_{\text{T-Korrektur}}$	$\dot{V}_{\text{T,p-Korrektur}}$
10 μm	0,30 l/min	0,34 l/min	23,5 °C	0,34 l/min	0,30 l/min
20 μm	0,25 l/min	0,34 l/min	26,5 °C	0,34 l/min	0,30 l/min
30 μm	0,27 l/min	0,34 l/min	31,2 °C	0,35 l/min	0,31 l/min
40 μm	0,26 l/min	0,34 l/min	37,4 °C	0,37 l/min	0,33 l/min
50 μm	0,28 l/min	0,34 l/min	36,1 °C	0,37 l/min	0,32 l/min

Druck am Kolbenring. Da der in der Berechnung verwendete dynamische Druck aus Messdaten des Prüfstandes gewonnen wurde, kann hier folglich einzig der Versorgungsdruck ausschlaggebend sein. Dieser liegt nach obiger Betrachtung über weite Teile des Umfangs des Kolbenrings an.

In Tabelle 6.8 sind auch die gemessenen Temperaturen am seitlichen Ende des QÖD angegeben. Berücksichtigt man die Veränderung der Temperatur auf den berechneten Volumenstrom erhält man die in Tabelle 6.8 angegebenen Volumenströme $\dot{V}_{\text{T-Korrektur}}$. Diese sind aufgrund der sinkenden Viskosität bei höherer Temperatur größer als die im ersten Schritt berechneten Ölströme. Somit muss im nächsten Schritt der Einfluss des Versorgungsdrucks berücksichtigt werden. Betrachtet man den gesamten Ölkreislauf, so sind zwischen der Druckmessstelle in der Zuführleitung bis zum rechten Kolbenring zahlreiche Strömungswiderstände vorhanden. Berücksichtigt man die Verluste in der Rohrleitung und insbesondere an der Blende, die die Ölzuführbohrung im QÖD darstellt (vgl. Abbildung 5.9), erhält man einen reduzierten Versorgungsdruck am Kolbenring von 4,84 bar für die hier betrachtete Messreihe. Neben der Blende an der Zuführung stellt der Dämpfspalt im QÖD-Betrieb auch einen Strömungswiderstand dar, der berücksichtigt wird. Eine Übersicht über die Druckverluste bei verschiedenen Versorgungsdrücken ist im Anhang B zu finden, die Blende durch d_{zu} im QÖD zeigt Abbildung 4.6. Die weiter verfeinerten Volumenströme ergeben sich zu den Werten $\dot{V}_{\text{T,p-Korrektur}}$ in Tabelle 6.8 und zeigen eine bessere Übereinstimmung mit den Messdaten. Das Modell ist demnach um den Temperatureinfluss und Druckverlust erweitert.

Um den Einfluss der Viskosität auf den Volumenstrom zu zeigen, werden Messreihen mit dem in Tabelle 4.1 gezeigten Öl durchgeführt. Es hat eine kinematische Viskosität von $25,3 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei einer Dichte von $1,0035 \text{ kg}/\text{dm}^3$. Aus der höheren Viskosität resultieren erwartungsgemäß geringere Volumenströme, was die Berechnung gut übereinstimmend zeigt. Bei einer höheren Viskosität resultieren im Dämpfspalt bei gleichen Betriebsbedingungen größere Reaktionskräfte. Sieht man von der verminderten Kavitationsgefahr aufgrund der höheren Viskosität ab, kann ein linearer Zusammenhang nach BLT/KLT zugrunde gelegt werden. Es stellt sich somit am rechten Kolbenring ein etwa doppelt so großer dynamischer Druck wie beim niederviskosen Öl ein. Dies führt zu einem stärkeren Anstieg von Q_V , siehe Abbildung 6.14.

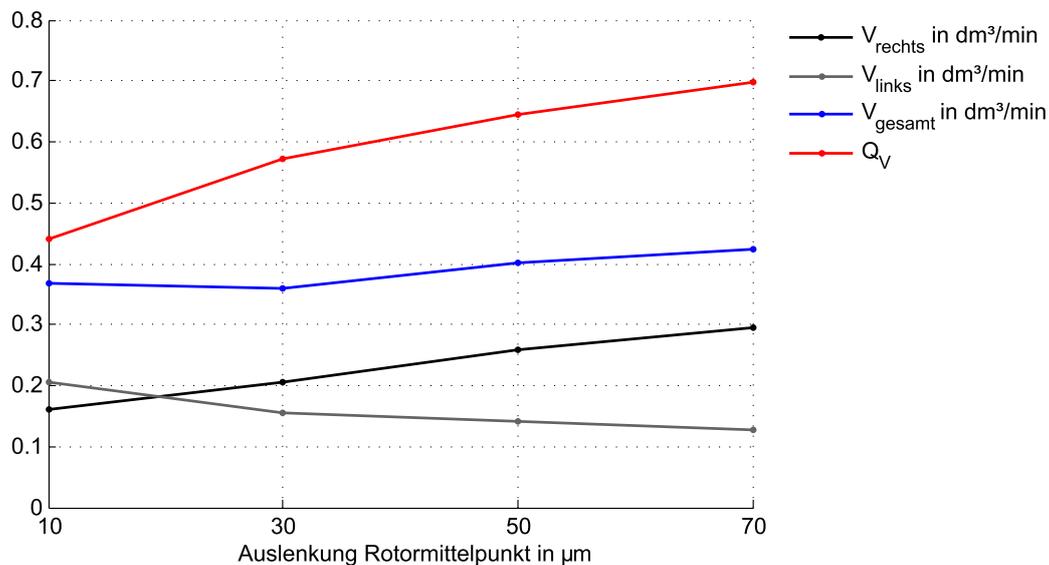


Abbildung 6.14 Amplitudenreihe Mobil Jet Oil II, 150 Hz, 4 bar

Um den Einfluss der Dichtwirkung auf Q_V zu verdeutlichen, werden mit dem höherviskosen Öl Versuche mit verschiedenen Dichtungskonfigurationen durchgeführt. Neben der Standardkonfiguration mit zwei Kolbenringen, werden Versuche ohne Kolbenring, mit nur einem Kolbenring rechts und mit präparierten Kolbenringen durchgeführt. Die präparierten Kolbenringe haben einen mit einem Metallplättchen verschlossenen Stoß. Dies soll einen vollständig überlappenden Stoß annähern, vgl. Abbildung 6.15. Das Ergebnis der Versuche ist in Abbildung 6.16 in einer Darstellung von Q_V zusammengefasst.



Abbildung 6.15 Kolbenring mit überlappendem Stoß

Bei der Messreihe ohne Kolbenring fließt aufgrund der Position der Ölzuführnut und der daraus resultierenden Strömungswiderstände nur ein geringer Anteil ($Q_{V,\text{max}} \approx 0,01$)

des Gesamtvolumenstroms rechts aus. In der einseitig gedichteten Konfiguration ist der Volumenstrom rechts deutlich größer als links. Die beiden Kurvenverläufe für die Standardkonfiguration und die mit überlappendem Stoß sind nahezu gleich. Beim überlappenden Stoß steigt Q_V bei zunehmender Amplitude allerdings nicht so stark an. Der erwartete Einfluss des verschlossenen Stoßes bleibt aus. Bei genauer Betrachtung der Strömungspfade zeigt sich, dass die Wirkung eines Überlappstoßes sich nur bei vollständiger und somit nutfüllender Überlappung einstellt. Bei dem hier verwendeten Metallplättchen (siehe Abbildung 6.15) stellt sich eine Strömung durch die Nut am Stoßende wie in Abbildung 6.5 rechts gezeigt ein. Federal-Mogul (2008) bestätigt diese Annahme der Strömungspfade²⁴⁶.

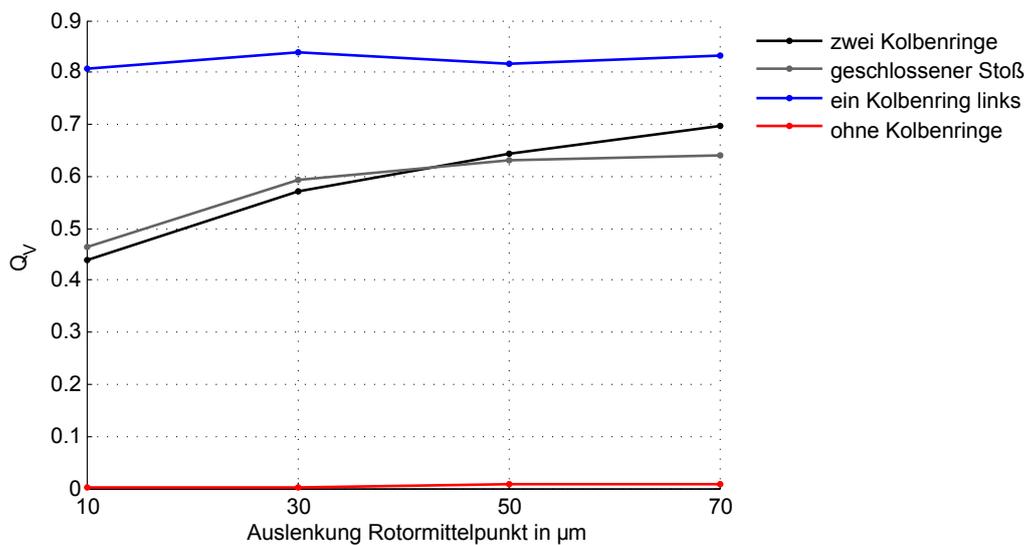


Abbildung 6.16 Q_V Mobil Jet Oil II, Amplitudenreihen bei 150 Hz, 4 bar

6.4.2 Bewegung der Kolbenringe

Als weiterer Schritt zur Verifikation der oben eingeführten Hypothese zur Dichtfunktion der Kolbenringe wird die Bewegung der Ringe während des QÖD-Betriebs beobachtet. Dies ist aufgrund der Gestaltung des Prüfaufbaus möglich, da die Abdichtung zur Umgebung an den Seitenflächen des QÖD mittels einer transparenten Kunststoffolie geschieht, siehe Abbildung 6.17. Die Beobachtung findet bei den in Tabelle 6.6 angegebenen Messreihen statt. Bei allen Versuchen kann folgendes beobachtet werden:

- Aus dem Undichtigkeits-WFP am Kolbenring-Stoß tritt Öl mit hoher Geschwindigkeit aus, Abbildung 6.18 links.
- Am Umfang des QÖD tritt durch die Undichtigkeits-WFP kontinuierlich aber leicht pulsierend Öl aus, Abbildung 6.18 rechts.
- Der Ölstrahl durch den Stoßspalt bewegt sich in Umfangsrichtung am rechten Kolbenring.

²⁴⁶Federal-Mogul (2008)

- Der Ölstrahl durch den Stoßspalt bewegt sich nicht am linken Kolbenring.

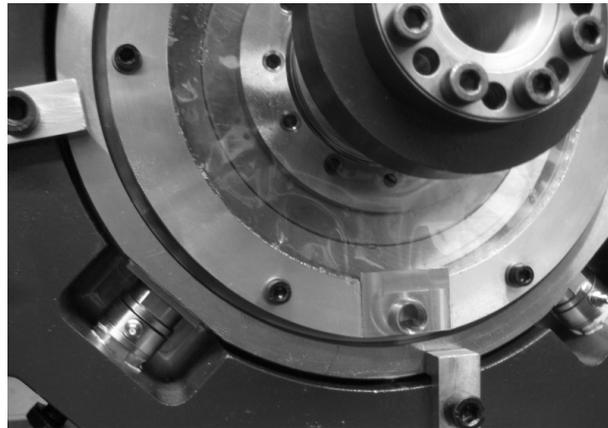


Abbildung 6.17 Ölfang am seitlichen QÖD-Ende

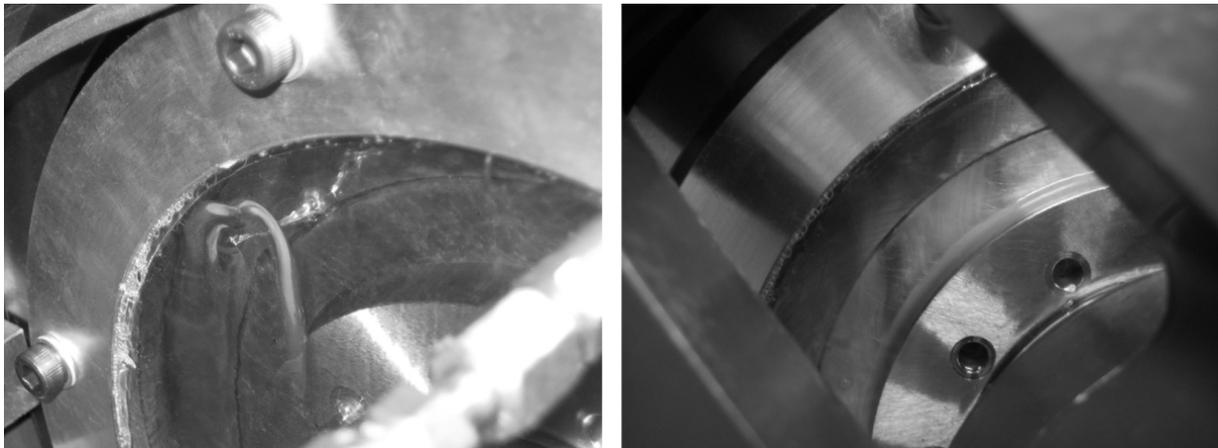


Abbildung 6.18 Beobachtungen am seitlichen QÖD-Ende²⁴⁷

Durch die Messung des Winkels, den der Ölstrahl durch den Stoß über eine definierte Messdauer zurücklegt, kann die Drehgeschwindigkeit des Rings bestimmt werden. Diese Geschwindigkeitsbestimmung ergibt für die in Tabelle 6.6 gezeigten Messreihen den Verlauf nach Abbildung 6.19. Die gezeigten Ergebnisse stellen den Mittelwert des jeweils mehrfach aufgezeichneten Messpunktes dar, dem Schaubild liegen ebenfalls die oben genannten 60 Einzelmessungen zugrunde.

In Abbildung 6.19 ist nur die Umfangsgeschwindigkeit des rechten Kolbenrings dargestellt. Am linken Kolbenring kommt es bei keinem der Einzelversuche zu einer Bewegung in Umfangsrichtung. Aufgrund der Druckverhältnisse im Dämpfspalt stellt sich die hierfür erforderliche Kraft nicht ein. Beim rechten Kolbenring zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der Bewegungsgeschwindigkeit von der Frequenz, dem Druck und der Rotorauslenkung. Der Anstieg der Geschwindigkeit bei der Amplitudenreihe lässt sich

²⁴⁷Jäger u. a. (2013)

²⁴⁸Jäger u. a. (2012a)

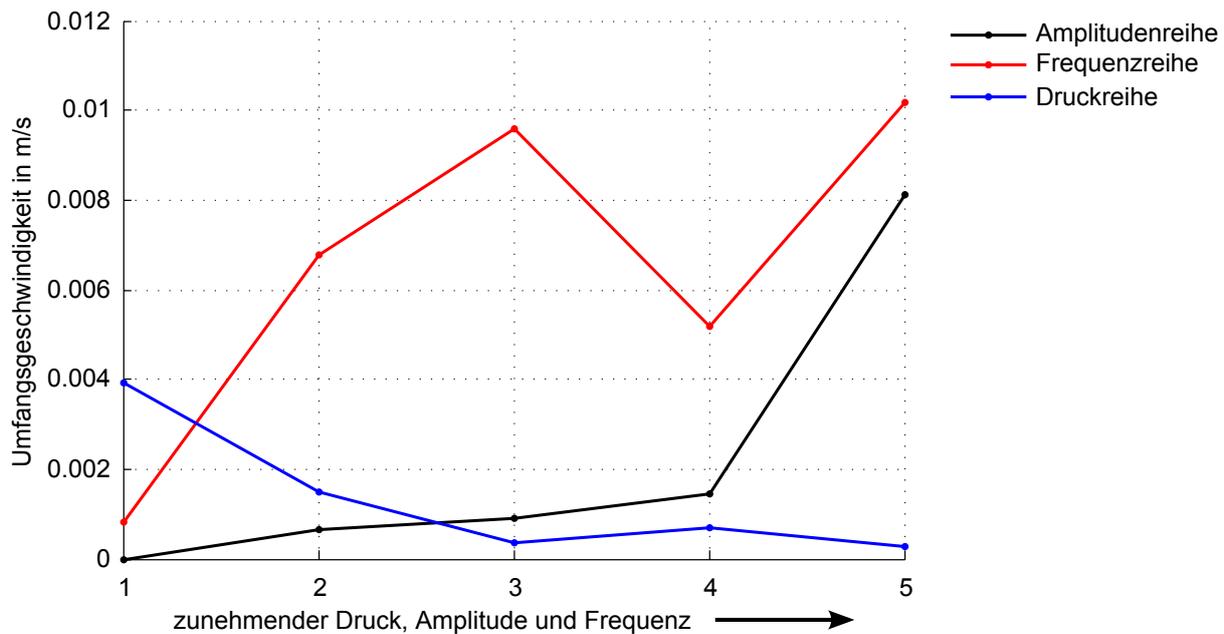


Abbildung 6.19 Kolbenring Umfangsgeschwindigkeiten²⁴⁸

mit der Zunahme des dynamischen Drucks im Dämpfspalt erklären. Die Abnahme der Geschwindigkeit bei der Druckreihe mit den Annahmen zur Verteilung des statischen Drucks am Kolbenring. Die Frequenzabhängigkeit ist ebenso zu erwarten, der Ausreißer am Messpunkt 4 kann allerdings nur auf ein nicht näher untersuchtes Resonanzphänomen des Kolbenrings zurückgeführt werden. Die Geschwindigkeit lässt sich reproduzierbar einstellen. Die Geschwindigkeit des Kolbenrings ist verglichen mit der des QÖD-Innenrings stets sehr klein. Über den gesamten untersuchten Bereich liegt sie im Promille-Bereich²⁴⁹. Die Drehrichtung ist bei allen Versuchen gleich der des Innenrings, was Tabelle B.1 in Anhang B zeigt. Bei einer kleinen Rotorauslenkung von 10 μm kommt es zu keiner Bewegung. Somit ist davon auszugehen, dass die oben berechneten Drehmomente am Kolbenring zu groß sind. Eine Tendenz und eine Beschreibung der Bewegung lassen sie dennoch zu.

Somit führen die hier gemachten Beobachtungen der Kolbenring-Bewegung in Umfangsrichtung, dem austretenden Öl am Kolbenring-Umfang und der stets rotorsynchronen Bewegung des Kolbenrings sowie die gute Übereinstimmung bei den berechneten und gemessenen Volumenströmen zu einer Bestätigung der oben eingeführten Dichtfunktions- und Bewegungshypothese.

6.4.3 Verschleißbetrachtung

Um die Hypothesen weiter zu bestätigen, wird im Folgenden die Oberfläche der Kolbenringe untersucht. Insbesondere sind die kolbenringseitigen Wirkflächen der WFP 3.1 und 3.3 in Abbildung 6.2 relevant, da es in diesen Wirkflächenpaaren wie oben beschrie-

²⁴⁹Jäger u. a. (2013)

ben zur Kraftübertragung kommt. Insgesamt liegen für diese Betrachtung sechzehn Kolbenringsets vor. Neben den neuen Kolbenringen, die in den oben vorgestellten Versuchen am Prüfstand im Einsatz sind, liegen auch Kolbenringe vor, die über eine typische Gebrauchsdauer in einem Triebwerk verwendet wurden. Die genaue Belastung auf die Kolbenringe kann wie bereits gezeigt nur schwer ermittelt werden. Trotz der vorhandenen Prüfumgebung sind viele Annahmen notwendig, um auf wirkende Kräfte schließen zu können. Als charakteristische Größen liegen von den Ringen des Triebwerks lediglich die Gesamteinsatzdauer und die Kenntnis der typischerweise auftretenden Rotoramplituden und Frequenzen vor. Für die Ringe im Prüfstand wird eine Gebrauchsdauer von 30 Stunden zugrundegelegt, die Triebwerksringe waren mehrere tausend Stunden im Einsatz. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Analyse nur auszugsweise dargestellt, da dies ausreicht, um die grundlegenden Mechanismen zu verdeutlichen. Der Zweck der Untersuchung ist die weitere Bestätigung der Dichtwirkungshypothese.

Analyse der Laufflächen (Wirkfläche im WFP 3.1)

In einer zunächst mikroskopischen Betrachtung sind auf den Laufflächen (Wirkfläche im WFP 3.1, vgl. Abbildung 6.2) beider Kolbenring-Gruppen Verschleißspuren in Linienform in axialer Richtung zu sehen. Die Spuren auf den Kolbenringen aus dem Triebwerk sind deutlicher ausgeprägt, auf dem Prüfstandsring ist lediglich eine Einglättung der Oberfläche zu sehen.

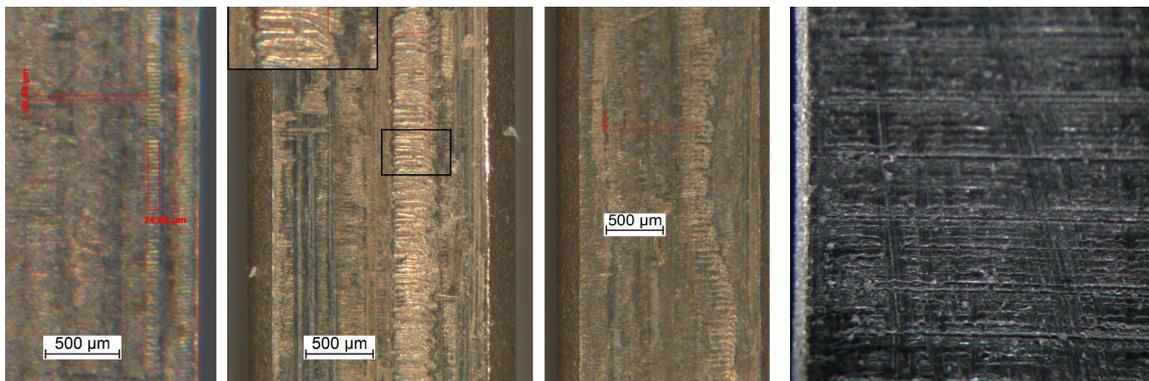


Abbildung 6.20 ausgewählte Spuren auf den Laufflächen (Triebwerksringe (drei links), Prüfstandsring (rechts))

Die drei Aufnahmen in Abbildung 6.20 links zeigen diese axialen Spuren auf den Triebwerksringen. Die Aufnahmen sind so orientiert, dass die Flankenflächen links und rechts liegen. Die zweite Aufnahme von links zeigt die gesamte Breite der Lauffläche und lässt somit auf das Ausmaß der Verschleißspur schließen. Diese Spuren weisen deutlich auf eine Axialbewegung des Rings in seiner Nut hin. Die Form entsteht durch abrasiven Verschleiß durch einen Partikel zwischen Lauffläche und QÖD-Außenring. Eine mögliche aber hier nicht eindeutig feststellbare Umfangsbewegung führt zu einem

anhaltenden Überschreiben dieser Verschleißspur. Diese umlaufende Spur kann bei allen Ringen festgestellt werden, sie zeigt allerdings unterschiedliche Formen und Größen, wie Abbildung 6.20 zeigt.

Analyse der Flankenfläche (Wirkfläche im WFP 3.3)

Ebenso zunächst rein mikroskopisch wird der Zustand der Flankenflächen der Ringe beurteilt (Wirkfläche im WFP 3.3, vgl. Abbildung 6.2). Die dort zu sehenden Spuren unterscheiden sich stärker von Ring zu Ring und sind jeweils nur auf einer der beiden Flankenflächen zu sehen. Besonders anschaulich prägen sich diese auf der in Abbildung 6.21 gezeigten Kolbenringflanke aus. In der Abbildung ist links die gesamte Höhe der Flanke zu sehen, es ist deutlich eine Laufspur zu erkennen. In der mittleren Abbildung ist die Laufspur vergrößert dargestellt und zeigt eine deutliche Regelmäßigkeit in Umfangsrichtung. Im hier dargestellten Fall ist die Form der Einzelspur nicht klar zu erkennen aber es zeigt sich, wie auf den Laufflächen auch, dass es zu einem Überschreiben der ebenso abrasiv entstandenen Verschleißmarke kommt. Bemerkenswert ist die Regelmäßigkeit, mit der diese Spuren über dem Umfang auftreten. Sie lässt auf eine durch die vorherrschenden Belastungen hervorgerufene Zwangsbewegung schließen. Diese ist, wie im kurzen Literaturüberblick zu den Kolbenringen für Verbrennungsmotoren gezeigt, sehr häufig beschrieben und beobachtet. Abbildung 6.21 rechts, zeigt eine dort veröffentlichte Laufspur auf einem Kolbenring.

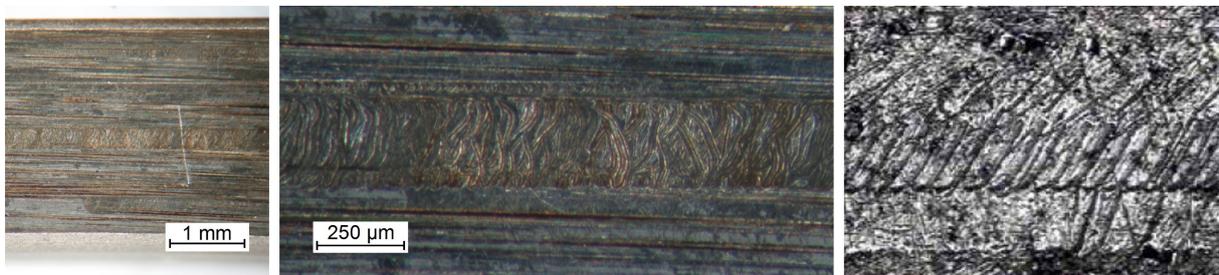


Abbildung 6.21 Laufspuren auf der Kolbenring-Flanke (QÖD - links und Mitte, Hubkolben - rechts²⁵⁰)

Über alle betrachteten Ringe sind die Formen der Einzelspur verschieden. Sie reichen von nahezu geschlossenen Kreisformen über ovale, wellen- und nierenförmige Spuren. Die Ausrichtung ist immer in radialer Richtung, die lange Halbachse zeigt zum Mittelpunkt. Abbildung 6.24 links zeigt die gesamte Flankenfläche eines Rings mit besonders vielen Spuren auf unterschiedlichen Durchmessern, Abbildung 6.22 zeigt eine Auswahl an verschiedenen Spuren mit größerer Vergrößerung. Bei diesen Ringen treten die über den Umfang geschlossenen Laufspuren nicht auf dem gleichen Radius auf. Dies lässt auf verschiedene Betriebsbedingungen des QÖD schließen. Die Abbildung zeigt

²⁵⁰MS Motor Service International GmbH (2010)

deutlich die verschiedenen Formen der Einzelspuren und deren Ausrichtung zur Mitte (in Abbildung 6.22 nach unten).

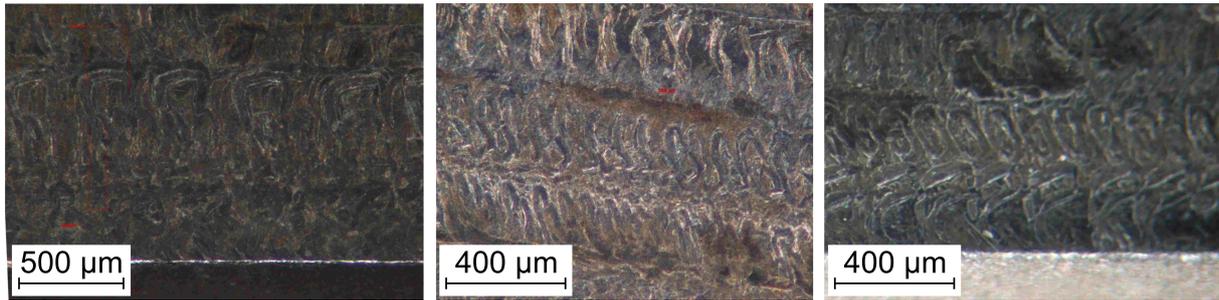


Abbildung 6.22 Ausgewählte Verschleißspuren

Sämtliche gefundenen Spuren sind in Abbildung 6.23 zusammengefasst. Betrachtet man die Einzelspuren, kann auf eine Bewegung des Rings relativ zur Nut geschlossen werden. Die überwiegend schlanke Form mit der Ausrichtung zur Ringmitte zeigt eine Relativbewegung zwischen Kolbenring und Nutflanke in radialer Richtung. Die Höhe dieser radialen Ausprägung ist in einigen Fällen größer als der Dämpfspalt. Dies belegt ein radiales Ablösen des Kolbenrings von der Lauffläche und bestätigt die oben hierzu gebildete Bewegungshypothese. Vergleicht man Abbildung 6.23 mit Abbildung 2.18, sind Übereinstimmungen zu sehen. Die für die Kolbenringe im Hubkolben gebildeten Bewegungsmodelle, lassen sich somit auf die Kolbenringe im QÖD übertragen.

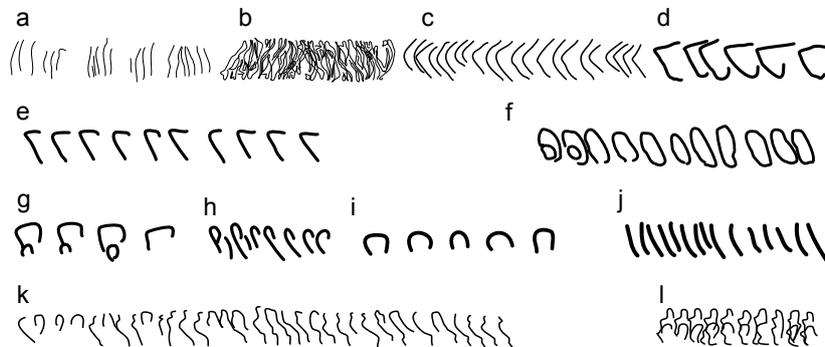


Abbildung 6.23 Überblick der gefundenen Verschleißspuren auf den Flanken

In Abbildung 6.25 ist eine ausgewählte Einzelspur stark vergrößert abgebildet, die Ausrichtung der großen Halbachse zeigt zur Ringmitte. Die Länge dieser Halbachse von $204\ \mu\text{m}$ übersteigt die Größe des Dämpfspaltes h_0 deutlich und bestätigt somit ein radiales Ablösen des Rings. Desweiteren kann bei dieser Spur eine Öffnung nach unten festgestellt werden, wie bereits in Abbildung 6.23e, f, g, i, und l gezeigt. Überlagert mit den oben gezeigten Laufspuren auf der Lauffläche, lässt dies auf eine axiale Bewegung schließen.

Kombiniert man die gemessene Tiefe von circa $4,2\ \mu\text{m}$ mit der Tatsache, dass es zu einem regelmäßigen Überschreiben der Einzelspuren zu einer Gesamtlaufspur kommt, liegt es nahe, auf Verschleiß an der Flankenfläche zu schließen. Dieser lässt sich an



Abbildung 6.24 Flanke Kolbenring

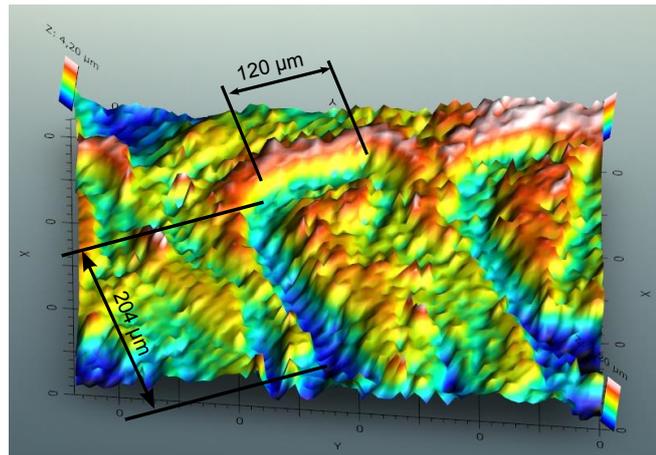


Abbildung 6.25 Vermessene Einzelspur

den Ringen aus dem Triebwerk feststellen und resultiert in einem deutlichen Grat an der äußeren Kante der Flanke. Aus der somit messbaren Höhe des Verschleißes kann ein Verschleißvolumen V_V berechnet werden. Mittels der Härte der Bauteile H , des Umfangs der Ringe U_{KR} und der oben berechneten Kraft $F_{\dot{O}l}$ führt dies mit

$$k^* = \frac{V_V \cdot H}{F_{\dot{O}l} \cdot U_{KR}} \quad (6.6)$$

auf den Verschleißkoeffizient k^* . Für den Verschleiß an der Pleuellflanke ist $k^* = 1,49 \cdot 10^{-5}$, wenn man eine Betriebsfrequenz von 150 Hz und einen Betrieb von mehreren tausend Stunden unterstellt. Für die vorliegende Materialkombination lässt sich mit der Größenordnung von k^* auf gute Schmierbedingungen schließen²⁵¹. Dies rechtfertigt die Annahme des Reibkoeffizienten von 0,05 bei der Berechnung der Reibkräfte am Pleuellring. Entscheidend für den Verschleiß ist an dieser Stelle somit die sehr hohe Anzahl Zyklen. Bei den Prüfstandsringen ist lediglich eine Einglättung der Pleuellflächen zu sehen, was als beginnender Verschleiß verstanden werden kann.

Gegenreibfläche (Wirkfläche im WFP 3.1 und WFP 3.3)

Bei den Gegenreibflächen handelt es sich jeweils um die Wirkfläche am QÖD-Ring im WFP 3.1 und WFP 3.3, vgl. Abbildung 6.2. QÖD-Ringe aus dem Triebwerk liegen zur Analyse nicht vor. An der QÖD-Außenring-Wirkfläche des Prüfstandes kann lediglich eine Einglättung festgestellt werden, Abbildung 6.26. Allerdings ist der Unterschied zwischen der rechten und linken Laufspur auffallend (die rechte Spur befindet sich in Abbildung 6.26 unten). Rechts ist sie über den Umfang geschlossen, links ist sie unterbrochen und zeigt noch die Welligkeit des Außenrings. Dies ist ein weiterer Beleg für die Abhängigkeit des Drucks auf die axiale Bewegung der Pleuellringe unter gleichzeitig erhöhter Normalkraft auf die Lauffläche.

²⁵¹Norton (2011)

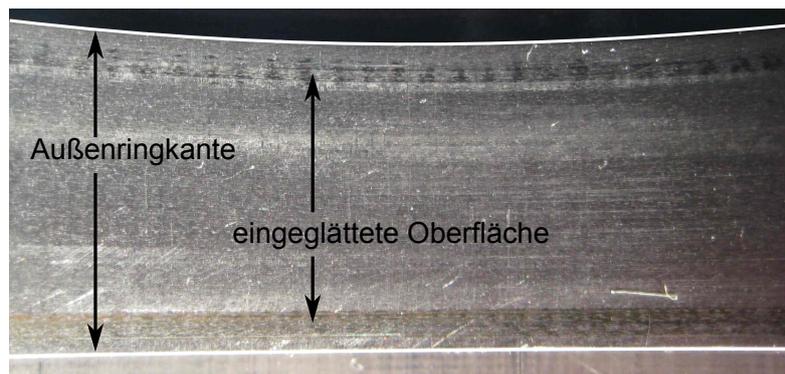


Abbildung 6.26 Laufspuren auf der Außenringwirkfläche

Die Betrachtung der Verschleißspuren auf den Pleiers stützt somit die oben gebildete Hypothese und erweitert die Beobachtungen am Prüfstand. Das gebildete Modell zur Volumenstromberechnung und zur Beschreibung der Pleiersbewegung wird als verifiziert angesehen.

Tribologisch ist die vorgestellte Verschleißbetrachtung keinesfalls vollständig. Sie ist als ein erster Schritt hin zu einer Verschleißmodell-Bildung für Pleiers im QÖD-Kontext zu verstehen. Eine Maßnahme zur Verschleißreduzierung und Verbesserung des Einlaufverhaltens wird in der Zusammenfassung dieser Arbeit in Kapitel 8 vorgeschlagen. Eine Potentialstudie mit oberflächentexturierten Pleiers wird dort vorgestellt.

6.5 Übertragung der Ergebnisse auf die QÖD-Ebene

Die Bestätigung der implementierten Modelle und deren Annahmen lässt eine Überführung des Objektsystems auf dieser Validierungsebene in das Handlungssystem der übergeordneten Ebene zu. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse ist aufgrund der durchgängigen Modellbildung mittels C&C²-A und insbesondere der Zielbeschreibung über die Konnektoren gewährleistet. Entgegen der übergeordneten Ebene sind die Konnektoren hier nicht mehr als Designraum zu verstehen, sondern beschreiben das mechanisch/hydraulische Restsystem. Durch diese konsistente Weitergabe der Informationen ist die Übertragbarkeit abgesichert. Als übergeordnetes Ziel steht die Bereitstellung eines Handlungssystems für die Validierungsaktivitäten auf der ersten Ebene. Auf die Pleiers-Ebene durchgereicht sollen neben der Möglichkeit einer Öldurchsatzberechnung die Fragen beantwortet werden, wie die Pleiers das Dämpfungsverhalten beeinflussen und wie diese Beeinflussung modellhaft abgebildet werden kann.

Dichtungsfaktor

Wie bei der Validierung des Prüfstandes mittels des MKS-Validierungswerkzeugs bereits gezeigt, ist eine Beschreibung des Dichtungseinflusses auf den QÖD notwendig, um einen direkten Abgleich der Dämpferreaktionskräfte zu erreichen. Die offenen Fragen auf der QÖD-Ebene stellen die Grundlage für diese Kolbenring-Systemebene dar. Für die Berechnung der Koeffizienten und der Reaktionskraft des Dämpfers unter Berücksichtigung des Dichtungseinflusses wird ein Dichtungsfaktor als Funktion der Rotormittelpunktsbahn eingeführt. Dieser Faktor multipliziert die Kräfte und Koeffizienten, die mittels der QÖD-Theorien berechnet werden. Eine Berechnung des sich einstellenden Druckprofils über der Breite des Dämpfers ist beim gewählten Vorgehen allerdings nicht möglich und für die Anwendung in rotordynamischen Berechnungen nicht notwendig. Diese Art der Adaption der Kräfte und Koeffizienten ist somit wie vorgestellt zweckmäßig und erlaubt einen Übertrag auf die Betrachtungsebene des Rotors, siehe Kapitel 7.

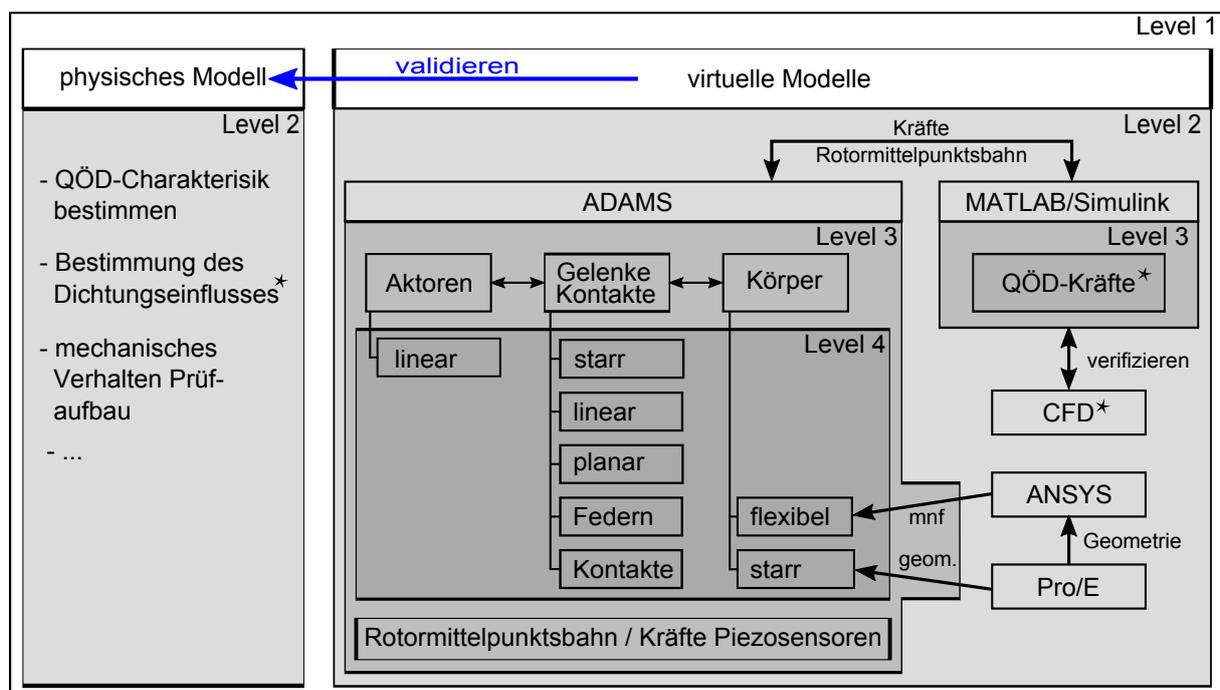


Abbildung 6.27 Überblick Validierungsansatz

Abbildung 6.27 zeigt den oben vorgestellten Validierungsansatz und die Zusammenhänge der virtuellen und physischen Modelle. Der Dichtungseinfluss ist mittels ★ gekennzeichnet. Zum einen gibt es die Verifizierung des Dichtungsfaktors am physischen Modell durch Versuche mit den Kolbenringen als *System under Development* im mechanisch/hydraulischen Restsystemkontext und zum anderen ist es die Implementierung des mathematischen Zusammenhangs in MATLAB. Der gezeigte Validierungsansatz stellt eine Verbindung zwischen den MATLAB-Ergebnissen und CFD her. In Abschnitt 5.3.3 konnte der Gültigkeitsbereich der implementierten Modelle mittels

CFD aufgezeigt werden. Auf der Kolbenring-Ebene findet ebenso eine Verifizierung der Hypothesen zur Beschreibung des Faktor mittels CFD statt. Darüber hinaus lässt die Untersuchung des Dichtungseinflusses mittels numerischer Strömungsmechanik weitere Parameterstudien zu, die im Folgenden vorgestellt werden.

Absicherung mittels CFD und Parameterstudien

Um die Dichtung in das oben vorgestellte strömungsmechanische Modell zu implementieren, stehen verschiedene Möglichkeiten zur Auswahl. Neben einer Fluid-Struktur-Interaktion sind dies die geometrische Veränderung der offenen Seitenfläche oder die Implementierung eines Gegendruckprofils. Aufgrund des unbekanntes Gegendrucks und des sehr hohen Implementierungs- und Berechnungsaufwands bei der Fluid-Struktur-Interaktion wird der Ansatz über eine angepasste Seitenfläche auf Basis der oben gebildeten C&C²-Modelle (Abschnitt 6.3.2) verfolgt. Ausgehend von einem seitlich undichteten Modell nach KLT, wird der Dämpfspalt mit Wirkflächen abgedichtet, deren Größe mit den oben berechneten Flächeninhalten der Undichtigkeits-WFP bestimmt wird. Um die Komplexität des numerischen Modells zu begrenzen und damit die Effizienz der Berechnung möglichst hoch zu halten, werden die Flächen aus den sichelförmigen Spalten als kreisförmig umlaufende Undichtigkeit implementiert, siehe Abbildung 6.28b. Das Anliegen des Kolbenrings an der äußeren Nutflanke führt wie hergeleitet zu einer vollständigen Abdichtung in diesem Bereich. Diese wird wie in Abbildung 6.28c gezeigt umgesetzt, indem der Dämpferspalt teilweise vollständig abgedichtet wird.

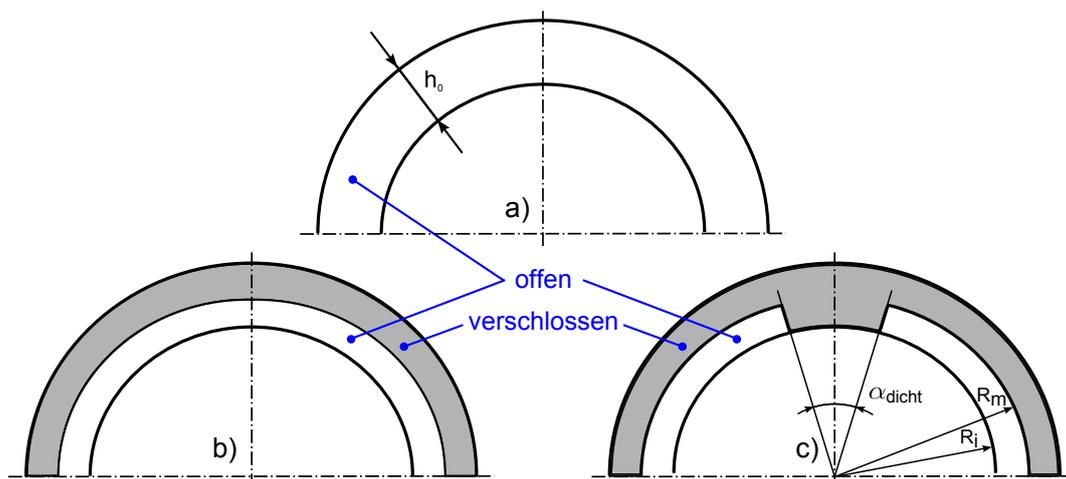


Abbildung 6.28 Implementierung des Dichtungsverhaltens für CFD auf Basis der C&C²-Modelle

Da sich der Bereich der vollständigen Abdichtung nach der oben eingeführten Bewegungsbeschreibung über den Umfang in Umfangsgeschwindigkeit des QÖD-Innenrings bewegt, findet die Implementierung für eine lineare Bewegung statt. Dies vermindert den Aufwand verglichen mit der Implementierung einer bewegten Randbedingung und

führt aufgrund der vorliegenden geschlossenen Lösung für den vollständig gedichteten bzw. ungedichteten Fall dennoch zu einer guten Übertragbarkeit der Ergebnisse. Außerdem wird nur die halbe Breite des Dämpfspalts implementiert und mittels einer Symmetrierandbedingung vervollständigt. Da die Geometrie der Ölzuführung nicht berücksichtigt wird, führt diese Maßnahme dazu, dass der hier betrachtete QÖD eine symmetrische Druckverteilung hat. Da dies für die Vergleichsrechnungen auf der QÖD-Ebene aber ebenso gilt, ist das so gebildete Modell zweckmäßig. Für die eingeführten Randbedingungen, einer Frequenz von 150 Hz und dem Einsatz des oben eingeführten niederviskosen Öls ergibt die Druckverteilung bei einer maximalen relativen Auslenkung von 90 % den in Abbildung 6.29 gezeigten Verlauf.

Sie zeigt über den Umfang insbesondere den Einfluss des vollständig gedichteten Teilbereichs bei $\varphi = 0$, welcher zu einem konstant hohen Druck über der Dämpferbreite führt. Zunächst qualitativ betrachtet, kann dem teilweise gedichteten Dämpfer bei $\varphi = 0$ ein Verhalten nach Breitlagertheorie unterstellt werden, das vom Druckmaximum ausgehend in das der Kurzlagertheorie übergeht. Der Vergleich der Reaktionskräfte in Abbildung 6.30 zwischen der KLT und den Ergebnissen der CFD-Berechnung, zeigt die erwartete deutliche Zunahme der Reaktionskraft.

Der Verlauf der Reaktionskraft, dargestellt über der relativen Auslenkung, zeigt mehrere Effekte, Abbildung 6.31. Ausgehend von Punkt 1 zu Punkt 2 nimmt die Reaktionskraft des Dämpfers bis zum Maximum zu. Aufgrund der Fluidträgheit findet kein direkter Vorzeichenwechsel bei Punkt 3 statt. Ebenso ist der Kraftverlauf nicht achssymmetrisch zur Nulllinie, wie es die Kraft aus der KLT ist. Dies ist auch hier mit der fehlenden Fähigkeit des Fluids begründet Zugkräfte zu übertragen. Dies berücksichtigt die KLT im analytischen Ansatz nicht.

Für eine Parameterstudie werden die Geometrieparameter α_{dicht} , R_j und R_m wie in Abbildung 6.28c gezeigt eingeführt und variiert. Hierbei zeigt sich, dass der dominierende Faktor der Winkel α_{dicht} darstellt. Die Variation von R_m hat trotz der erheblichen Auswirkung auf die Gesamtfläche bei einer linearen Auslenkung nur einen geringen Effekt,

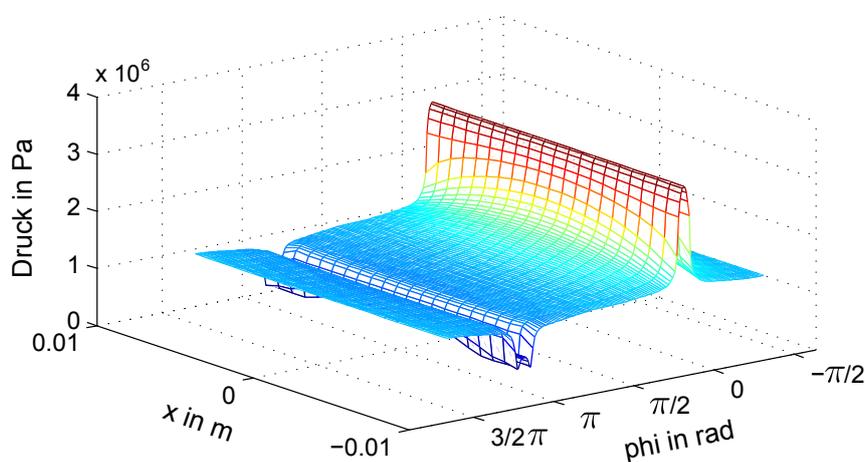


Abbildung 6.29 Druckverteilung über den Umfang und Breite des QÖD

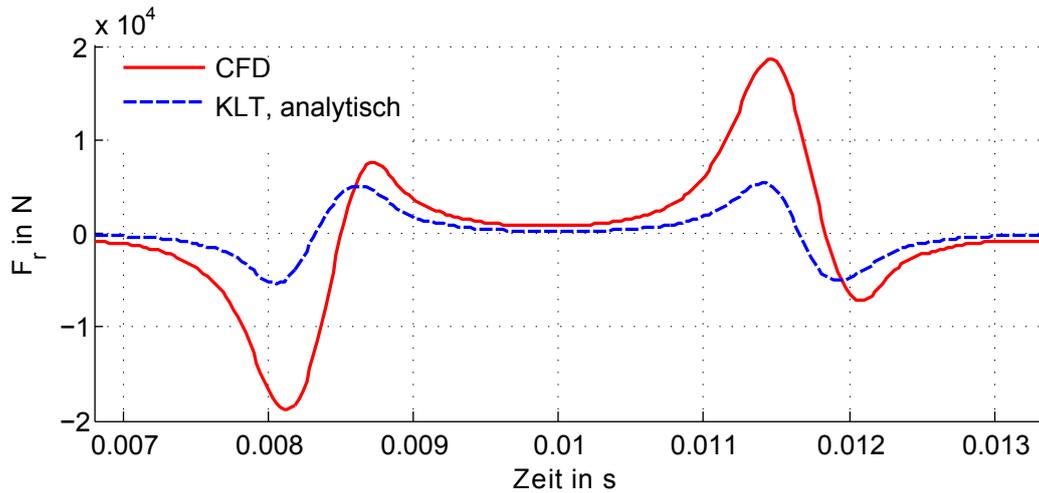


Abbildung 6.30 Reaktionskraft, Vergleich CFD und KLT, Darstellung über der Zeit

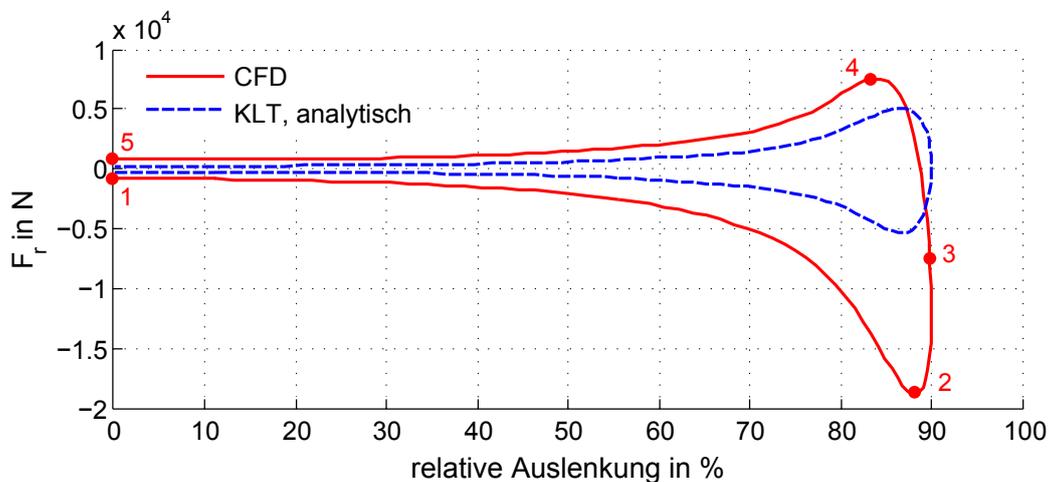


Abbildung 6.31 Reaktionskraft, Vergleich CFD und KLT, Darstellung über ε

verglichen mit dem der Ausbreitung der vollständigen Abdichtung über den Umfang. Abbildung 6.32 zeigt dies durch den Vergleich des Koeffizienten d_{rr} , Gleichung 2.10 (beachte die verschiedene Achsenskalierung der Ordinate). Der Einfluss von R_m ist über die auf der Abszisse aufgetragene Höhe h_{Spalt} ersichtlich. Der Zusammenhang lautet $h_{\text{Spalt}} = (R_m - R_i)/h_0$ und ergibt den in den Schaubildern angegebenen Faktor Q_A , der das Verhältnis der gedichteten zur ungedichteten Gesamtfläche beschreibt. Bei $Q_A = 25\%$ ist der Dämpfer zu 75% gedichtet. Im linken Schaubild wird eine Variation von Q_A von 25% bis 75% über die Variation von R_m gezeigt, α_{dicht} wird hierbei nicht variiert. Es zeigt sich trotz der großen Änderung der Gesamtdichtfläche nur eine geringe Auswirkung auf die Dämpfung. Eine Veränderung von α_{dicht} im rechten Schaubild zeigt hingegen schon bei einer geringen Änderung von Q_A einen erheblichen Einfluss auf d_{rr} .

Die CFD-Studie zeigt, dass es möglich ist, das Verhalten des mittels Kolbenringen seitlich gedichteten QÖD in numerischer Strömungsmechanik abzubilden. Zwar ist eine direkte Verifikation des Dichtungsfaktors nicht möglich aber die Wirkung der Dichtung auf den QÖD wird gezeigt. Insbesondere die starke Abhängigkeit der Wahl der

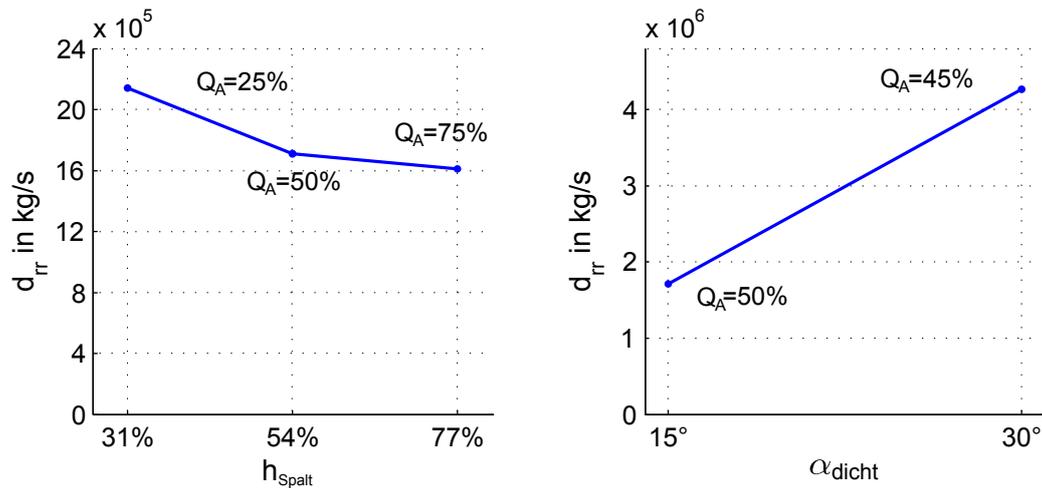


Abbildung 6.32 Ergebnis Parameterstudie

Ausdehnung in Umfangsrichtung des vollständig gedichteten Bereichs ist als Ergebnis festzuhalten. Das numerische Modell des QÖD ist somit auf dieser Ebene um den Dichtungseinfluss erweitert, es kann ebenso in das Handlungssystem der übergeordneten Validierungsebene überführt werden.

6.6 Zwischenfazit

Die Ergebnisse auf dieser Untersuchungsebene müssen aus zwei Perspektiven betrachtet werden. Zum einen ist es die entwickelte Methode, die in das Handlungssystem der QÖD-Untersuchungsebene übertragen werden kann und zum anderen sind es die erlangten Ergebnisse. *System under Development* ist somit im einen Fall die entwickelte Methode, im anderen Fall der Kolbenring im QÖD-Kontext.

Die Ergebnisse der Kolbenring-Untersuchung tragen dazu bei, das QÖD-Verhalten mittels Dichtungsfaktor erweitert zu beschreiben. Ebenso ist durch das erlangte Wissen über die Funktion der Kolbenringe ein Beitrag zur besseren Vorhersagbarkeit der Dämpfungswirkung und insbesondere des Ölbedarfs des QÖD möglich. Die gebildete Hypothese zur Bewegung der Kolbenringe und die dadurch beeinflusste Dichtwirkung ist durch zahlreiche physische Untersuchungen bestätigt.

Betrachtet man den Prozess der Generierung der vorgestellten Untersuchungsmethode, ergibt sich das Anwendungsmodell nach Abbildung 6.33. Die Phasen sind hier mit P-P-I, Modellbildung und Implementierung, Validierung und Einführung benannt. Wie beim Prozess auf der QÖD-Ebene findet die Projektierung, Profil- und Ideenfindung wieder in enger Abstimmung mit dem Auftraggeber statt. Dieser ist hier der externe Auftraggeber, aber auch ein interner, da die Entwicklung der QÖD-Untersuchungsmethode der direkt übergeordnete Prozess ist, aus dem die Ziele der Kolbenring-Untersuchung resultieren. In der Implementierung und Modellbildung finden die vorgestellten theoretischen Studien zum Kolbenring-Verhalten statt. Die Überlappung der Aktivitäten

Einführung/Nutzung mit der Modellbildung und Implementierung ist damit begründet, dass es notwendigerweise zu Modellanpassungen gekommen ist. So gibt es in der Phase der Modellbildung und Implementierung bereits Aktivitäten der Einführung und Nutzung, da dies für eine Validierung erforderlich ist. Hier finden die ersten Versuche statt, die das implementierte Modell bestätigen sollen. In der Validierungsphase finden dann weitere Anpassungen und Versuche, tribologischen Studien sowie die Betrachtung in CFD statt. Die Konnektoren des C&C²-Modells werden auf dieser Ebene nicht zur Zielbeschreibung verwendet, vielmehr beschreiben sie das Verhalten des mechanisch/-hydraulischen Restsystems. Dieses Restsystem ist wie gezeigt mit der entwickelten XiL-Umgebung auf der QÖD-Ebene identisch.

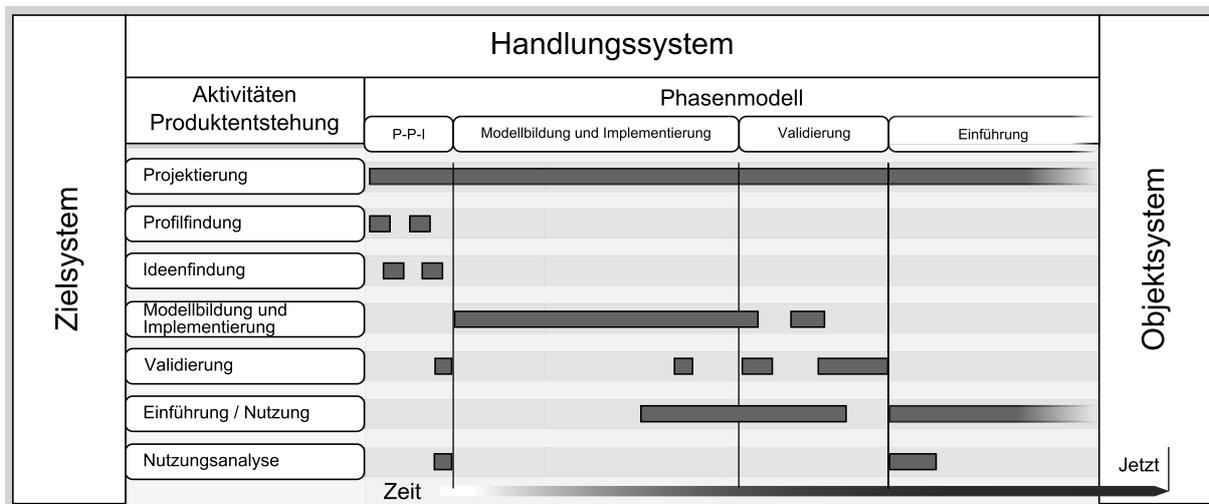


Abbildung 6.33 Anwendungsmodell Kolbenring-Untersuchungsmethode

7 Übertragung der Ergebnisse und Prozessgeneralisierung

Die Überführung der vorgestellten Ergebnisse in die Berechnung der Rotordynamik wird im Folgenden diskutiert. Ebenso findet die abschließende Beantwortung der in Abschnitt 4.2 formulierten Validierungsfragen mit den hier entwickelten Methoden statt. Hierbei ist das System der Rotor/Rotorlagerung als *System under Development* zu verstehen. Durch diesen weiteren Ebenen- und Perspektivwechsel soll die Validität der entwickelten Methode als Ganzes abgesichert werden. Ist dies gegeben, soll die Methode in das Handlungssystem der Validierungsebene 1 (beim Triebwerkshersteller) überführt werden.

Um das gezeigte Vorgehen bei der Entwicklung und Validierung der Untersuchungsmethoden für zukünftige ähnliche Entwicklungsaufgaben nutzbar zu machen, wird es in eine möglichst generalisierte Form übertragen. Dies findet durch die Überführung der durchgeführten Prozesse zur Methodengenerierung und -validierung in einen Vorschlag für ein Referenzprozessmodell statt. Folglich wird im ersten Schritt eine Übertragung auf Systemebene vorgenommen und die entwickelten Methoden werden bereitgestellt. Daran anschließend wird eine generalisierte Form der gezeigten Prozesse vorgeschlagen.

7.1 Übertragung der Ergebnisse auf die Rotor-Ebene

Überträgt man die Ergebnisse der Kolbenringuntersuchung auf die oberste Validierungsebene ergeben sich dort zwei Anwendungsbereiche. Die Kenntnis des Ölbedarfs des QÖD ist für die Auslegung des Ölkreislaufs relevant, da Modelle zur zuverlässigen Berechnung der Ölbedarfe der Einzelkomponenten des Triebwerks vorliegen müssen. Dieses ist mit der vorgestellten Volumenstromberechnung möglich und experimentell abgesichert. Wie gezeigt hat der Öldurchsatz aber auch Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des QÖD. Ein Einfluss des Volumenstroms auf die Dämpfungswirkung konnte gezeigt werden und der Effekt der Kolbenringe auf die Funktion des QÖD wird deutlich. Die Wirkung der Dichtung beeinflusst direkt die Funktion des QÖD, was einen Übertrag auf die Rotordynamik sehr anschaulich werden lässt. Wie eingangs der Arbeit erläutert nutzt man in der Gestaltung eines Rotorsystems nachgiebige Lager, um

die Stabilitätsgrenze gezielt zu beeinflussen. Darüber hinaus kann mit einer äußeren Lagerdämpfung die Dämpfung der gesamten Lagerung erhöht und die dynamischen Lagerkräfte reduziert werden. Dafür ist die Kenntnis der Dämpferkoeffizienten abhängig von der relativen Auslenkung notwendig. Geht man bei einem Rotor, wie er in Abschnitt 2.1 eingeführt ist, davon aus, dass er mittels Wälzlager und einem zentrierten QÖD gelagert ist, kann bei konstanter erzwungener Schwingung (Unwucht) und kleiner statischen Exzentrizität eine lineare Berechnung durchgeführt werden. Parameter sind die Wellensteifigkeit (inklusive der der Wälzlager), die Steifigkeit und die Dämpfung der Lager, die Masse und die innere Dämpfung des Rotors. Im Vergleich zum Rotor in starren Lagern nehmen die Resonanzüberhöhung und die kritische Drehzahl beim Einsatz einer äußeren Lagerdämpfung bekanntermaßen stark ab. Es lässt sich somit für den betrachteten Rotor auch eine optimale Dämpfung finden²⁵². Die Beeinflussung der Grenzdrehzahl durch die Dichtungswirkung lässt sich bei diesem Rotor an Gleichung 2.4

$$\Omega_{\text{Grenz}} = \omega_0 \left(1 + \frac{D_a}{D_i}\right)$$

mit $D_a = d_a/2m\omega_0$ und $D_i = d_i/2m\omega_0$ stark vereinfacht zeigen. Verändert sich durch den Einfluss der seitlichen Dichtung die äußere Dämpfung d_a , verändert sich im gleichen Maße die Lage der Grenzdrehzahl. Dies führt ebenso zu einer Veränderung der Lagerkräfte und der Schwingungsüberhöhung im Resonanzbereich. Diese stark vereinfachte Betrachtung ist nur für den Betriebsbereich des Rotors zulässig, in dem eine linearisierte Berechnung durchgeführt werden kann. Insbesondere ist sie nur für kleine Unwuchten und daraus resultierenden kleinen Rotorauslenkungen gültig, da dem QÖD bei relativen Auslenkungen von größer 50 % Steifigkeitseigenschaften²⁵³ zugeordnet werden müssen. Diese wiederum können mit der BLT/KLT nicht bestimmt werden, was eine Anwendung des Dichtungsfaktors zunächst ausschließt. Für eine Veranschaulichung der Übertragbarkeit der Untersuchungsergebnisse reicht dies allerdings aus.

Die notwendigen weitergehenden experimentellen Studien können mittels der entwickelten Untersuchungsmethoden durchgeführt werden. So ist der Prüfstand in der Lage große Auslenkungen und statische Exzentrizitäten zu erzeugen. Die in Abschnitt 5.4.2 vorgestellten Referenzversuche zeigen, dass es am vorliegenden QÖD messbare Effekte gibt, die sich mit den Beobachtungen anderer Autoren decken. Die Beträge der gemessenen Dämpferreaktionskräfte zeigen eine Abhängigkeit vom Versorgungsdruck und der Anregefrequenz, die ebenso in diesem Ausmaß nicht zu erwarten war. Diese Erkenntnisse fließen ebenso in das Handlungssystem auf Ebene 1 ein, trotz der Tatsache, dass sie weiterer Betrachtung bedürfen. Somit können sämtliche in Abschnitt 4.2 formulierten Validierungsfragen entweder mit den Resultaten

²⁵²Childs (1993)

²⁵³Schwer (1986)

der vorliegenden Arbeit direkt oder in Untersuchungen im Anschluss daran beantwortet werden.

7.2 Bereitstellung der Untersuchungsmethoden

Folgende Bausteine werden in das Handlungssystem auf Validierungsebene 1 überführt und stehen somit dort, aber auch für zukünftige ähnliche Untersuchungen, zur Verfügung. Mit dem **physischen Modell** besteht die Möglichkeit einen QÖD realer Baugröße mit variablen Rotormittelpunktsbahnen zu belasten. So sind lineare, kreisförmige und elliptische Trajektorien möglich, die entweder zentrisch oder exzentrisch bis zu einer Frequenz von 250 Hz frei eingestellt werden können. Die Ölversorgung lässt eine breite Variation der Viskosität, des Drucks und des Volumenstroms zu. Das **virtuelle Modell des Gesamtaufbaus** ermöglicht Untersuchungen am QÖD vorzunehmen, ohne den Prüfstand betreiben zu müssen. Dies ist insbesondere für die Parametervariation der Dämpferberechnung von Interesse und kann für die Bestimmung und Absicherung des Dichtungsfaktors eingesetzt werden. Das **virtuelle QÖD-Modell** erlaubt sehr flexible Berechnungen des erwarteten Dämpferverhaltens. Zwar beruht es auf den geschlossenen Lösungen der Reynoldsgleichung und bildet somit wie gezeigt nicht alle Effekte ab, dennoch stellt es den Ausgangspunkt für weitergehende Untersuchungen dar. Insbesondere, da es aufgrund seiner Implementierung sehr flexibel parametrisiert werden kann, können mit geringem Aufwand Abschätzungen über die zu erwartenden Dämpferkräfte vorgenommen werden. Das **Modell zur Beschreibung der Funktion und Wirkung der Kolbenringe** auf Basis des C&C²-A bildet die Grundlage für eine Berechnung des zu erwartenden Ölvolumenstroms durch den QÖD auch bei einer Variation von Wirkflächenpaaren. Dies lässt zuverlässig die Vorhersage des Ölbedarfs zu und kann durch die vorgestellte Hypothese zur Bewegung der Kolbenringe Grundlage für weitere Untersuchungen sein. Ebenso ist die Verschleißuntersuchung an den Kolbenringen eine Basis für die Einführung verschleißreduzierender Maßnahmen. Eine Potentialstudie hierzu wird in der Zusammenfassung dieser Arbeit in Kapitel 8 vorgestellt. Die gezeigte Möglichkeit, eine **NWA zur Analyse vorliegender wissenschaftlicher Arbeiten** zu nutzen, wird ebenso als Methode bereitgestellt. Diese kann auch Bestandteil des Handlungssystems auf Ebene 1 werden, kann jedoch auch universell auf weitere vergleichbare Aufgaben übertragen werden.

Eine Übertragbarkeit der Untersuchungsmethode auf andere zu untersuchende Systeme ist für ein breites Anwendungsfeld möglich. Allein beim vorliegenden QÖD ist eine Variation zahlreicher Parameter am physischen Modell denkbar. Neben der Dichtungskonfiguration sind dies die Lage der Ölzuführbohrung und -nut, der Durchmesser der Zuführbohrung sowie die Ölparameter. Darüber hinaus ist die Veränderung des Wirkdurchmessers des Dämpfers mit nur kleinen Anpassungen am Prüfaufbau möglich.

Insbesondere für kleinere Dämpfer steht ausreichend Bauraum zur Verfügung. Ebenso ist eine Variation der Wirkbreite des Dämpfers ohne erheblichen Aufwand möglich. Dies erlaubt die Übertragbarkeit der Untersuchungsmethode auf andere Einsatzgebiete von Quetschöldämpfern. So sind beispielsweise Energiespeicher auf Schwungradbasis bereits realisiert, bei denen ein QÖD als zusätzlicher Dämpfer eingesetzt wird^{254,255}. Ebenso sind Untersuchungen von Dämpfern auf Elastomerbasis möglich. Diese sind bereits Gegenstand von Untersuchungen, die einen Einsatz bei schnelllaufenden Rotoren vorsehen^{256,257}.

7.3 Generalisierung der Entwicklungsprozesse

Werden beide im Verlauf der Arbeit gezeigten Anwendungsmodelle gekoppelt, ergibt sich die Darstellung wie in Abbildung 7.1. Diese verdeutlicht den zeitlichen Ablauf, indem die Stelle gekennzeichnet ist, an der der zweite Prozess angestoßen wird und an welcher Stelle das Objektsystem in das Handlungssystem des übergeordneten Prozesses überführt wird. Beide Prozesse sind zu einem Zeitpunkt dargestellt, in dem das Zielsystem komplett in das Objektsystem überführt ist. Dies erlaubt es, die gezeigten Anwendungsmodelle in einen Vorschlag für ein Referenzprozessmodell zu überführen. Es konnte gezeigt werden, dass in der Validierung auf der einen Prozessebene ein weiterer Entwicklungsprozess angestoßen wird. In einem generalisierten Vorgehen ist die Anzahl an durch die Validierung angestoßenen neuen Prozesse nicht festgelegt. Es kann für jede in der Validierung entstehende Frage ein separater Prozess entstehen.

Die beiden gezeigten Anwendungsmodelle lassen sich durch ihre wesentlichen Merkmale charakterisieren und benennen. So ist das Anwendungsmodell zur Entwicklung der QÖD-Untersuchungsmethode als Entwicklungsprozess einer **physisch/virtuell gekoppelten XiL-Umgebung (generalisierter XiL-Prozess)** zu verstehen (aus Abschnitt 5.5.2). Das Modell zur Entwicklung der Kolbenring-Untersuchungsmethode als Prozess einer **Modellbildung und Implementierung mit physischer Verifizierung** (aus Abschnitt 6.6). Den jeweiligen Vorschlag für ein Referenzprozessmodell zeigen Abbildung 7.2 und 7.3. Beide zeigen die für ein Prüfstandsprodukt erforderlichen Iterationen in der ersten Phase. Hier wird in enger Abstimmung mit dem Kunden am Profil des Produktes gearbeitet. In den in dieser Phase gezeigten Validierungsaktivitäten muss eine Absicherung der Ziele der Prüfumgebungsentwicklung erfolgen. Dies geschieht durch das auf beiden Seiten vorhandene Wissen, aber auch durch eine intensive Recherche, in der unter anderem die NWA als recherchierende Methode angewandt werden kann. In dieser Phase findet ein deutlicher Wissensaufbau über das zu unter-

²⁵⁴Dai u. a. (2001)

²⁵⁵Yongxiang u. a. (2012)

²⁵⁶Faris u. a. (2012)

²⁵⁷Scholz (2011)

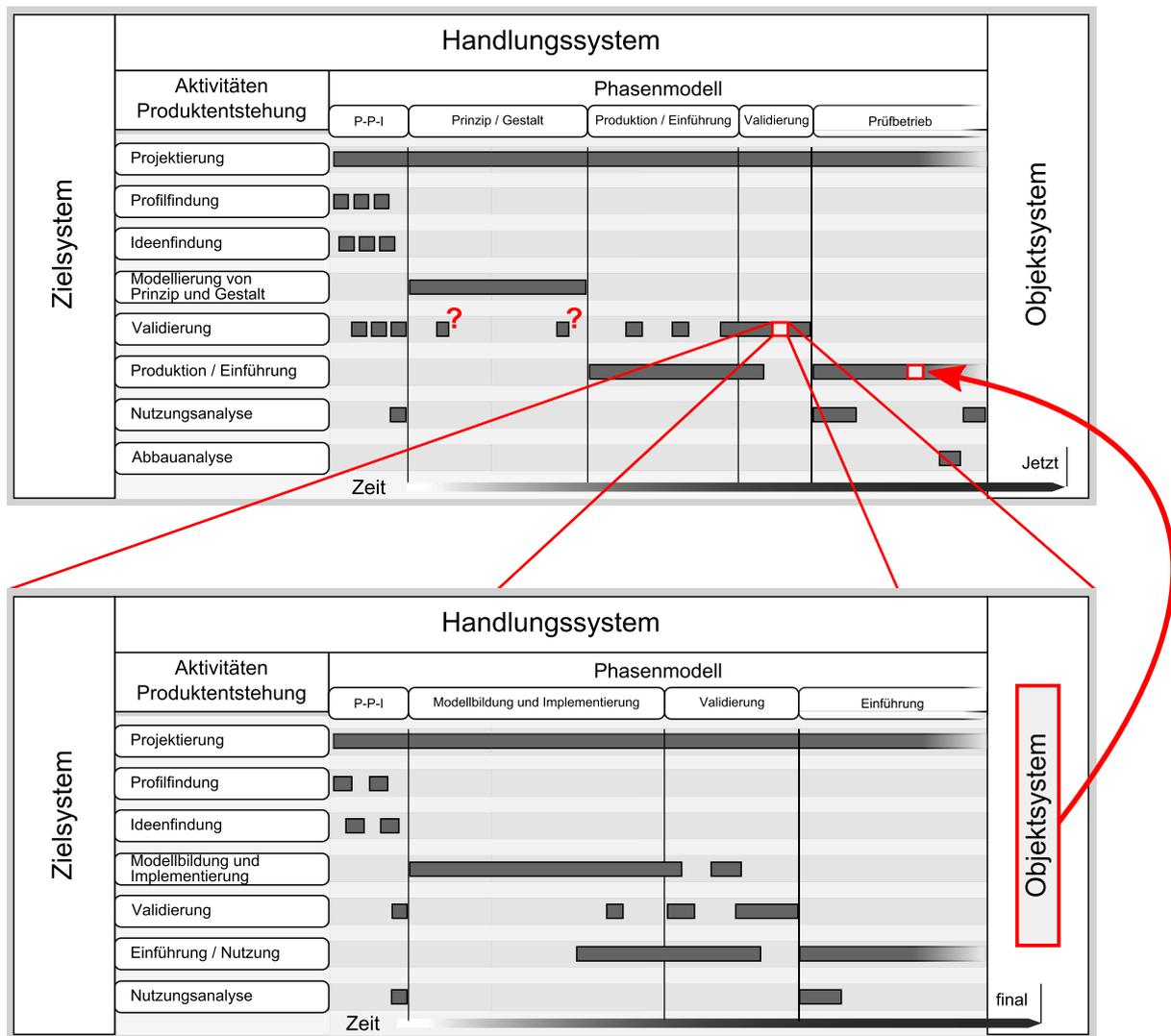


Abbildung 7.1 Kopplung der Anwendungsprozessmodelle

suchende System, aber auch über die Möglichkeiten mit der am Markt verfügbaren virtuellen und physischen Prüftechnik bzw. Programmen statt. Da in dieser Phase die grundlegenden Entscheidungen über die Realisierung der Methode gefällt werden, ist eine gewissenhafte Validierung erforderlich, um spätere Anpassungen auszuschließen. Für ein Prüfstandsprodukt muss ebenso schon in dieser ersten Phase die Grundlage für eine Validierungsumgebung geschaffen werden. Dies ist erforderlich, um in späteren Schritten der Entwicklungsarbeit ein geeignetes Werkzeug zur Verfügung zu haben, um die Validität der Methode abzusichern. Oft reichen Ergebnisse von publizierten Untersuchungen oder die Erfahrung von Kunde und Auftragnehmer nicht aus um dies zu gewährleisten. Bei der Entwicklung eines Prüfstandes ist ein Kennzeichen der Validierung, dass zur Sicherstellung der Validität mit Ergebnissen gearbeitet werden muss, die zu weiten Teilen Gegenstand der angestrebten Untersuchungen selbst sind. Dies verdeutlicht, dass es notwendig und absolut sinnvoll ist, abgesicherte mathematisch-physikalische Modelle als Validierungswerkzeug einzusetzen und diese rechtzeitig - also früh - zu planen.

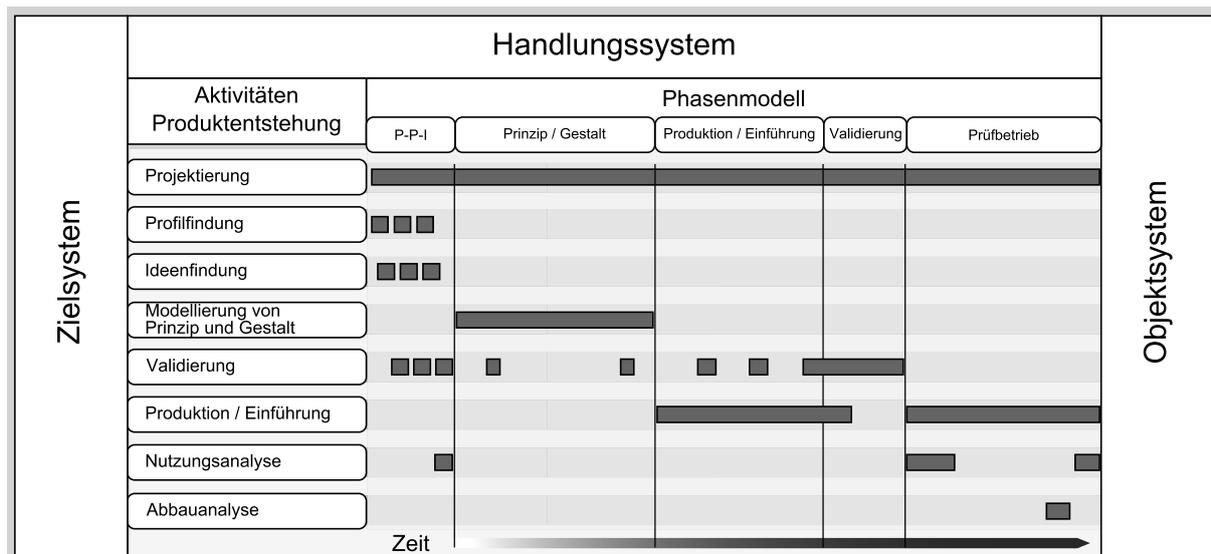


Abbildung 7.2 Vorschlag Referenzprozessmodell, generalisierter XiL-Prozess

Hierfür eignet sich das gezeigte Top-Down-Vorgehen der Validierung besonders, da es den Entwickler oder das Entwicklerteam rechtzeitig zwingt eine Systemaufteilung vorzunehmen und diese zu dokumentieren. Diese kann nicht nur wie in der Systemanalyse in Kapitel 4 vorgestellt mit dem zu untersuchenden Gegenstand als *System under Development*, sondern auch mit der XiL-Prüfumgebung als *System under Development* geschehen. Dies stellt somit dar, in welches Restsystem diese zu entwickelnde XiL-Umgebung einzubetten ist und wie diese abgesichert werden kann. Abbildung 7.4 verdeutlicht dies, indem sie zeigt, wie die somit veränderte Perspektive und die notwendige Restsystemsimulation realisiert wird. Der QÖD ist nunmehr als virtuelles Restsystem zu verstehen; es gilt geeignete Modelle zu finden, die eine Entwicklung der Prüfumgebung ermöglichen. Insgesamt unterstützt solch ein transparentes Vorgehen die Produktentwicklung und hilft somit insbesondere in den gezeigten ersten Phasen der Entwicklung mehr dokumentierbare Entscheidungen herbeizuführen. Durch ein früheres Einbinden der Menschen, die später die Entwicklungs- und Validierungsarbeit durchführen, kann somit von Beginn an ein klares Verständnis der Entwicklungsaufgabe und der Validierungsmöglichkeiten aufgebaut werden.

Der vorgeschlagene Referenzprozess für die Modellbildung und Implementierung mit anschließender physischer Verifizierung basiert auf einem gleichen Verständnis. Der wesentliche Unterschied hierbei ist, dass er zu keinem physischen Produkt führt und die Freiheitsgrade im Vergleich zum generalisierten XiL-Prozess deutlich eingeschränkt sind. Die Konnektoren aus der Systemanalyse, die zu der Systemaufteilung für die XiL-Umgebung führen, sind hier nicht mehr als Ziele, sondern als virtuelles oder physisches Restsystem vorhanden und durch die Entwicklung auf der übergeordneten Ebene eindeutig beschrieben. Das Zielsystem beinhaltet konkrete Fragen, die in der Validierung des übergeordneten Prozesses entstanden sind. Diese gilt es aufzugreifen und in eine modellhafte Vorstellung und korrekte Implementierung zu überführen. Auf die Möglich-

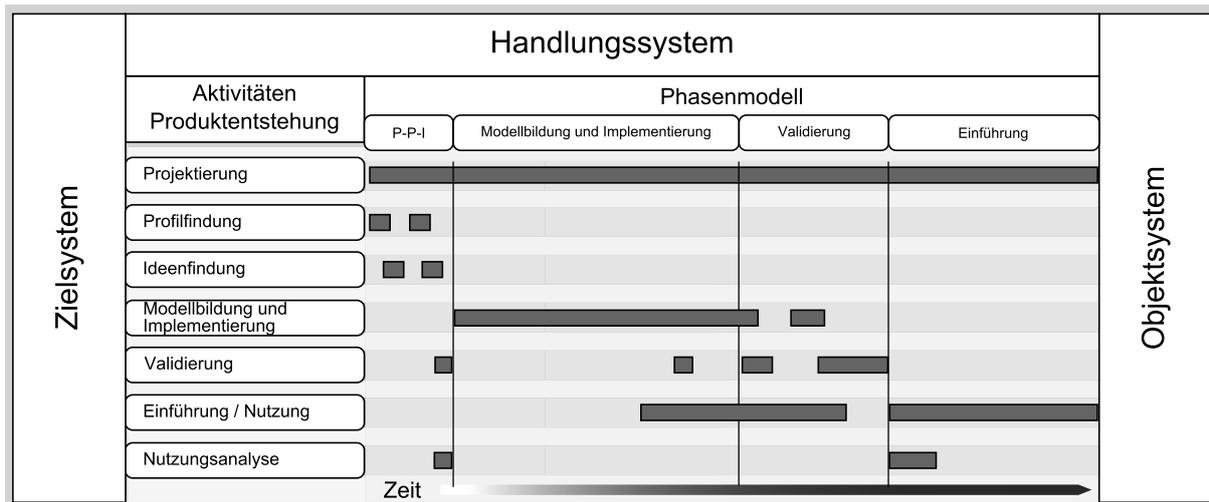


Abbildung 7.3 Vorschlag Referenzprozessmodell, Modellbildung und Implementierung

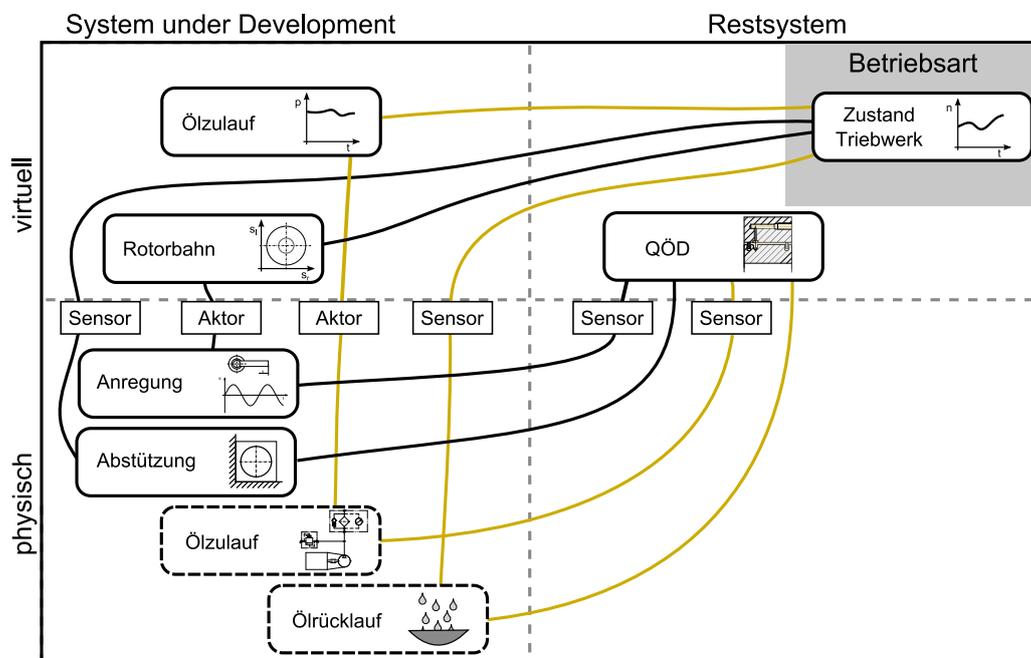


Abbildung 7.4 XiL-Umgebung als System unter Development

keiten der Verifizierung und Validierung sind auch hier frühzeitig zu achten. Ob es zu einem oder mehreren dieser Modellbildungs- und Implementierungsprozessen kommt, ergibt sich aus den auftretenden Validierungsfragen. So ist es durchaus denkbar, dass mehrere parallel oder sequentiell ablaufende Prozesse angestoßen werden müssen. Dies kann mit dem Inhalt der Fragen, aber auch mit der Organisationsstruktur der Firma (des Instituts) begründet sein. Hat beispielsweise eine Fachabteilung verstärkt Wissen und Erfahrung auf dem einen Gebiet, kann ein Auftrag und somit ein neuer Prozess erteilt werden. Aber auch Prozesse bei externen Auftragnehmern sind denkbar. Generell gilt festzuhalten, dass ein flexibles Vorgehen in der Aufteilung der Prozesse und Systeme angestrebt werden muss. Ansätze eine technisch/wissenschaftliche Fragestellung in

festen Prüfkategorien (vgl. Tribologische Prüfkette nach Czichos u. Habig (2010)²⁵⁸) zu zwingen, ist somit nicht zielführend. Vielmehr ist eine dem Problem angepasste System- und Prozessaufteilung anzustreben. Die für dieses Vorgehen erforderliche transparente Dokumentation und Kommunikation kann in modernen rechnerbasierten Systemen gewährleistet werden. So stehen neben PLM-Systemen²⁵⁹ auch flexibel anpassbare Wiki²⁶⁰ oder Tools aus dem Business Process Management²⁶¹ zur Verfügung.

²⁵⁸Czichos u. Habig (2010)

²⁵⁹Karniel u. Reich (2011)

²⁶⁰Sauter (2012)

²⁶¹Spath (2011)

8 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden basierend auf einer realen Produktentwicklungsaufgabe Vorschläge für Referenzprozessmodelle abgeleitet. Diese zeigen, wie ausgehend von einer Systemanalyse auf Basis des C&C²-A, einer Prozessanalyse und einer anschließenden Aufteilung der zu entwickelnden Restsystemkomponenten die Entwicklung einer XiL-Umgebung stattfindet. Insbesondere werden die wiederkehrenden Aktivitäten der Validierung diskutiert und dargestellt. Bei sämtlichen zu entwickelnden Produkten ist die Schaffung von Validierungsmöglichkeiten schon in den ersten Phasen der Entwicklung zu bedenken. Am gezeigten Beispiel wird mit der parallel zur Entwicklung der physischen Komponenten stattfindenden virtuellen Modellentwicklung und -kopplung ein Werkzeug hierfür vorgestellt. Zunächst ist in der Systemanalyse mit C&C²-A der QÖD das *System under Development*, er wird in ein zu entwickelndes physisch/virtuelles Restsystem eingebettet. Beginnt die Entwicklung dieser XiL-Umgebung, ist diese selbst das zu entwickelnde System und C&C²-A wird zur Synthese eingesetzt. Während der Entwicklungsarbeit kommt es immer wieder zu diesem Perspektivwechsel, da der Entwickler zur Absicherung seiner Arbeit den QÖD entweder physisch, virtuell oder rein mental in die Prüfumgebung einbindet. Somit kann dieser Perspektivwechsel die Basis für eine Situations- und Lösungsbeschreibung durch eine Mustersprache darstellen.

In der gezeigten Kopplung der Anwendungsprozessmodelle wird deutlich, wie durch die Validierungsaktivitäten weitere Prozesse angestoßen werden. Im vorliegenden Beispiel sind genau zwei Prozesse notwendig, welche sich mit **generalisiertem XiL-Prozess** und dem Prozess zur **Modellbildung und Implementierung mit physischer Verifizierung** benennen lassen. Die vorgestellten Prozessmodelle verstehen sich als Vorschlag und müssen durch die Anwendung in weiteren Projekten verfeinert werden. Die auf Basis der vorgestellten Anwendungsmodelle gebildeten Referenzprozessmodelle zeigen eine möglichst verallgemeinerte Form des Vorgehens, ein Anspruch auf vollständige Übertragbarkeit besteht jedoch nicht. Ebenso müssen die gezeigten Validierungswerkzeuge und das in der Arbeit verwendete Top-Down-Vorgehen in weiteren Anwendungen bestätigt werden. Die Möglichkeit, die Validierung top-down zu planen, erlaubt eine transparente Darstellung und eine gemeinsame Wissensbasis beim Kunden und Auftragnehmer. Wie diese Dokumentation im Detail stattfinden kann, muss ebenso in weiteren Analysen betrachtet werden. Arbeiten hierzu sind bereits verfügbar und im Stand der Forschung dargestellt. Ein weiterer Aspekt hierbei stellt die Zusammensetzung des Entwicklerteams und das Wissen und die Erfahrung des einzelnen

Mitglieds dar. Mit seinen individuellen Entscheidungen beeinflusst das Team den ablaufenden Entwicklungsprozess erheblich, eine Objektivierung dieser Entscheidungen ist nur schwer möglich, beeinflusst den ablaufenden Prozess aber signifikant.

Das gezeigte Vorgehen verdeutlicht die herausragende Bedeutung der Validierung in der Produktentstehung. Es werden mit dem gewählten Top-Down-Vorgehen der Validierung auf Basis der C&C²-Modelle und der simultanen Entwicklung des modellbasierten Validierungswerkzeugs mit Both-Ends-against-the-Middle-Ansatz Möglichkeiten vorgestellt, wie der Entwickler in seiner Arbeit gezielt unterstützt werden kann, indem die Bildung der Systemumgebung und die Zielformulierungen schon in den ersten Phasen des Entwicklungsprozesses transparent und dokumentierbar gemacht werden. Somit steht dem Entwickler eine Basis zur Verfügung, gegen die er seine validierenden Aktivitäten ausrichten kann. Durch die enge Abstimmung mit dem Kunden kann diese Basis und ein gemeinsames Verständnis hierfür entwickelt werden.

Die Arbeit stellt die Entwicklung und Validierung einer neuartigen Untersuchungsmethode für QÖD vor. Durch die im physischen Modell realisierten Festkörpergelenke kann die jeweils einachsige Auslenkung der zwei elektromagnetischen Shaker in eine in der Nulllage und Form veränderliche Bahnkurve des Rotormittelpunktes übersetzt werden. Dies erlaubt es, den QÖD neben den in der Theorie beschriebenen Sonderfällen der linearen und kreisförmigen Bahn auch mit realen Rotormittelpunktsbahnen zu belasten. Für die Absicherung der Prüfstandseigenschaften wird ein eigens entwickeltes Validierungswerkzeug basierend auf einer CoSimulation aus gekoppelten, real verifizierten virtuellen Modellen vorgestellt und eingesetzt. Bei den Referenzversuchen zeigen sich wie erwartet Abweichungen von den vereinfachten analytischen Lösungen zur Beschreibung des QÖD-Verhaltens zu den Ergebnissen des physischen Experiments. Die Erklärung dieser Abweichungen kann mit CFD-Studien und der zusätzlichen neuen Untersuchungsebene hergeleitet werden. Die Validität der entwickelten QÖD-Untersuchungsmethode wird durch die vorgestellten Referenzversuche mit Einsatz des Validierungswerkzeugs und den Abgleich mit dem beim Triebwerkshersteller und in der Literatur vorhandenen Wissen über den QÖD festgestellt. Somit kann die Methode für weitergehende Untersuchungen angewandt werden. Diese müssen zum Ziel haben die hier gezeigten und diskutierten Effekte getrennt voneinander quantifizierbar zu machen. Durch den Einsatz von Kolbenringen als seitliche Dichtung ist mit dem Auftreten von Kavitation und Lufteinsaugen zu rechnen, die Ergebnisse deuten darauf hin. Durch die seitlich angeordnete Nut und die Dichtungen entsteht ein Druckprofil in axialer Richtung über dem Dämpfer, das noch nicht vollständig mathematisch beschrieben ist. Für eine schrittweise Identifikation der einzelnen Phänomene wird vorgeschlagen, zunächst verschiedene Dämpferbauarten zu untersuchen. Um ein symmetrisches Druckprofil zu erreichen, ist eine mittige Zuführnut hierfür ein erster vereinfachender Schritt. Auch Versuche mit ungedichteten Dämpfern und kleinen zentrisch kreisförmigen Rotormittelpunktsbahnen mit $\varepsilon < 50 \%$ sollten die Überlagerung der Effekte minimieren.

Die Beschreibung des Einflusses der als seitliche Abdichtung eingebrachten Kolbenringe ist das Ziel der vorgestellten weiteren Methodenentwicklung. Es wird mittels C&C²-A beschrieben, wie die Kolbenringe im QÖD-Kontext funktionieren und zu welchen Phänomenen es kommt. Diese sind, auch wenn es sich auf einen ersten Blick um ein grundlegend verschiedenes System handelt, mit denen der Kolbenringe im Hubkolbenverbrennungsmotor vergleichbar. Auf Basis der theoretischen Betrachtung der Dichtwirkung wird mittels einer Untersuchung der Kraftsituation am Kolbenring eine Bewegungs- und Dichtwirkungshypothese abgeleitet. Diese lässt eine Berechnung des Volumenstroms durch die Kolbenringe zu. Zahlreiche real-experimentelle Studien bestätigen diese Hypothese. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse von der Kolbenring-Ebene auf die QÖD- und Rotor-Ebene ist möglich. Die Arbeit zeigt, wie auf Basis der in der C&C²-A-Systemanalyse identifizierten Konnektoren Ziele beschrieben und in eine XiL-Umgebung übertragen werden. So beschreiben die Konnektoren auf der QÖD-Ebene die Ziele der Entwicklungsarbeit, beinhalten im Gegensatz dazu aber das Restsystemverhalten auf der Kolbenring-Ebene.

Die Betrachtung der Strömungsmechanik im QÖD mit dem erweiterten C&C²-Ansatz von Brezger (2013) kann Gegenstand weiterer Untersuchungen sein. So ist zunächst abzusichern, dass die Erweiterung auch für kompressible Fluide Gültigkeit hat. Darüber hinaus ist der Ansatz so anzuwenden, dass eine Beschreibung einer Strömung stattfinden kann, in der die Trägheitskräfte denen der Zähigkeitskräfte im Fluid überwiegen.

Neben der Absicherung der Volumenstromberechnung ist auch ein Verschleißmodell für Kolbenringe im QÖD möglich. Eine erste Potentialstudie für die Minimierung des Verschleißes am Kolbenring liegt mit oberflächentexturierten Kolbenringen vor. Ein fabrikneuer Kolbenring wird mit einem Ring verglichen, dessen Flankenwirkfläche nachträglich bearbeitet ist. Es werden beide Ringe über die gleiche Dauer einer mittleren Last, resultierend aus einem repräsentativen QÖD-Betriebspunkt, belastet. Der nachträglich bearbeitete Kolbenring wird mittels eines Laserinterferenzverfahrens²⁶² mit einem Oberflächenmuster versehen. Das hier verwendete Muster entsteht durch die Überlagerung dreier Laserstrahlen und besteht aus kreisförmigen Vertiefungen mit einem Durchmesser < 10 µm und einer Tiefe von circa 1 µm. Als Ergebnis kann ein um Faktor 5,6 reduziertes Verschleißvolumen zwischen dem texturierten und dem Ring mit originaler Schleifoberfläche festgestellt werden. Dies lässt sich auf die verbesserten Schmierbedingungen durch die Oberflächentexturierung zurückführen²⁶³. Abbildungen 8.1 und 8.2 zeigen die auf beiden Ringen entstandenen Verschleißspuren und den Unterschied zwischen beiden Ringen. Es lässt sich deutlich die unterschiedliche Tiefe und Breite der Spur, aber auch die Überlagerung der einzelnen Verschleißmarken erkennen. In Abbildung 8.2 ist die Texturierung der Oberfläche zu erkennen. Somit kann als Maßnahme zur Reduzierung des Verschleißes am hochbelasteten Kolbenring eine

²⁶²Lasagni u. a. (2007)

²⁶³Gachot u. a. (2012)

solche Texturierung vorgeschlagen werden. Ihr Effekt muss aber in weiterführenden Untersuchungen noch detaillierter betrachtet werden.

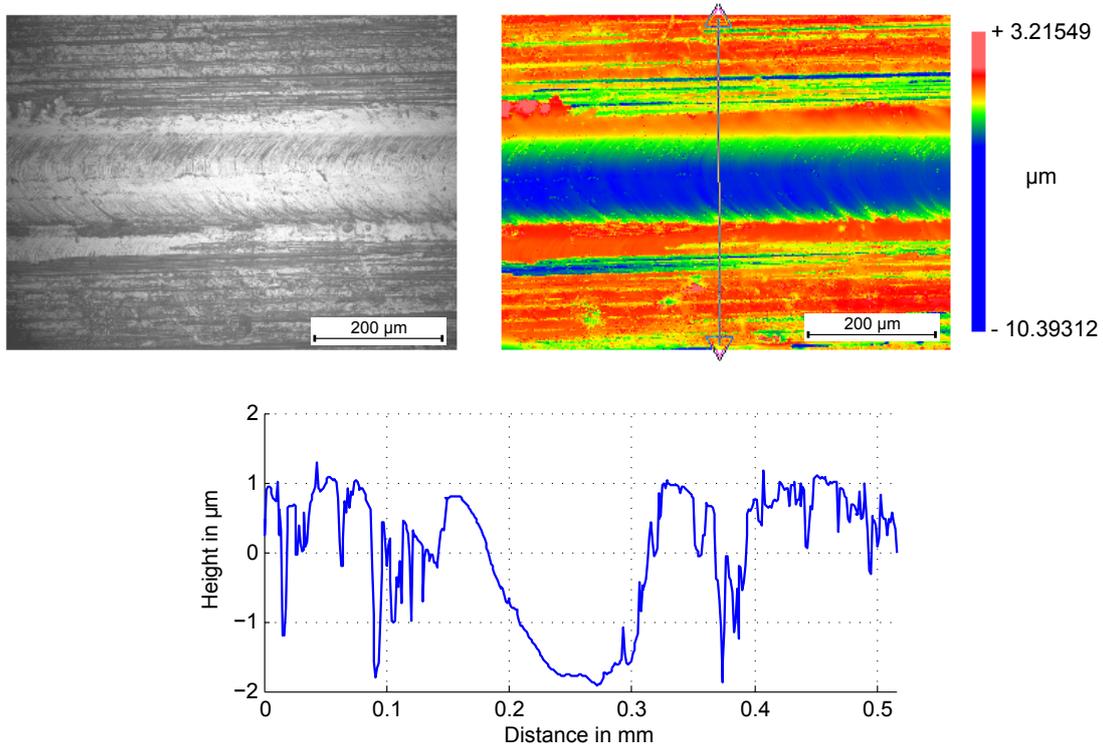


Abbildung 8.1 Verschleißspur, Kolbenring ohne Texturierung

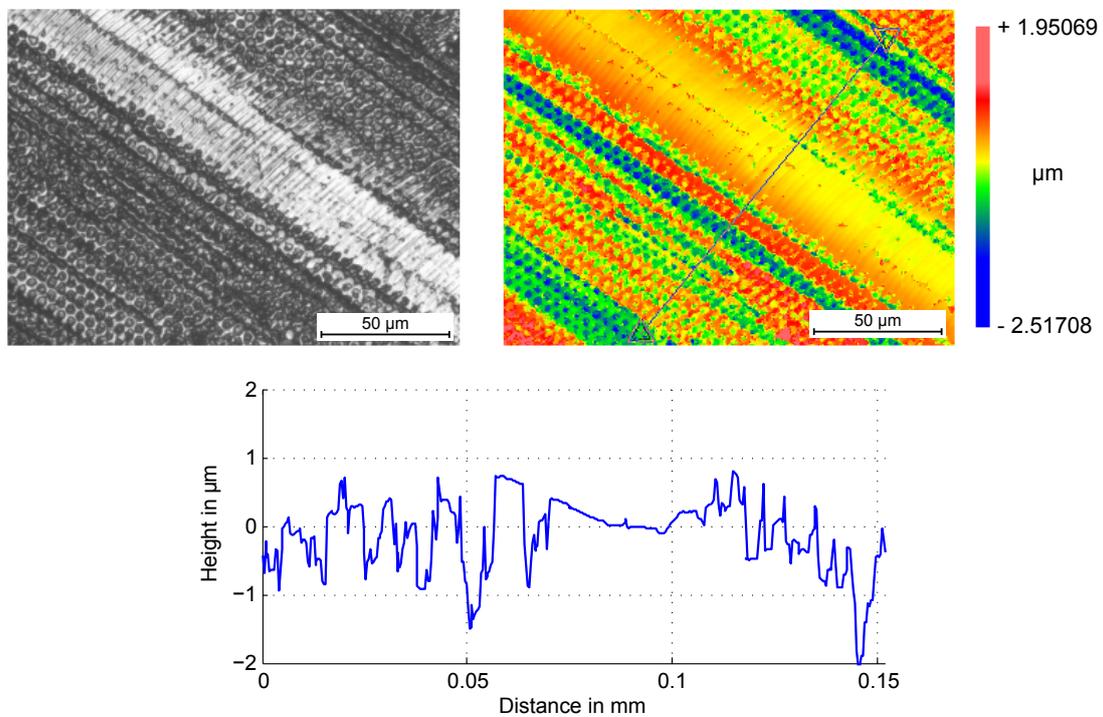


Abbildung 8.2 Verschleißspur, Kolbenring mit Texturierung

A Anhang

A.1 Versuchsplan linear

Tabelle A.1 Versuchsplan lineare Anregung

Nr.	Amplitude in μm	Frequenz in Hz	Druck in bar		
1	20	170	4		
2	60	170	4		
3	20	230	4		
4	60	230	4	Würfel	
5	20	170	6		
6	60	170	6		
7	20	230	6		
8	60	230	6		
9	6	200	5		
10	74	200	5		
11	40	150	5		Stern
12	40	250	5		
13	40	200	3,3		
14	40	200	6,7		
15	40	200	5	Zentrum	

A.2 Versuchsplan orbital

Tabelle A.2 Versuchsplan orbitale Anregung

Nr.	Amplitude in μm	Frequenz in Hz	Druck in bar
1	18	150	4
2	42	150	4
3	66	150	4
4	90	150	4
5	18	150	6
6	42	150	6
7	66	150	6
8	90	150	6
9	18	150	8
10	42	150	8
11	66	150	8
12	90	150	8

A.3 Ergebnis NWA

Tabelle A.3 Ergebnis der publikationsbezogenen Betrachtung

Nr.	Publikation	rel. Wertigkeit
1	Schwer (1986)	48.18
2	Dede u. a. (1985)	47.27
3	Kim u. Lee (2005)	41.36
4	San Andres (2010) ²⁶⁴	40.91
5	Delgado-Marquez (2005)	40.45
6	Gasch u. a. (2002)	40.45
7	Della Pietra u. Adiletta (2002)	40.00
8	Jung u. a. (1991b)	39.55
9	Krüger (2009)	38.64
10	Grönsfelder (2006)	37.73
11	San Andres u. De Santiago (2004)	35.45
12	Jung u. a. (1991a)	31.82
13	San Andres u. Delgado (2007)	31.82
14	Levesley u. Holmes (1996)	31.36
15	Adiletta u. Della Pietra (2002)	30.91
16	Arauz u. San Andres (1994)	30.91
17	Adiletta u. Della Pietra (2005)	30.45
18	San Andres u. Delgado (2006)	30.00
19	Zeidan u. a. (1996)	28.18
20	Delgado u. San Andres (2010)	26.82
21	San Andres u. Delgado (2008)	25.00
22	Groves u. Bonello (2010)	24.09
23	Burrows u. a. (1987)	22.73
24	Arauz u. San Andres (1996)	22.73
25	Tichy (1984)	22.27
26	Burrows u. a. (1980)	21.36
27	Stanski (1975)	20.00
28	Glienicke u. Stanski (1973)	16.82
29	Szeri u. a. (1983)	16.82
30	Tichy (1983)	15.45

²⁶⁴stellvertretend für die Publikationen des gleichen Autors mit ähnlich relevantem Inhalt.

A.4 Verwendete Software

Tabelle A.4 Verwendete Software

Bezeichnung	Unternehmen
MATLAB	The MathWorks, Inc
MATLAB/Simulink	The MathWorks, Inc
ANSYS Workbench	ANSYS, Inc.
ANSYS CFX	ANSYS, Inc.
ANSYS FLUENT	ANSYS, Inc.
MSC ADAMS	MSC Software
Pro/ENGINEER (Pro/E)	Parametric Technology Corporation (PTC)

B Anhang

B.1 Bewegungsrichtung Kolbenringe

Tabelle B.1 Bewegungsrichtung Kolbenring rechts und QÖD Innenring

Messreihe	Bewegungsrichtung		
	Innenring	Kolbenring, rechts	Kolbenring, links
Druck 1	UZS ²⁶⁵	UZS	–
Druck 2	UZS	UZS	–
Druck 3	UZS	UZS	–
Druck 4	UZS	UZS	–
Druck 5	UZS	UZS	–
Amplitude 1	UZS	–	–
Amplitude 2	UZS	UZS	–
Amplitude 3	UZS	UZS	–
Amplitude 4	UZS	UZS	–
Amplitude 5	UZS	UZS	–
Frequenz 1	UZS	UZS	–
Frequenz 2	UZS	UZS	–
Frequenz 3	UZS	UZS	–
Frequenz 4	UZS	UZS	–
Frequenz 5	UZS	UZS	–

B.2 Druckverluste Leitungssystem

Tabelle B.2 Ergebnis Druckverlustberechnung²⁶⁶

Versorgungsdruck p_0 in bar	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
Druck am Kolbenring in bar	1,54	2,36	3,19	4,02	4,84	5,67	6,49

B.3 Berechnete Volumenströme

²⁶⁵UZS - Uhrzeigersinn

²⁶⁶nach Schulze (2013)

Tabelle B.3 Berechnete Volumenströme, ein Kolbenring

Volumenstrom statisch in l/min							
Δp	Sichel, Stoß 1 $k=3,2$	Sichel, Stoß 2 $k=3,2$	Ebenheit 1 $k=3,2$	Ebenheit 2 $k=3,2$	Stoßspiel CD=0,621	Breite	gesamt
2,0	2.92245E-04	5.68125E-04	1.42031E-03	4.03819E-03	1.65704E-01	—	1.72023E-01
3,0	4.38368E-04	8.52188E-04	2.13047E-03	6.05729E-03	2.02945E-01	—	2.12423E-01
4,0	5.84491E-04	1.13625E-03	2.84063E-03	8.07638E-03	2.34340E-01	—	2.46978E-01
5,0	7.30613E-04	1.42031E-03	3.55078E-03	1.00955E-02	2.62001E-01	—	2.77798E-01
6,0	8.76736E-04	1.70438E-03	4.26094E-03	1.21146E-02	2.87007E-01	—	3.05964E-01
7,0	1.02286E-03	1.98844E-03	4.97109E-03	1.41337E-02	3.10003E-01	—	3.32119E-01
8,0	1.16898E-03	2.27250E-03	5.68125E-03	1.61528E-02	3.31407E-01	—	3.56683E-01

Volumenstrom dynamisch in l/min							
Δp	Sichel, Stoß 1 $k=3,2$	Sichel, Stoß 2 $k=3,2$	Ebenheit 1 $k=3,2$	Ebenheit 2 $k=3,2$	Stoßspiel CD=0,621	Breite $k=3,2$	gesamt
2,0	2.92245E-04	5.68125E-04	1.42031E-03	4.03819E-03	1.65704E-01	1.12172E-02	1.83240E-01
3,0	4.38368E-04	8.52188E-04	2.13047E-03	6.05729E-03	2.02945E-01	1.68258E-02	2.29249E-01
4,0	5.84491E-04	1.13625E-03	2.84063E-03	8.07638E-03	2.34340E-01	2.24344E-02	2.69413E-01
5,0	7.30613E-04	1.42031E-03	3.55078E-03	1.00955E-02	2.62001E-01	2.80430E-02	3.05841E-01
6,0	8.76736E-04	1.70438E-03	4.26094E-03	1.21146E-02	2.87007E-01	3.36516E-02	3.39615E-01
7,0	1.02286E-03	1.98844E-03	4.97109E-03	1.41337E-02	3.10003E-01	3.92602E-02	3.71379E-01
8,0	1.16898E-03	2.27250E-03	5.68125E-03	1.61528E-02	3.31407E-01	4.48688E-02	4.01552E-01

B.4 Gemessene Volumenströme

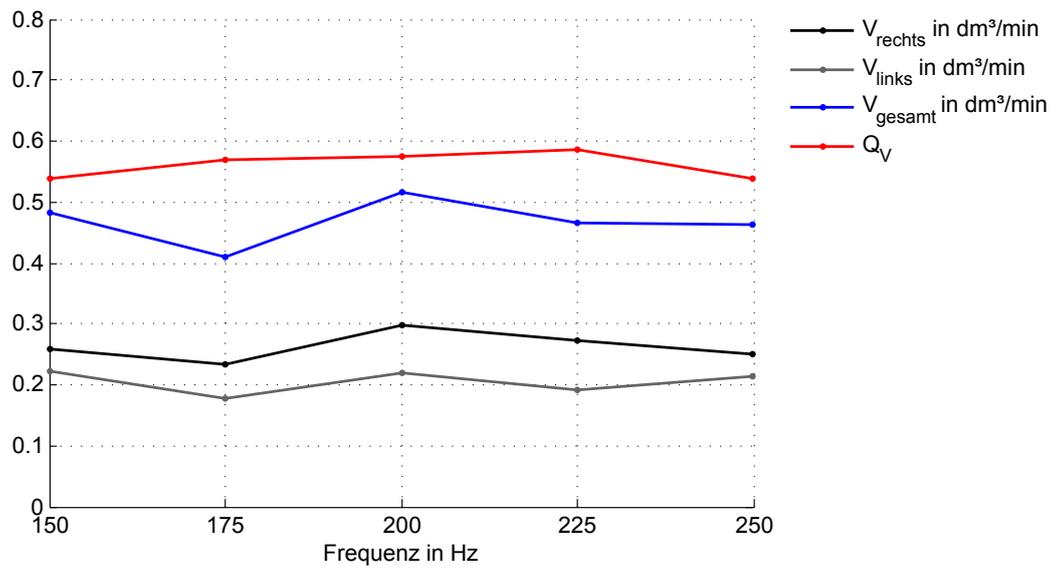


Abbildung B.1 Ergebnis Volumenstrommessung, Frequenzreihe

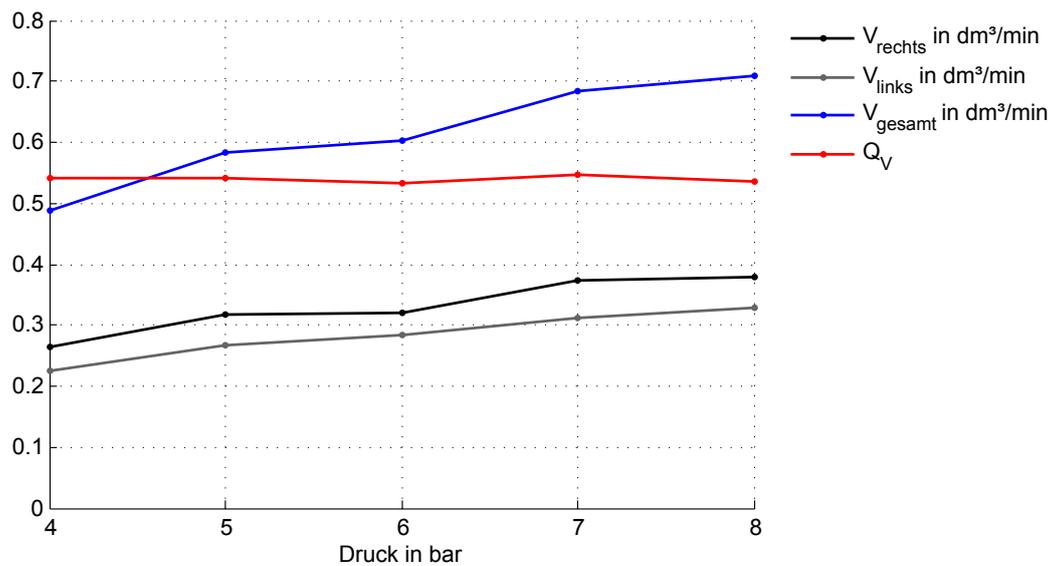


Abbildung B.2 Ergebnis Volumenstrommessung, statische Messreihe

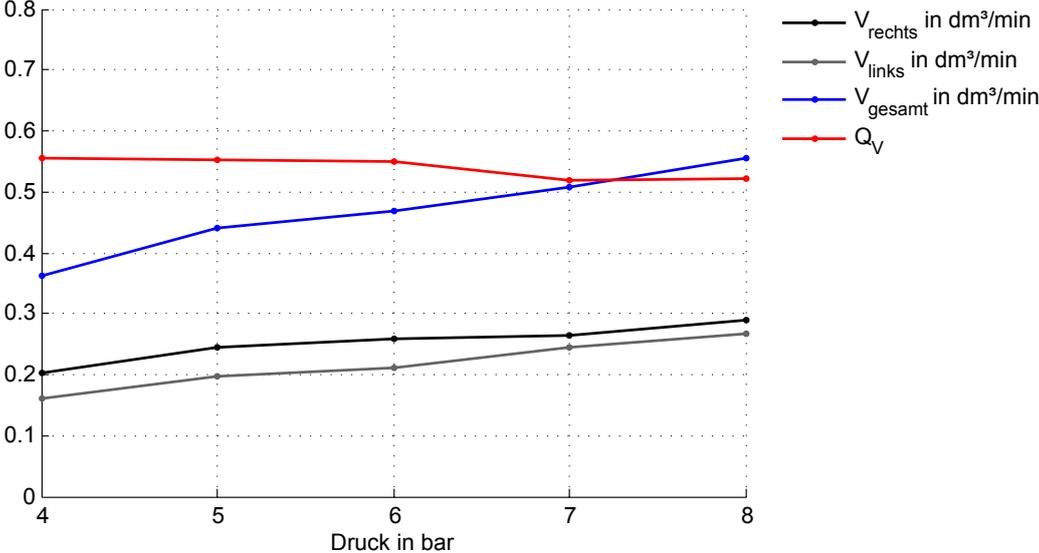


Abbildung B.3 Ergebnis Volumenstrommessung, Druckreihe

Literaturverzeichnis

Adiletta u. Della Pietra 2002

ADILETTA, G. ; DELLA PIETRA, L.: The Squeeze Film Damper over Four Decades of Investigations. Part II: Rotordynamic Analyses with Rigid and Flexible Rotors. In: *The Shock and Vibration Digest* 34 (2002), Nr. 2, S. 97–126

Adiletta u. Della Pietra 2005

ADILETTA, G. ; DELLA PIETRA, L.: Experimental Study of a Squeeze Film Damper With Eccentric Circular Orbits. In: *Journal of Tribology* 128 (2005), Oktober, Nr. 2, S. 365–377. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2162555>. – DOI 10.1115/1.2162555. – ISSN 0742–4787

Albers 2010

ALBERS, A.: Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the TMCE 2010*. Ancona, Italy, 2010

Albers 2011

ALBERS, A. ; HENNING, F. (Hrsg.): *Handbuch Leichtbau: Kapitel 1, Der Prozess der Produktentstehung*. München : Hanser, 2011. – ISBN 9783446422674 3446422676

Albers 2013

ALBERS, A.: *persönliches Gespräch vom 12.07.2013*. Karlsruhe, Juli 2013

Albers u. Düser 2009

ALBERS, A. ; DÜSER, T.: Domänenübergreifende Entwicklungsprozesse – Ein modellbasierter Ansatz vom Anwendungsfall bis zur Optimierung. In: *Tagungsband des 2. Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug, 27.-28. April 2009, Graz, 2009*

Albers u. a. 2011a

ALBERS, A. ; GEIER, M. ; FREUDENMANN, T. ; STIER, C.: Phenomena-Based Methods in Powertrain Validation. In: *Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives* Bd. 10, 2011. – ISBN 9783000362

Albers u. a. 2013

ALBERS, A. ; GEIER, M. ; JÄGER, S. ; STIER, C.: *Validation of Vehicle Drive Systems with Real-Time Simulation on High-Dynamic Test Benches*. 2013. – Presented at ASME Verification and Validation Symposium 2013

Albers, Jäger u. a. 2011b

ALBERS, A. ; JÄGER, S. ; BLUTKE, R.: Validierung eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer mittels rechnerbasierter Methoden. In: *Tagungsband VDI-Tagung-Schwingungsdämpfung*. Leonberg, November 2011

Albers, Jäger u. a. 2011c

ALBERS, A. ; JÄGER, S. ; BLUTKE, R. ; KLINGSPORN, M.: *Entwicklung und Validierung einer Untersuchungsmethode für Quetschöldämpfer*. GfT, 2011 (Tribologie-Fachtagung 2011 Göttingen 26.09 - 28.09.2011)

Albers, Jäger u. a. 2010

ALBERS, A. ; JÄGER, S. ; HESSENAUER, B.: *Rechnergestützte Entwicklung hochdynamisch belasteter Prüfstandskomponenten*. 2010. – Präsentiert auf Test Facility Forum 2010, Frankenthal

Albers u. Lohmeyer 2012

ALBERS, A. ; LOHMEYER, Q.: Advanced Systems Engineering - Towards a Model-Based and Human-Centered Methodologz. In: *Proceedings of TMCE 2012*,. Karlsruhe : Organizing Committee of TMCE, 2012. – ISBN ISBN 978–90–5155–082–5

Albers u. a. 2010b

ALBERS, A. ; MERKEL, P. ; GEIER, M.: Contact & Channel Modellbildung am Beispiel eines Anti-Hopping-Systems fuer verbrennungsmotorische Antriebe. In: *ASIM/GI-Workshop*, 2010

Albers u. Sadowski 2013

ALBERS, A ; SADOWSKI, E ; CHAKRABARTI, A (Hrsg.) ; BLESSING, L (Hrsg.) ; IWMT BANGALORE 2013 (Hrsg.): *The Contact and Channel Approach (C&C²-A) – relating a system's physical structure to its functionality*. Springer, 2013

Albers u. Stier 2011

ALBERS, A. ; STIER, C.: Experimentelle Analyse der Dämpfung in PKW-Antriebssträngen in Hinblick auf die Übertragung von Anfahrschwingungen. In: *VDI-Berichte 2164, Fachtagung Schwingungsdämpfung*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2011. – ISBN 9783180921, S. 169–179

Amirouche 2006

AMIROUCHE, F.: *Fundamentals of multibody dynamics: theory and applications*. Boston : Birkhaeuser, 2006. – ISBN 9780817642365

ANSYS Inc. 2010

ANSYS INC.: *ANSYS Mechanical APDL Analysis Techniques Guid*. 2010

Arauz u. San Andres 1994

ARAUZ, G. L. ; SAN ANDRES, L.: Effect of a Circumferential Feeding Groove on the Dynamic Force Response of a Short Squeeze Film Damper. In: *Journal of Tribology* 116 (1994), April, Nr. 2, S. 369–376. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2927237>. – DOI 10.1115/1.2927237. – ISSN 0742–4787

Arauz u. San Andres 1993

ARAUZ, G. L. ; SAN ANDRES, L. A.: Experimental Pressures and Film Forces in a Squeeze Film Damper. In: *Journal of Tribology* 115 (1993), Nr. 1, S. 134. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2920966>. – DOI 10.1115/1.2920966. – ISSN 07424787

Arauz u. San Andres 1996

ARAUZ, G.L. ; SAN ANDRES, L.: Experimental Study on the Effect of a Circumferential Feeding Groove on the Dynamic Force Response of a Sealed Squeeze Film Damper. In: *Journal of Tribology* (1996), Nr. 118, S. 900–905

Avitabile 2001

AVITABILE, Peter: Experimental modal analysis. In: *Sound and vibration* 35 (2001), Nr. 1, S. 20–31

Bao u. Yang 2007

BAO, M. ; YANG, H.: Squeeze film air damping in MEMS. In: *Sensors & Actuators: A. Physical* 136 (2007), Nr. 1, S. 3–27. <http://dx.doi.org/10.1016/j.sna.2007.01.008>. – DOI 10.1016/j.sna.2007.01.008

Bao u. a. 2003

BAO, M. ; YANG, H. ; SUN, Y. ; WANG, Y.: Squeeze-film air damping of thick hole-plate. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 108 (2003), Nr. 1-3, S. 212–217. [http://dx.doi.org/10.1016/S0924-4247\(03\)00263-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0924-4247(03)00263-2). – DOI 10.1016/S0924–4247(03)00263–2. – ISSN 0924–4247

Basshuysen u. Schäfer 2010

BASSHUYSEN, R. ; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Springer, 2010. – ISBN 9783834806994

Bender 2004

BENDER, B.: *Erfolgreiche individuelle Vorgehensstrategien in frühen Phasen der Produktentwicklung*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2004

Blutke 2009

BLUTKE, R.: *interne Kommunikation Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG: Geometrieparameter*. April 2009

Börsting 2012

BÖRSTING, P.: *Konstruktionsbarrieren in der Mikrosystemtechnik und deren Überwindung durch einen Funktionskatalog*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2012

Brezger 2013

BREZGER, F.: *Neue Methoden für die Weiterentwicklung von hybriden Triebsträngen zur Steigerung der Energieeffizienz*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013

Burrows u. a. 1987

BURROWS, C. ; KUCUK, N. ; SAHINKAYA, M. ; STANWAY, R.: Estimation of squeeze-film bearing inertia, damping and stiffness coefficients. In: *11th biennial conference of mechanical vibration and noise, rotating machinery dynamics* Bd. 2, 1987, S. 109–114

Burrows u. a. 1980

BURROWS, C. ; SAYED-ESFAHANI, R. ; STANWAY, R.: A comparison of multifrequency techniques for measuring the dynamics of squeeze-film bearings. In: *Century 2 International Lubrication Conference* Bd. 1, 1980

Cambridge University Press 2006

CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS: *Cambridge Idioms Dictionary*. 2nd ed. Cambridge, UK ; New York : Cambridge University Press, 2006. – ISBN 0521860377

Chen 2012

CHEN, W.: Rotordynamics and bearing design of turbochargers. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 29 (2012), S. 77–89. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2011.07.025>. – DOI 10.1016/j.ymsp.2011.07.025. – ISSN 0888–3270

Childs 1993

CHILDS, D.: *Turbomachinery Rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis*. Texas A&M University, 1993. – ISBN 047153840X

Colding-Jorgensen 1993

COLDING-JORGENSEN, J.: Rotordynamic effects of impeller flow in centrifugal compressors. In: *VDI Berichte* 1082 (1993), S. 317–335

Cross, Sadeghi u. a. 2012

CROSS, A. ; SADEGHI, F. ; CAO, L. ; RATEICK, R. ; ROWAN, S.: Flow Visualization in a Pocketed Thrust Washer. In: *Tribology Transactions* 55 (2012), Nr. 5, S. 571–581. <http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2012.681343>. – DOI 10.1080/10402004.2012.681343. – ISSN 1040–2004

Czichos u. Habig 2010

CZICHOS, Horst ; HABIG, Karl-Heinz: *Tribologie-Handbuch*. 3. Vieweg+Teubner, 2010

Dai u. a. 2001

DAI, X. ; SHEN, Z. ; WEI, H.: On the vibration of rotor-bearing system with squeeze film damper in an energy storage flywheel. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 43 (2001), November, Nr. 11, S. 2525–2540. [http://dx.doi.org/10.1016/S0020-7403\(01\)00057-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0020-7403(01)00057-1). – DOI 10.1016/S0020-7403(01)00057-1. – ISSN 0020-7403

Dede u. a. 1985

DEDE, M. ; DOGAN, M. ; HOLMES, R.: The Damping Capacity of a Sealed Squeeze Film Bearing. In: *Journal of Tribology* 107 (1985), Juli, Nr. 3, S. 411–418. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3261097>. – DOI 10.1115/1.3261097. – ISSN 0742-4787

Delgado u. San Andres 2010

DELGADO, A. ; SAN ANDRES, L.: Identification of Squeeze Film Damper Force Coefficients From Multiple-Frequency Noncircular Journal Motions. In: *ASME Journal of Lubrication Technology* 132 (2010). <http://dx.doi.org/10.1115/1.3159374>. – DOI 10.1115/1.3159374

Delgado-Marquez 2005

DELGADO-MARQUEZ, A.: *Identification of force coefficients in a squeeze film damper with a mechanical seal*. 2005

Delgado-Marquez 2008

DELGADO-MARQUEZ, A.: *A linear fluid inertia model for improved prediction of force coefficients in grooved squeeze film dampers and grooved oil seal rings*, Texas A&M University, Diss., 2008

Della Pietra u. Adiletta 2002

DELLA PIETRA, L. ; ADILETTA, G.: The Squeeze Film Damper over Four Decades of Investigations. Part I: Characteristics and Operating Features. In: *The Shock and Vibration Digest* 34 (2002), Nr. 1, S. 3–26

Diaz u. San Andres 1998

DIAZ, S. ; SAN ANDRES, L.: Measurements of Pressure in a Squeeze Film Damper with an Air/Oil Bubbly Mixture. In: *Tribology Transactions* 41 (1998), Januar, Nr. 2, S. 282–288. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009808983749>. – DOI 10.1080/10402009808983749. – ISSN 1040-2004, 1547-397X

DIN 1990

DIN (Hrsg.): *Verbrennungsmotoren: Kolbenringe; identisch mit DIN ISO 6621 Teil 1*. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1990 (Deutsche Norm)

Domes 1980

DOMES, B.: *Amplituden der unwucht- und selbsterregten Schwingungen hochtouriger Rotoren mit rotierenden und nichtrotierenden schwimmenden Büchsen*. Karlsruhe, Technische Universität Karlsruhe, Dissertation, 1980

Domes u. Levesley 2006

DOMES, B. ; LEVESLEY, M.: Non-linear Behaviour of a Squeeze Film Damper. In: *Proceedings of 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics*. Vienna, September 2006

Düser 2010

DÜSER, T.: *X-in-the Loop, ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2010

Ehrlenspiel 2007

EHRENSPIEL, Klaus: *Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. München : Hanser, 2007. – ISBN 3446407332 9783446407336

Eifler u. a. 2009

EIFLER, W. ; SCHLÜCKER, E. ; SPICHER, U. ; WILL, G.: *Küttner Kolbenmaschinen*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009. – ISBN 9783834893024 3834893021

Englisch 1958

ENGLISCH, Carl: *Kolbenringe Band I*. Springer, 1958

Faris u. a. 2012

FARIS, W. ; KHALID, A. ; ALBAGUL, A. ; ISMAIL, G.: Investigation of the performance of a rotor-bearing system containing composite and non-composite squeeze film dampers. In: *Materials & Design* 34 (2012), Februar, S. 340–345. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2011.07.053>. – DOI 10.1016/j.matdes.2011.07.053. – ISSN 0261–3069

Federal-Mogul 2008

FEDERAL-MOGUL: *Kolbenring-Handbuch*. 2008. – Veröffentlicht online auf <http://www.federalmogul.com/korihandbook/de/index.htm>; besucht am 03. Juni 2012.

Gachot u. a. 2012

GACHOT, C. ; ROSENKRANZ, A. ; REINERT, L. ; RAMOS-MOORE, E. ; SOUZA, N. ; MÜSER, M. ; MÜCKLICH, F.: Dry Friction Between Laser-Patterned Surfaces: Role of Alignment, Structural Wavelength and Surface Chemistry. In: *Tribology Letters* 49 (2012), November, Nr. 1, 193–202. <http://dx.doi.org/10.1007/s11249-012-0057-y>. – DOI 10.1007/s11249-012-0057-y. – ISSN 1023-8883, 1573-2711

Gasch u. a. 2002

GASCH, R. ; NORDMANN, R. ; PFÜTZNER, H.: *Rotordynamik*. Berlin : Springer, 2002. – ISBN 9783540412

Geier, Jäger u. a. 2012a

GEIER, M. ; JÄGER, S. ; MAIER, T. ; ALBERS, A.: Establishing CAD and PDM as part of engineering education in large classes for undergraduate students. In: *International Conference on Engineering and Product Design Education E&PDE 2012*, 2012

Geier, Jäger u. a. 2012b

GEIER, M. ; JÄGER, S. ; STIER, C. ; ALBERS, A.: *Combined real and virtual domain product validation using top-down strategies*. 2012. – Presented at ASME Verification and Validation Symposium 2012

Glienicke 1993

GLIENICKE, J.: Nichtlineare Rotordynamik - Berechnungsverfahren zur Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens realer Turbinengleitlager und Quetschfilmdämpfer bei allgemeinen rotordynamischen Untersuchungen. 1993 (437). – Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Abschlussbericht

Glienicke u. Stanski 1973

GLIENICKE, J. ; STANSKI, U.: Äußere Lagerdämpfung – Untersuchungen zu Beseitigung von Rotorschwingungen durch federnde und dämpfende Aufhängung der Lager. In: *Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen* 147 (1973)

Grollius 2012

GROLLIUS, H.-W.: *Grundlagen der Hydraulik*. München : Hanser, 2012

Grönsfelder 2006

GRÖNSFELDER, T.: *Entwicklung und Validierung neuer Ansätze zur numerischen Untersuchung von Quetschfilmdämpfern*, TU Darmstadt, Diss., 2006

Groves u. Bonello 2010

GROVES, K. ; BONELLO, P.: Improved identification of squeeze-film damper models for aeroengine vibration analysis. In: *Tribology International* 43 (2010), September,

Nr. 9, S. 1639–1649. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2010.03.010>. – DOI 10.1016/j.triboint.2010.03.010. – ISSN 0301679X

Jäger u. a. 2012a

JÄGER, S. ; ALBERS, A. ; KLINGSPORN, M. ; BLUTKE, R.: *Study of the tribological Contacts of a Piston Ring in a squeeze film damper*. 2012. – Presented at the 39th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, 2012

Jäger u. a. 2012b

JÄGER, S. ; BRUCHMÜLLER, T. ; ALBERS, A.: Dynamic behaviour and sealing performance of piston rings used in squeeze-film-dampers. In: *Sealing Technology 2012* (2012), November, Nr. 11, S. 9–13. [http://dx.doi.org/10.1016/S1350-4789\(12\)70485-3](http://dx.doi.org/10.1016/S1350-4789(12)70485-3). – DOI 10.1016/S1350-4789(12)70485-3. – ISSN 1350-4789

Jäger u. a. 2013

JÄGER, S. ; BRUCHMÜLLER, T. ; ALBERS, A.: Investigation of the sealing performance of piston rings in a squeeze film damper. In: *Proceedings SIRM 2013*, 2013

Jäger u. Vogel 2013

JÄGER, S. ; VOGEL, S.: Validation of a Squeeze-Film-Damper test rig by using Multi-Body-Co-Simulation. In: *Multibody System Dynamics, Springer* (2013)

Jakobs 1975

JAKOBS, R.: *Untersuchung der Kolbenschaftschmierung und der Kolbensekundärbewegung an einem Glaszylindermodellmotor*, Technische Universität Hannover, Diss., 1975

Jung u. a. 1991a

JUNG, S. ; SAN ANDRES, L. ; VANCE, M.: Measurements of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film Damper Part I: Fully Open Ended Configuration. In: *Tribology Transactions* 34 (1991), Nr. 3, S. 375–382. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009108982047>. – DOI 10.1080/10402009108982047

Jung u. a. 1991b

JUNG, S. ; SAN ANDRES, L. ; VANCE, M.: Measurements of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film Damper Part II: Partially Sealed Configuration. In: *Tribology Transactions* 34 (1991), Nr. 3, S. 383–388. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009108982048>. – DOI 10.1080/10402009108982048

Karniel u. Reich 2011

KARNIEL, A. ; REICH, Y.: *Managing the Dynamics of New Product Development Processes: A New Product Lifecycle Management Paradigm*. Springer, 2011. – ISBN 9780857295705

Khandare 2010

KHANDARE, M.: *Numerical Simulation of Flow Field inside a Squeeze Film Damper and the Study of the Effect of Cavitation on the Pressure Distribution*, Texas A&M University, Masterthesis, 2010

Kim u. a. 2009

KIM, C. ; JUNG, Y. ; CHO, S. ; JUNG, H.: Vibration Control Simulation for a Multi-Body High Speed Flexible Rotor Model using a Phase Adjusting Method. In: *ICROS-SICE International Joint Conference*. Japan, 2009

Kim u. Lee 2005

KIM, K. ; LEE, C.: Dynamic Characteristics of Sealed Squeeze Film Damper With a Central Feeding Groove. In: *Journal of Tribology* 127 (2005), Nr. 1, S. 103. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1828075>. – DOI 10.1115/1.1828075. – ISSN 07424787

Kirk u. a. 2008

KIRK, R. ; ALSAEED, A. ; LIPTRAP, J. ; LINDSEY, C. ; SUTHERLAND, D. ; DILLON, B. ; SAUNDERS, E. ; CHAPPELL, M. ; NAWSHIN, S. ; CHRISTIAN, E. ; ELLIS, A. ; MONDSCHN, B. ; OLIVER, J. ; STERLING, J.: Experimental Test Results for Vibration of a High Speed Diesel Engine Turbocharger. In: *Tribology Transactions* 51 (2008), Nr. 4, S. 422–427. <http://dx.doi.org/10.1080/10402000801911853>. – DOI 10.1080/10402000801911853. – ISSN 1040–2004

Kleppmann 2003

KLEPPMANN, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. München; Wien : Hanser, 2003. – ISBN 3446223193 9783446223196

Knoll u. a. 2010

KNOLL, G. ; SEEMANN, W. ; PROPPE, C. ; KOCH, R.: Run-up of Turbocharger Rotors in Nonlinearly Modelled Floating Bush Bearings. In: *MTZ worldwide Edition* (2010), Nr. 2010-04

Kollmann 1983

KOLLMANN, F.: *Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Auslegung, Auswahl*. Springer, 1983. – ISBN 3642617271

Kollmann u. a. 1963

KOLLMANN, K. ; STEGEMANN, D. ; SICKERMANN, W.: Messung der Drehbewegungen von Kolbenringen im Motorbetrieb und deren Einfluß auf die Abdichtungen. In: *MTZ* 24 (1963), S. 73–81

Krüger 2009

KRÜGER, T.: *Experimentelle Untersuchung von Quetschfilmdämpfern mit Hilfe aktiver Magnetlager*, TU Darmstadt, Diss., 2009

Küçükay u. a. 2011

KÜÇÜKAY, F. ; KASSEL, T. ; EGHTESSAD, M. ; KOLLMER, H.: Requirement Engineering Using the 3D Method / SAE International. Warrendale, PA, Januar 2011 (2011-26-0012). – Forschungsbericht

Lasagni u. a. 2007

LASAGNI, A. ; D’ALESSANDRIA, M. ; GIOVANELLI, R. ; MÜCKLICH, F.: Advanced design of periodical architectures in bulk metals by means of Laser Interference Metallurgy. In: *Applied Surface Science* 254 (2007), Dezember, Nr. 4, 930–936. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apsusc.2007.08.010>. – DOI 10.1016/j.apsusc.2007.08.010. – ISSN 0169–4332

Lecheler 2011

LECHELER, S. (Hrsg.): *Numerische Strömungsberechnung : Schneller Einstieg durch ausführliche praxisrelevante Beispiele. 2.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, 2011

Levesley u. Holmes 1996

LEVESLEY, M. ; HOLMES, R.: The Effect of Oil Supply and Sealing Arrangements on the Performance of Squeeze-Film Dampers: An Experimental Study. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 210 (1996), Nr. 4, S. 221–232

Lobontiu 2003

LOBONTIU, N.: *Compliant mechanisms : design of flexure hinges.* Boca Raton : CRC Press, 2003. – ISBN 0849313678 9780849313677

Lohmeyer 2013

LOHMEYER, Quentin: *Menschzentrierte Modellierung von Produktentstehungssystemen unter besonderer Berücksichtigung der Synthese und Analyse dynamischer Zielsysteme.* Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2013

Lund u. a. 2003

LUND, J. ; MYLLERUP, C. ; HARTMANN, H.: Inertia Effects in Squeeze-Film Damper Bearings Generated by Circumferential Oil Supply Groove. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 125 (2003), Nr. 4, S. 495. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1606711>. – DOI 10.1115/1.1606711. – ISSN 07393717

Luoyi u. a. 2000

LUOYI, T. ; DIAZ, S. ; SAN ANDRES, L ; RAJAGOPAL, K.: Analysis of Squeeze Film Dampers Operating With Bubbly Lubricants. In: *Journal of Tribology* 122 (2000), S. 205–210

Meboldt 2008

MEBOLDT, M.: *Mentale und formale Modellbildung in der Produktentstehung : als Beitrag zum integrierten Produktentstehungs-Modell (iPeM)*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2008

Memmott 2010

MEMMOTT, E.: Application of Squeeze Film Dampers to a large centrifugal Compressor. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*. Glasgow, 2010, S. 409–420

Mierbach u. Mittler 2006

MIERBACH, A. ; MITTLER, R.: Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Januar, Nr. 1, S. 32–37. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03225376>. – DOI 10.1007/BF03225376. – ISSN 0024–8525, 2192–8843

Mobil Oil Corperation 1997

MOBIL OIL CORPERATION (Hrsg.): *Jet Oil II - Product Data Sheet*. Mobil Oil Corperation - Technical Publications, 1997

MS Motor Service International GmbH 2010

MS MOTOR SERVICE INTERNATIONAL GMBH: *Kolbenringe für Verbrennungsmotoren*. 2. Auflage. 2010. – ISBN 978–3–86522–491–0

Müller-Glaser 1997

MÜLLER-GLASER, K.: Moderner Entwurf von Mikrosystemen. In: *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik* 114 (1997), September, Nr. 9, S. 475–482. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03157820>. – DOI 10.1007/BF03157820. – ISSN 0932–383X, 1613–7620

Nguyen-Schäfer 2012

NGUYEN-SCHÄFER, H.: *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Heidelberg : Springer, 2012. – ISBN 9783642275

Norton 2011

NORTON, R.: *Machine design: an integrated approach*. Boston : Prentice Hall, 2011. – ISBN 9780136123705 0136123708

Oertel u. a. 2009

OERTEL, H. ; BÖHLE, M. ; DOHRMANN, U.: *Strömungsmechanik*. Vieweg+Teubner, 2009

Peters 2011

PETERS, D.: *Schwingungsdämpfung elastischer Flugtriebwerksrotoren in Quetschöldämpfern*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2011

Pfeiffer u. Jäger 2013

PFEIFFER, M. ; JÄGER, S.: Priorisierung von Publikationen eines Forschungsfeldes mittels Nutzwertanalyse, Beitrag akzeptiert. In: *Tagungsband des 11. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik*. Aachen, 2013

Pratap u. a. 2007

PRATAP, R. ; MOHITE, S. ; PANDEY, A.K.: Squeeze Film Effects in MEMS Devices. In: *Journal of the Indian Institute of Science* 87 (2007), Nr. 1, S. 75–94

Ramlau 2006

RAMLAU, R.: Unwuchtbestimmung in rotierenden Systemen – Theorie und Anwendungen. Linz, 2006

Rienäcker u. Diepolder 2010

RIENÄCKER, A. ; DIEPOLER, W.: Der Quetschöldämpfer – ein systemrelevantes Triboelement bei Flugtriebwerken. In: *Tagungsband Tribologie-Fachtagung 2010*, 2010

Rodenbeck 2001

RODENBECK, J.: Untersuchung der Kolbenringdrehbewegung / VDI Fortschrittsberichte. 2001 (Reihe 6 Nr. 462). – Forschungsbericht

Rodrigues u. a. 2004

RODRIGUES, F. ; THOUVEREZ, F. ; JEZEQUEL, L.: Interaction of Squeeze Film Dampers and Hole Feed Systems and Its Influence on the Dynamics of a Jeffcott Rotor. In: *International Journal of Rotating Machinery* 10 (2004), Nr. 3, S. 163–174. <http://dx.doi.org/10.1155/S1023621X0400017X>. – DOI 10.1155/S1023621X0400017X. – ISSN 1023–621X

Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 2009

ROLLS-ROYCE DEUTSCHLAND LTD & CO KG.: *firmeninterne experimentelle Untersuchung*. 2009

Ropohl 2009

ROPOHL, Günter: *Allgemeine Technologie: eine Systemtheorie der Technik*. Karlsruhe : Univ.-Verl. Karlsruhe, 2009

San Andres 1985

SAN ANDRES, L.: *Effect of Fluid Inertia on Squeeze Film Damper Force Response*, Texas A&M University, Dissertation, 1985

San Andres 2010

SAN ANDRES, L.: Squeeze Film Dampers: Operation, Models and technical issues. (2010)

San Andres u. De Santiago 2004

SAN ANDRES, L. ; DE SANTIAGO, O.: Forced Response of a Squeeze Film Damper and Identification of Force Coefficients From Large Orbital Motions. In: *Journal of Tribology* 126 (2004), Nr. 2, S. 292. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1611503>. – DOI 10.1115/1.1611503. – ISSN 07424787

San Andres u. Delgado 2006

SAN ANDRES, L. ; DELGADO, A.: Identification of Force Coefficients in a Squeeze Film Damper With a Mechanical End Seal—Part I: Unidirectional Load Tests. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 129 (2006), Juli, Nr. 3, S. 858–864. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2436571>. – DOI 10.1115/1.2436571. – ISSN 0742–4795

San Andres u. Delgado 2007

SAN ANDRES, L. ; DELGADO, A.: Identification of Force Coefficients in a Squeeze Film Damper With a Mechanical End Seal—Centered Circular Orbit Tests. In: *Journal of Tribology* 129 (2007), Nr. 3. <http://dx.doi.org/DOI:10.1115/1.2736708>. – DOI DOI: 10.1115/1.2736708. – ISSN 0742–4787

San Andres u. Delgado 2008

SAN ANDRES, L. ; DELGADO, A.: Squeeze Film Damper With a Mechanical End Seal: Experimental Force Coefficients Derived From Circular Centered Orbits. In: *Journal of engineering for gas turbines and power* 130 (2008), Nr. 4. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2800345>. – DOI 10.1115/1.2800345

San Andres u. Diaz 2002

SAN ANDRES, L. ; DIAZ, S.: Pressure Measurements and Flow Visualization in a Squeeze Film Damper Operating With a Bubbly Mixture. In: *Journal of Tribology* 124 (2002), Nr. 2, S. 346. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1402133>. – DOI 10.1115/1.1402133. – ISSN 07424787

San Andres u. Diaz 2003

SAN ANDRES, L. ; DIAZ, S.: Flow Visualization and Forces From a Squeeze Film Damper Operating With Natural Air Entrainment. In: *Journal of Tribology* 125 (2003), S. 325–332. <http://dx.doi.org/DOI:10.1115/1.1510878>. – DOI DOI: 10.1115/1.1510878

San Andres u. Vance 1987

SAN ANDRES, L. ; VANCE, J.: Effects of Fluid Inertia on Finite-Length Squeeze-Film Dampers. In: *A S L E Transactions* 30 (1987), Nr. 3, S. 384–393. <http://dx.doi.org/10.1080/05698198708981771>. – DOI 10.1080/05698198708981771. – ISSN 0569–8197

Sauter 2012

SAUTER, C.: *Ein Beitrag zur Integration von Wikis und Social Tagging in die Produktentstehung*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2012

Schneider u. Blossfeld 1990

SCHNEIDER, Eric W. ; BLOSSFELD, Daniel H.: Method for Measurement of Piston Ring Rotation in an Operating Engine. In: *SAE-Papers* 900224 (1990), S. 518–524

Scholz 2011

SCHOLZ, A.: *Ein Beitrag zur Optimierung des Schwingungsverhaltens komplexer Rotorsysteme mit viskoelastischen Dämpfungselementen*. Berlin, Technische Universität Berlin, Diss., 2011

Schulze 2013

SCHULZE, U.: *Analyse der Ölströmung durch die Ringdichtung eines Quetschöldämpfers einer triebwerkstypischen Lagerkammer*, Brandenburgische Technische Universität Cottbus Fakultät 3 - Lehrstuhl Flug-Triebwerksdesign, Diplomarbeit, 2013

Schwer 1986

SCHWER, M.: *Eigenschaften von Quetschöldämpfern – Ein Beitrag zur zuverlässigen Auslegung einer äußeren Lagerdämpfung*, TU Karlsruhe, Diss., 1986

Shell Deutschland Schmierstoff GmbH 2010

SHELL DEUTSCHLAND SCHMIERSTOFF GMBH (Hrsg.): *Sortenprogramm Shell Schmierstoffe*. 17. Ausgabe. Hamburg : Shell Deutschland Schmierstoff GmbH, 2010

Spath 2011

SPATH, Dieter: *Business process management tools 2011*. Stuttgart : Fraunhofer-Verl., 2011. – ISBN 9783839602300 3839602300

Stanski 1975

STANSKI, Dipl.-Ing U.: *Bauelemente für die äußere Lagerdämpfung (Experimentelle und theoretische Untersuchung)*, TU Karlsruhe, Diss., 1975

Stier u. Albers 2010

STIER, C. ; ALBERS, A.: Analysis of geometrical deviations in clutch systems and their interdependencies in relation to the excitation of judder vibrations. In: *Proceedings of FISITA 2010*, 2010

Stier u. a. 2009

STIER, C. ; GEIER, M. ; ALBERS, A.: Analyse des Drehzahleinflusses auf das dynamische Übertragungsverhalten von ZMS. In: *Systemanalyse in der Antriebstechnik*. Expert-Verlag, 2009. – ISBN 3816928447

Stier u. a. 2013

STIER, C. ; GEIER, M. ; ALBERS, A.: X-in-the-loop Validierungsmethoden für Kupplungssysteme. In: *VDI Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*, 2013

Sun u. a. 2008

SUN, D. ; WEN, W. ; ZHIMING, Z. ; XIAOYANG, C. ; MEILI, S.: Theory of Cavitation in an Oscillatory Oil Squeeze Film. In: *Tribology Transactions* 51 (2008), Nr. 3, S. 332–340. <http://dx.doi.org/10.1080/10402000701793971>. – DOI 10.1080/10402000701793971. – ISSN 1040–2004

Szeri u. a. 1983

SZERI, A. Z. ; RAIMONDI, A. A. ; GIRON-DUARTE, A.: Linear Force Coefficients for Squeeze-Film Dampers. In: *Journal of Lubrication Technology* 105 (1983), Nr. 3, S. 326. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3254603>. – DOI 10.1115/1.3254603. – ISSN 00222305

Thoma 1970

THOMA, J.: *Ölhydraulik: Entwurf und Gestaltung hydrostatischer Bauteile und Anlagen*. München : Hanser, 1970

Tichy 1983

TICHY, J.: The Effect of Fluid Inertia in Squeeze Film Damper Bearings: a Heuristic and Physical Description. In: *Transactions of the ASME* (1983), Nr. 83-GT-177

Tichy 1984

TICHY, J.: Measurements of squeeze film bearing forces to demonstrate the effect of fluid inertia. In: *Transactions of the ASME* (1984), Nr. 84-GT-11

Vance u. a. 2000

VANCE, J. ; YING, D. ; NIKOLAJSSEN, J.: Actively Controlled Bearing Dampers for Aircraft Engine Applications. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), Mai, Nr. 3, S. 466–472. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1286922>. – DOI 10.1115/1.1286922. – ISSN 0742–4795

VDI 1993

VDI: *VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1993 (VDI Richtlinie)

VDI 2004

VDI: *VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2004 (VDI Richtlinie)

Wagner 1983

WAGNER, E.: Beitrag zur Beschreibung der Kolbenringbewegungen und des Druck-

verlaufes im Ringpaket eines Zweitakt-Schiffs-Dieselmotors / VDI. 1983. – Forschungsbericht

Weck u. Brecher 2006

WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung*. 8., neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 2006. – ISBN 978–3–540–30438–8

Yongxiang u. a. 2012

YONGXIANG, X. ; XIAO, C. ; JIBIN, Z. ; WENJUAN, Q.: Influence of orifice distribution on the characteristics of Elastic Ring Squeeze Film Dampers for Flywheel Energy Storage System. In: *2012 16th International Symposium on Electromagnetic Launch Technology (EML)*, 2012, S. 1–6

Yu u. Sadeghi 2000

YU, T. ; SADEGHI, F.: Groove Effects on Thrust Washer Lubrication. In: *Journal of Tribology* 123 (2000), April, Nr. 2, S. 295–304. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1308014>. – DOI 10.1115/1.1308014. – ISSN 0742–4787

Zangemeister 1976

ZANGEMEISTER, C.: *Nutzwertanalyse in der Systemtechnik: eine Methodik zur multidimensionalen Bewertung und Auswahl von Projektalternativen*. 4. Aufl. München : Wittemann, 1976

Zeidan u. a. 1996

ZEIDAN, F. ; SAN ANDRES, L. ; VANCE, J.: Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery. In: *Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium*, 1996, S. 169–188

Zeidan u. Vance 1989

ZEIDAN, F. ; VANCE, J.: Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper. In: *Tribology Transactions* 32 (1989), Nr. 1, S. 100–104. <http://dx.doi.org/10.1080/10402008908981868>. – DOI 10.1080/10402008908981868. – ISSN 1040–2004

Zhang u. Roberts 1996

ZHANG, J. ; ROBERTS, J.: Force Coefficients for a Centrally Grooved Short Squeeze Film Damper. In: *Journal of Tribology* 118 (1996), S. 608–616

Zhu u. a. 2008

ZHU, C. ; LIU, Y. ; CAI, G. ; ZHU, L.: Dynamics Simulation Analysis of Flexible Multibody of Parallel Robot. In: *Applied Mechanics and Materials* Vols. 10-12 (2008), S. 647–651

Studentische Arbeiten

Bruchmüller 2011

BRUCHMÜLLER, Tim: *Theoretische Untersuchung der Einflussfaktoren auf das Dichtungsverhalten der Kolbenringe eines Quetschöldämpfers*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2011

Cordruwisch 2011

CORDRUWISCH, Jonas: *Theoretische und experimentelle Untersuchung des tribologischen Kontakts eines Kolbenrings im Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2011

Groh 2010

GROH, Jonas: *Analyse und Adaption eines 6-Gang-Schaltgetriebes für den Einsatz in einem Formula Student Rennauto*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2010

He 2010

HE, Jianlei: *Analyse eines Quetschöldämpfers mittels numerischer Strömungsmechanik (CFD)*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2010

Heinz 2012

HEINZ, Alexander: *Untersuchung der Effekte seitlicher Abdichtungen eines Quetschöldämpfers mittels numerischer Strömungsmechanik*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2012

Hoß 2012

HOSS, Nicolas: *Entwicklung einzelner Komponenten eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer mittels rechnerbasierter Methoden*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2012

Kaiser 2011

KAISER, Dominik: *Mehrkörpersimulation zur Validierung eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2011

Kniel 2010

KNIEL, Jonas: *Entwicklung eines Luftlagerdemonstratorsystems mit visueller Systemüberwachung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2010

Koch 2010

KOCH, Christian: *Analyse eines Quetschöldämpfers mittels numerischer Stömungsmechanik (CFD)*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2010

Liu 2012

LIU, Jianlei: *Entwicklung einer Software zur Berechnung der Dichtungswirkung von Kolbenringen im Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2012

Lücke 2011

LÜCKE, Johannes: *Methodische Modellbildung und Simulation eines Quetschöldämpfers mit MATLAB/Simulink*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2011

Lückner 2010

LÜCKNER, Sebastian: *Experimentelle Untersuchung der Einflussgrößen auf Fressen im geschmierten Friktionskonkt*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2010

Makowka 2011

MAKOWKA, Bjarne: *Theoretische und experimentelle Untersuchung der maschinendynamischen Eigenschaften von Komponenten eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2011

Maniatis 2009

MANIATIS, Panagiotis: *Theoretische Untesuchung der Einflussgrößen auf Fressen im geschmierten Friktionskontakt*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2009

Mößinger 2011

MÖSSINGER, Felix: *Theoretische und experimentelle Untersuchung der maschinendynamischen Eigenschaften von Komponenten eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2011

Pfeiffer 2010

PFEIFFER, Markus: *Entwicklung und Validierung eines Prüfstandsaufbaus für Reibleistungsmessungen im Ventiltrieb*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2010

Pfeiffer 2013

PFEIFFER, Maximilian: *Analyse der Einflussfaktoren auf das Verhalten eines Quetschöldämpfers*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2013

Rosemann 2009

ROSEMANN, Heiko: *Entwicklung eines Magnetlagers als Demonstratorsystem für die Ingenieursausbildung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2009

Selensky 2012

SELENSKY, Markus: *Experimentelle Untersuchung eines Quetschöldämpfers mit Hilfe statistischer Versuchsplanung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2012

Steidle 2013

STEIDLE, Sebastian: *Validierung eines Prüfstands für Quetschöldämpfer mittels einer CoSimulation aus ADAMS und MATLAB/Simulink unter Verwendung statistischer Versuchsplanung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2013

Steiger 2012

STEIGER, Benedikt: *Optimierungsbasierte Entwicklung einzelner Komponenten eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2012

Vogel 2012

VOGEL, Sabrina: *Co-Simulation zur Validierung eines Prüfstandes für Quetschöldämpfer mit MSC Adams und MATLAB/Simulink*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2012

Wiebel 2012

WIEBEL, Gerhard: *Untersuchungen zur Reduktion von Schmierölemissionen von Dieselmotoren mit hohen Niederlast- und Leerlaufanteilen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2012

Witteczeck 2012

WITTECZEK, Thomas: *Berechnung der Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten eines Quetschöldämpfers unter Berücksichtigung der Messabweichung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Studienarbeit, 2012

Zeilfelder 2012

ZEILFELDER, Jennifer: *Experimentelle und theoretische Untersuchung der Dichtwirkung von Kolbenringen im Quetschöldämpfer*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Bachelorarbeit, 2012

Abbildungsverzeichnis

1.1	Überblick über den Inhalt der Arbeit	2
1.2	Gliederung der Arbeit und Vorgehensweise	3
2.1	Biegeelastischer Einscheibenläufer in starren Lagern	7
2.2	Stabilitätsgrenze bei innerer und äußerer Dämpfung	9
2.3	Unwuchtantwort bei innerer und äußerer Dämpfung	9
2.4	QÖD mit Wälzlager	9
2.5	Statische und dynamische Druckverteilung im Quetschspalt	10
2.6	Koordinatensystem für die Reynoldsgleichung	11
2.7	Für die Druckfunktion relevante Bewegungsrichtungen des QÖD-Innenrings	13
2.8	Gliederung vorgestellter QÖD-Theorien	13
2.9	F_r bei linearer Anregung (KLT)	15
2.10	F_r bei linearer Anregung (BLT)	16
2.11	Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{rr}}$	17
2.12	Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{uu}}$	17
2.13	Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{uu}}$ mit Kavitation	20
2.14	Vergleich der dimensionslosen Dämpfungskoeffizienten $\overline{d_{ru}}$ mit Kavitation	20
2.15	Leckagefaktor λ über Dichtungsspiel h_s/h_0	25
2.16	QÖD mit einstellbarer Dichtung	27
2.17	Rollbewegung	29
2.18	Verschleißspuren	29
2.19	Kolbenringverschleiß	29
2.20	System der Produktentstehung	32
2.21	Eine Funktion	34
2.22	Das integrierte Produktentstehungs-Modell	35
2.23	Prozess mit Phasenmodell der Aktivitäten im iPeM	37
2.24	Schema der Produktentstehung	39
2.25	Gesamtfahrzeug-in-the-Loop	41
2.26	XiL-Systemaufteilung	42
2.27	Getriebe-in-the-Loop	43
4.1	Systemübersicht	47
4.2	Validierung Ebene 1	49

4.3	Rotormittelpunkt zentrierter und nicht zentrierter QÖD	50
4.4	Validierung Ebene 2	51
4.5	Systemgrenze für die Analyse des Systems Quetschöldämpfer	52
4.6	QÖD Geometrieparameter	52
4.7	QÖD C&C ² -Modell Stufe 1	53
4.8	QÖD C&C ² -Modell Stufe 2	53
4.9	Validierung Ebene 3	55
4.10	Benennungen am Kolbenring	56
4.11	KR C&C ² -Modell radial	57
4.12	KR C&C ² -Modell axial	57
4.13	Übersicht Entwicklungsprozesse	59
4.14	QÖD-in-the-loop, Konnektoren	60
4.15	QÖD-in-the-loop, Systemdefinition	61
4.16	Kolbenring-in-the-loop, Konnektoren	62
4.17	Kolbenring-in-the-loop, Systemdefinition	62
5.1	Prüfstandskonzept	69
5.2	C&C ² -Modell der Anregungskomponenten	70
5.3	Mechanisches Modell Übertragungselement	72
5.4	Ablauf der Gestaltung und Dimensionierung der Koppelemente	73
5.5	Realisierte Gestalt der Anregung	74
5.6	Verformung der Anregungskomponenten	75
5.7	C&C ² -Modell der Abstützung	77
5.8	Realisierte Gestalt der Abstützung	79
5.9	Ölkreislauf	80
5.10	Montage QÖD	81
5.11	Überblick der QÖD-Modelle	83
5.12	Geometrieparameter des QÖD für CFD	86
5.13	Lokale Netzverfeinerung für lineare Anregung	90
5.14	Einfluss der veränderten Fluidichte auf die Reaktionskraft	91
5.15	Reaktionskraft CFD/KLT, lineare Anregung, 250 Hz	92
5.16	Dämpfung CFD/KLT, lineare Anregung, 250 Hz	92
5.17	Reaktionskraft CFD/KLT, zentrisch kreisförmige Anregung, 150 Hz	93
5.18	Dämpfung CFD/KLT, zentrisch kreisförmige Anregung, 150 Hz	93
5.19	Überblick Modelle	95
5.20	Systemgrenze MKS-Modell	95
5.21	Programmkopplung MKS	96
5.22	Flexible Körper und deren Schnittstellen	97
5.23	Ablauf der MKS-Simulation	98
5.24	Überblick Validierungsansatz	100

5.25	Frequenzgang System 3	104
5.26	Frequenzgang Betriebsschwingversuch System 4 (150 Hz)	106
5.27	Frequenzgang Betriebsschwingversuch System 4 (250 Hz)	106
5.28	Überblick Validierungsansatz	108
5.29	Zentrisch kreisförmige Rotormittelpunktsbahn	111
5.30	Lineare Rotormittelpunktsbahn	111
5.31	Rotor-Bahnkurve, Amplitude 133 μm	112
5.32	Exzentrische Rotor-Bahnkurven	112
5.33	Rotormittelpunktsbahn, MKS	113
5.34	Rotormittelpunktsbahn, Prüfstand	113
5.35	Berechnete QÖD-Reaktionskraft, MKS	114
5.36	Gemessene QÖD-Reaktionskraft, Prüfstand	114
5.37	Shakerauslenkung virtuell, MKS	114
5.38	Shakerauslenkung physisch, Prüfstand	114
5.39	Darstellung zentral zusammengesetzter Versuchsplan	117
5.40	Ergebnis linear, Weg	118
5.41	Ergebnis linear, Kraft	118
5.42	Regressionsmodell, lineare Messreihe	118
5.43	Ergebnisse des Versuchsplans mit linearer Anregung	119
5.44	Vergleich gemessene Reaktionskräfte zur KLT, 200 Hz Messreihen . . .	119
5.45	Regressionsmodell, zentrisch kreisförmige Messreihe	120
5.46	Haupteffekt-Darstellung Druck und Amplitude, kreisförmige Anregung .	121
5.47	Dämpfungskoeffizienten, zentrisch kreisförmige Anregung	122
5.48	Dämpfung und Steifigkeit auf Basis der Bewegungsgleichung	122
5.49	Abhängigkeit der Frequenz auf die Dämpfung	124
5.50	Anwendungsmodell QÖD-Untersuchungsmethode	129
5.51	Zeitlicher Ablauf der Generierung des Validierungswerkzeugs in der MKS-CoSimulation	130
6.1	Forschungsindex für ausgewählte Kriterien	134
6.2	KR C&C ² -Modell radial	135
6.3	KR C&C ² -Modell axial	135
6.4	KR C&C ² -Modell radial und relevante Geometrie	139
6.5	Strömung durch die Kolbenringnut	140
6.6	Überblick über die Undichtigkeits-WFP	141
6.7	Kräftegleichgewicht Kolbenring	142
6.8	Druck über den QÖD-Umfang, Variation von ε	143
6.9	Druck über den QÖD-Umfang, Änderung mit der Zeit	143
6.10	Radialer Schnitt, Sicht in Umfangsrichtung	144
6.11	Berechnete Volumenströme, statisch und dynamisch	148

6.12 Ergebnis Volumenstrommessung, Amplitudenreihe	150
6.13 Vergleich Q_V , alle Messreihen	150
6.14 Amplitudenreihe Mobil Jet Oil II, 150 Hz, 4 bar	152
6.15 Kolbenring mit überlappendem Stoß	152
6.16 Q_V Mobil Jet Oil II, Amplitudenreihen bei 150 Hz, 4 bar	153
6.17 Ölfang am seitlichen QÖD-Ende	154
6.18 Beobachtungen am seitlichen QÖD-Ende	154
6.19 Kolbenring Umfangsgeschwindigkeiten	155
6.20 ausgewählte Spuren auf den Laufflächen (Triebwerksringe (drei links), Prüfstandsring (rechts))	156
6.21 Laufspuren auf der Kolbenring-Flanke (QÖD - links und Mitte, Hubkolben - rechts)	157
6.22 Ausgewählte Verschleißspuren	158
6.23 Überblick der gefundenen Verschleißspuren auf den Flanken	158
6.24 Flanke Kolbenring	159
6.25 Vermessene Einzelspur	159
6.26 Laufspuren auf der Außenringwirkfläche	160
6.27 Überblick Validierungsansatz	161
6.28 Implementierung des Dichtungsverhaltens für CFD auf Basis der C&C ² - Modelle	162
6.29 Druckverteilung über den Umfang und Breite des QÖD	163
6.30 Reaktionskraft, Vergleich CFD und KLT, Darstellung über der Zeit	164
6.31 Reaktionskraft, Vergleich CFD und KLT, Darstellung über ε	164
6.32 Ergebnis Parameterstudie	165
6.33 Anwendungsmodell Kolbenring-Untersuchungsmethode	166
7.1 Kopplung der Anwendungsprozessmodelle	171
7.2 Vorschlag Referenzprozessmodell, generalisierter XiL-Prozess	172
7.3 Vorschlag Referenzprozessmodell, Modellbildung und Implementierung	173
7.4 XiL-Umgebung als System under Development	173
8.1 Verschleißspur, Kolbenring ohne Texturierung	178
8.2 Verschleißspur, Kolbenring mit Texturierung	178
B.1 Ergebnis Volumenstrommessung, Frequenzreihe	186
B.2 Ergebnis Volumenstrommessung, statische Messreihe	186
B.3 Ergebnis Volumenstrommessung, Druckreihe	187

Tabellenverzeichnis

4.1	Eigenschaften Mobil Jet Oil II	50
4.2	Geometrieparameter Quetschöldämpfer	53
4.3	Benennungen Abbildung 4.7	54
4.4	Benennungen Abbildung 4.8	54
4.5	Inhalt der Konnektoren des QÖD-C&C ² -Modells	54
4.6	Eigenschaften der WFP und LSS (Abbildung 4.7)	55
4.7	Eigenschaften der WFP und LSS (Abbildung 4.8)	55
4.8	KR C&C ² -Modell radial	57
4.9	KR C&C ² -Modell axial	57
4.10	Inhalt der Konnektoren des KR-C&C ² -Modells	58
4.11	Eigenschaften der WFP und LSS des KR-C&C ² -Modells	58
4.12	Zielbeschreibung durch die Konnektoren	64
5.1	Teilsysteme physisches Modell	68
5.2	Ergebnis der numerischen Modalanalyse	76
5.3	C&C ² -Modell der Abstützung	78
5.4	Überblick virtuelle Modelle Strukturmechanik / Modalanalysen	85
5.5	Parameterraum CFD	88
5.6	Randbedingungen CFD	89
5.7	Inhalt der gekoppelten virtuellen Modelle	96
5.8	Systeme der Modalanalysen	102
5.9	Ergebnis der Modalanalyse, System 1	102
5.10	Ergebnis der Modalanalyse, System 2	103
5.11	Ergebnis der Modalanalyse, System 3	104
5.12	Ergebnis der Modalanalyse, System 4	105
5.13	Faktoren mit Wertebereich, lineare Versuche	116
5.14	Faktorstufen, lineare Versuche	117
5.15	Faktoren mit Wertebereich, zentrisch kreisförmige Versuche	120
6.1	Fallunterscheidung Druckverhältnisse	137
6.2	Undichtigkeits-WFP aus dem Formfüllvermögen, Sichelspalte gemessen	138
6.3	Ebenheit und Breite der Kolbenringe, gemessen	141
6.4	Übersicht Undichtigkeits-WFP	142

6.5	Reibkräfte und -momente am Kolbenring	146
6.6	Messreihen Volumenstrombestimmung	149
6.7	Vergleich Volumenströme, statische Messreihe	151
6.8	Vergleich Volumenströme, Amplitudenreihe	151
A.1	Versuchsplan lineare Anregung	180
A.2	Versuchsplan orbitale Anregung	180
A.3	Ergebnis der publikationsbezogenen Betrachtung	181
A.4	Verwendete Software	182
B.1	Bewegungsrichtung Kolbenring rechts und QÖD Innenring	184
B.2	Ergebnis Druckverlustberechnung	184
B.3	Berechnete Volumenströme, ein Kolbenring	185