

Tribologische Untersuchungen des Systems  
Ventilsitz - Ventilsitzring

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation  
von Herrn Dipl.-Ing.(FH)  
**Markus Messer**  
geboren am 14.05.1973 in Magdeburg.

**Referent:**

Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT)  
Leibniz Universität Hannover

**Korreferenten:**

Prof. Dr.-Ing. Friedrich Dinkelacker

Institut für Technische Verbrennung (ITV)  
Leibniz Universität Hannover

Prof. Dr.-Ing. Uwe Todsen

Labor für Kolbenmaschinen  
Fachhochschule Hannover

**Tag der mündlichen Prüfung:**

25.04.2012

# Vorwort

Die vorliegende Ausarbeitung entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Labor für Kolbenmaschinen der Fachhochschule Hannover. Eingebunden in den Forschungsverbund Energie Niedersachsen FEN galt es zunächst, die mögliche Betriebszeit gasbetriebener Verbrennungsmotoren zum Einsatz in Blockheizkraftwerken zu optimieren. Nach erfolgreichem Abschluss des Vorhabens durfte ich, neben der Beschäftigung an der Fachhochschule Hannover, aufgeworfene Fragestellungen detaillierter bearbeiten.

Ich bedanke mich insbesondere bei Herrn Professor Uwe Todsen für den Freiraum und den Rückhalt, welchen ich während der Bearbeitung erfahren durfte. Die ausdrückliche Unterstützung zur aktiven Beteiligung an Fachtagungen und Konferenzen sind für mich von hohem Wert. Die Erfahrungen, die ich durch die weitreichenden Möglichkeiten im Labor für Kolbenmaschinen erlangen durfte, werden meinen weiteren Weg begleiten.

Meinem Doktorvater, Herrn Professor Gerhard Poll, gilt mein besonderer Dank für seinen persönlichen Einsatz, für die freundliche und herzliche Arbeitsatmosphäre und die gefühlte Integration in das Institut für Maschinenelemente, Konstruktionselemente und Tribologie.

Für die vertrauensvolle Übernahme der Zweitbetreuung und die freundlichen und anregenden Diskussionen danke ich Herrn Professor Friedrich Dinkelacker.

Den Kollegen und Mitarbeitern der Fachhochschule Hannover, insbesondere demjenigen, der nicht genannt werden möchte, danke ich für Unterstützung, Diskussionen und die Möglichkeiten zur Umsetzung der vorliegenden Arbeit.

Herrn Jan Brüning danke ich für das weit über das übliche Maß hinausgehende Engagement im Rahmen der vom ihm durchgeführten Projekte und Ausarbeitungen.

Insbesondere – und ohne die treffenden und beschreibenden Worte dafür zu finden –, danke ich meiner Frau Katharina und meinen Kindern für Geduld, Zuspruch, Halt und Vertrauen.

# Kurzfassung

Die Dauerbetriebsfestigkeit von Verbrennungskraftmaschinen ist in erheblichem Maß vom Verschleiß im System Ventil — Ventilsitzring bestimmt. Für dieses tribologisch beanspruchte System werden in dieser Ausarbeitung eine Reihe von neuen Erkenntnissen aufgezeigt. Mithilfe dieses Wissens sind detaillierte Systembetrachtungen und daraus resultierend Optimierungen möglich.

Erstmals wurde die tribologische Betrachtungsweise für dieses System zur Bestimmung der verschleißverantwortlichen Faktoren umgesetzt. Um den Zugang zu bislang unbekanntem Teilbereichen zu erlangen, wurden verschiedene Aspekte vorwiegend experimentell untersucht.

Es wird der Nachweis erbracht, dass eine getrennte Betrachtung der Ereignisse *Auftreffen* und *Verbrennungsspitzen* zulässig und notwendig ist. Das bislang nicht detailliert untersuchte Auftreffverhalten kann durch die Erkenntnisse nachvollzogen werden. Es wird gezeigt, dass signifikante und örtlich begrenzte Belastungen auftreten. Diese sind charakteristisch für das jeweilige Antriebssystem. Die Ursachen für die unterschiedlichen Ausprägungen konnten aufgezeigt werden. Dabei wurden neben Messungen der Sekundärbewegungen des Ventilschaftes auch optische Untersuchungen des Kontaktbereiches Nocken – Flachstößel angewendet. Die Gültigkeit konnte durch die erstmalig vorgenommenen vollmotorischen Messungen mit neuentwickelten Kraftmessaufnehmern geprüft werden.

Durch anwendungsorientierte Versuche mit einem Hochtemperaturtribometer wird die Auswahl geeigneter Materialpaarungen vereinfacht. Der jeweilige Verschleißkoeffizient findet in den Modellbetrachtungen Anwendung.

Unter Berücksichtigung der experimentellen Erkenntnisse wurden in der expliziten Simulationsumgebung LS-DYNA<sup>®</sup> Modelle zur vereinfachten Untersuchung von Varianten erstellt. Eine Korrelation mit den vollmotorischen Ergebnissen ist gegeben.

Es wird ein nach tribologischen Gesichtspunkten entwickeltes beschreibendes Modell zur Bewertung des Verschleißrisikos vorgestellt. Es umfasst die theoretischen, experimentellen und durch Simulation ermittelten Erkenntnisse und bietet Anhaltspunkte zur Prüfung und Optimierung von Systemkomponenten. Darüber hinaus bietet die Ausarbeitung einen intensiven Einblick in die funktionellen Zusammenhänge des Ventiltriebs von Verbrennungsmotoren.

**Schlagnworte** Ventil, Ventilsitzring, Auftreffverhalten, Sekundärbewegung



# Synopsis

This present thesis displays a number of new insights concerning the tribological system *valve seat – valve seat insert*. The outcome results in a detailed system observation creating the possibility of optimization for the above mentioned system.

For the first time, a tribological examination was implemented to determine factors for wear within this system. In order to gain deeper insights into the specific subdomains, different aspects were experimentally investigated.

Evidence will be shown that a separate examination of the two different events *impact* and *combustion peak pressure* is valid. This allows the characterization and simulation of the so far uninvestigated *moment of the impact*. The observed data shows a significant and likewise localized value of stresses and strains. These are significant for the several valvetrain drive systems. Additionally, possible sources of the stress values could be identified. For measurements of the secondary valve stem motion, optical investigations of the interface cam – follower were used. For the first time, validation of the results was performed using motor-driven measurements with newly developed force measure sensors.

The assortment of material combinations was simplified by application-oriented experiments using a high temperature tribometer. The individually observed wear-coefficient will be implemented in a artificial system. In the multi-body dynamics coupling simulation LS-DYNA<sup>®</sup>, a simplified investigation of different models was developed showing a strong correlation with the motor-driven results.

Furthermore, a model based on the experimental conclusions for a description and validation of the wear risk will also be presented. This model comprises theoretical – and experimental – as well as simulation-based results. Additionally, reference points for the examination and optimization of system components are given.

This thesis provides insights into functional connections of the valve train of internal combustion engines. Furthermore, evidence is given for the so far unknown parameters of the examined system.

**Keywords** valve, valve seat insert, impact, secondary motion

## **Eidesstattliche Erklärung**

Hiermit versichere ich ehrenwörtlich und eidesstattlich, dass diese vorliegende Ausarbeitung von mir persönlich in eigener Leistung verfasst wurde. Sämtliche verwendete Quellen sind an der jeweiligen Stelle als solche gekennzeichnet.

---

Markus Messer

## Abkürzungen und Formelzeichen

$BHKW$	Blockheizkraftwerk
$KWK$	Kraft-Wärme-Kopplung
$VS$	Ventilsitz
$VSZ$	Ventilsitzring
$F_R$	Reibungskraft [ $N$ ]
$F_N$	Normalkraft [ $N$ ]
$F_{Pruef}$	Prüfkraft [ $N$ ]
$F_Z$	durch Verbrennungsdruck aufgeprägt Kraft [ $N$ ]
$P_{elektr.}$	abgegebene elektrische Leistung [ $kW$ ]
$E'$	kombinierter E-Modul $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
$J_V$	Trägheitsmoment des Ventils [ $kgm^2$ ]
$W_V$	Verschleißvolumen [ $mm^3$ ]
$KW$	Kurbelwinkel, als zeitlicher Bezug [ $^\circ$ ]
$NW$	Nockenwinkel, als zeitlicher Bezug [ $^\circ$ ]
$\Theta$	Nockenwinkel [ $^\circ$ ]
$A_{K,nominell}$	Kontaktfläche [ $mm^2$ ]
$A_{K,impakt}$	Erstkontaktfläche Ventilsitz - Ventilsitzring [ $mm^2$ ]
$A_{Sitz}$	Ventilsitzfläche [ $mm^2$ ]
$R'$	Wirkradius [ $mm$ ]
$\mu$	Reibbeiwert [ ]
$f$	Frequenz [ $Hz$ ]
$k$	Verschleißkoeffizient $\left[\frac{mm^3}{N \cdot m}\right]$
$f_n$	Frequenz der Eigenform [ $Hz$ ]
$p$	Druck [ $bar$ ]
$p_{max}$	Verbrennungsspitzenndruck [ $bar$ ]
$n$	Drehzahl [ $min^{-1}$ ]
$\varphi_{x,y}$	Ventilschaftwinkel, relativ zur Ventilführung [ $^\circ$ ]
$dx_n$	Verlagerung des Ventilschaftes in x-Richtung, relativ zur Ruhelage [ $\mu m$ ]
$dy_n$	Verlagerung des Ventilschaftes in y-Richtung, relativ zur Ruhelage [ $\mu m$ ]
$t_{Sim}$	Simulationszeit [ $ms$ ]
$t_{soll}$	Geplante Betriebszeit [ $h$ ]

---

$z$	gemessener Ventilweg [ $mm$ ]
$\Delta l_{x,y}$	Verlagerung der Ventiltellermitte, relativ zur Ruhelage [ $mm$ ]
$v_a$	Ventilauftreffgeschwindigkeit [ $\frac{m}{s}$ ]
$\omega_N$	Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle [ $s^{-1}$ ]
$r_N$	Radius des Vornockens [ $mm$ ]
$l_B$	Sitzbreite [ $mm$ ]
$l_s$	Ventilschaftlänge bis zum Kegel [ $mm$ ]
$r_s$	Radius Ventilschaft [ $mm$ ]
$h_t$	Höhe des Ventiltellerkegels [ $mm$ ]
$r_t$	Radius Ventilteller [ $mm$ ]
$K_A$	Auftrefffaktor [ ]
$K_D$	Verformungsfaktor [ ]
$K_k$	Verschleißfaktor [ ]
$K_W$	Faktor zur Berücksichtigung des Ventilsitzwinkels [ ]
$K_n$	Drehzahlfaktor [ ]
$K_{VF}$	Faktor zur Berücksichtigung des Ventilführungsspiels [ ]
$K_{Auftreff}$	Faktor zur Berücksichtigung des Auftreffverhaltens [ ]
$K_m$	Faktor zur Berücksichtigung der bewegten Massen [ ]
$K_H$	Faktor zur Berücksichtigung des Hertzchen Kontaktes [ ]
$K_S$	Faktor für die Steifigkeit des Systems [ ]
$K_{S,VT}$	Faktor für die Steifigkeit des Ventilteller [ ]
$K_{D,VS}$	Faktor zur Berücksichtigung des Ventilschaftdurchmessers [ ]
$K_{D,VT}$	Faktor zur Berücksichtigung des Ventiltellerdurchmessers [ ]
$K_J$	Faktor zur Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes [ ]
$K_{BS}$	Faktor zur Berücksichtigung des Brennstoffes [ ]
$K_{n,max}$	Faktor zur Abschätzung der Anzahl der Kontakt Ereignisse [ ]
$K_{Konzept}$	Faktor zur Berücksichtigung des Ventiltriebskonzeptes [ ]
$K_{Einsatz}$	Faktor zur Berücksichtigung des Einsatzortes [ ]

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Das System Ventilsitz – Ventilsitzring und dessen motorische Bedeutung . . .	2
1.1.1	Marktübliche Bauformen . . . . .	2
1.1.2	In Entwicklung befindliche Bauformen . . . . .	3
1.1.3	Weitere Möglichkeiten zur Ladungswechselsteuerung . . . . .	4
1.2	Fragestellung und Zielsetzung . . . . .	5
1.3	Wirtschaftliche Bedeutung der Untersuchungen . . . . .	5
1.4	Wissenschaftliche Vorgehensweise . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Tribologische Grundlagen</b>	<b>9</b>
2.1	Reibung und Reibungsmechanismen . . . . .	10
2.2	Verschleiß und Verschleißmechanismen . . . . .	12
2.2.1	Oberflächenzerrüttung . . . . .	13
2.2.2	Abrasion . . . . .	14
2.2.3	Adhäsion . . . . .	14
2.2.4	Tribochemische Reaktionen . . . . .	15
2.3	Das tribologische System . . . . .	16
2.4	Berechnungsmöglichkeiten für Reibung und Verschleiß . . . . .	16
2.4.1	Die Reibungsenergiedichte . . . . .	17
2.4.2	Molekulare Modelle . . . . .	17
2.4.3	Betrachtung mittels Finite-Elemente-Methode . . . . .	17
2.4.4	Lebensdauerberechnung . . . . .	17
2.5	Verfahren zur Analyse tribologischer Systeme . . . . .	18
<b>3</b>	<b>Stand der Technik</b>	<b>19</b>
3.1	Tribologische Systembetrachtung . . . . .	20
3.2	Die relevanten Einflussfaktoren . . . . .	21
3.2.1	Mechanische Faktoren . . . . .	21
3.2.2	Thermische Faktoren . . . . .	24
3.2.3	Chemische Faktoren . . . . .	25
3.2.3.1	Werkstoffkundliche Betrachtungen . . . . .	25

3.2.3.2	Umgebung / Zwischenstoff . . . . .	27
3.2.3.3	Ausbildung von Oxidschichten . . . . .	27
3.3	Die Einflussfaktoren im Überblick . . . . .	28
<b>4</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>31</b>
4.1	Untersuchungen zum Auftreffverhalten des Ventils . . . . .	31
4.1.1	Sekundärbewegungen des Ventils . . . . .	31
4.1.1.1	Voruntersuchungen mittels Dehnungsmessstreifen . . . . .	32
4.1.1.2	Messung der Ventilschaftlage im bewegten System . . . . .	33
4.1.1.3	Messergebnisse Ventilschaftbewegung . . . . .	35
4.1.2	Messungen der Kontaktkräfte im geschleppten Motor . . . . .	38
4.1.2.1	Kontaktkräfte bei Schleppebelantrieb . . . . .	40
4.1.2.2	Kontaktkräfte bei Tassenstößelantrieb . . . . .	44
4.1.2.3	Kontaktkräfte bei Hydrostößeltrieb . . . . .	45
4.1.2.4	Validierung des Messaufbaus . . . . .	47
4.1.2.5	Zusammenfassende Bemerkungen zur Kontaktkraftmessung . . . . .	49
4.2	Die Kontaktbedingungen zwischen Nocken und Nockenfolger . . . . .	52
4.2.1	Untersuchungen mit der Hochgeschwindigkeitskamera . . . . .	54
4.2.2	Aufnahmen mittels positionsgetriggelter Stroboskopie . . . . .	57
4.2.3	Ergebnisse der optischen Untersuchungen . . . . .	62
4.3	Das Verformungsverhalten des Ventils unter Einfluss des Verbrennungsdruckes . . . . .	64
4.3.1	Statische Versuche zur Ventilverformung . . . . .	66
4.3.2	Dynamische Versuche zur Ventilverformung . . . . .	66
<b>5</b>	<b>Rechnerische Untersuchungen mit der Finite-Elemente-Methode</b>	<b>69</b>
5.1	Modalanalyse des freischwingenden Ventils . . . . .	71
5.2	Untersuchung des Auftreff-Stosses am System Ventil-VSR-Führung . . . . .	73
5.2.1	Dämpferelemente zur Schmierfilmsimulation . . . . .	75
5.2.2	Versatz des VSR . . . . .	76
5.2.3	Schiefstellung des Ventilschafts in der Ventilfehrung . . . . .	76
5.2.4	Vergleich der beiden Varianten . . . . .	77
5.2.5	Untersuchungen des Erstkontaktes . . . . .	77
5.3	Theoretische Ventiltriebsuntersuchung . . . . .	79
5.3.1	Modellerzeugung der Ventiltriebskomponenten . . . . .	79
5.3.1.1	Ventil . . . . .	79
5.3.1.2	Ventilsitzring . . . . .	80
5.3.1.3	Ventilfehrung . . . . .	80
5.3.1.4	Ventilfedern . . . . .	80

5.3.1.5	Ventilfederteller mit Ventilkegelstücken . . . . .	81
5.3.1.6	Rollenschlepphebel . . . . .	81
5.3.1.7	Nocken . . . . .	82
5.3.1.8	Das Ventiltriebsmodell in der Übersicht . . . . .	83
5.3.2	Simulationsrandbedingungen . . . . .	84
5.3.3	Auswertung . . . . .	84
5.3.3.1	Bewegungsverhalten des Ventils . . . . .	85
5.3.3.2	Erstkontakt von VS mit VSR in der Simulation . . . . .	88
5.3.3.3	Verhalten des Ventils unter Einfluss des Verbrennungsdruckes . . . . .	89
5.3.3.4	Drehung des Ventiltellers . . . . .	90
5.4	Simulationsmodelle zur vergleichenden Untersuchung der Antriebskonzepte . . . . .	92
<b>6</b>	<b>Experimentelle Ermittlung von Verschleißkennwerten</b>	<b>96</b>
6.1	Versuche für Einlassventilpaarungen . . . . .	98
6.2	Versuche für Auslassventilpaarungen . . . . .	99
6.3	Versuche in inerter Umgebung . . . . .	100
<b>7</b>	<b>Modell zur Bewertung des Verschleißrisikos</b>	<b>102</b>
7.1	Faktoren und deren Gewichtung bezüglich der Auftreffempfindlichkeit . . . . .	103
7.2	Faktoren und deren Gewichtung bezüglich der Verbrennungsdruckempfindlichkeit	105
7.3	Gemeinsame Einflussgrößen und berücksichtigte Formeln . . . . .	106
7.4	Anwendung der gebildeten Koeffizienten . . . . .	107
7.4.1	Kurzzeitorientierte Anwendung des Modells . . . . .	108
7.4.2	Betriebszeitorientierte Anwendung des Modells . . . . .	109
7.5	Beispiele für die Anwendung des Berechnungsmodells . . . . .	111
7.5.1	Erhöhte Beanspruchung durch Auftreffen . . . . .	111
7.5.2	Erhöhte Beanspruchung durch Verbrennungsdruck . . . . .	112
7.5.3	Ausgewogene Beanspruchungen . . . . .	113
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>114</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>117</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>127</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>128</b>

# 1 Einleitung

Der Viertakt-Verbrennungsmotor hat in mobiler und stationärer Anwendung eine weite Verbreitung gefunden. Ein ausgeprägter Entwicklungsstand ermöglicht eine weitgehend effiziente und dabei auch skalierbare Energiewandlung. Die Optimierung der Teilkomponenten und der Regelung der Prozessparameter wird durch zahlreiche Entwicklungsabteilungen weltweit vorangetrieben. Fragestellungen und Herausforderungen ergeben sich dabei insbesondere durch die stetige Erhöhung der Leistungsdichte, die Verbesserung des Wirkungsgrades, steigende Anforderungen bezüglich der Reinhaltung der Luft und auch durch sich verändernde Betriebs- und Kraftstoffe. Ein wesentliches Bedürfnis ist die Sicherstellung der Zuverlässigkeit der Verbrennungskraftmaschine unter den vorgesehenen Betriebsbedingungen. In mobiler Anwendung, z.B. in Kraft- und Nutzfahrzeugen, wird die anwendungsspezifische Betriebszeit weitgehend erreicht. Jedoch nimmt der reine Gasbetrieb im Kraftfahrzeug dabei noch eine Sonderposition ein. Für diesen Einsatzfall sind Verschleißprobleme im Bereich des Ventiltriebes bekannt.

Eine zusätzliche Bedeutung haben Verbrennungskraftmaschinen im Bereich der dezentralen Energieversorgung erlangt. In diesen Blockheizkraftwerken (BHKW) werden für einen Leistungsbereich von einem Kilowatt bis hin zu mehreren Megawatt sowohl elektrische als auch thermische Energie bereitgestellt. Dabei kommen sowohl die flüssigen Energieträger Dieselmotorkraftstoff und seltener Ottomotorkraftstoff als auch diverse gasförmige Kraftstoffe zur Anwendung. In diesem Einsatzfall ist der wirtschaftliche Betrieb und damit die maximale Laufzeit von besonderer Bedeutung. Die für die Auslegung einer solchen Anlage kumulierte Betriebszeit übersteigt die der mobilen Anwendung um ein Vielfaches.

Die mögliche Gesamtlaufzeit stationärer Aggregate ist in erheblichem Maß vom Verschleiß im System Ventil – Ventilsitzring bestimmt. Insbesondere bei gasförmigen Brennstoffen erreichen diese Bauteile kritische Verschleißzustände, die eine Amortisation der Anlage gefährden kann. Aus dieser Anforderung heraus ergibt sich ein Untersuchungsbedarf.

Ziel dieser Ausarbeitung ist die systematische Untersuchung des Systems Ventilsitz – Ventilsitzring, die Bestimmung der verschleißrelevanten Einflussfaktoren und somit das Aufzeigen der Optimierungsmöglichkeiten. Es soll ein intensives Verständnis des Systems mit den daran verknüpften Vorgängen geschaffen werden. Dadurch soll ebenfalls die Möglichkeit zur Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauer entstehen.



## 1.1 Das System Ventilsitz – Ventilsitzring und dessen motorische Bedeutung

Das folgende Kapitel bietet eine Übersicht über die Möglichkeiten zur Ladungswechselsteuerung von Viertakt-Verbrennungsmotoren. Den Systemen gemein ist die Verwendung von kegeligen Tellerventilen zur selbstverstärkenden Abdichtung des Brennraumvolumens gegen die Ladungswechselkanäle.

### 1.1.1 Marktübliche Bauformen

Die derzeitig zumeist verwendeten Bauformen für Ventiltriebe sind in Abbildung 1.1<sup>1</sup> dargestellt. Im Einzelnen sind diese:

1. der Schleppebel oder auch Schwinghebel, kostengünstige Bauform mit einfacher Möglichkeit zur Einstellung des Ventilspiels, häufig in Blockheizkraftwerken (auch BHKW) zur Kraft-Wärme-Kopplung (hier auch KWK) eingesetzt, auch für die Umsetzung sehr hoher Beschleunigungen geeignet
2. der Kippebel, verringerte Bauhöhe gegenüber dem Schleppebel, wartungsfreundlich, auch mit unten liegender Nockenwelle und Stößelstangen, wird ebenfalls häufig in BHKW verwendet
3. der Stößelantrieb (Tassenstößel mit hydraulischem Ventilspielausgleich oder wechselbaren Zwischenscheiben zur Einstellung des Ventilspiels), System geringer Bauhöhe, drehzahlfest, Ventilspielverstellung vergleichsweise aufwendig, häufig in KFZ-Motoren verbaut
4. variable Antriebe mit Kombinationen der vorgenannten Systeme, aufwendige Konstruktion zur Optimierung des Ladungswechsels (nicht in der Abbildung)
5. hydraulisch übersetzte und geschaltete Betätigung, aktuell markteingeführte Systeme zur Optimierung des Ladungswechsels (nicht in der Abbildung)

Die oben genannten Systeme weisen für die weitere Betrachtung bedeutende Gemeinsamkeiten auf. Unabhängig vom gewählten Antriebskonzept werden Tellerventile mit kegeligem Sitz verwendet. Der Schließvorgang erfolgt federunterstützt. Die wesentlichen dynamischen Vorgänge sind durch die Nockenkontur und die geometrischen Bedingungen bestimmt. Konstruktive Variationen ergeben sich aus den Anforderungen des Ladungswechsels. Als Beispiel sei dafür der Ventilsitzwinkel genannt. Dieser beträgt üblicherweise 45°. Es kommen aber auch Winkel im Bereich 30° bis 10° vor.

---

<sup>1</sup>Entnommen und modifiziert aus [103].

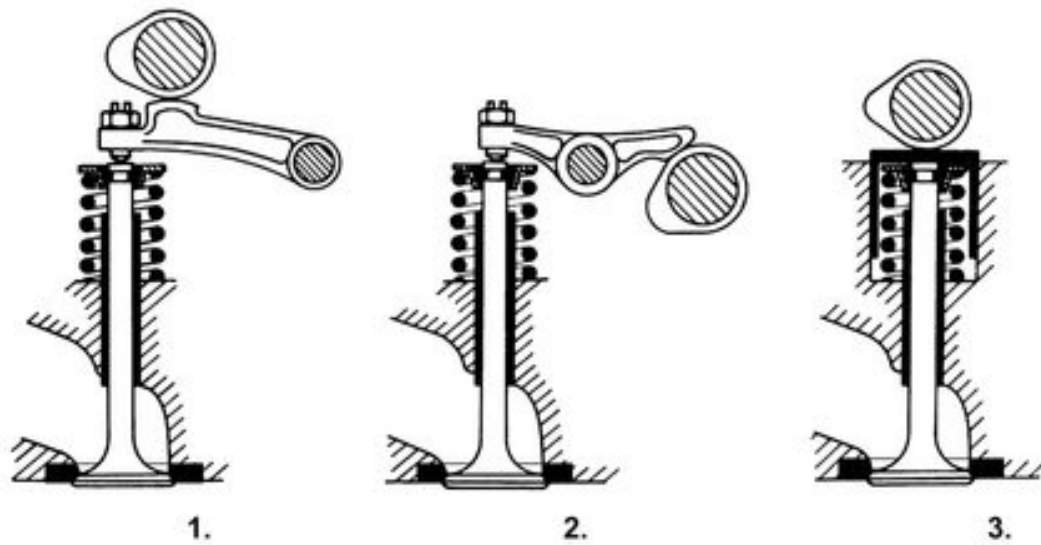


Abbildung 1.1: Marktübliche Bauformen von Ventiltrieben

### 1.1.2 In Entwicklung befindliche Bauformen

Der Wunsch nach einer flexiblen, bedarfsorientierten Ladungswechselsteuerung mit der Möglichkeit zu einer Verlängerung der Bereitstellung des maximalen Öffnungsquerschnittes führt zu neuen Ventiltriebsgestaltungen. In der Hauptsache sei dazu die in Abbildung 1.2<sup>2</sup> dargestellte elektromagnetische Ventilsteuerung genannt. Da bei dieser Ausführung die Bindung an die kinematischen Bedingungen des Kurvengetriebes der Nockenwelle entfällt, lassen sich deutlich höhere und flexibel verstellbare Öffnungsgeschwindigkeiten und -wege realisieren. Dadurch kann eine Optimierung des Ladungswechsels erreicht werden, die sich positiv auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt. Die Umsetzung hoher Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten bringt bei diesem System jedoch eine mit dem konventionellen Ventiltrieb vergleichbare mechanische Bauteilbelastung. Zudem ist durch die hohen Beschleunigungen der Energieaufwand zum Aufbringen der Betätigungskräfte höher als beim konventionell ausgelegten harmonischen Nocken. Prinzipiell kann auch eine belastungsorientierte Applikation umgesetzt werden. Das System bietet dementsprechend geringe oder keine Vorteile bezüglich der Dauerbetriebsfestigkeit, wird aber voraussichtlich bei Erreichen der Serienreife teurer als konventionelle Ventiltriebe. Auf die Möglichkeiten der elektromagnetischen Ventilsteuerung wird im Rahmen dieser Ausarbeitung nicht eingegangen.

---

<sup>2</sup>Entnommen aus [103].

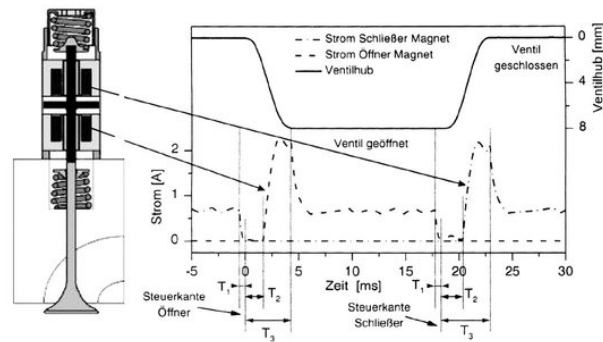


Abbildung 1.2: Elektromagnetische Ventilsteuerung

### 1.1.3 Weitere Möglichkeiten zur Ladungswechselsteuerung

In speziellen Einsatzbereichen finden weitere Bauformen Anwendung. Abbildung 1.3<sup>3</sup> zeigt die nur selten praktisch umgesetzte Zwangssteuerung. Diese ist durch deutliche Nachteile bei der Nachstellbarkeit, einen empfindlichen Aufbau und eine starke Geräuschemission gekennzeichnet. Es lässt sich jedoch mit dieser Konstruktion eine verlängerte Freigabe des maximalen Öffnungsquerschnittes erreichen, wodurch die Leitungsausbeute erhöht werden kann. Die ebenfalls in Abbildung 1.3 dargestellte hydraulische Ventilbetätigung findet aufgrund ihres hohen Preises nur in Sonderkonstruktionen wie sehr langsam laufenden Großmotoren (Schiffsdiesel) oder Rennmotoren geringer Lebensdauer Anwendung. Da die hier vorgestellten Forschungsarbeiten auf die Lebensdauererhöhung konventioneller Systeme ausgerichtet sind, werden diese Systeme und auch die nur in Ausnahmefällen eingesetzten Flach- und Drehschieberkonstruktionen hier nicht weiter verfolgt.

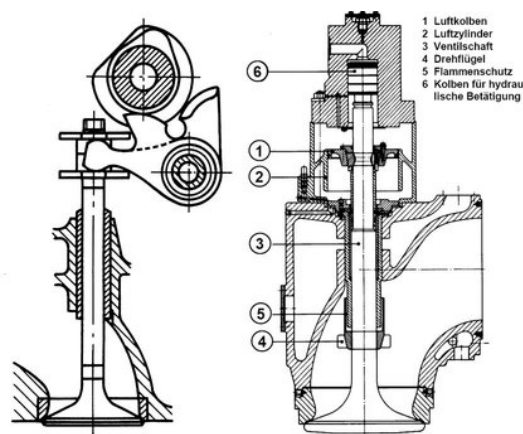


Abbildung 1.3: Sonderbauformen von Ventiltrieben

<sup>3</sup>Entnommen aus [103].

## 1.2 Fragestellung und Zielsetzung

Mit zunehmendem Verschleiß des Systems Ventilsitz – Ventilsitzring (hier kurz VS – VSR genannt) ist ein Einsinken des Ventils in den Zylinderkopf verbunden. Diese Lageveränderung wird bei einstellbaren Systemen durch ein Wartungsereignis ausgeglichen. Bei Systemen mit hydraulischer Nachstellung erfolgt eine eigenständige Anpassung durch die Veränderung des eingeschlossenen Ausgleichsvolumens. Beide Systeme sind zwangläufig räumlich bezüglich dieser Nachjustierung begrenzt.

Bauartbedingt ist bei Erreichen der konstruktiv bedingten Verschleißgrenze ein Austauschen der Komponenten Ventilsitz – Ventilsitzring notwendig. Lediglich für Großmotoren ist dies von vornherein vorgesehen. Üblich ist ein Austausch der Baugruppe Zylinderkopf mit damit verbundenen hohen Kosten für den Betreiber des Aggregates.

Dementsprechend ist es von hoher Bedeutung, für das System VS – VSR eine Einsatzdauer zu ermöglichen, die einen wirtschaftlichen Betrieb der Anlagen gewährleistet. Ziel dieser Ausarbeitung ist die intensive Untersuchung des tribologischen Systems Ventilsitz – Ventilsitzring und das damit verbundene Aufzeigen von Optimierungsmöglichkeiten zur Steigerung der Einsatzdauer. Ferner soll durch ein beschreibendes Modell ein Werkzeug geschaffen werden, dass eine Abschätzung des Verschleißrisikos für das betrachtete System ermöglicht.

## 1.3 Wirtschaftliche Bedeutung der Untersuchungen

Die Wirtschaftlichkeit einer Anlage mit Kraft-Wärme-Kopplung ist über die Anschaffungs- und Betriebskosten hinaus durch die Instandhaltungskosten bestimmt. Kleine KWK - Anlagen werden zumeist nicht mit Wartungsverträgen angeboten. Die Kosten für außerhalb der regulären Wartung anfallende Reparaturen sind somit im Allgemeinen durch den Anlagenbetreiber aufzubringen. KWK - Anlagen höherer Leistung werden mit Wartungsverträgen ausgestattet, die einen möglichst langen Werterhalt und die Sicherstellung der Kalkulation gewährleisten.

Eine Regelwartung erfolgt üblicherweise alle 2500 - 4000 Betriebsstunden. Sie ist häufig in der Motorsteuerung als ein funktionsbeeinflussendes Kriterium hinterlegt. Dementsprechend ist ein Betrieb ohne durchgeführte Wartung nur eingeschränkt oder gar nicht möglich.

Je nach Hersteller und verwendetem Brennstoff sind für die allgemeine Regelwartung eines kleinen BHKW ( $P_{elektr.} \leq 10 \text{ kW}$ ) 0,01 € – 0,015 € je erzeugter elektrischer Kilowattstunde zu erwarten[5]. Im Rahmen dieser Kosten ist lediglich die reguläre Erhaltung des betriebsfähigen Zustandes abgedeckt.

Beinhaltet sind hierbei:

- Austausch von Motoröl, Filtern, ggf. Zündkerzen
- Einstell- und Messarbeiten (Ventilspiel)
- Reinigung und Schmierung von Komponenten (Generatorlager etc.).
- Auslesen des Steuergerätes

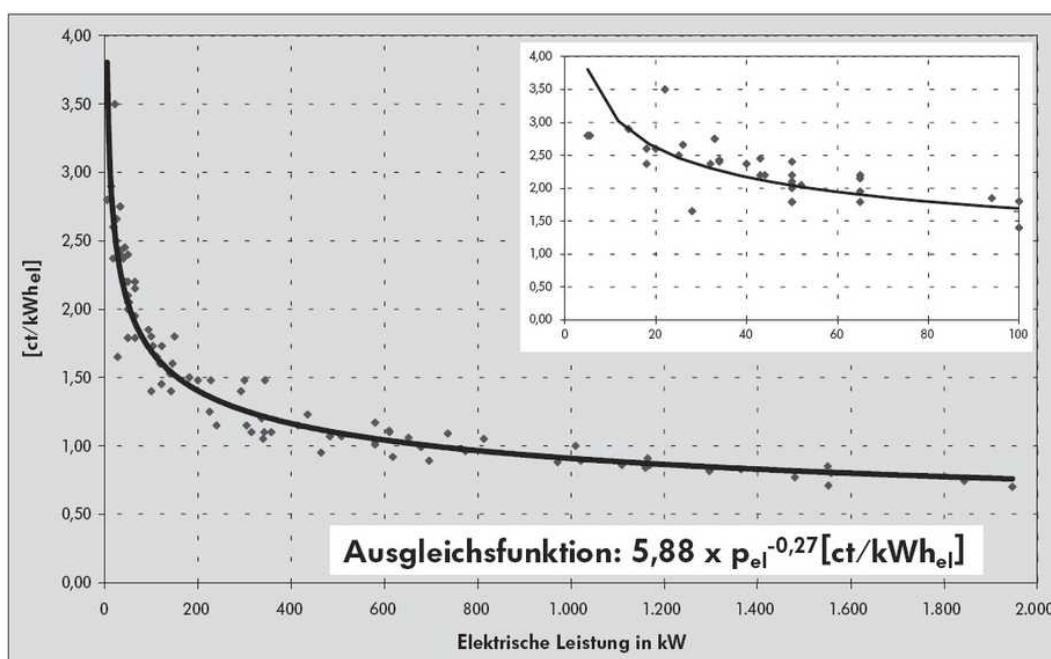


Abbildung 1.4: Vollwartungskosten für Blockheizkraftwerke

Das Verschleißrisiko ist von der Regelwartung nicht erfasst. Durch sogenannte Vollwartungsverträge kann auch dafür eine Absicherung vorgenommen werden.

In Abbildung 1.4<sup>4</sup> sind kalkulierte Vollwartungskosten dargestellt. Einen wesentlichen Anteil an diesen Wartungskosten nimmt dabei der Austausch des Zylinderkopfes oder der Tausch des vollständigen Motors aufgrund verschlissener Ventile und/oder Ventilsitzringe ein.

Die Bauteile des Ventiltriebes unterliegen hohen mechanischen Beanspruchungen. Diese entstehen unter anderem durch die mehrachsigen Kontaktkräfte der Betätigung mittels Schleppebel oder Tassenstößel, die Abstützbedingungen in der Ventilführung und die Wechselwirkungen zwischen Ventilsitz und Ventilsitzring. Die Betätigungselemente des Ventiltriebes und

---

<sup>4</sup>Entnommen aus [5], die neuere Ausarbeitung [6] enthält keine detaillierten Informationen über BHKW kleiner Leistung mehr, die hier dargestellten Daten sind nach u. a. [107] und [126] zuverlässig.

die Ventildichtung werden mit Schmieröl versorgt. An diesen Stellen gelingt weitgehend eine vollständige Trennung der Oberflächen durch einen Schmierfilm.

Die Beanspruchungen und Verschleißmechanismen für das System Ventil – Ventilsitzring sind detailliert im Folgenden dargestellt. In diesem System ist eine permanente Schmierung nicht möglich. Da in der Regel bei einem verschlissenen Ventil / Ventilsitzring keine Teilinstandsetzung vorgesehen ist, muss mit erheblichem Aufwand der Zylinderkopf als Baugruppe getauscht werden. Dies ist in Einzelfällen schon nach 8.000 Betriebsstunden notwendig geworden. Üblich sind jedoch Laufzeiten von 16.000 Betriebsstunden. Durch konstruktive Maßnahmen konnte von einem Hersteller eine vorgesehene Laufzeit von 40.000 Betriebsstunden erreicht werden.

Durch eine deutliche Erhöhung der Lebensdauer dieser Baugruppe können dementsprechend die Wartungskosten erheblich gesenkt werden. Zudem entsteht die Möglichkeit, dass die maximal erreichbaren wartungsfreien Betriebszeiten unterschiedlicher Komponenten zusammenfallen. Dadurch kann eine Generalüberholung oder ein Austausch der Verbrennungskraftmaschine nach Erreichen einer maximalen Gesamtlebensdauer erfolgen. Das dadurch gegebene Optimierungspotential ist beispielhaft in Abbildung 1.5 dargestellt.

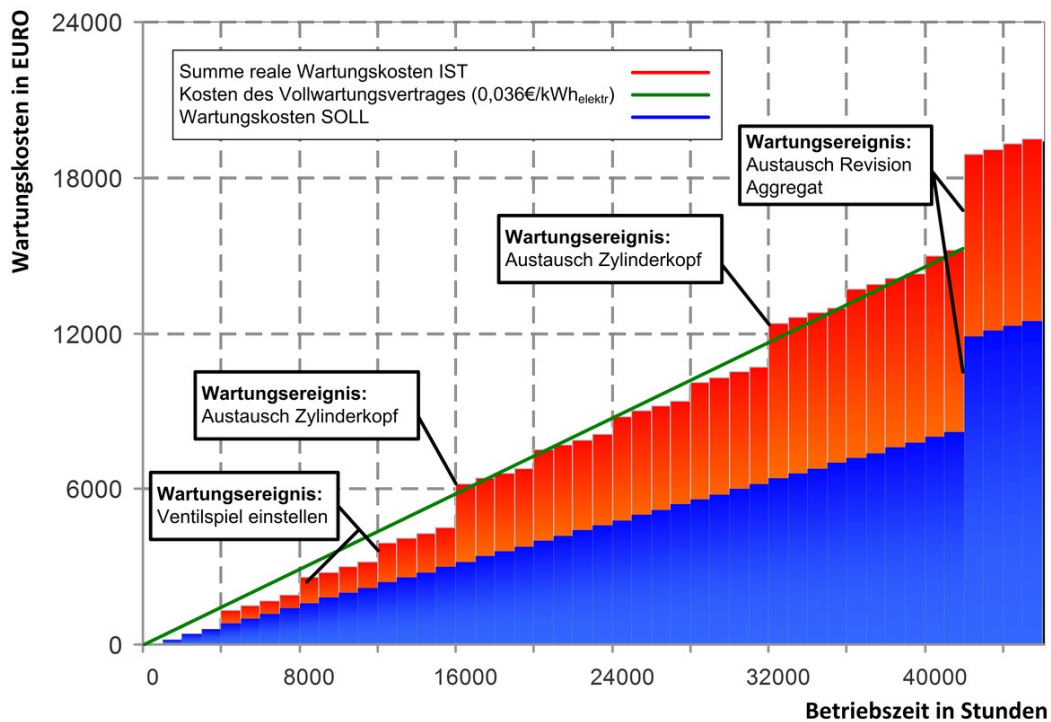


Abbildung 1.5: Mögliches Optimierungspotential der Wartungskosten von BHKW

## 1.4 Wissenschaftliche Vorgehensweise

Das Ziel der vorliegenden Ausarbeitung ist die Entwicklung eines beschreibenden tribologischen Modells für das System Ventilsitz – Ventilsitzring.

Wesentliche Komponenten des Modells lassen sich nicht aus dem Stand der Technik herleiten. Zur Schließung der Lücken wird experimentell vorgegangen. Dabei bildet das Auftreffverhalten des Ventils einen Schwerpunkt. Es werden vereinfachte Vergleichssysteme unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Antriebskonzepte verwendet. Fragestellungen, die sich unmittelbar aus den Prüfstandsversuchen ergeben, werden durch angepasste und weiterführende Experimente geklärt. Diese phänomenologische Vorgehensweise wird auch angewendet, um die Sekundärbewegungen des Ventilschaftes und Verformungen zu erklären. Hierfür werden erprobte und entsprechend angepasste Messverfahren angewendet. Es erfolgt neben einer singulären Betrachtung von Ereignissen an Komponententrüfständen auch die übergreifende Untersuchung am Versuchsaggregat.

Zum Verständnis der Materialeigenschaften werden vergleichende Versuche mit einem Hochtemperaturtribometer durchgeführt. Dabei bieten die beanspruchungsorientierten Erkenntnisse der Voruntersuchungen Anhaltspunkte zur Auswahl geeigneter Versuchsparameter. Diese quantitative Verschleißbetrachtung ermöglicht die Zusammenführung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit.

Ein weiteres Ziel ist die Entwicklung und Überprüfung eines Simulationsmodells. Unter Berücksichtigung der Kenntnisse aus dem realen, teilweise simplifizierten System ermöglicht der Einsatz der Mehrkörper-Kontakt-Simulation eine vereinfachte Betrachtung für ähnliche Anwendungen. In dieser Umgebung sind bewertende Untersuchungen möglich, ohne auf zeitaufwendige Prüfstandsversuche zurückgreifen zu müssen.

Die Zusammenführung der theoretischen und experimentellen Erkenntnisse ermöglicht die Bildung eines beschreibenden Modells zur abschätzenden Bewertung des Verschleißrisikos.

## 2 Tribologische Grundlagen

Der aus dem Altgriechischen abgeleitete Begriff Tribologie bezeichnet die Lehre (gr. *logos*) von der Reibung (gr. *tribos*). Seine Verwendung als Fachterminus geht zurück auf Sir Peter Jost [64], der den Begriff wie folgt einführte:

„Tribology is the science and technology of interacting surfaces in relative motion and of related subjects and practices“<sup>1</sup>

Die ehemalige DIN 50 323 definiert die Tribologie gemäß Abbildung 2.1<sup>2</sup> als

„...die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“<sup>3</sup>

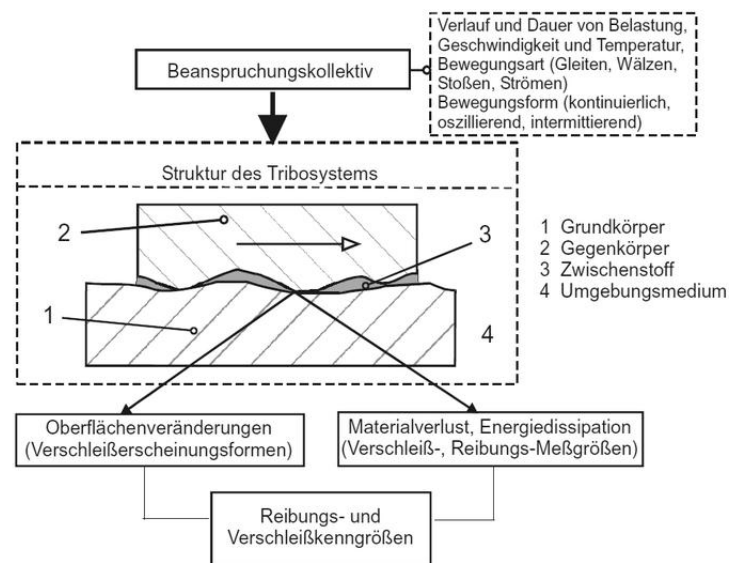


Abbildung 2.1: Tribologisches System

<sup>1</sup>Siehe [64].

<sup>2</sup>Entnommen aus [29], Seite 6.

<sup>3</sup>Entnommen aus [25].



## 2.1 Reibung und Reibungsmechanismen

Der Definition der ehemaligen DIN 50 323 Teil 3 entsprechend versteht man unter dem Begriff der Reibung

„...eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschieden, bei innerer Reibung ein und demselben Körper zugehörig.“<sup>4</sup>

Nach [25] werden die Elementarprozesse, die im Kontaktbereich eine Energiewandlung bzw. eine Bewegungshemmung verursachen, als Reibungsmechanismen bezeichnet. Ausgelöst werden diese durch lokal auftretende Mikrokontakte der Rauheitsspitzen. Die Zahl der Mikrokontakte und damit die Reibungskraft nimmt dabei proportional zur Normalkraft  $F_N$  zu. Daraus lässt sich durch Einführung der Reibzahl  $\mu$  als Proportionalitätsfaktor die in Gleichung 2.1 dargestellte Beziehung von der Normalkraft zur Reibungskraft herleiten. Hervorzuheben ist die Unabhängigkeit der Reibkraft von der Kontaktfläche. Der charakteristische Wert der Reibzahl wird für verschiedene Kontaktpaarungen empirisch ermittelt.

$$F_R = \mu \cdot F_N \tag{2.1}$$

Eine Übersicht über die im Folgenden beschriebenen Reibungsmechanismen gibt Abbildung 2.2<sup>5</sup>.

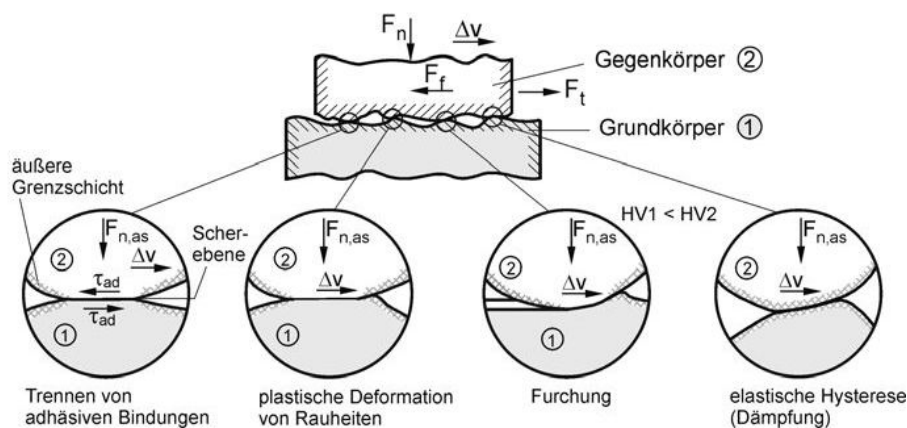


Abbildung 2.2: Vereinfachte Illustration der grundlegenden Reibungsmechanismen

<sup>4</sup>Entnommen aus [29], Seite 29

<sup>5</sup>Entnommen aus [113], Seite 23.

**Adhäsion und Scheren:** Der Bewegungswiderstand wird durch die Bildung und Zerstörung von Verbindungen auf atomarer und molekularer Ebene zwischen den Kontaktpartnern hervorgerufen. Einfluss auf die Adhäsionskomponente der Reibung haben unter anderem die Stoffeigenschaften, Elektronenstrukturen, Oberflächenschichten sowie die Zwischenstoffe und Umgebungsmedien.

**Plastische Deformation:** Durch die Relativbewegung der Kontaktpartner können sich an den Rauheitsspitzen Mikrokontakte gegenseitig verformen. Die in Form von Deformationsenergie auftretende Energiewandlung führt zum Bewegungswiderstand.

**Furchung:** Furchung setzt voraus, dass ein Körper gegenüber seinem Kontaktpartner eine geringere Härte besitzt. Dies führt dazu, dass Rauheitsspitzen in das weichere Material seines Gegenkörpers eindringen. Bei einer Tangentialverschiebung wirkt der Widerstand des Gegenkörpers gegen die Furchung als Reibungskomponente.

**Elastische Hysterese und Dämpfung:** Elastische Verformungen der Rauheitsspitzen führen zu einer Umwandlung der kinetischen Energie aus einer Relativbewegung in andere Energieformen. Bei diesem auch als Energiedissipation bezeichneten Reibungsmechanismus wird der Großteil der Energie als Wärme sowie als Schall umgesetzt.

Im Bezug auf die Art des Kontaktes der Reibpartner werden nach der früheren DIN 50 281 gemäß [25] die folgenden Reibungsbegriffe unterschieden:

**Festkörperreibung:** Reibung bei unmittelbarem Kontakt fester Körper

**Grenzreibung/Grenzschichtreibung:** Festkörperreibung, bei der die Oberflächen der Reibpartner mit einem molekularen, z. B. von einem Schmierstoff oder Bestandteilen der Atmosphäre stammenden, Film bedeckt sind

**Flüssigkeitsreibung:** Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden flüssigen Film, der hydrostatisch oder hydrodynamisch erzeugt werden kann

**Gasreibung:** Reibung in einem die Reibpartner lückenlos trennenden gasförmigen Film, der aerostatisch oder aerodynamisch erzeugt werden kann

**Mischreibung:** Reibung, bei der Festkörperreibung und Flüssigkeits- bzw. Gasreibung nebeneinander vorliegen

Als weiteres Merkmal kann, wie auch in [25] dargestellt, die Art der Relativbewegung der Kontaktpartner zueinander unterschieden werden:

**Gleitreibung:** Gleiten bezeichnet eine translatorische Relativbewegung zweier Kontaktpartner, die im Allgemeinen reibungsbehaftet ist. Gleiten und Gleitreibung treten typischerweise in Gleitlagern und Führungen auf.

**Rollreibung:** Rollen bezeichnet eine Drehbewegung eines Körpers, bei der die Drehachse parallel zur Oberfläche des Kontaktpartners angeordnet ist. Bei technischen Anwendungen wird aufgrund des im Kontaktbereich auftretenden Mikroschlupfes diese Bewegung als Wälzen bezeichnet. Der Widerstand gegen eine Roll- bzw. Wälzbewegung wird als Roll- bzw. Wälzreibung bezeichnet.

**Bohrreibung (Spin):** Steht die Drehachse eines Körpers senkrecht zur Oberfläche des Kontaktpartners, so bezeichnet man diese Drehbewegung als Bohren oder Spin. Dies kann als Gleiten um eine Drehachse verstanden werden. Der dabei auftretende Reibungswiderstand wird als Bohrreibung bezeichnet.

## 2.2 Verschleiß und Verschleißmechanismen

Die frühere DIN 50 320 definiert den Begriff Verschleiß folgendermaßen:

„Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörper), hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers“<sup>6</sup>

Nach [25] werden physikalische und chemische Wechselwirkungen, die im Kontaktbereich eines tribologischen Systems auftreten und zu Stoff- und Formänderungen der beteiligten Oberfläche führen, als Verschleißmechanismen bezeichnet. Diese lassen sich in die kräftemäßigen, spannungsmäßigen oder energetischen Mechanismen Oberflächenzerrüttung und Abrasion sowie in die auf atomare und molekulare Wechselwirkungen basierenden Mechanismen Adhäsion und tribochemische Reaktionen einteilen. Abbildung 2.3<sup>7</sup> zeigt einen Überblick über die im Folgenden näher beschriebenen Verschleißmechanismen.

---

<sup>6</sup> Aus [25], Seite 113.

<sup>7</sup> Entnommen aus [113], Seite 26.

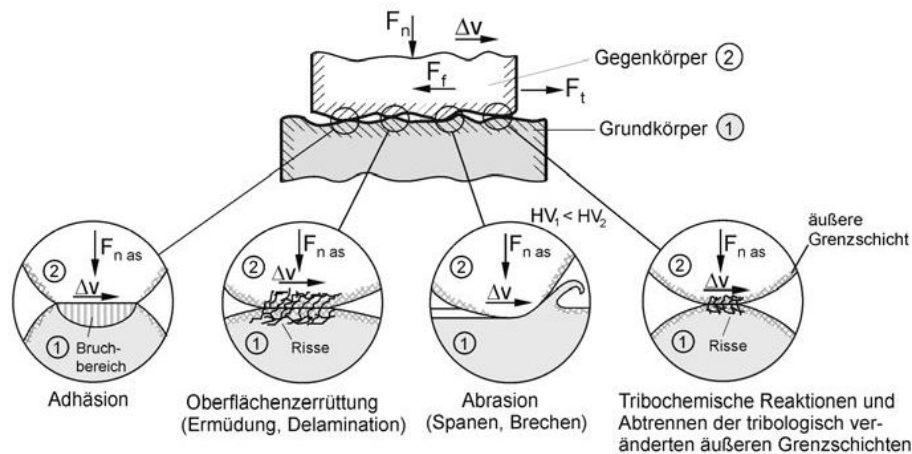


Abbildung 2.3: Vereinfachte Illustration der grundlegenden Verschleißmechanismen

### 2.2.1 Oberflächenzerrüttung

In direktem Kontakt stehende Oberflächen eines tribologischen Systems müssen Kräfte aufnehmen, wodurch in Kombination mit einer Relativbewegung der Körper Werkstoffanstrengungen verursacht werden. Die dabei auftretenden Normal- und Tangentialkräfte werden über die Mikrokontakte aufgenommen, wohingegen bei Flüssigkeitsreibung diese Kräfte über den Schmierfilm übertragen werden. Periodisch auftretende Beanspruchungen können im Kontaktbereich zu einer lokalen Werkstoffermüdung führen. Dies tritt verstärkt in tribologischen Wechselbeanspruchungen unterworfenen Hertz'schen Kontakten auf.

Durch den ständigen Wechsel von Zug- und Druckspannungen im Grenzflächenbereich können ausgehend von Gitterfehlern an der Oberfläche Submikrorisse entstehen. Diese können sich bei fortschreitender zyklischer Beanspruchung zu Mikrorissen vereinigen. Das abschnittsweise Vordringen der Rissfronten ist mit der volumenbezogenen Ermüdung von Massivmaterial (Dauerbruch) vergleichbar. Die Werkstoffermüdung wird maßgeblich durch die Belastungsamplitude und der Zyklenanzahl bestimmt. Nach [25] erfolgt die Einteilung des Ermüdungsprozesses im Hinblick auf die Entwicklung der veränderten Mikrostruktur in die folgenden vier Phasen:

- Inkubationsperiode (Akkumulation von Gitterverzerrungen und -fehlern)
- Entstehung und Entwicklung von Submikrorissen bis zu Mikrorissen
- Rissausbreitung; Vereinigung von Rissen
- Endgültiger Bruch

### 2.2.2 Abrasion

Die Abrasion (von lateinisch *abrasio* „Abkratzung“) wird dadurch gekennzeichnet, dass der tribologische Gegenkörper gegenüber seinem Grundkörper wesentlich härter ist. Durch eine Relativbewegung der beiden Körper zueinander kann auf verschiedene Weise aus dem Grundkörper Material abgetrennt werden. Die Abrasion wird nach [25] in vier Detailprozesse eingeteilt:

**Mikropflügen:** Der Grundkörper wird durch ein abrasives Werkstoffteilchen des Gegenkörpers plastisch stark verformt, wobei an den Rändern der Furchung Material aufgeworfen wird. Beim idealisierten Prozess findet bei einmaligem Auftreten kein Materialabtrag statt.

**Mikroermüden:** Bei einer durch Mikropflügen vorbelasteten Oberfläche kann durch weitere abrasive Beanspruchung lokal eine Werkstoffermüdung auftreten und Material abgetragen werden.

**Mikrospanen:** Hierbei kann ein Teilchen des harten Gegenkörpers einen sogenannten Mikrospan aus dem weichen Grundkörper heraustrennen, wodurch an der Oberfläche eine Furchung auftritt und Materialabtrag stattfindet.

**Mikrobrechen:** Dieser Prozess kann insbesondere bei spröden Werkstoffen oberhalb einer kritischen Belastung auftreten und führt durch Rissbildung zu Materialausbrüchen entlang der Furchung.

### 2.2.3 Adhäsion

Im Gegensatz zu den beiden zuvor beschriebenen Verschleißmechanismen treten bei der Adhäsion stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene auf. Bei der auch als Kaltverschweißung bezeichneten Adhäsion führen hohe lokale Pressungen an einzelnen Oberflächenrauheitshügeln zu einem Durchbrechen der Oberflächendeckschichten und lokalen Grenzflächenverbindungen. Dadurch, dass diese eine höhere Festigkeit als das ursprüngliche Gefüge besitzen, ruft eine Relativbewegung eine Trennung des Materials im Kontaktbereich und einen Materialübertrag hervor. Dieser adhäsive Materialübertrag wird auch als lokales „Fressen“ bezeichnet. Nach [25] stellt sich für die Adhäsion folgender Ablauf dar:

- Deformation kontaktierender Rauheitshügel unter den wirkenden lokalen Normal- und Tangentialspannungen
- Zerstörung von Oberflächendeckschichten

- Bildung adhäsiver Grenzflächenbindungen in Abhängigkeit der chemischen Eigenschaften der Kontaktpartner
- Zerstörung von Grenzflächenbindungen und Materialübertrag
- Veränderung der übertragenden Materialfragmente wie Verfestigungen oder tribochemische Effekte
- Abtrennung übertragender Materialfragmente in Form von Verschleißpartikeln

Hierbei gilt, dass beim Kontakt unterschiedlicher Metalle ein Materialübertrag hin zu dem kohäsiv stärkeren Partner erfolgt.

#### 2.2.4 Tribochemische Reaktionen

Chemische Reaktionen beanspruchter Teile des Systems, die durch eine Relativbewegung der Kontaktpartner hervorgerufen werden, werden nach [25] als tribochemische Reaktionen bezeichnet.

- Entfernung reaktionshemmender Deckschichten
- Beschleunigung des Transportes der Reaktionsteilnehmer
- Vergrößerung der reaktionsfähigen Oberfläche
- Temperaturerhöhung infolge der Reaktionswärme
- Entstehung von Oberflächenatomen mit freien Valenzen infolge von Gitterstörungen, die durch plastische Deformationsprozesse hervorgerufen werden

Die Reaktion wird durch erhöhte Temperaturen begünstigt. Auch Gitterfehler verstärken die tribochemische Reaktion, da durch sie die Reaktionsbereitschaft erhöht wird. Häufig ist ein Aufwachsen von Oxidinseln zu beobachten. Diese Oxidinseln können zum Teil den mechanischen Belastungen nicht standhalten und neigen zum spröden Abbrechen und somit zum Entstehen von Verschleißpartikeln. Durch die tribochemische Reaktion ändern sich die Eigenschaften der äußeren Grenzschichten der Kontaktpartner. Es kann zu einer erheblichen Beschleunigung des Verschleißes kommen, aber ebenso ist eine deutliche Verringerung der Verschleißrate möglich. Die Eigenschaften der sich ausbildenden Oxide sind dafür von erheblicher Bedeutung.

## 2.3 Das tribologische System

Im tribologischen System treten Verschleißmechanismen nicht getrennt von einander auf. Neben einem parallelen Auftreten sind die Mechanismen<sup>8</sup> durch vielfältige Wechselwirkungen miteinander verknüpft.

Um ein technisches System aus tribologischer Sicht betrachten zu können ist es notwendig, eine vereinfachende Übersicht zu bilden. Diese sollte alle wesentlichen Einflussfaktoren berücksichtigen. Die Übersicht wird als das gebildete tribologische System bezeichnet.

Die Vereinfachung des Systems erfolgt durch Aufteilung in:

**Eingangsgrößen:** beabsichtigte, dem System zugeführte Größen, z. B. Bewegungsart, Belastung, Geschwindigkeiten, Beanspruchungsdauer

**Ausgangsgrößen:** durch das System erzeugte Größen, z. B. Kraft, Drehmoment, Signalgrößen

**Störgrößen:** ungewollte oder zufällige Eingangsgrößen

**Verlustgrößen:** Reibung (Wärme, Schwingungen, Emission) und Verschleiß (Materialabtrag)

**Struktur des Tribosystems:** enthält die Elemente des Systems (Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff, Umgebungsmedium), zeigt die Werkstoff- und Geometrieigenschaften und die Wechselwirkungen.

Tribologische Systeme werden nach ihrer Hauptaufgabe in energiedeterminiert, signaldeterminiert und materialdeterminiert unterschieden. Die Hauptaufgabe des Ventils im Verbrennungsmotor ist das Abdichten des Verbrennungsraums. Somit kann es als energiedeterminierendes System bestimmt werden.

## 2.4 Berechnungsmöglichkeiten für Reibung und Verschleiß

Eine unmittelbare Berechnung sowohl für Reibungsprozesse als auch für Verschleißereignisse führt derzeit nur eingeschränkt zu Lösungen. Die Bereitstellung eines mathematischen Zugangs ist Gegenstand einer ganzen Reihe von Untersuchungen. In diesem Abschnitt soll auf die aktuellen Lösungsvorschläge für Festkörperkontakte eingegangen werden. Insbesondere soll deutlich gemacht werden, dass diese Vorgehensweisen für den vorliegenden Fall nicht anwendbar sind.

---

<sup>8</sup>Weiterführend in [25], Seite 130.

### 2.4.1 Die Reibungsenergiedichte

Die energetische Reibungstheorie wurde vor allem von Fleischer, Tross und Kragelski [41, 42, 141, 75] geprägt. Hier eingeführte Größen, wie *Reibungsenergiedichte*, *Verschleißenergiedichte* und *spezifische Arbeit des Verschleißes* [109], werden mit dem Ziel angewendet, Verschleißintensität und Verschleißmassenstromdichte zu bestimmen. Insbesondere die Verschleißenergiedichte stellt dabei die wesentliche Kenngröße [42, 135, 110, 111] dar. Die Betrachtungen bieten Möglichkeiten zur Bewertung verschiedener Materialkombinationen zum Einsatz als tribologisch beanspruchtes System. Das materialspezifische Modell zeigt eine Ausrichtung auf die Beanspruchbarkeit.

### 2.4.2 Molekulare Modelle

Ebenso zeigt der Ansatz von Prandtl und Tomlinson [95] in dem erstmals vorgestellten molekularen Reibungsmodell einen Schwerpunkt im Bereich der Beanspruchbarkeit. Weiter verfolgt wurde dies u. a. von Bowden, Tabor und Kragelski<sup>9</sup>. Aktuell kann das Modell der beweglichen zellulären Automaten [106, 70] als Weiterentwicklung des atomistischen/molekularen Ansatzes betrachtet werden. Diese Betrachtungen sind derzeit jedoch noch auf kleine Kontaktlängen im Nanometerbereich [127] beschränkt.

### 2.4.3 Betrachtung mittels Finite-Elemente-Methode

Das stochastische Kontaktmodell von Archard [2] mit der Berücksichtigung der Druckverteilung rauher Oberflächen zeigt auf, dass die Kontaktfläche mit zunehmender Kontaktkraft nahezu linear ansteigt. Dies und die Vereinfachung der statistisch verteilten Oberflächentopologie bieten eine vielversprechende Herangehensweise mittels der FEM [35, 36, 37, 38, 57, 90]. In Kombination mit Mehrkörperkontaktsystemsimulationen [17, 120, 28] zeigt sich das Potential aktueller Rechenkapazitäten zur Abbildung von Verschleißprozessen.

### 2.4.4 Lebensdauerberechnung

Kurzzeitige reguläre und irreguläre Betriebszustände finden in den vorgenannten Ansätzen nachrangige Beachtung. Diese sind für die Zuverlässigkeit tribologischer Systeme von erheblicher Bedeutung. Eine einmalig aufgebrachte Störgröße kann ein tribologisches System insoweit stören, dass seine Funktionsfähigkeit nicht oder nicht mehr dauerhaft sichergestellt ist. Die Abschätzung der Folgen von Betriebsbedingungen ist eine besondere Herausforderung [135] und nur selten umfassend möglich. Es ist eine starke Eingrenzung des Systems mit umfangreichen Verschleißuntersuchungen, Parametervariationen und statistischer Absicherung

---

<sup>9</sup>Hervorzuheben ist hier die Einführung des grenschichtorientierten „dritten Körpers“.



notwendig.

## 2.5 Verfahren zur Analyse tribologischer Systeme

Die Bildung eines tribologischen Modells und die damit verbundene Bestimmung der systemrelevanten Einflussfaktoren stellt eine Vereinfachung dar, die die Voraussetzung für eine modellhafte Beschreibung ist. In der Hauptsache werden gegenwertig singular anwendbare Modelle für überschaubare Systeme aufgestellt. Anwendbar sind dafür z. B. die in [10, 102, 145] beschreibenden Vorgehensweisen:

- SIX SIGMA Analyse,
- Fehler-Möglichkeiten- und Einflussanalyse, FMEA,
- Fehler-Baum-Analyse, FTA,
- Multivariate Analysen.

Diesen Methoden gemein ist eine Komplexität, die eine Überschaubarkeit erschweren. Zudem hängt die Aussagefähigkeit unmittelbar vom Kenntnisstand über das System ab. Dieser kann nie vollständig sein. Daher ist es Ziel der vorliegenden Arbeit, ein Werkzeug zur Abschätzung von Parametervariationen bereitzustellen. Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den nachfolgenden Kapiteln wird ein an die Konstruktionsmethodik angelehntes Modell erstellt, das die Einflussfaktoren und deren Wechselwirkungen erfasst und über logische Funktionen verknüpft.

### 3 Stand der Technik

Hauptsächlich wurden bislang Optimierungen im System Ventilsitz–Ventilsitzring mithilfe experimenteller Methoden durchgeführt. Dazu wurde eine Reihe von Prüfständen entwickelt, die eine Abbildung des realen Verschleißprozesses unter Laborbedingungen ermöglichen sollen. Nachfolgend erfolgt eine Übersicht über die bekannten Ventilverschleißprüfstände:

**nach Lewis** Ventildrehvorrichtung, Feder direkt auf den Teller wirkend, Verbrennungsdruck wird durch Hydraulikzylinder simuliert, Zuführung von erwärmter Luft möglich, keine Standardventilführung [81]

**nach Iguarta** Tribometer der Firma Falex zur Simulation von Stoßvorgängen aus rotierendem Antrieb, 150 °C, 40 Hz [61]

**nach Chun** Linearmotor zum Antrieb des Ventils, Simulation des Verbrennungsdruckes mittels Hydraulikzylinder, Temperaturen bis 900 °C möglich [22]

**nach Wang** Aufbau nahezu identisch mit Testapparat aus Chun, jedoch erweitert um eine Feder zum Öffnen des Ventils [142, 143]

**nach Hayashi** Stehender Aufbau der angetriebenen Ventiltriebskomponenten, keine Beaufschlagung zur Verbrennungsdrucksimulation erkennbar, 50 Hz, 500 °C [56]

**nach Fujiki und Onoda** Nachbau eines Ventiltriebes (Tassenstößel), luftgekühlt, Möglichkeit zur Erwärmung mittels Gasbrenner [44, 100]

**nach Todsén** Nachbau eines originalen Ventiltriebes (Schlepphebel, neuerdings auch einstellbarer Tassenstößel und Hydrostößel), Antrieb der Nockenwelle mittels Elektromotor, 5 – 50 Hz, wassergekühlt mit Temperaturregelung, Erwärmung mit Gasbrenner [26]

**nach Luven** Komponentenprüfstand ohne Verbrennungsdruck, zusätzlich Versuche mit Tribometer [83]

**verschiedene** Pin-on-Disk-[98] oder Ring-on-Disk-Tribometer [112], mittels zumeist handelsüblicher Tribometer werden Materialkombinationen vergleichend bewertet.

Für die Nachbildung des Verbrennungsvorganges innerhalb eines Prüfstandes wurde bislang keine tragfähige Lösung gefunden. Im Wesentlichen konzentrieren sich die Untersuchungen auf

das Auftreffverhalten und Effekte, die sich aufgrund von Verformungen und Lagetoleranzen ergeben. Trotzdem werden zumeist Rückschlüsse auf das gesamte Verschleißverhalten getroffen.

Einen Ansatz zur Berücksichtigung eines Teiles der in Kapitel 3.1 aufgeführten Einflussfaktoren und deren Wechselwirkungen erfolgt erstmalig in [81]. Zudem erwähnt diese Ausarbeitung erstmals die Möglichkeit einer getrennten Betrachtung von Auftreffereignis und Verbrennungsereignis.

Auf die wesentlichen Erkenntnisse der vorgenannten Untersuchungen wird in dem folgenden Abschnitt eingegangen.

### 3.1 Tribologische Systembetrachtung

In Abbildung 3.1<sup>1</sup> ist schematisch das gebildete tribologische System mit den auftretenden Beanspruchungen dargestellt. Das System spiegelt in geeignetem Umfang die komplexen Zusammenhänge im betrachteten System wieder und wird für die weitere Modellbildung verwendet.

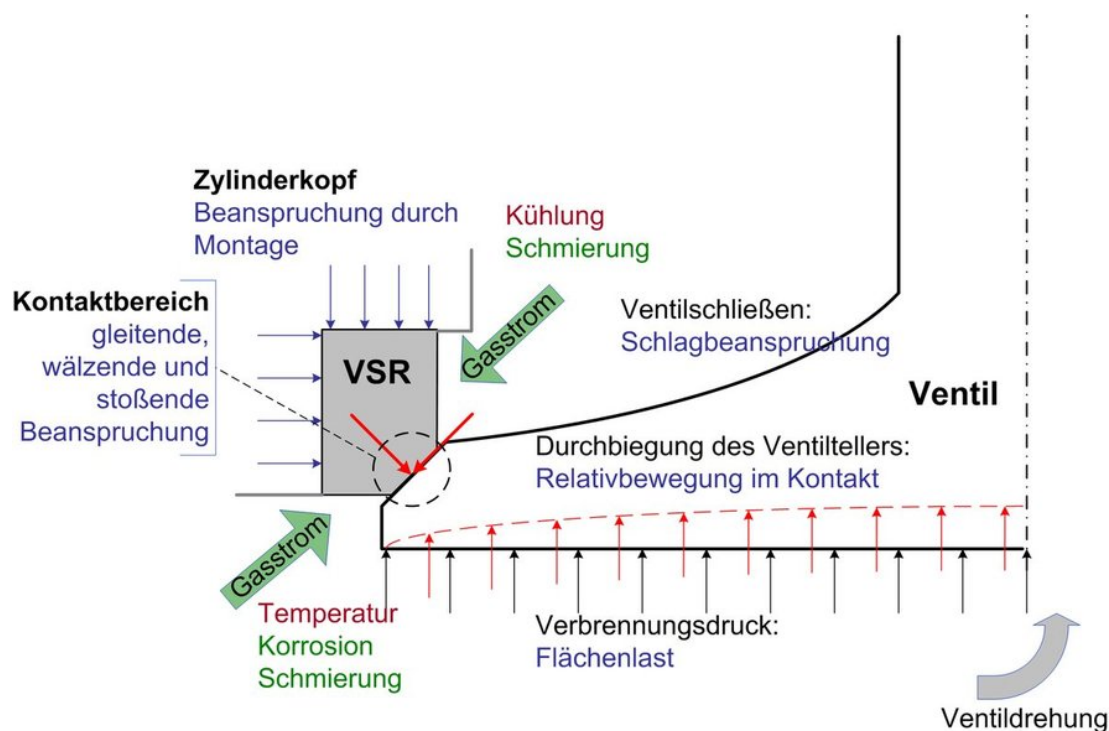


Abbildung 3.1: Tribologische Betrachtung des Systems VS – VSR

<sup>1</sup>Aufbauend auf [49].

## 3.2 Die relevanten Einflussfaktoren

Die Betrachtung des gebildeten tribologischen Systems zeigt die wirksamen Beanspruchungen. Diese ergeben sich in der Hauptsache aus den Störgrößen. Eine wesentliche Charakterisierung kann in mechanisch, thermisch und chemisch wirksame Mechanismen vorgenommen werden. Die detaillierte Beschreibung der einzelnen Faktoren ist Gegenstand des folgenden Kapitels. Ebenso wird auf die Besonderheiten im Bereich der mechanischen Faktoren und die Wechselwirkungen grundsätzlich eingegangen. Die Anwendung der Erkenntnisse erfolgt unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Experimenten und Simulationen in Kapitel 7, Seite 102.

### 3.2.1 Mechanische Faktoren

Die mechanischen Einflussfaktoren nehmen auf der Beanspruchungsseite eine bedeutende Position ein. Eine Übersicht bietet der folgende Abschnitt auf Basis der veröffentlichten Untersuchungen. Zu großen Teilen wurden aufgrund auftretender Probleme empirische Untersuchungen vorgenommen, aus denen Lösungen entwickelt wurden. Bewusst wurden auch bis in das Jahr 1931 datierte Beiträge [48] berücksichtigt.

**Anzahl der Einwirkungen:** Sie ist von zentraler Bedeutung für den Verschleiß am betrachteten System und hat unmittelbare Auswirkungen auf alle im Folgenden genannten Einflüsse. Mit zunehmender Motordrehzahl und steigender Betriebsdauer nimmt notwendigerweise die Anzahl der Einwirkungen zu. Im Einsatz für Pkw kann von mehr als 500 Mio. Kontaktereignissen ausgegangen werden, bei stationärer Anwendung sind über 1,5 Mrd. möglich.

**Verbrennungsdruck:** Nach dem Schließen des Ventils durch die Ventilsfeder kann sich durch Komprimierung der eingeschlossenen Gase der für die Verbrennung notwendige Druck aufbauen. Ein deutlicher Druckanstieg erfolgt durch die Zündung. Da eine Erhöhung des Verbrennungsdruckes eine Leistungssteigerung des Motors mit sich führt, gibt es Bestrebungen zur weiteren Steigerung. Der Verbrennungsdruck ist insbesondere bei Ottomotoren vom Lastzustand des Motorbetriebes abhängig. Der Ventilteller ist auf seiner Unterseite dem Verbrennungsdruck ausgesetzt. Durch den Verbrennungsdruck wird das geschlossene Ventil in den VSR gepresst. Die Steifigkeit des Ventils bestimmt maßgeblich die Relativbewegung im Ventilsitz. Durch die Druckbeanspruchung kann es zu Verformungen des Zylinderkopfes und somit zu Lageänderungen der Ventilführung und damit verbunden zu erhöhtem Verschleiß kommen [121].

**Auftreffgeschwindigkeit:** Die Auftreffgeschwindigkeit<sup>2</sup> des Ventils [81, 22, 101] ist zusammen mit der bewegten Masse des Ventiltriebes die bestimmende Größe für die kinetische Energie<sup>3</sup>, die während des Schließens des Ventils aufgenommen werden muss. Sie ist definiert durch die Nockenform<sup>4</sup>, die Nockenwellendrehzahl und die Federkraft der Ventilfeeder.

**Geometrie:** Als geometrische Randbedingungen sind Ventilsitzwinkel [81, 22, 142, 61], Ventilsitzbreite und der Differenzwinkel relevant. Der mittlerweile übliche Ventilsitzwinkel von 45° ist strömungsgünstig [116], bringt jedoch eine Erhöhung der Querkräfte mit sich. Ein maßgeblicher Zusammenhang zum Verschleiß wird in verschiedenen Untersuchungen [49, 50, 116, 86] beschrieben. Die Auswertung der Winkelfunktionen lässt darauf schließen, dass ein geänderter Ventilsitzwinkel von 30° die Beanspruchungen am VSR um ca. 30% [79]<sup>5</sup> senkt. Die Sitzbreite hat Einfluss auf die Wärmeabfuhr [138, 26] des Ventils und auf die Flächenpressung, die durch den Auftreffimpuls und den Verbrennungsdruck verursacht wird. Der Einfluss des Differenzwinkels ist noch nicht in geeignetem Umfang untersucht worden.

**Maßabweichungen:** Eine Reihe von Untersuchungen [49, 61, 81] nennen als Hauptursache für den Verschleiß das Vorhandensein von Lage- und Formfehlern. Diese entstehen durch das Spiel in der Ventilführung [49], das Durchbiegen des Zylinderkopfes unter dem Einfluss der Verbrennung [20], Maßungenauigkeiten, dynamische Positionsverlagerungen und thermische Verzüge.

**Ventildrehung:** Durch eine Verdrehung der Ventile kann eine deutliche Verringerung der Beanspruchungen erzielt werden. Zum einen wird erreicht, dass sich die Kontaktbereiche und die sich in begrenzten Bereichen gebildeten Verschleißerscheinungen nicht mehrmalig berühren. Dies würde einen deutlich beschleunigten Verschleiß mit sich bringen. Zum anderen können lokal auftretende stärkere Erwärmungen verringert werden, die zu ungleichmäßigen Volumenausdehnungen und Wärmespannungen führen. Der Drehimpuls stellt jedoch auch eine zusätzliche Bewegungsrichtung im Kontaktbereich dar [131, 53]. Die Drehung kann durch zusätzliche Konstruktionselemente<sup>6</sup> begünstigt oder gehindert werden.

---

<sup>2</sup>Auch „impact“ in [81].

<sup>3</sup>Im Versuch: [81], [65] und [150].

<sup>4</sup>Berechnungsmöglichkeit u. a. in [54], 131ff.

<sup>5</sup>Neuere Veröffentlichungen [83] sprechen von Erfahrungswerten im Bereich von 50%.

<sup>6</sup>Z. B. ROTOCAPS, weiterführend in [8], Seite 196.

Die hier aufgeführten mechanischen Beanspruchungen sind der Zugang zur tribologischen Betrachtung des Systems. Sie lassen sich mithilfe geeigneter Experimente nachweisen und quantifizieren. Für einen großen Teil der Beanspruchungen ist dies in den genannten Arbeiten punktuell geschehen. Eine Berücksichtigung der Interaktionen zwischen den Faktoren erfolgt in den bekannten Ausarbeitungen bislang nicht. Insbesondere findet die zeitliche Abfolge gänzlich unterschiedlich wirkender Beanspruchungen wenig Beachtung. Im Folgenden wird die Trennung der verschieden wirkenden Ereignisse dargestellt. In [121] wurde die Formsteifigkeit unterschiedlich gestalteter Ventilteller mittels Dehnungsmessstreifen untersucht. Abbildung 3.2<sup>7</sup> stellt einen Messschrieb dieser Untersuchungen dar. Auf der Beanspruchungsseite sind zwei signifikante Ereignisse erkennbar. Zum einen ist dies der Moment der maximalen Kompression, der mit dem Maximum der Dehnung verbunden ist. Das zweite Ereignis stellt den Moment des Schließens des Ventils dar. Zu diesem Zeitpunkt erfolgt eine sprunghafte Änderung der gemessenen Dehnungen.

Der Einschlag des Ventils ist somit als eine Stoßbeanspruchung zu betrachten. In der Ausarbeitung wurde nicht auf die damit verbundene spezifische Belastung durch eine eventuell vorhandene verminderte Erstkontaktfläche eingegangen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass eine getrennte Betrachtung der Ereignisse Ventilschließen und Verbrennung notwendig ist.

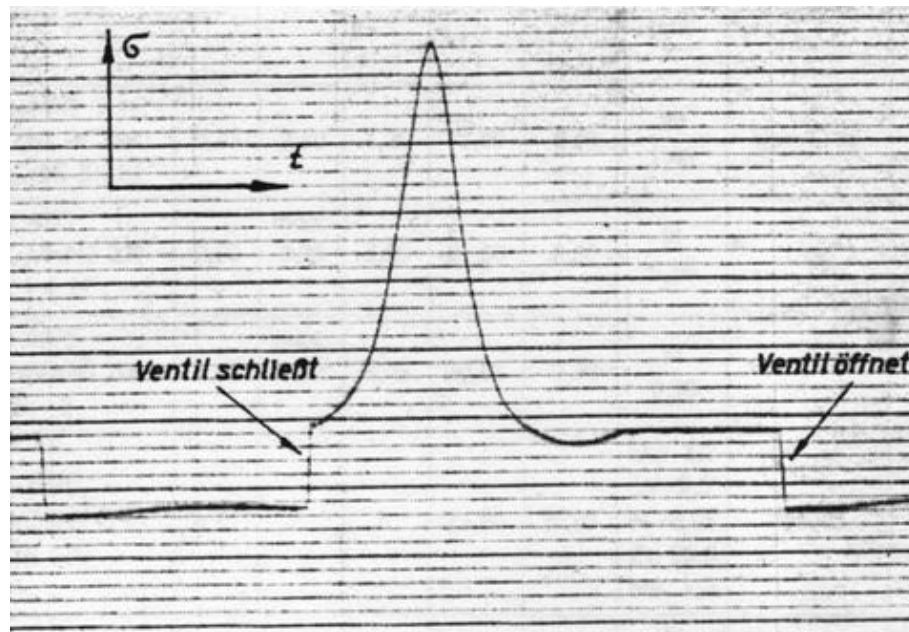


Abbildung 3.2: Verformung des Ventiltellers im geschleppten Betrieb

<sup>7</sup>Entnommen aus [121].

### 3.2.2 Thermische Faktoren

Die Grundfunktion des betrachteten Systems bedingt, wie bereits in 3.2.1 erwähnt, thermische Beanspruchungen. Aufgrund ihrer Bedeutung werden diese im Folgenden detailliert betrachtet.

**Verbrennungstemperatur und Temperaturverteilung:** Durch den Einfluss der Verbrennung erwärmen sich die dem Prozess ausgesetzten Teile je nach Lage und Funktionalität in unterschiedlichem Maße. Einlassventile werden vorwiegend durch Wärmestrahlung erhitzt und durch die zugeführten Frischgase intermittierend gekühlt. Da Bereiche des Einlassventiltellers in den Strom des Abgases ragen (dort ist Konvektion zu erwarten) und der Ventilteller am Umfang unterschiedlich weit vom momentanen Ort der Verbrennung entfernt ist, entsteht eine ungleichmäßige Temperaturverteilung. Diese kann durch Ventildrehung verringert werden. Auslassseitig erfolgt vorwiegend konvektiver Wärmeübergang durch die umströmenden Abgase. Die Erwärmung des Ventiltellers erfolgt gleichmäßiger, wobei schon bei geringen Undichtigkeiten starke örtliche Erhitzungen entstehen. Es werden Temperaturen erreicht, die bezüglich der jeweiligen Warmfestigkeit problematisch sein können. Die Temperaturen begünstigen in besonderem Maße die chemischen Prozesse im betrachteten System. Die Verbrennungstemperatur ist abhängig von Lastzustand, Drehzahl, Arbeitsverfahren und Zündzeitpunkt [52] und variiert innerhalb eines mehrzylindrigen Motors. Sie beeinflusst wesentlich die chemischen Prozesse im betrachteten System. Eine Senkung der Bauteiltemperatur des Ventiltellers um bis zu 100 °C lässt sich durch Füllung des Ventilschaftes mit Natrium erreichen [103].

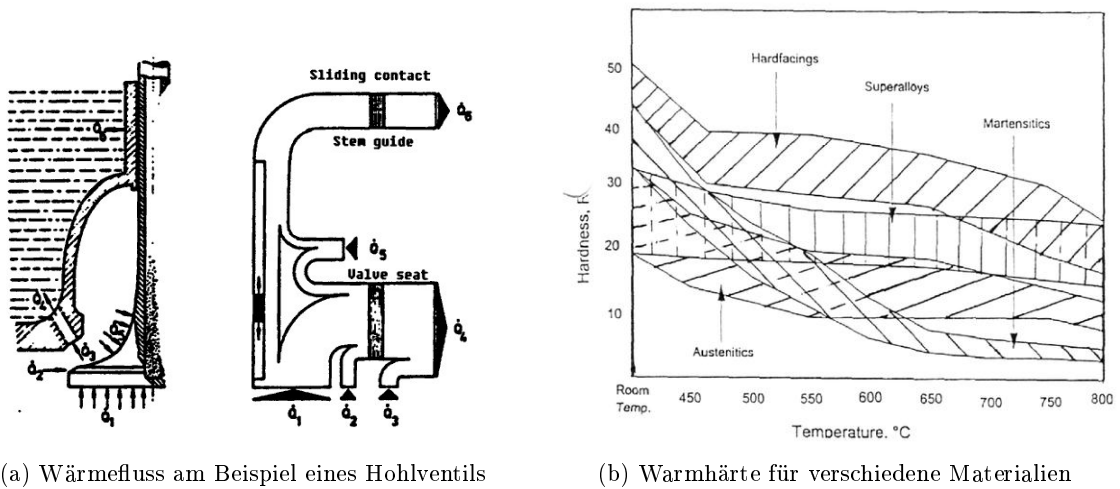
**Wärmeleitfähigkeit:** Während die Verbrennungstemperatur<sup>8</sup> ausführliche Beachtung gefunden hat, wurde der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der einzelnen Bestandteile des Systems bislang nur wenig betrachtet. Erheblicher Auswirkungen konnten jedoch nachgewiesen werden [26, 138, 94]. Eine Wärmeableitung erfolgt überwiegend über den Ventil Sitzring [138] und in der Nebensache über die Ventilfehrung. Ein bei verbesserter Wärmeleitfähigkeit verringerter Verschleiß konnte in Untersuchungen nachgewiesen werden. In Abbildung 3.3a<sup>9</sup> ist der Wärmefluss am Beispiel eines Hohlventils dargestellt. Die Gestaltung des Ventils hat Einfluss auf die aufgenommene und abgegebene Wärme [50]. Die Stoffeigenschaften von Grund- und Gegenkörper ändern sich unter dem Einfluss der Temperatur. In Abbildung 3.3b<sup>10</sup> ist dieser Zusammenhang für die Warmhärte verschiedener Werkstoffe dargestellt. Sie ist ein wesentliches Kriterium bei der Werkstoffauswahl [93, 15].

---

<sup>8</sup>Als wesentliche Systemgröße in fast allen Veröffentlichungen, auch variiert.

<sup>9</sup>Entnommen aus [138].

<sup>10</sup>Entnommen aus [116].



(a) Wärmefluss am Beispiel eines Hohlventils

(b) Warmhärte für verschiedene Materialien

Abbildung 3.3: Wärmefluss und Materialkennwerte für Ventile

### 3.2.3 Chemische Faktoren

Die Auswahl einer den Anforderungen hinreichend entsprechenden Materialkombination ist zentraler Gegenstand vieler Veröffentlichungen. Üblich ist zur Zeit die vorwiegend empirische Bestimmung einer Materialzusammensetzung und der darauf folgende experimentelle Nachweis der Einsetzbarkeit. Die aus bekannten Veröffentlichungen gesammelten Informationen sind im folgenden Abschnitt aufgeführt.

#### 3.2.3.1 Werkstoffkundliche Betrachtungen

Durch die größtenteils pulvermetallurgische Herstellung von VSR ist ein weites Spektrum an Materialzusammensetzungen möglich. Es ist jedoch zu beachten, dass sich Eigenschaften durch spezielle Materialverbindungen erheblich ändern können.

**Eisen:** verbreitetes Grundmaterial für niedrige bis mittlere Belastungsfälle, kostengünstig. Einsetzbar, wenn eine ausreichende Tragfähigkeit der Verschleißschichten gegeben ist. Problematisch bezüglich der Warmhärte bei Temperaturen über 427 °C.

**Nickel:** Grundmaterial für „heavy duty“ Anwendungen, hohe Warmhärte, duktil, problematisch mit Schwefel (Schmelztemperaturen: NiS = 797 °C und Ni<sub>2</sub>S<sub>3</sub> = 790 °C)[124, 117], verringert als Legierungselement in Eisen die Neigung zur Oxidation [132]

**Kobalt:** Teurer Grundwerkstoff für Anwendungen, bei denen eine hohe Warmhärte notwendig ist. Sulfidbildung beachten, Probleme bei 749 °C in Kombination mit Chrom [131]



(Abplatzen der Chromoxidschicht), Legierungselement zur Steigerung der Warmfestigkeit, begünstigt die Graphitbildung [144], kann zu Mikrorissen neigen, Widerstandsfähig gegen Schwefel, bildet Oxide mit niedrigem Gleitreibungskoeffizienten [138].

**Kohlenstoff:** Wichtigstes Legierungselement von Fe, verantwortlich für die Bildung von Karbiden [131], Eisenkarbide (zerfallen bei Temperaturen bis 482 °C), Chrom-, Molybdän- und Wolframkarbide sind widerstandsfähiger und temperaturstabiler. Die Karbide von Vanadium, Titan, Tantal und Niob bieten das höchste Maß an Stabilität und Verschleißfestigkeit. Katalytische Effekte in Verbindung mit Schwefel [3].

**Chrom:** bildet einen stabilen, dünnen Oxidfilm, verschleißmindernd [131], erhöht abrasiven Verschleiß, wenn es zu Ablösungen kommt, Legierungsgehalt 15 – 32 % bei Nickel- und Kobaltbasis, bis zu 35 % bei Eisen als Grundwerkstoff, positive Wirkung von Eisen-Chrom-Karbiden [65], begrenzte Verschleißreduzierung, wenn als alleiniges Legierungselement verwendet [132], Karbidbildner mit Verbesserung der Warmfestigkeit, Wärmeleitfähigkeit wird verringert [144].

**Kupfer:** erhöht die Wärmeleitfähigkeit [138, 94] und ermöglicht das Ausbilden von Kupferoxiden (verschleißmindernd).

**Titan:** erhöht Widerstandsfähigkeit, aber auch den Bearbeitungsaufwand erheblich, auch als teurer Grundwerkstoff für Spezialanwendungen möglich, aber mit Problemen bezüglich der Temperaturstabilität [26] und der Wärmeleitfähigkeit. Stark desoxydierend, schwefelbindend und karbidbildend [144].

**Mangan:** erhöht die Stabilität von Chromoxidschichten [3], als MnS temperaturstabiler Schmierstoff [56, 51], bei hohem Anteil (über 12 %) starke Kaltverfestigung an der Oberfläche [144].

**Molybdän:** erhöht die thermische Stabilität bei Eisen als Grundwerkstoff, bedeutend für die Bildung von Karbiden (siehe Kohlenstoff) [149], auch als Festschmierstoff ( $\text{MoS}_2$ ), verringert Sprödigkeit, starker Karbidbildner ( $\text{Mo}_2\text{C}$ ) [15], Verringerung der Zunderbeständigkeit [144].

**Vanadium:** zur Ausbildung von hochfesten Karbiden [117], Kornverfeinerung [144].

**Silizium:** begünstigt ein feinkörniges Gefüge, erhöht die Mikrohärtigkeit [56], verbessert Oxidationsbeständigkeit, versprödet [15].

**Wolfram:** starker Karbidbildner, verbessert Warmfestigkeit und Zähigkeit [144].

**Bor:** höhere Streckgrenze und Festigkeit möglich, auch Verbesserung der Warmfestigkeit [144], vermindert Anrissgefahr, stabilisiert Austenit [15].

**Niob, Tantal:** Erhöhung der Warmfestigkeit, sehr starke Karbidbildner (NbC, NbN) [15], starke Ferritbildner [144].

**Weitere:** Schwefel (problematisch in Verbindung mit Nickel, Chrom und Titan, positiv in Verbindung mit Mo und Mn), Phosphor (insbesondere als Reaktionsprodukt Cu<sub>3</sub>P positiv [112]), Blei (aus Umweltschutzgründen nicht mehr üblich, sehr gut schmierendes Oxid, verringert Adhäsion [53]), Aluminium (mit Kupfer [48]), Stickstoff (stabilisiert austenitisches Gefüge [144])

### 3.2.3.2 Umgebung / Zwischenstoff

Da im System ein ständiger Austausch zwischen Umgebung und Zwischenstoff auftritt, werden diese ebenfalls betrachtet. Rückwirkungen und Beeinflussungen ergeben sich aus den Verbrennungsgasen, dem bei der Verbrennung entstehenden Wasser<sup>11</sup> und dem durch Blow-By im Gasstrom befindlichen Öl und bei mageren Gemischen durch den Sauerstoffgehalt in den Verbrennungsgasen. Ebenfalls können positive Beeinflussungen durch Rußpartikel und Reaktionspartikel der Öladditive [86] entstehen. Dieselkraftstoffe zeigen nach bisheriger Kenntnis keine verschleißbeeinflussende Wirkung [86].

### 3.2.3.3 Ausbildung von Oxidschichten

Auf den Oberflächen bilden sich Oxidschichten<sup>12</sup> aus. Die Ausprägung ist abhängig von der Zusammensetzung von Grund-, Gegenkörper und insbesondere Zwischenstoff und hat eine zentrale Bedeutung für den Verschleiß. Eine zu stark ausgeprägte Oxidschicht verhindert die effektive Wärmeabfuhr, insbesondere des Auslassventils, und neigt zum Abplatzen. Dadurch werden abrasiv wirkende Partikel in das System eingebracht.

Oxidschichten auf dem Ventilsitz neigen durch die höhere dynamische Belastung des Ventils zum Abplatzen. Durch eine geeignete Materialauswahl ist dafür zu sorgen, dass am Ventilsitz keine oder eine sehr dünne, zähe Schicht entsteht. Beim Ventilsitzring hingegen wird eine ausgeprägte Oxidschicht zur Verminderung des Verschleißes eingesetzt.

---

<sup>11</sup>Bis zu ein Liter je Liter verbranntem Kraftstoff [13].

<sup>12</sup>Für die Entstehung verschiedener Oxide bietet [15] Seite 261ff weiterführende Informationen.

### 3.3 Die Einflussfaktoren im Überblick

Die Erkenntnisse aus den vorgehenden Abschnitten lassen eine ordnende Betrachtung zu. Im ersten Schritt erfolgt eine Ordnung nach der vorliegenden Beanspruchungsart. In Abbildung 3.4 ist die Klassierung nach mechanischer (blau), thermischer (rot) und chemischer (grün) Beanspruchung aufgezeigt.

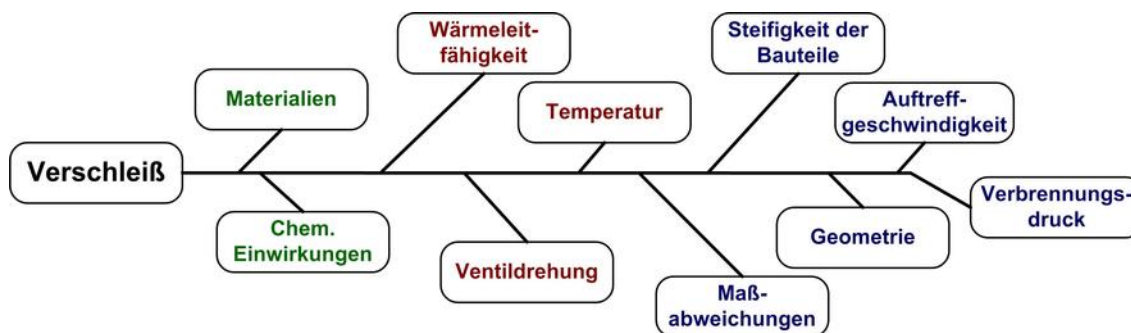


Abbildung 3.4: Die Einflussfaktoren nach Beanspruchungsart

Mithilfe dieser Darstellung lassen sich Zusammenhänge und Orientierungen für weitergehende Untersuchungen herleiten. Sie dient zugleich als Ausgangsbasis für das in Kapitel 7, Seite 102 aufgestellte beschreibende Modell. Diese Darstellungsform lässt allerdings keine direkte tribologische Zuordnung zu.

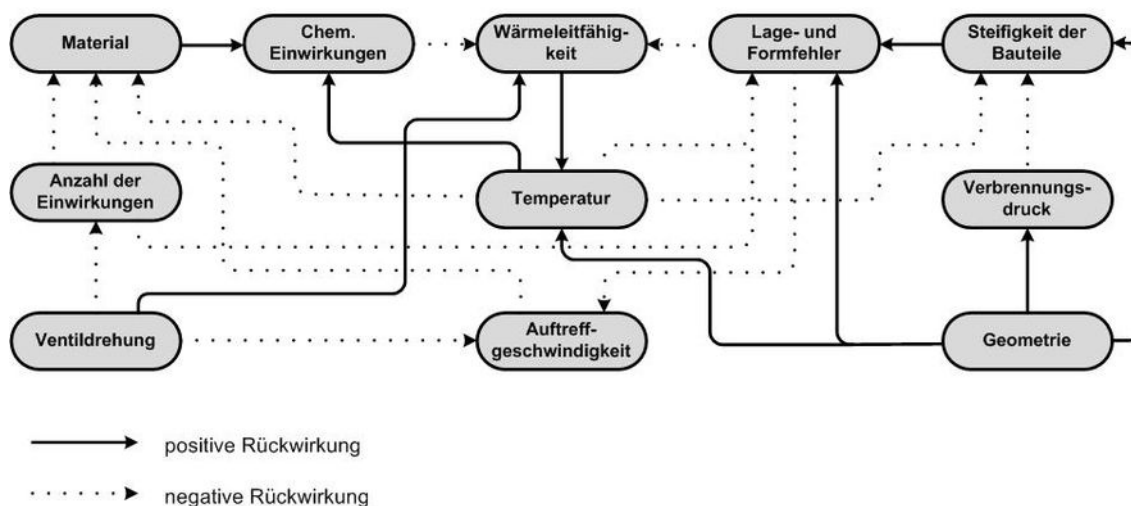


Abbildung 3.5: Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren

In den bisherigen Untersuchungen wurde lediglich in geringem Umfang auf die Wechselwirkungen der Verschleißfaktoren untereinander eingegangen. In Abbildung 3.5 sind die grundsätzlich zu erwartenden Rückwirkungen aufgezeigt. Sie sind von grundlegender Bedeutung für die Modellbildung.

In Abbildung 3.6 erfolgt eine tribologisch orientierte Klassierung unter Berücksichtigung des zu erwartenden Verschleißmechanismus. Die Zuordnung einzelner Faktoren ist dabei zu hinterfragen.

**Warmhärte:** Diese ist den Materialien zugeordnet und somit einer Forcierung des oxidativen Verschleißes. Dies gibt die realen Vorgänge nur eingeschränkt wieder. Die Warmhärte ist eine wesentliche Stoff- bzw. Materialgröße.

**Oxid- und Sulfidbildung:** Diese Effekte sind den chemischen Einwirkungen zugeordnet, obwohl es sich ebenso um Materialabhängigkeiten handelt.

**Ventilsteifigkeit:** Die Ventilsteifigkeit ist den Materialien und der Geometrie zuzuordnen. In den vorliegenden Veröffentlichungen wurde sie vorrangig im Zusammenhang mit dem Verbrennungsdruck betrachtet.

Es wird deutlich, dass kein Einfluss allein für sich betrachtet werden kann. Ein allgemein übertragbarer Zusammenhang kann nur unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen dieser Einflussgrößen gefunden werden.

Da wesentliche Kenntnisse nicht aus allgemein zugänglichen Informationen ableitbar sind, gilt es im Folgenden, experimentell vertiefte Kenntnis über die grundlegenden und bislang wenig bekannten mechanischen Vorgänge zu erlangen. Ein Schwerpunkt wird dabei auf das Auftreffverhalten gelegt. Durch die in den folgenden Kapiteln beschriebenen experimentellen Untersuchungen soll auch das Verständnis der Systemeigenschaften vertieft werden. Zudem gilt es, die Grundlagen für Simulationsrechnungen zu schaffen. Verschiedene Materialeigenschaften lassen sich mithilfe von Tribometern vereinfacht charakterisieren. Dies gilt auch für die eben beschriebenen chemischen Effekte.

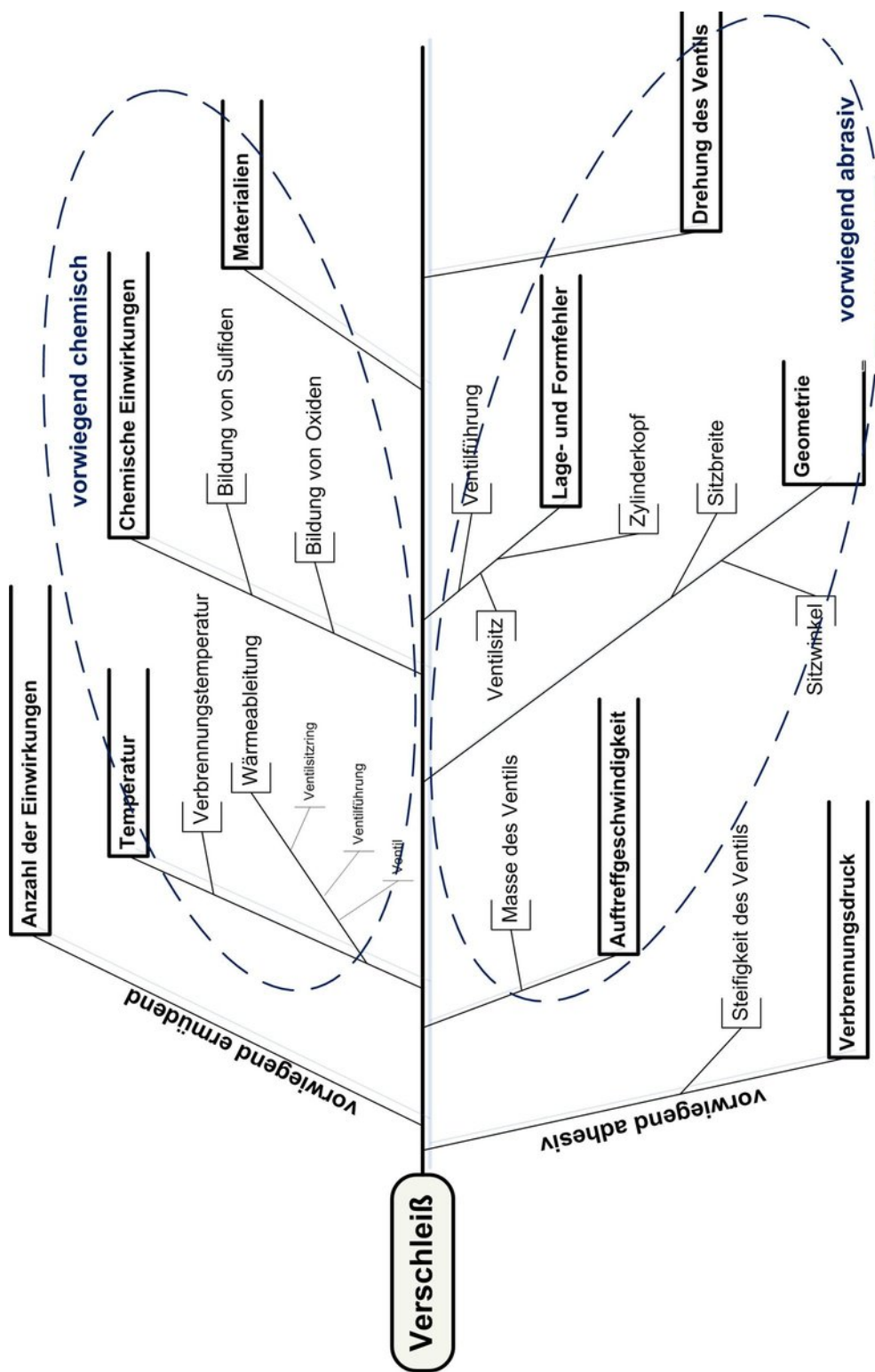


Abbildung 3.6: Einflussfaktoren nach Wirkung

## 4 Experimentelle Untersuchungen

### 4.1 Untersuchungen zum Auftreffverhalten des Ventils

Bislang ist unbekannt bzw. unveröffentlicht, in welchem Maße die stoßförmig wirksame Belastung zum Zeitpunkt des Auftreffens des Ventils in den Ventilsitzring für den Verschleiß in diesem System verantwortlich ist. Verschiedene Quellen<sup>1</sup> geben zumeist nicht nachgewiesene Erfahrungswerte wieder. Der Anteil am Verschleiß wird bislang auf die spezifische Belastung für die gesamte Kontaktfläche bezogen.

Im folgenden Abschnitt wird dargelegt,

- dass der Erstkontakt in kinematisch bedingter Vorzugsrichtung erfolgt.
- dass die spezifische Belastung höher als bislang angenommenen ist.
- dass der Schließvorgang charakteristisch für den jeweiligen Antrieb ist.
- dass eine getrennte Betrachtung der Belastungsvorgänge Auftreffen und Verbrennung zulässig ist.

#### 4.1.1 Sekundärbewegungen des Ventils

Um die Existenz des außermittigen Schließens nachzuweisen und die Auftrefffläche zu detektieren, gilt es, ein vergleichbares System zu finden, das geeignete geometrische Bedingungen bietet. Die in Abbildung 4.1 dargestellten Prüfstände sind in ihren Abmaßen an den Ventiltrieben der Motoren BMW M43, beziehungsweise VW 827/2V orientiert. Sie werden mit einem drehzahlregelbaren Elektromotor angetrieben, so dass ein Betrieb in dem gesamten für die genannten Verbrennungsmotoren üblichen Drehzahlbereich möglich ist. Durch die gute Zugänglichkeit und die Austauschbarkeit von Teilkomponenten, wie Ventilfehrung und Ventilsitzring, kann die Lage der Bauteile mit hoher Genauigkeit erreicht und reproduziert werden. Die Möglichkeit zur geometrischen Lagebestimmung der Teile zueinander ist problemlos und wurde jeweils vor Versuchsbeginn mit Referenzsystemen geprüft. Im Gegensatz zu herkömmlichen Zylinderköpfen ist eine gute Zugänglichkeit mit Messsystemen gegeben.

---

<sup>1</sup>Beispielsweise erwähnen u. a. [8, 14] einen statistisch zufällig auf dem Ventilsitzring verteilten Erstkontakt.

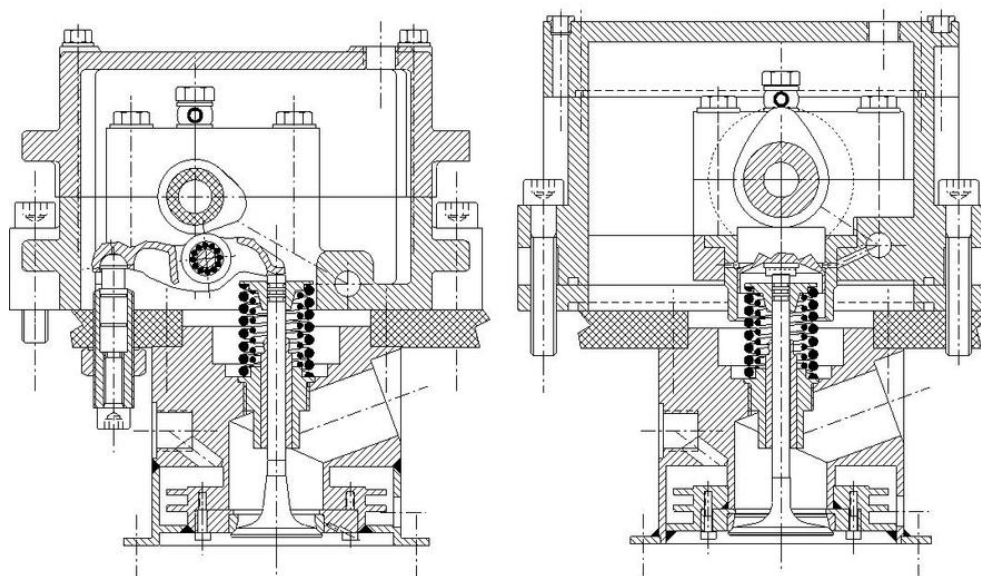


Abbildung 4.1: Komponentenprüfstände zur Untersuchung des Ventiltriebs

Der Prüfstand kann mit Verbrennungsgas beheizt betrieben werden. Der Einfluss des Verbrennungsdruckes entfällt jedoch systembedingt. Somit sind mit diesen Prüfständen geeignete Werkzeuge vorhanden, um den Auftreffvorgang für sich allein zu untersuchen.

#### 4.1.1.1 Voruntersuchungen mittels Dehnungsmessstreifen

Im ersten Schritt sollen die beim Auftreffen wirkenden Reaktionskräfte umfangsverteilt im Ventilsitzring bestimmt werden. Zu diesem Zweck wurde der im Prüfstand verbaute Ventilsitzringträger so modifiziert, dass eine segmentierte Messung mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) erfolgen kann. Die Aufteilung des Messringes erfolgt in zwölf Teile. Die Stege sind gezielt geschwächt, um eine messbare Dehnung zu erzielen. Der gewählte Messaufbau kann jedoch nicht kalibriert werden. Dadurch ist lediglich eine Bestimmung des zeitlichen Verlaufes der stattfindenden Reaktionen möglich. Außerdem muss eine deutlich verminderte Federkraft (30 N statt 200 N) der Ventilsfeder für den Versuch verwendet werden, da sonst bleibende Verformungen der Segmente zu erwarten sind.

Der Messring wurde bei der Montage in die Achse der Ventilführung positioniert, um einen minimalen systembedingten Versatz zu gewährleisten. In Abbildung 4.2 ist der vollständig konfektionierte Messring abgebildet. Die DMS werden in einer Viertelbrücke verschaltet. Eine in dieser Anordnung mögliche Temperaturdrift wurde durch sehr kurze Messzyklen vermieden. Die verminderte Empfindlichkeit konnte durch eine hohe Verstärkung ausgeglichen werden.

In dem untersuchten Drehzahlbereich von 5 Hz bis 20 Hz (entsprechend 300 - 1200 Umdrehungen der Nockenwelle beim Viertaktmotor) konnte eindeutig ein zeitlicher Ablauf des

Auftreffens im Verlauf des Schließvorganges festgestellt werden. Die Segmente in Richtung der Betätigungsrichtung des Schleppehebels zeigen stabil einen auftretenden Erstkontakt (beispielhaft dargestellt in Abbildung 4.2). Die Kontaktfläche beim Erstkontakt ist somit wesentlich kleiner als die nominelle Sitzfläche.

Zur absoluten Höhe der auftretenden Belastungen und zur Größe der tatsächlich wirksamen Fläche kann jedoch aufgrund der Modifikationen am Ventiltrieb und der Einschränkungen des Messverfahrens keine Aussage getroffen werden. Das Federn der Segmente verfälscht außerdem die Massenkkräfte.

Dieser Vorversuch zeigt die grundsätzliche Existenz eines außermittigen Erstkontaktes. Die quantitative Betrachtung der Vorgänge erfolgt in den folgenden Abschnitten.

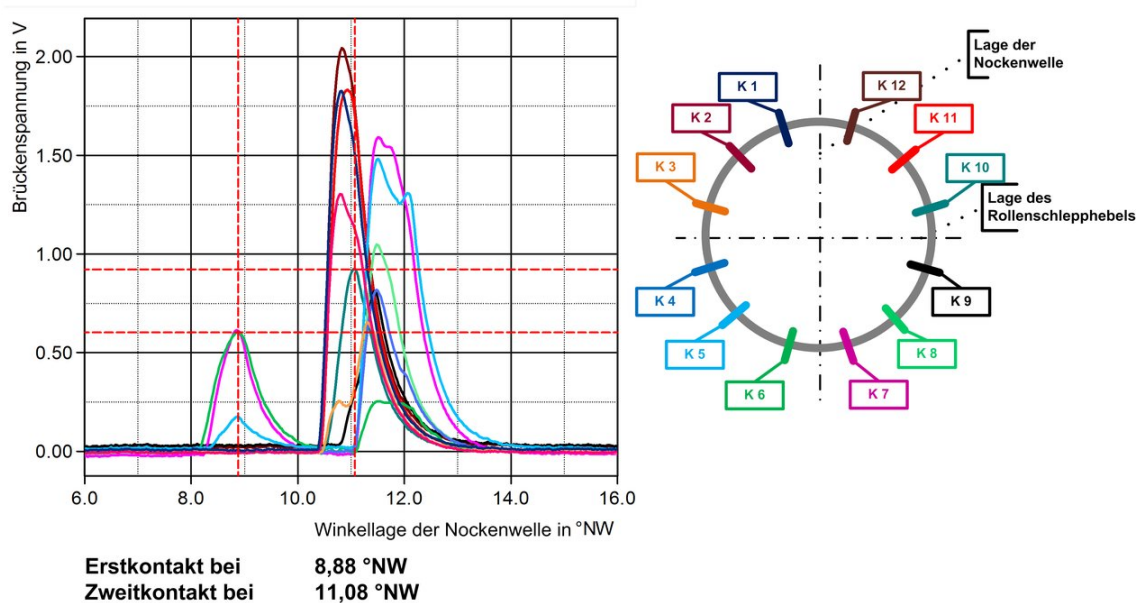


Abbildung 4.2: Messpositionen und Ergebnisse mit dem Segmentring

#### 4.1.1.2 Messung der Ventilschaftlage im bewegten System

Um weitere Kenntnisse über die Kontaktbedingungen zu erlangen, wurde im Folgenden der Versuchsaufbau verändert. Ausgehend von der Annahme, dass das Ventil unmittelbar vor dem Schließen als starrer Körper angesehen werden kann, kann durch die Bestimmung der Ventilschaftverlagerung bezüglich der Ruhelage auf die Position des Ventiltellers geschlossen werden. Dazu ist die Erfassung der Ventilschaftposition in zwei Ebenen und die Bestimmung der Position des Ventils in seiner Hauptbewegungsrichtung notwendig. Mittels hochauflösender Wirbelstromsensoren ist dies möglich. Des Weiteren wird durch einen an der Nockenwelle montierten Drehwinkelsensor mit  $0,1^\circ$  Teilung der zeitliche Bezug der Messwerte hergestellt.



Eine speziell zu diesem Zweck angefertigte Ventilfehrung wurde mit Einbaumöglichkeiten (in Abbildung 4.3 mit  $dx_1$ ,  $dx_2$ ,  $dy_1$  und  $dy_2$  markiert) für diese Sensoren ausgestattet. Bei der ebenfalls in Abbildung 4.3 dargestellten Ventilfehrung wurde darauf geachtet, dass die Führungswand nicht durchbrochen wurde, da sonst eine Verfälschung der Messwerte entsteht. Die Oberflächenstruktur der Führungsbohrung wurde durch die gleichen Bearbeitungsprozesse erzeugt, die auch bei Standardventilfehrungen verwendet werden. Dadurch ist gewährleistet, dass die Wirkung des Schmierfilmes nicht verfälscht wird. Die mechanischen Eigenschaften des verwendeten Werkstoffs sind für diese Versuche hinreichend vergleichbar.

Abbildung 4.3 stellt ebenso die geometrischen Bedingungen dar, die bei dem verwendeten Messaufbau vorliegen. Als Referenzachse wurde die Ruhelage des Ventils in geschlossenem Zustand gewählt. Dadurch ist eine Bestimmung der Winkelveränderung während eines Bewegungsverlaufes möglich. Der Messaufbau erlaubt prinzipiell die Untersuchungen in dem gesamten vorkommenden Drehzahlbereich (bis 3500 Umdrehungen pro Minute der Nockenwelle) und kann auch für andere Ventiltriebskonzepte verwendet werden. Für die durchgeführten Versuche wurde die Nockenwellendrehzahl auf  $2400 \text{ min}^{-1}$  begrenzt.

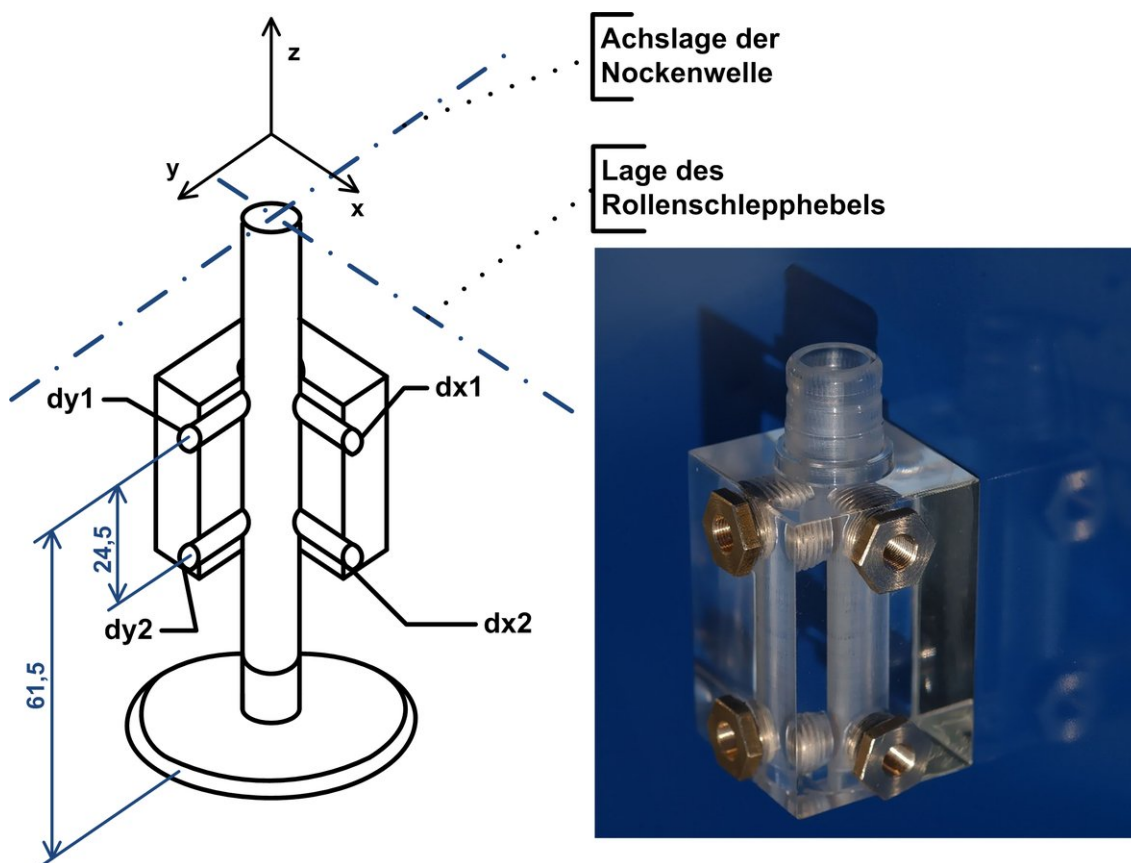


Abbildung 4.3: Einbausituation und Messpositionen

Die Position des Ventiltellers lässt sich über den gesamten Zyklus in Polarkoordinaten darstellen (vergleiche Abbildung 4.5). Relevant für die Auswertung ist der Zeitpunkt unmittelbar vor dem Auftreffen des Ventils auf den Ventilsitzring. Aus den jeweils zeitsynchron ermittelten Verschiebungen am oberen Sensor (Index 1) und am unteren Sensor (Index 2) ergeben sich die dazugehörigen Neigungen in x- und y-Richtung (Gleichungen 4.1 und 4.2).

$$\varphi_x = \arctan\left(\frac{d_{x2} - d_{x1}}{24,5 \text{ mm}}\right) [^\circ] \quad \varphi_y = \arctan\left(\frac{d_{y2} - d_{y1}}{24,5 \text{ mm}}\right) [^\circ] \quad (4.1)$$

$$\Delta l_x = \tan(\varphi_x) \cdot 61,5 \text{ mm} + d_{x1} [\text{mm}] \quad \Delta l_y = \tan(\varphi_y) \cdot 61,5 \text{ mm} + d_{y1} [\text{mm}] \quad (4.2)$$

Der Ventiltellerversatz in x- und y-Richtung beim Aufprall des Ventiltellers in den Ventilsitz ergibt sich aus der ermittelten Ventilneigung, aus der Verlagerung am oberen Sensor sowie aus dem Abstand zwischen oberem Sensor und mittlerer Ventilauflage.

#### 4.1.1.3 Messergebnisse Ventilschaftbewegung

Die Ventilschaftbewegung wurde für die Antriebskonzepte Schlepphebel mit einstellbarem Ventilspiel, Tassenstößel mit einstellbarem Ventilspiel und Tassenstößel mit hydraulischem Ausgleichselement ermittelt. Gemessen wurde in einem Drehzahlbereich der Nockenwelle (NW) von 300 - 2400 Umdrehungen pro Minute. Dies entspricht 600 - 4800 Umdrehungen pro Minute an der Kurbelwelle und 5 Hz - 40 Hz am Prüfstand. Die Schrittweite des Kennfeldes wurde mit  $300 \text{ min}^{-1}$  festgelegt. Für jede Messung im Kennfeld wurden 20 Zyklen mit  $0,1^\circ$  NW-Winkelauflösung abgetastet.

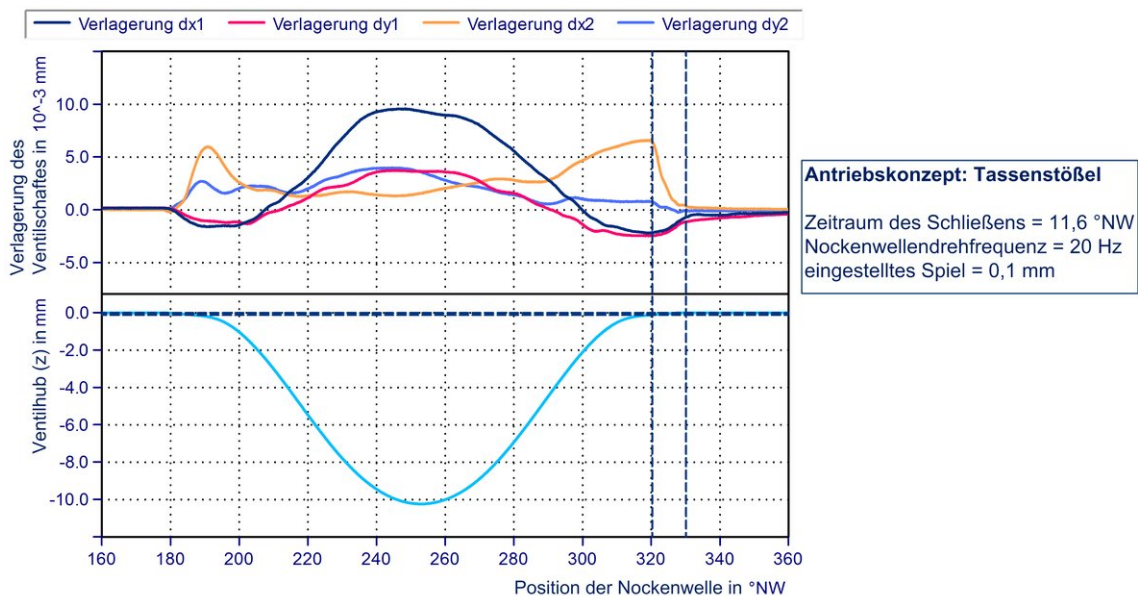


Abbildung 4.4: Beispielhafte Messergebnisse für den Tassenstößeltrieb

Antrieb [ $Hz$ ] $s^{-1}$ bzw. $min^{-1}$	Schlepphebel		Tassenstößel		Hydrostößel	
	$\mu m$	$^{\circ}$	$\mu m$	$^{\circ}$	$\mu m$	$^{\circ}$
5 Hz $\cong$ 300	11,65	67,83	22,13	11,76	40,03	27,39
10 Hz $\cong$ 600	16,26	44,85	18,02	12,04	31,80	26,35
15 Hz $\cong$ 900	16,71	28,66	18,35	11,34	28,16	31,51
20 Hz $\cong$ 1200	19,01	38,57	22,80	14,51	25,05	34,94
25 Hz $\cong$ 1500	22,62	22,46	29,65	11,14	23,49	28,92
30 Hz $\cong$ 1800	17,07	39,92	29,02	10,84	20,29	40,91
35 Hz $\cong$ 2100	18,12	25,91	43,95	10,34	19,17	49,22
40 Hz $\cong$ 2400	43,69	34,87	51,14	17,59	16,27	60,02

Tabelle 4.1: Tellerversatz der Ventiltriebskonzepte

Die Darstellung der Messwerte erfolgt beispielhaft für den Tassenstößeltrieb mit einstellbarem Ventilspiel (Einstellwert: 0,10 mm) in Abbildung 4.4. Der Einbauzustand des angetriebenen Teils des Ventiltriebs und der Messaufbau wurden für die Messungen an den untersuchten Antriebkonzepten nicht verändert. Die Ventildrehung wurde für die Versuche nicht behindert.

Im gesamten Verlauf ist die Sekundärbewegung des Ventilschaftes durch die Betätigung erkennbar. Bei diesem System ist die Richtungsumkehr an der Stelle der höchsten Nockenhebung nicht vorhanden, das System nähert sich an diesem Punkt seiner Neutrallage. Anhand der Ventilhubkurve ist der sanfte Schließverlauf erkennbar. Das Schließen erfolgt aufgrund der systemeigenen Nockenkontur über einen längeren Zeitraum, die Beschleunigungen des Ventils sind gering. Es ist erkennbar, dass bei einem noch leicht geöffnetem Ventil (bei 20 Hz: 0,099 mm) eine Anregung erfolgt. Diese ist durch den partiellen Erstkontakt bedingt. Dementsprechend kann für diesen Zeitpunkt die Ventiltellerverlagerung bestimmt werden.

Die Versuche bestätigen die Existenz des regulären und charakteristischen auermittigen Schließens, dass durch die Betätigungskräfte und die Öltransportvorgänge<sup>2</sup> bedingt ist. Die Abweichung der Zyklen untereinander liegt im betrachteten Bereich unter 2 %. Auch bei Versuchen, die über eine größere Zyklenanzahl gefahren wurden, konnten keine größeren Abweichungen erkannt werden.

Die in Tabelle 4.1 dargestellten, mit den Gleichungen 4.1 und 4.2 berechneten, Werte der Kennfelder zeigen deutlich, dass die Verlagerung im gesamten Drehzahlbereich in jeweils charakteristischer Weise vorhanden ist. Unter Berücksichtigung der bekannten Auftreffgeschwindigkeit und der reduzierten, bewegten Masse des Ventiltriebes kann nun in folgenden Arbeitsschritten die tatsächliche Auftreffbelastung für dieses Vergleichssystem abgeschätzt werden.

<sup>2</sup>Zur phänomologischen Erklärung dieser Vorgänge wird vertieft in Abschnitt 4.2, Seite 52 eingegangen.

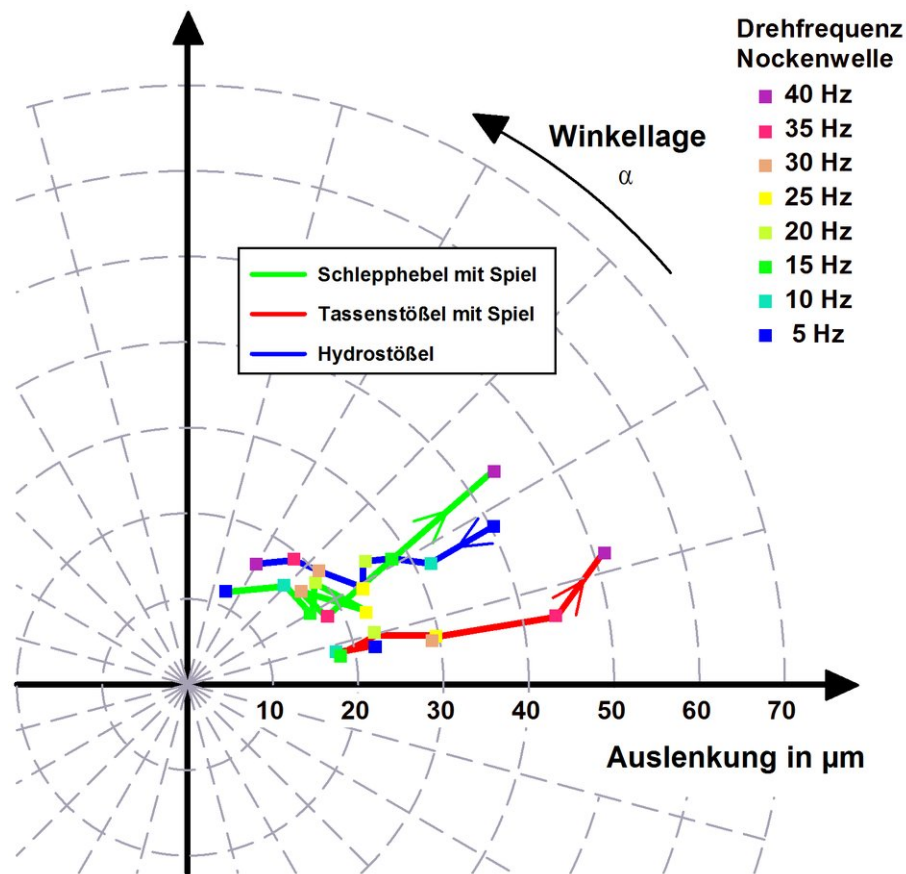


Abbildung 4.5: Lage der Ventiltellermitte unmittelbar vor dem Auftreffen

Abbildung 4.5 stellt die Verlagerungsbahn des Auftreffpunktes für die untersuchten Ventiltriebskonzepte dar. Für die Versuche wurden lediglich die antreibenden Komponenten ausgetauscht. Es sind erhebliche konzeptbedingte Unterschiede erkennbar. Deutlich wird erkennbar, dass übergreifend bevorzugte Bereiche des Erstkontaktes vorhanden sind. Von besonderem Interesse für die hier vorgenommenen Betrachtungen ist dabei, dass die Auslenkungen für die Konzepte Schlepphebeltrieb und Tassenstößel mit Spiel mit zunehmender Drehzahl steigen. Im Gegensatz dazu verringert sich die Auslenkung bei dem mit Hydrostößel angetriebenem Ventil mit höherer Drehzahl deutlich.

Da die tatsächliche Auswanderung ist jedoch unmittelbar mit den Verformungen des Ventils zusammenhängt, wird im Folgenden zu einer direkten Kontaktkraftmessung übergegangen.

### 4.1.2 Messungen der Kontaktkräfte im geschleppten Motor

Die im vorangegangenen Abschnitt aufgeführten Messergebnisse deuten auf eine verringerte Erstkontaktfläche hin. Durch die Annahme eines steifen Ventils können die Untersuchungen zur Sekundärbewegung nur für einen Teilbereich gültig sein. Zur weiteren Aufklärung der Kontaktbedingungen ist es notwendig, die Reaktionskräfte umfangsverteilt zu erfassen. Bislang sind keine Arbeiten bekannt, die sich mit dieser Fragestellung auseinandergesetzt haben.

Die erheblich eingeschränkten Platzverhältnisse und die auftretenden Beanspruchungen stellen dabei hohe Ansprüche. Zudem darf keine Verfälschung der kinematischen Bedingungen durch das Messverfahren erfolgen. In Eigenentwicklung hergestellte piezoelektrische Sensoren genügen durch ihre geringen Abmaße (Abbildung 4.6) diesen Anforderungen.

Mithilfe eines modifizierten Ventilsitzringträgers lassen sich diese Sensoren in unmittelbarer Kontaktnähe positionieren, ohne die Steifigkeit des Gesamtsystems maßgeblich zu verändern. Die Funktionalität der Sensoren konnte mit Hilfe der Kalibrierung durch die Firma Kistler Instrumente GmbH<sup>3</sup> bestätigt werden.



Abbildung 4.6: Piezoelektrischer Kraftsensor, Eigenentwicklung

---

<sup>3</sup>Erstkalibrierung von 12 baugleichen Sensoren mit Zertifikat vom 29.08.2008.

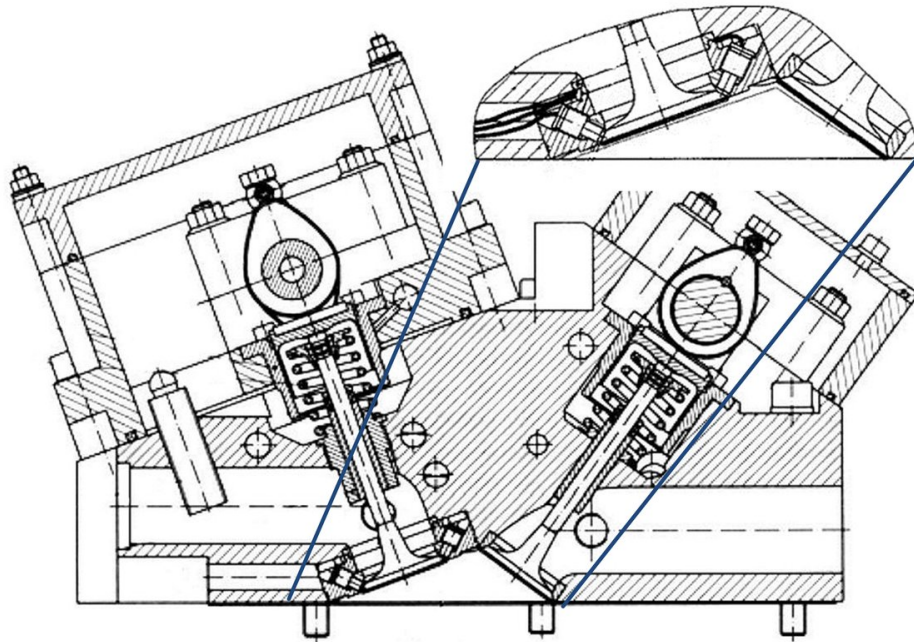


Abbildung 4.7: Zylinderkopf für vollmotorische Messung der Kontaktkräfte

Für dieses System ist die Verwendung sowohl im Komponentenprüfstand als auch im Versuchsmotor möglich. Nach umfangreicher Erprobung und einem kombinierten Einsatz mit dem Sekundärbewegungsmessverfahren wurde für dieses System ein Zylinderkopf für vollmotorische Untersuchungen entworfen (Abbildung 4.7<sup>4</sup>). Dieser ist modular aufgebaut, um einen Vergleich der Antriebskonzepte Rollenschlepphebel, spielbehafteter Tassenstößel und Tassenstößel mit hydraulischem Ventilspielausgleichselement zu ermöglichen. Ein Wechseln des Antriebskonzeptes ist möglich, ohne die angetriebenen Komponenten zu demontieren. Das System bietet zudem rückmessfähige Bezugspunkte, um eine möglichst hohe Präzision für unterschiedliche Versuchsreihen zu erreichen.

Für die Versuche mit diesem Aufbau wurde ein Einzylinder-Versuchsmotor im geschleppten Betrieb verwendet. Es findet keine Verbrennung statt. Die Drosselklappenstellung wurde variiert (vgl. Tabelle 4.2), um unterschiedliche Kompressionsenddrücke zu erreichen. Ferner sind Rückschlüsse auf den Einfluss der Ladungswchselströmungen möglich. Die zu vergleichenden Konzepte wurden mit jeweils unveränderten angetriebenen Komponenten aufgebaut. Die Messwertaufzeichnung erfolgt kurbelwinkelabhängig mit einer Auflösung von  $0,1^\circ$  Kurbelwinkel. In jedem Messpunkt wurden 20 Zyklen aufgezeichnet.

<sup>4</sup>Entnommen und modifiziert aus [39]

Antrieb $s^{-1}$ bzw. $min^{-1}$	Drosselklappenstellung		
12,5 Hz $\cong$ 750	8°	14°	70°
25 Hz $\cong$ 1500	8°	14°	70°
50 Hz $\cong$ 3000	8°	14°	70°

Tabelle 4.2: Versuchsumfang zur Kontaktkraftmessung

#### 4.1.2.1 Kontaktkräfte bei Schleppebelantrieb

Der Schleppebeltrieb hat eine weite Verbreitung in Aggregaten für den Antrieb von Kraftfahrzeugen und Blockheizkraftwerken gefunden. Aus diesem Grund soll im folgenden Abschnitt eine vertiefte Betrachtung dieses Konzeptes erfolgen.

Durch die Reaktionskräfte bei dem gegen die Federkraft wirkenden Öffnen des Ventils ergibt sich eine Querkraft, die durch den Schmierfilm zwischen Ventilschaft und Ventilfehrung und die Ausweichneigung der Ventilfehrer modifiziert wird. Die in Abschnitt 4.1.1.3, Seite 35, dargestellten Untersuchungen haben dies gezeigt. Mit der Messung der unmittelbaren Kontaktkräfte soll nun geprüft werden, inwieweit die getroffenen Vereinfachungen anwendbar sind. Ebenso gilt es zu prüfen, ob eine steigende Drehzahl eine verstärkte Auslenkung des Ventiltellers bedingt. Dies sollte zwangsläufig zu ansteigenden Impulsen führen. Zudem muss sich das Schließen als schwingungsbehafteter zeitlicher Verlauf darstellen.

Die in diesem Konzept eigene, über eine auf einem Kreisbogen verlaufende, Betätigungsrichtung des Ventils lässt eine ausgeprägte Anregung von Sekundärbewegungen im Rahmen der regulären Betätigung erwarten. Die Gründe dafür sind der reibungsbehaftete Kontakt zwischen Betätigungselement und Ventil und der sich verändernde Berührungspunkt. Eine ähnliche kinematische Situation liegt auch bei unten liegendem Ventiltrieb mit Stößelstangen als Übertragungselementen vor. Daher kann davon ausgegangen werden, dass sich die Dynamik ähnlich verhält.

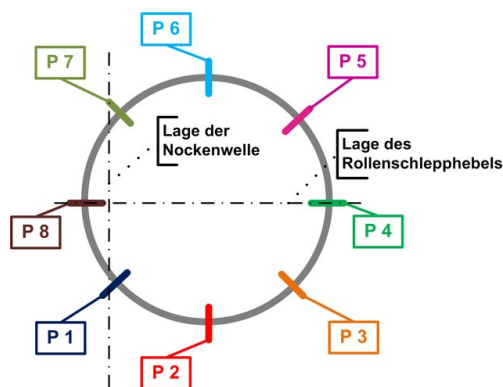


Abbildung 4.8: Positionen für die Kontaktkraftmessung, Rollenschleppebel



Der Abbildung 4.8 ist die Positionierung der Sensoren zu entnehmen. In Abbildung 4.9 sind beispielhaft die Messergebnisse einzelner Zyklen für die unterschiedlichen Lastpunkte bei einem eingestellten Ventilspiel von 0,2 mm dargestellt.

Signifikant ist die ähnliche Ausprägung des Erstkontaktes. Bei der hier dargestellten Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  wird  $45^\circ$  versetzt von der Rollenschlepphebellage der Erstkontakt verzeichnet. Die Veränderung des Lastzustandes zeigt keinen erheblichen Einfluss. Insoweit kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die Erkenntnisse der geschleppten Versuche auch für befeuerte Versuche anwendbar sind. Die Streuungen der Messwerte zum Zeitpunkt des maximalen Kompressionsdruckes werden in Abschnitt 4.3, Seite 64, eingehender untersucht und begründet.

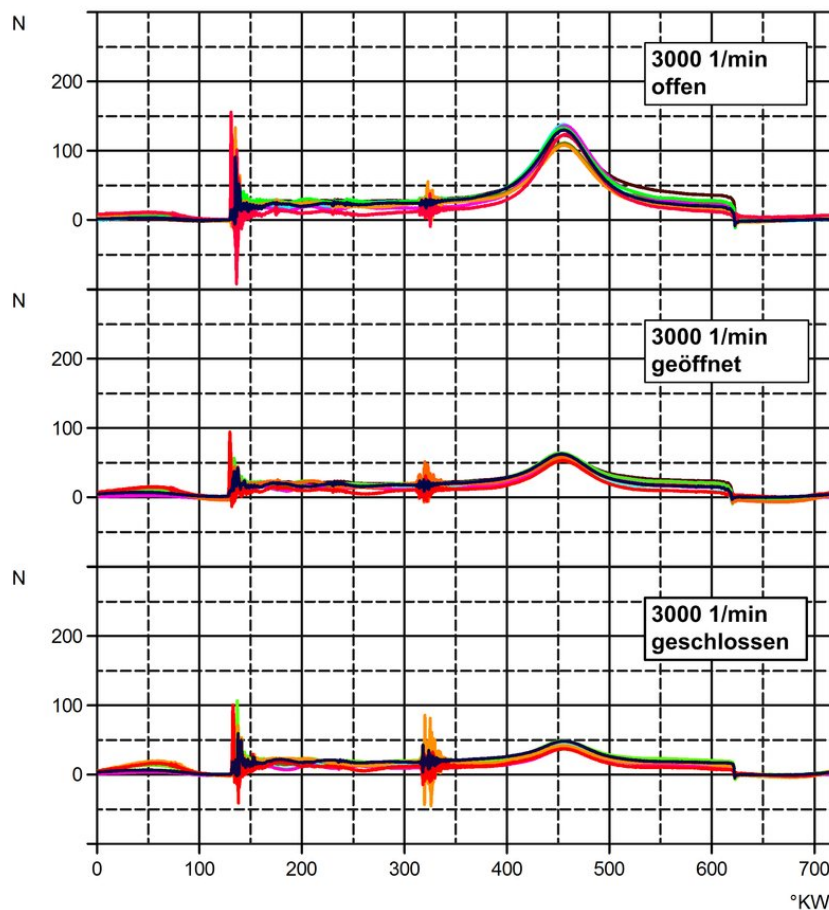


Abbildung 4.9: Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb,  $3000 \text{ min}^{-1}$ , Variation der Drosselklappenstellung



Durch die Variation der Drosselklappenstellung erfolgt die Veränderung der Reaktionskräfte infolge der Kompression. Der mit vollständig geöffneter Drosselklappe erreichte Druck entspricht näherungsweise einem Verbrennungsdruck im Teillastbetrieb für ottomotorische Arbeitsverfahren, beispielsweise bei Betrieb mit Erd- oder Biogas. Eine detaillierte Berücksichtigung der Auswirkungen umströmender Fluide auf das dynamische Verhalten des Ventils erfolgt nicht.

Die weiteren betrachteten Drehzahlen sind in den Abbildungen 4.10 und 4.11 dargestellt. Eine intensive transiente Belastung, also ein Stoß, ist zum Zeitpunkt des Schließens erkennbar. Diese übersteigt bei erhöhten Drehzahlen die Beanspruchung durch den Kompressionsdruck. Zudem werden die vermuteten unterschiedlichen Beanspruchungsformen sichtbar.

Abbildung 4.12 zeigt die Auswirkungen des partiellen Erstkontaktes. Eine erste Reaktionskraft entsteht um  $45^\circ$  versetzt zur Lage des Rollenschlepphebels entgegen der Windungsrichtung der Feder. Dieser erste Kontakt erfolgt  $4,1^\circ$  KW vor dem Schließereignis. Der gesamte Schließvorgang erstreckt sich bei dieser Drehzahl über eine erhebliche Zeitspanne von  $7,5^\circ$  KW. Die gemessenen transienten Belastungen sind nicht zufällig verteilt. Es ist eine eindeutige Vorzugsrichtung erkennbar, die durch die Kinematik des Antriebes begründet ist. Weitere Effekte, wie die Anregung des Ventilkörpers in den Eigenfrequenzen und das Nachschwingen der Ventilfeeder, werden abgebildet.

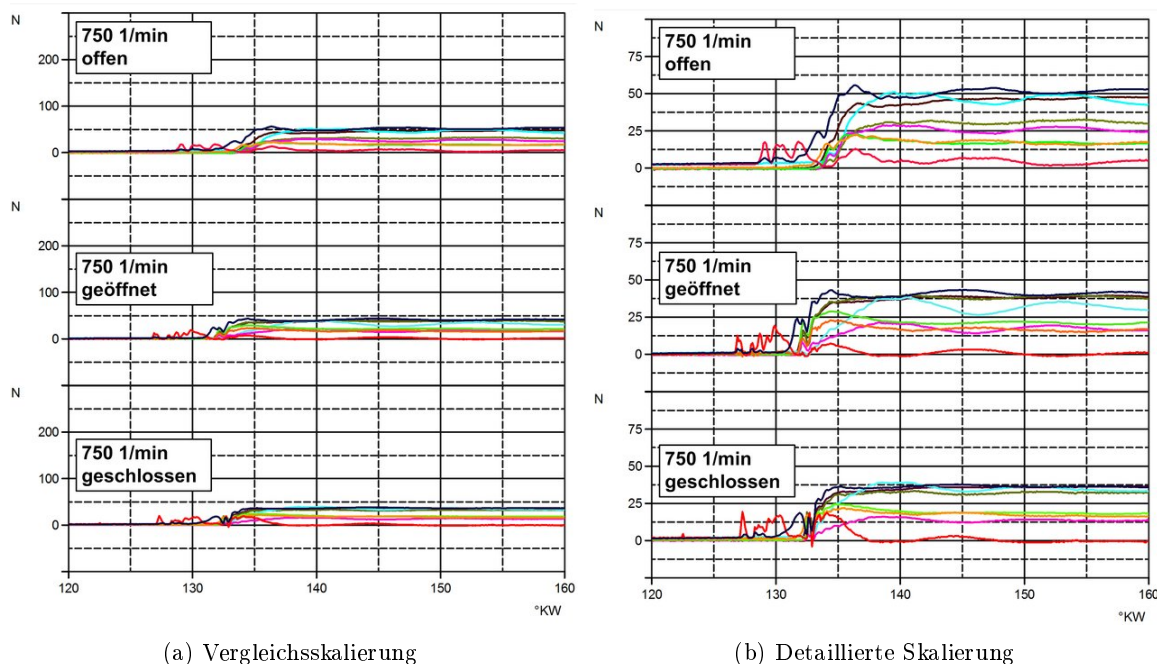


Abbildung 4.10: Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb,  $750 \text{ min}^{-1}$

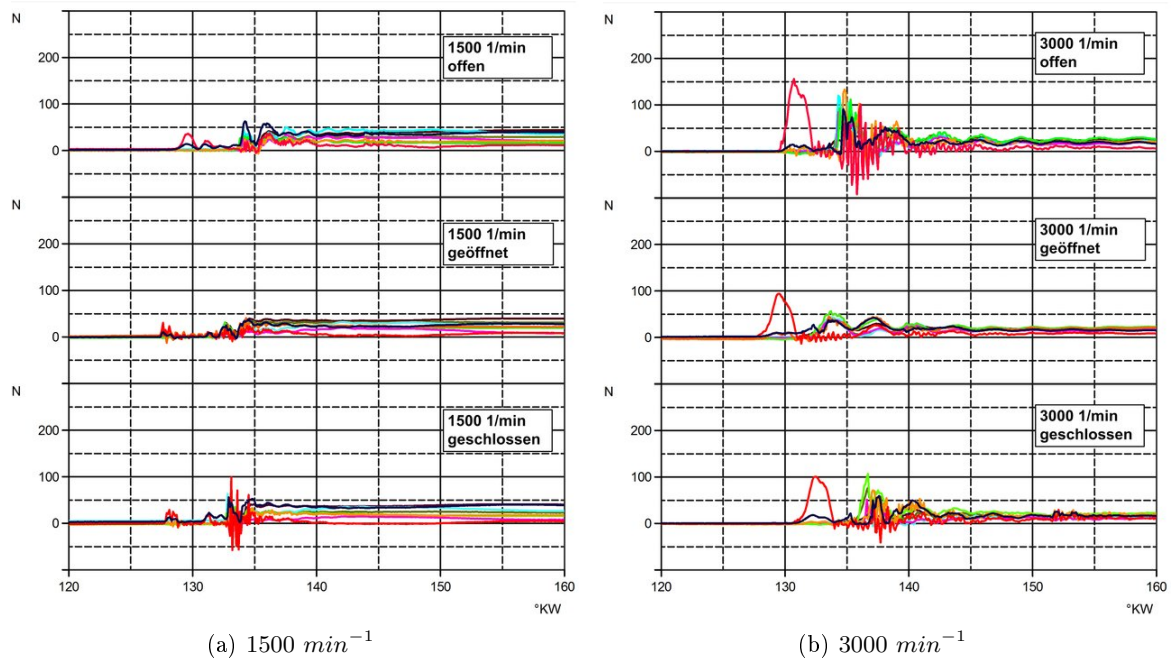


Abbildung 4.11: Kontaktkräfte im Schleppebeltrieb, weitere Drehzahlen

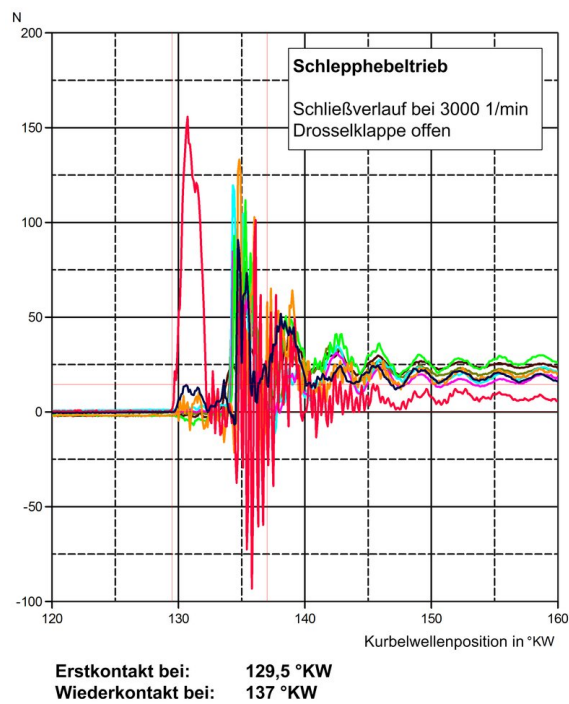


Abbildung 4.12: Detailbetrachtung des Schließvorganges,  $3000 \text{ min}^{-1}$ , Schleppebeltrieb

Der bekannte Effekt des „Wiederaufspringens des Ventils“ lässt sich aus den Messdaten ableiten. Offensichtlicher ist jedoch eine über den Umfang verteilte, mit Ventiltellerschwingungen überlagerte, an verschiedenen Stellen kontaktierende Bewegung in den Sitz bis zum vollständigen Verschließen.

Zusammenfassend werden die Vermutungen aus den Untersuchungen zur Sekundärbewegung in vollem Umfang bestätigt. Mit dem vorgestellten Messaufbau steht dementsprechend ein validiertes Werkzeug zur Untersuchung variierteter Konzepte und Konstruktionen zur Verfügung.

#### 4.1.2.2 Kontaktkräfte bei Tassenstößelantrieb

Für die Messungen am Tassenstößelantrieb wurden, wie oben beschrieben, die angetriebenen Komponenten des Ventiltriebes beibehalten. Die Versuchsdurchführung erfolgte analog zu den Schleppebelmessungen. Die in Abbildung 4.13 dargestellten Messpositionen wurden beibehalten.

Die in Abbildung 4.14 dargestellten Kontaktkräfte für den Tassenstößelantrieb (Versuch mit 0,1 mm Ventilspiel) zeigen eine qualitativ ähnliche Ausprägung. Die Intensität des Erstkontaktes verringert sich jedoch erheblich gegenüber dem Schleppebeltrieb. Auch in diesem Fall werden die Ergebnisse der Sekundärbewegungsmessung bestätigt. Deutlich erkennbar ist ein dem Schließen vorausgehender, punktueller Erstkontakt, dessen zeitliche Abtrennung stärker ausgeprägt ist als beim Schleppebeltrieb. In Kapitel 4.2, Seite 52, wird aufgezeigt, wodurch diese Querkraftbeeinflussung entsteht. Die Erstkontaktkraft verstärkt sich erwartungsgemäß mit zunehmender Drehzahl, erreicht jedoch nicht (in dem betrachteten Drehzahlbereich) das Niveau des Kompressionsspitzendruckes. Der Einfluss der Drosselklappenstellung ist gering. Eine wirksame Dämpfung ist dem System eigen. Die Federschwingungen werden in den Kontaktkräften abgebildet.

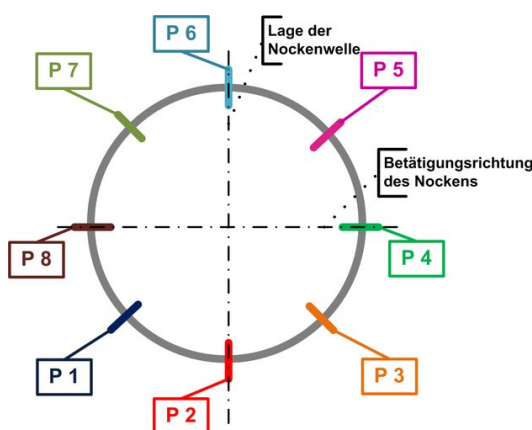


Abbildung 4.13: Positionen für die Kontaktkraftmessung, Tassenstößel

Ein Nachspringen des Ventils ist zu erkennen, aber bei höheren Drehzahlen zu erwarten. Die Beanspruchungen infolge des Erstkontaktes sind bei diesem System deutlich geringer, jedoch sind auch hier örtlich begrenzte Bereiche mit Stoßbelastung nachgewiesen.

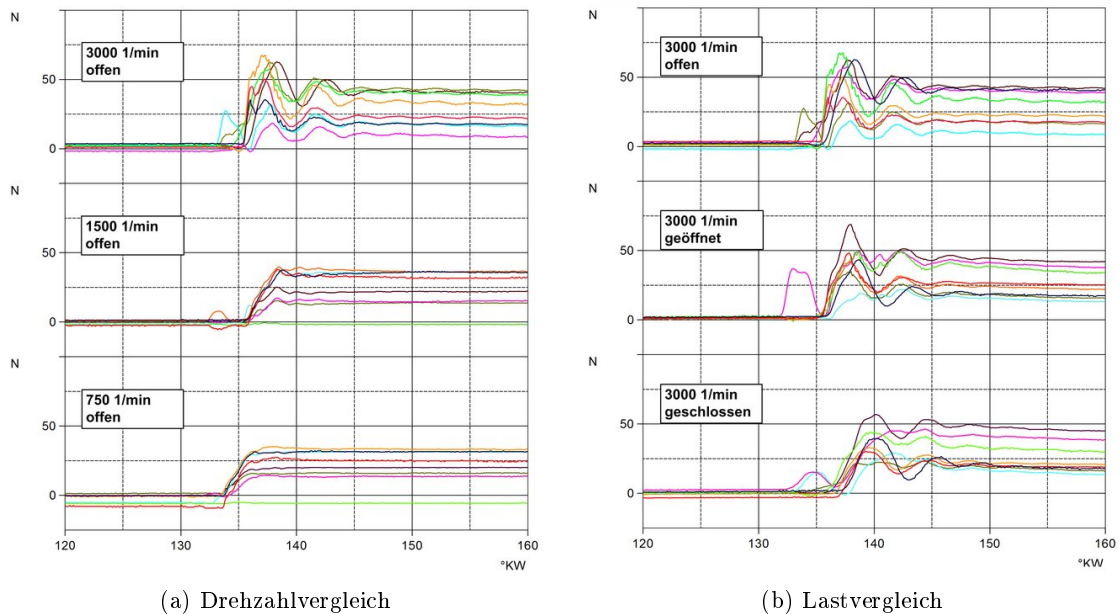


Abbildung 4.14: Kontaktkräfte im Tassenstößeltrieb

### 4.1.2.3 Kontaktkräfte bei Hydrostößeltrieb

Für die Versuche mit dem Hydrostößeltrieb wurde die Messposition nach Abbildung 4.13 beibehalten. Die Ergebnisse der Versuche mit offener Drosselklappe sind in Abbildung 4.15 für die verschiedenen Drehzahlen dargestellt. Es zeigen sich noch frühzeitigere Erstberührungen, die jedoch in der Intensität gering sind. Das Schließverhalten ist stärker als zeitübergreifender Prozess dargestellt als beim Schlepphebeltrieb. Bei erhöhten Drehzahlen kommt es zum Verlust der Kontaktkräfte. Dies kann die Dichtigkeit des Systems beeinflussen.

Begründet werden diese Vorgänge zum einen durch nicht vorhandenen Spiel zwischen Nocken und Nockenfolger mit einer stärkeren Auswirkung hydrodynamischer Effekte. Zum anderen erzeugt die Druckbeaufschlagung des Hydrostößels im Nockengrundkreis eine Abstützungsmöglichkeit gegen die Federkraft. Durch diese Prozesse begründet ist ebenso, dass bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  ein vollständiges Wirken der Federkraft erst nach bis zu  $80 \text{ °KW}$  vorhanden ist. Dies wird durch den Vergleich der Konzepte Tassenstößel – Hydrostößel (Abbildung 4.16) deutlich. Der Kompressionsdruck hat auf diese Effekte eine positive Auswirkung. Eine Beeinflussung durch den später einsetzenden Verbrennungsdruck ist nicht zu erwarten. Der am Ölaggregat eingestellte und nicht variierte Wert ist charakteristisch für den Betriebspunkt.

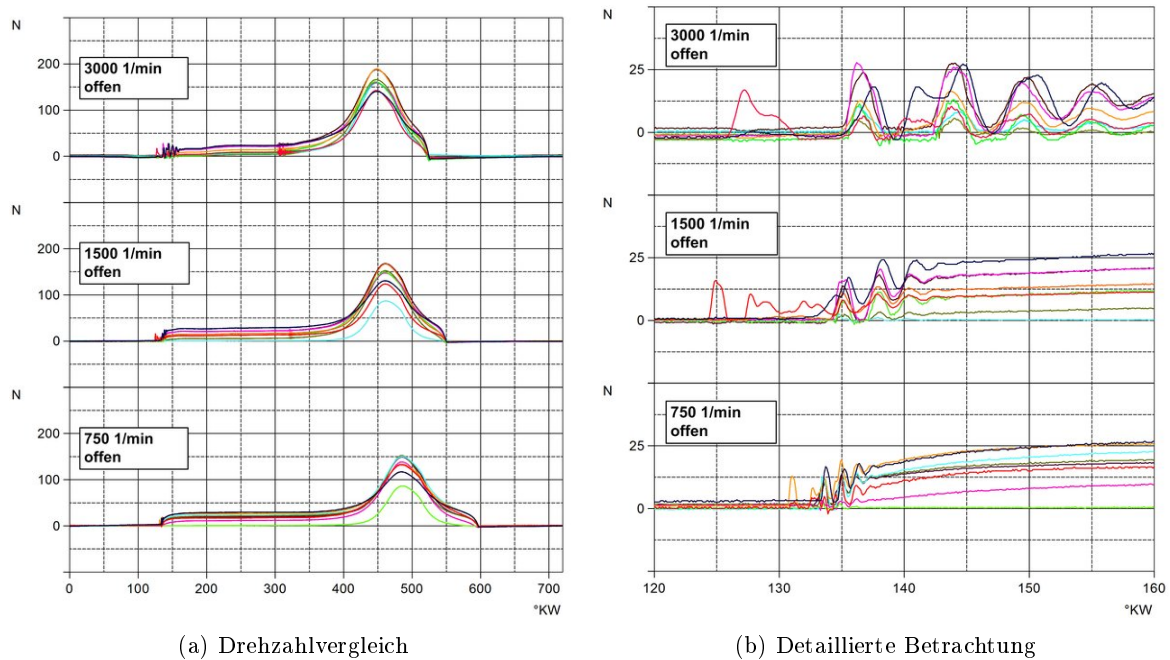


Abbildung 4.15: Kontaktkräfte im Hydrostößeltrieb

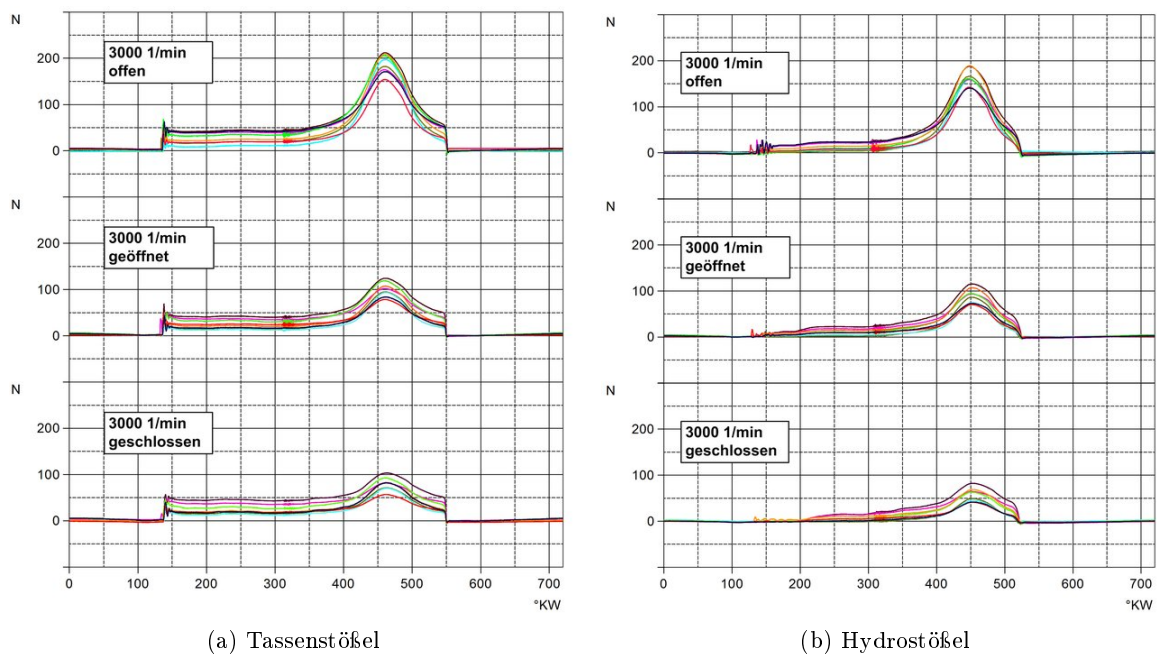


Abbildung 4.16: Vergleich Tassenstößel – Hydrostößel

#### 4.1.2.4 Validierung des Messaufbaus

Die grundlegende Fragestellung bezüglich der Aussagefähigkeit des verwendeten Messaufbaus kann durch die Verwendung eines im Gewicht deutlich reduzierten Ventils geklärt werden. Ausschließlich für diesen Fall wurde ein Ventil aus Aluminium gefertigt, das in seinen Abmaßen identisch mit dem verwendeten Stahlventil ist. Mit diesem Ventil wurden lediglich kurze Prüfstandsversuche durchgeführt. Eine motorische Einsetzbarkeit ist nicht beabsichtigt. In Abbildung 4.17 sind die Ergebnisse für die Lastpunkte bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  für den Schleppebeltrieb dargestellt.

Es zeigt sich anhand der Messdaten:

- dass der partielle Erstkontakt abgebildet wird (Abbildung 4.18).
- dass das Auftreffen in vergleichbaren Regionen stattfindet.
- dass in diesem Fall nur ein geringer Einfluß durch Ladungswechselgase erkennbar wird.
- dass die Stoßbelastung direkt von der Masse abhängig ist, dementsprechend ist die verzögernde Wirkung der Nockenkontur gering.

Die Versuche bestätigen die Anwendbarkeit des Messaufbaues und der Sensoren. Zudem wird die positive Auswirkung gewichtsoptimierter Bauweise deutlich.

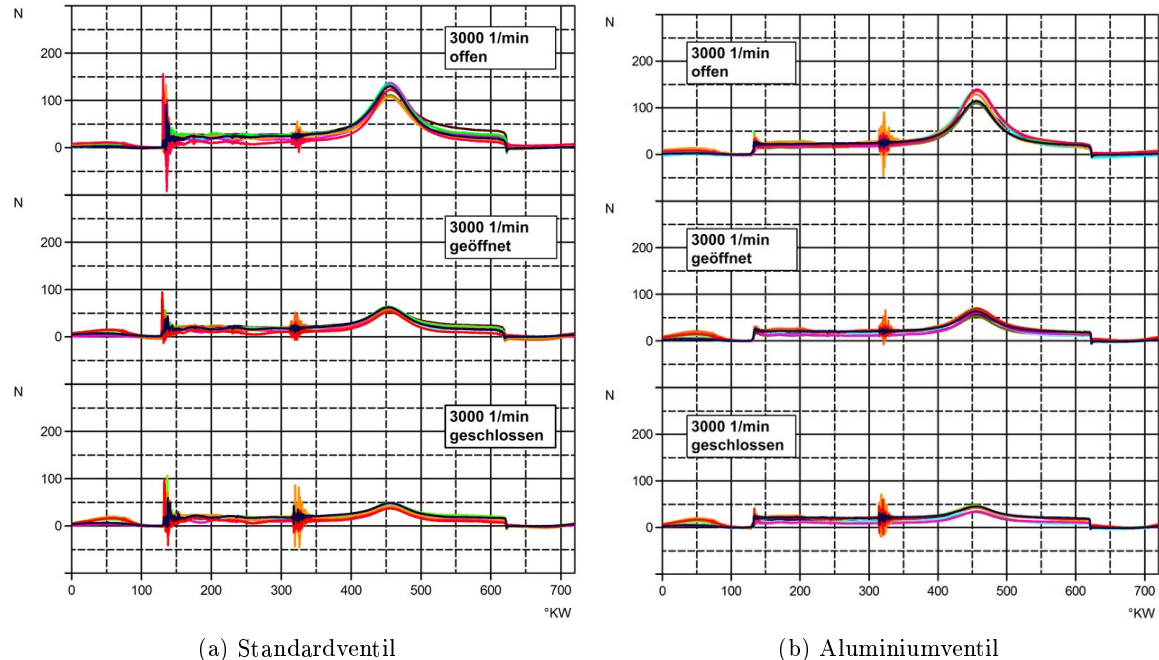


Abbildung 4.17: Kontaktkräfte im Schleppebeltrieb, Vergleich Standard – Aluminium



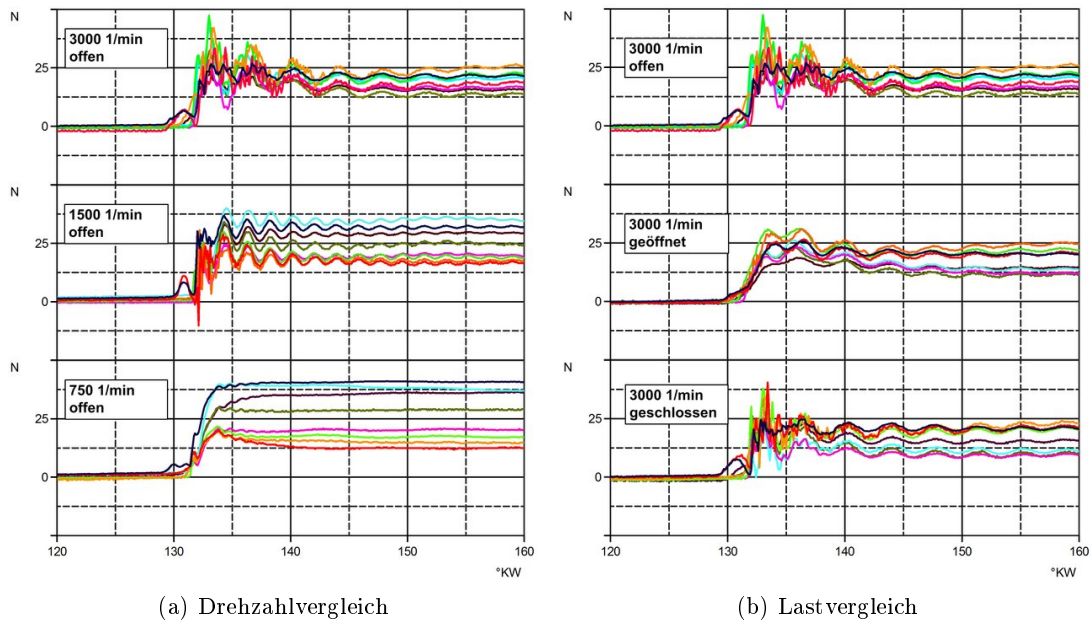


Abbildung 4.18: Vergleich der Betriebspunkte, Aluminiumventil

Als weitere Validierungsmöglichkeit ist eine Modifizierung des Spiels zwischen Ventilschaft und Ventilfehrung möglich. Auch diese, in Abbildung 4.19 dargestellten, Untersuchungen bestätigen den Messaufbau.

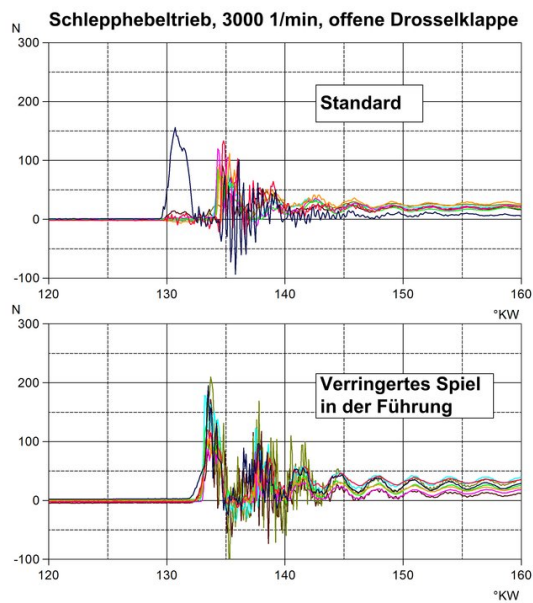


Abbildung 4.19: Vergleich des Auftreffereignisses, Schlepphebel,  $3000 \text{ min}^{-1}$

#### 4.1.2.5 Zusammenfassende Bemerkungen zur Kontaktkraftmessung

Die vorab beschriebenen Erkenntnisse basieren auf einer Reihe von Versuchsläufen, die nicht in vollem Umfang mit in diese Ausarbeitung einfließen können. Die ausgewählten Darstellungen von Messdaten sind repräsentativ für den jeweiligen Betriebspunkt. Von zentraler Bedeutung für die Einordnung der Daten, die Bewertung ihrer Gültigkeit und die Anwendbarkeit der Einzelzyklen ist die Zyklusabweichung (dargestellt für den Schlepphebeltrieb bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  in Abbildung 4.20) der Messreihen. In der Darstellung sind die Zyklusmittelwerte (blau) und die jeweilige Zyklusstreuung (rot) für die einzelnen Sensoren aufgezeigt. Es zeigt sich, dass erst zu einem nicht mehr als Erstkontakt zu bezeichnenden Zeitpunkt nennenswerte Abweichungen eintreten. Eine deutliche Streuung tritt in den Bereichen auf, die, bedingt durch das Setzverhalten des Ventils, mit intensiven Schwingungen verbunden sind. Die anderen untersuchten Konzepte zeigen eine vergleichbare Reproduzierbarkeit (vergleiche Abbildungen 4.21 und 4.22).

Die Auswertung zeigt, dass für die Messreihen üblicherweise eine Abweichung der Zyklen im Bereich unter 10 % erreicht wird.

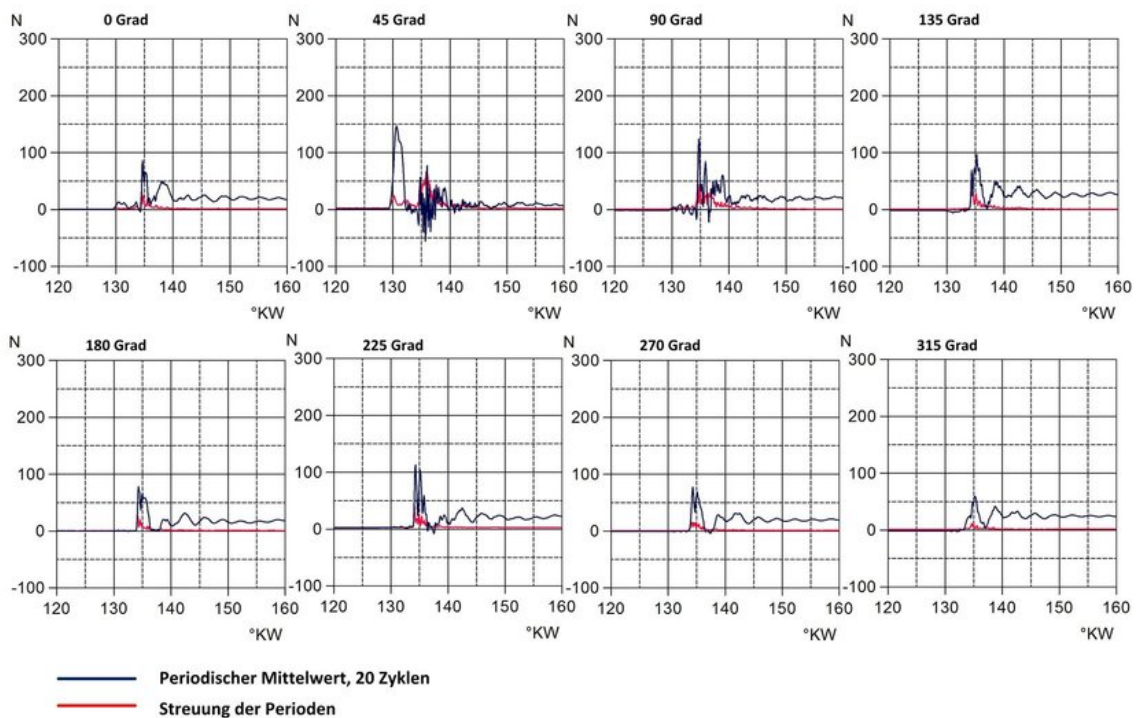


Abbildung 4.20: Zyklusstreuung der Messreihe, Schlepphebel, Stahlventil,  $3000 \text{ min}^{-1}$



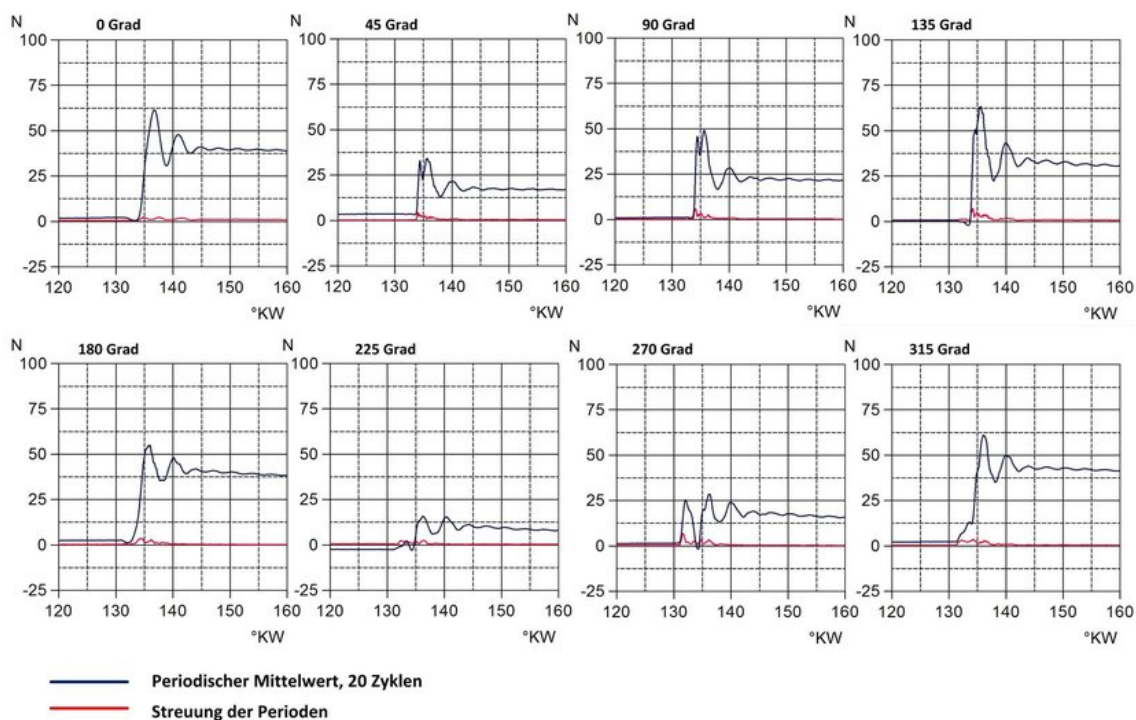


Abbildung 4.21: Zyklensreuung der Messreihe, Tassenstößel, Stahlventil,  $3000 \text{ min}^{-1}$

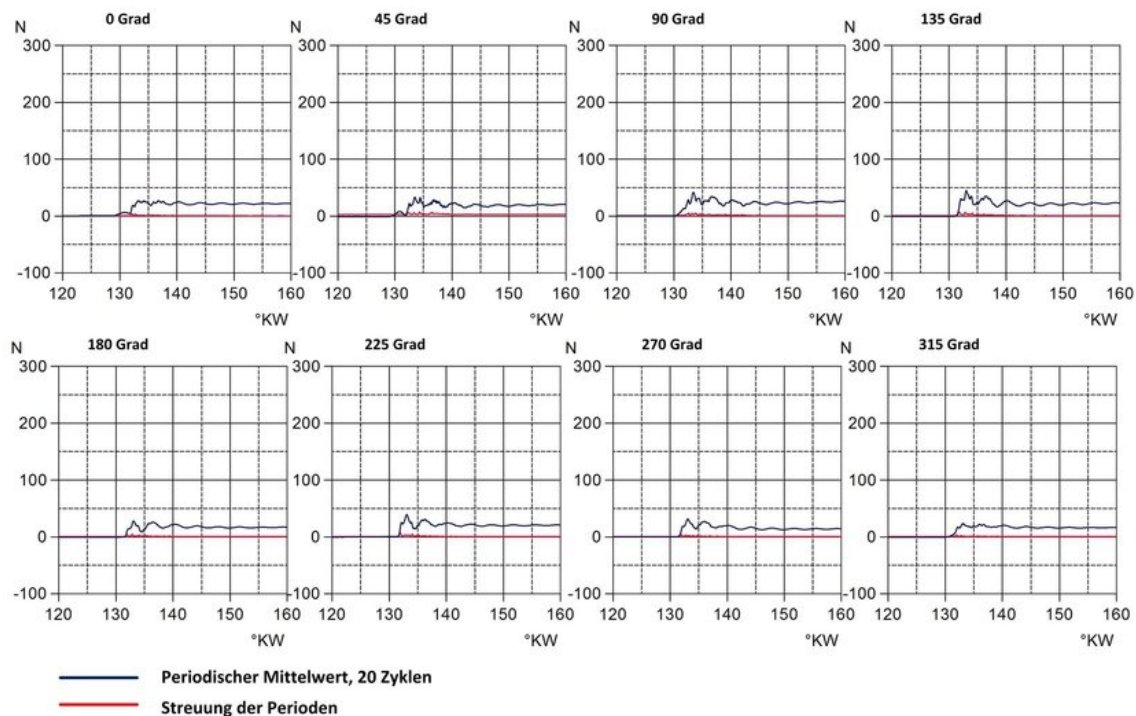


Abbildung 4.22: Zyklensreuung der Messreihe, Schleppebel, Aluminiumventil,  $3000 \text{ min}^{-1}$

Eine besonderes Verhalten zeigt das Konzept des Hydrostößels (dargestellt in Abbildung 4.23). Hier wird deutlich, dass insbesondere der mit dem Erstkontakt beaufschlagte Sensor unter 45° eine erhebliche Steuung der Messdaten aufweist. Zurückzuführen ist dies auf die im folgenden Kapitel weiterführend untersuchten Kontaktbedingungen im Bereich des Antriebes. In Zusammenarbeit mit der verhältnißmäßig geringen Messfläche der eingesetzten Sensoren bewirken die ölhydraulischen Effekte eine verstärkte Streuung.

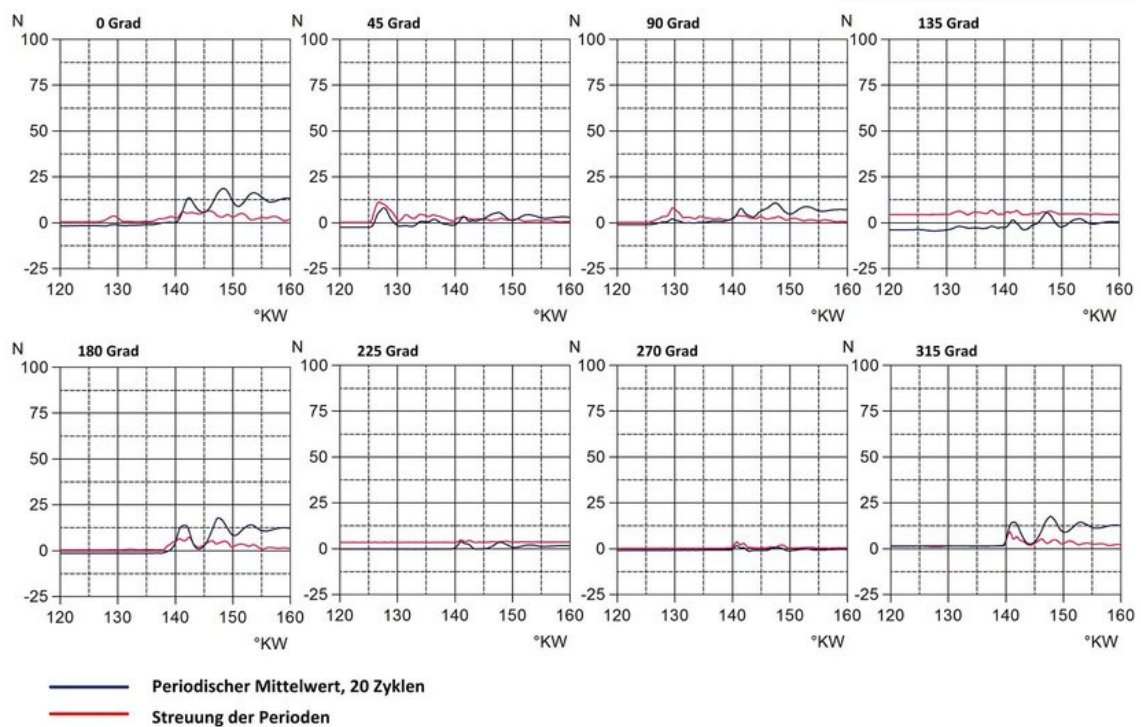


Abbildung 4.23: Zyklusstreuung der Messreihe, Hydrostößel, Stahlventil,  $3000 \text{ min}^{-1}$

Unter Berücksichtigung der Einbausituation der Sensoren kann nicht vollständig ausgeschlossen werden, dass Erstkontaktkräfte von höherer Intensität in den Bereichen zwischen den Sensoren auftreten, die geometrisch bedingt nicht erfasst werden. Dies wäre nur mit weiteren umfänglich verteilten Sensoren abbildbar, erscheint jedoch nach Bewertung der Gesamtheit der Versuche aus dem vorangegangenen Kapitel als nicht notwendig.

Zusammenfassend sind bei den Versuchen sehr komplexe Schließvorgänge deutlich geworden, die in der Modellbildung in Abschnitt 7, Seite 102, berücksichtigt werden.

## 4.2 Die Kontaktbedingungen zwischen Nocken und Nockenfolger

Die Versuche zur Sekundärbewegung und zur Kontaktkraftmessung werfen die Frage auf, aus welchen Gründen grundsätzlich eine Anregung zur Querbewegung bei den Stößelkonzepten entsteht. Weiterhin ist zu klären, warum sich die Sekundärbewegung beim Konzept Hydrostößel abweichend von der des Tassenstößels ausprägt. Ursächlich dafür ist der schmierstoffbehaftete Kontakt zwischen Nockenwelle und Stößel. Zur Durchführung der klärenden Versuche wurde der in Abbildung 4.1, Seite 32 gezeigte Versuchsstand dahingehend verändert, dass eine transparente Tassenstößellauffläche verwendet werden kann. Diese wurde aus dem Glaswerkstoff N-BK7 hergestellt. Zur Sicherstellung eines vergleichbaren Benetzungsverhaltens wurde die Lauffläche angeschliffen. Zudem musste der optische Querschnitt durch einen modifizierten Tassenstößel erweitert werden.

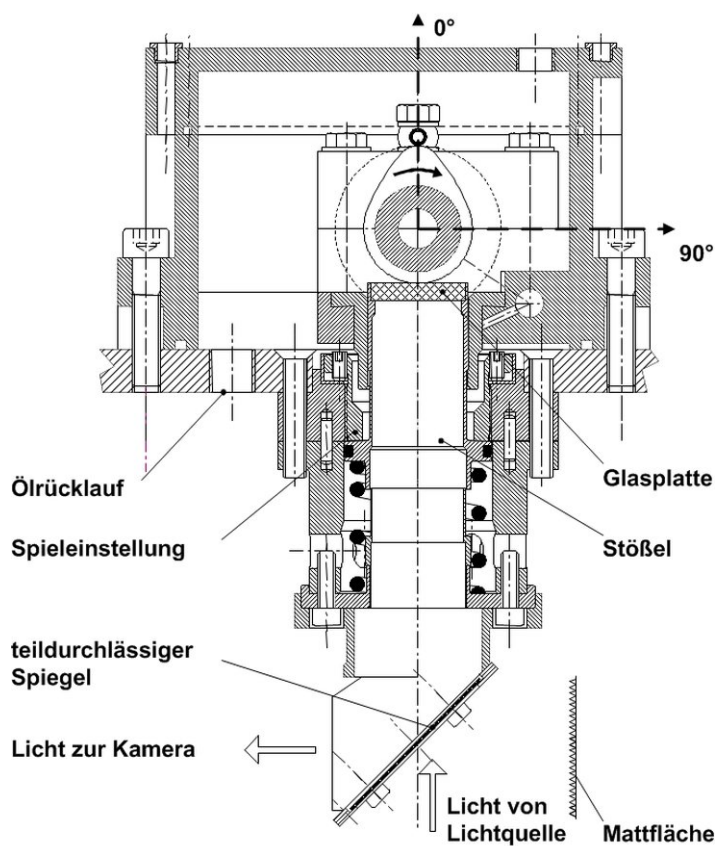


Abbildung 4.24: Prüfstand zur Untersuchung der Kontaktbedingungen zwischen Nocken und Nockenfolger

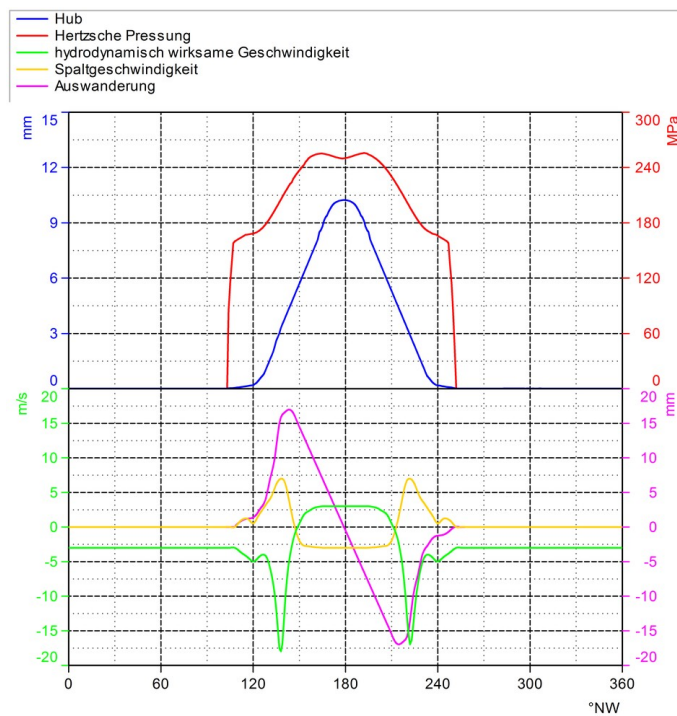


Abbildung 4.25: Prinzipielle Kennwerte der verwendeten Nockenkontur

Der neue Stößel wurde so konzipiert, dass die entfallende bewegte Masse des originalen Ventiltriebs ausgeglichen wird. Der geänderte und für die Versuche verwendete Aufbau ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Das Spiel zwischen Nockenwelle und Tassenstößel kann stufenlos und rückmessbar eingestellt werden. In Abbildung 4.25<sup>5</sup> sind die prinzipiellen Kennwerte der verwendeten Nockenkontur abgebildet. Die Flächenpressung ist für den statischen Betrieb ohne Massenträgheit für den Hydrostößeltrieb berechnet. Bei der Spaltgeschwindigkeit handelt es sich um die laterale Verlagerungsgeschwindigkeit des Kontaktpunktes von Nocken und Stößel. Der Verlauf der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit ist für eine Nockenwelledrehzahl von  $1200 \frac{1}{min}$  dargestellt.

Für das Ablichten von Ölverteilungen werden an der Fachhochschule Hannover zwei Verfahren angewendet. Bei der „Scattered-Light-Methode“ erfolgt eine durchscheinende Beleuchtung. Dieses Verfahren bildet insbesondere Reflexe an den Kanten des Schmierfilms ab und eignet sich dementsprechend für Untersuchungen des Benetzungsverhaltens. Es benötigt im Regelfall eine durchscheinende oder streifende Beleuchtung und kann hier nicht unmittelbar angewendet werden. Bei der „Fluoreszenz-Methode“ befinden sich Beleuchtung und Aufnahmeeinrichtung auf derselben Seite. Bei dieser Methode wird die Eigenschaft des Motorenöls

<sup>5</sup>Erstellt mit freundlicher Unterstützung von Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze und Dipl.-Ing. J.-D. Gerken vom Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der TU Clausthal.

genutzt, auftreffendes Licht zu absorbieren und anschließend wieder zu emittieren. Zur Steigerung der Eigenfluoreszenz wird dem Öl für die Versuche ein Farbstoff beigemischt. Das Verfahren bildet im Gegensatz zum vorgenannten Verfahren auch Schmierfilme ab, die lediglich eine Kontaktfläche benetzen.

Zur optimalen Anregung ist es bei dieser Methode notwendig, lediglich bestimmte Frequenzbereiche des sichtbaren Lichtes zu verwenden. Für die Beleuchtung wird eine Lichtquelle benötigt, die einen hohen Anteil Licht in der Wellenlänge 400 - 460 nm aussendet. In diesem Bereich wird das verwendete Fluoreszenzmittel aktiviert. Der auf der Beleuchtungsseite verwendete Blaufilter grenzt den benötigten Bereich ein. Das verwendete Fluoreszenzmittel emittiert ab einer Wellenlänge von 480 nm. Durch eine geeignete, aufnahmeseitig angebrachte Filterkombination wird eine kontrastreiche Aufnahme des Schmierfilmes gewährleistet.

### 4.2.1 Untersuchungen mit der Hochgeschwindigkeitskamera

Für die Hochgeschwindigkeitsfilmuntersuchungen wurde die Kamera „Redlake Y4“ der Firma „imaging solutions GmbH“ verwendet. Dieses Modell kann bei einer Auflösung von 1024x1024 Pixeln 3000 Bilder pro Sekunde erfassen. Durch Reduzierung der Auflösung lassen sich Bildrate und Empfindlichkeit erhöhen. Für die phänomenologischen Untersuchungen wurde im ersten Schritt eine Bildrate von 6000 Bildern pro Sekunde gewählt. Dadurch sind auch bei hohen Drehzahlen aussagekräftige Bilder erzeugbar. Abbildung 4.27 stellt diese Aufnahmen dar. Sie lassen jedoch keine Rückschlüsse auf die Schmierfilmdicke zu. Erkennbar wird jedoch eine durch Kavitation bedingte Veränderung des Schmierfilms bei einem Nockenwinkel von 220°. Dies ist der Moment bei dem die ablaufende Flanke des Nockens in den Grundkreisradius übergeht und das Ventil schließt. Die fluoreszierende Wirkung des dem Öl beigemischten Fluoroles wird erst mit einer geeigneten Filterkombination auf Beleuchtungs- und Aufnahmeseite sichtbar. Diese beschränken das Licht auf die notwendigen Wellenlängen und erhöhen damit den Kontrast. Jedoch geht damit eine deutliche Verringerung der effektiven Lichtmenge einher. Aus diesem Grund verringert sich der Bereich der Bildschärfe. Die maximal mögliche Bildrate kann lediglich mit 1000 Bildern pro Sekunde gewählt werden. Diese Aufnahmen sind in Abbildung 4.26 dargestellt.

Bei den mit Filtern aufgenommenen Bildern sind deutlich die am Nocken vorbeiführenden Öltransportvorgänge erkennbar. Ebenso wird der sich in Bewegungsrichtung aufbauende Schmierkeil sichtbar. Der mit der verringerten Lichtmenge einhergehende, reduzierte Schärfebereich ermöglicht jedoch keine Aufnahmen, die den Kontaktbereich innerhalb der Nockenerhebung darstellen (Bilder: Tasse\_10Hz\_mitFilter\_180° und Tasse\_20Hz\_mitFilter\_180°).

In den Videosequenzen ist eine mit zunehmender Drehzahl steigende Tendenz zum Aufschwimmen sichtbar (Bilder: Tasse\_20Hz\_ohneFilter\_0° und Tasse\_20Hz\_ohneFilter\_0°). Die Aufnahmen wurden für die in Tabelle 4.3 dargestellten Drehzahlen durchgeführt.



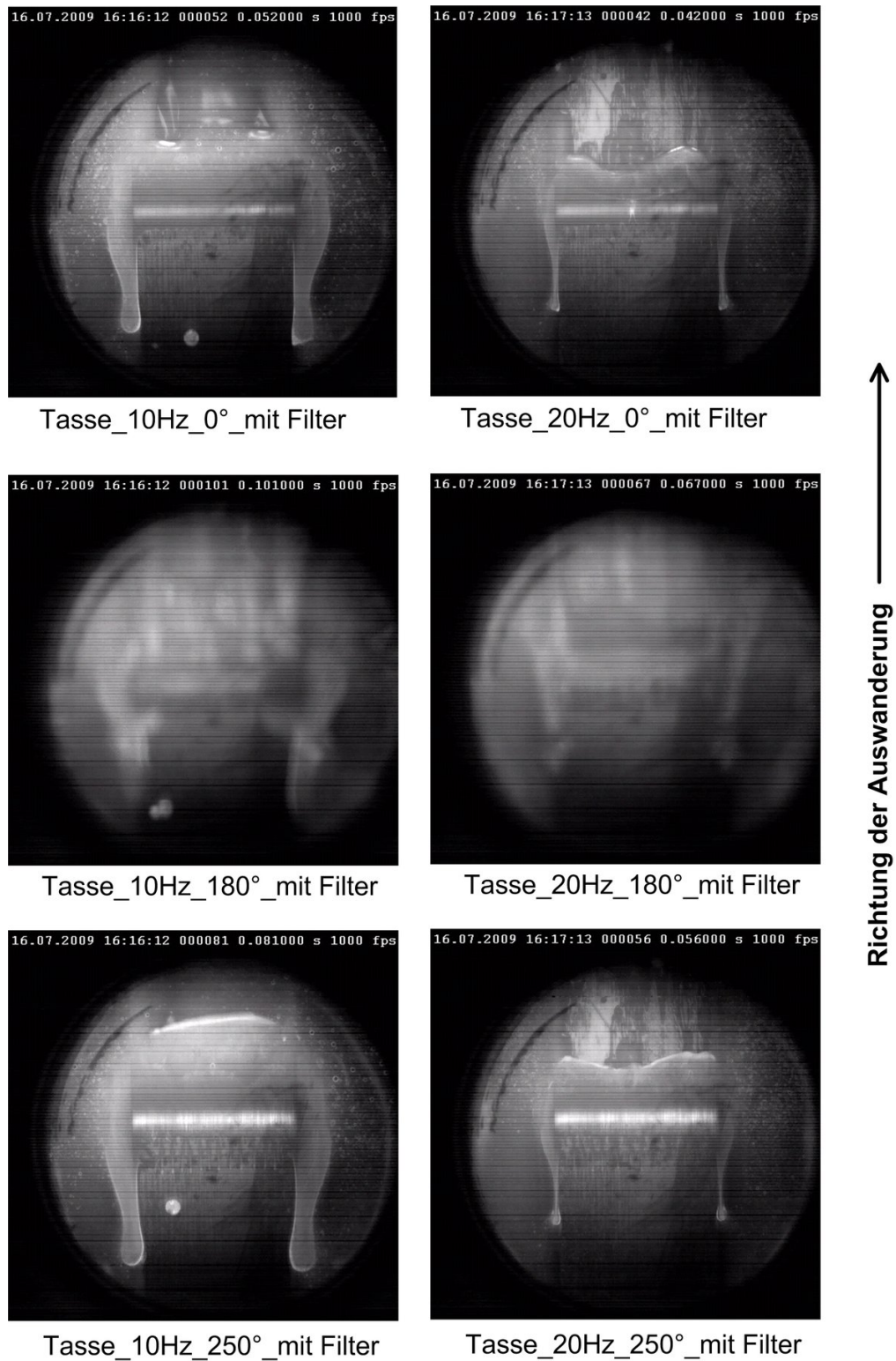


Abbildung 4.26: Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera, mit Filtersystem



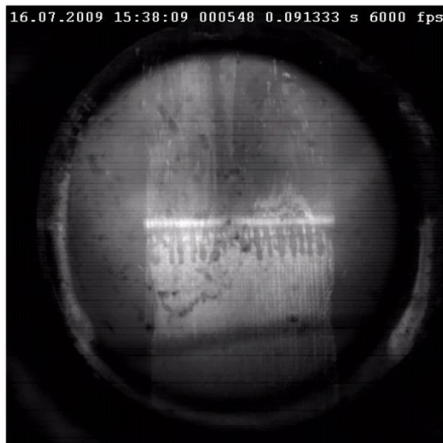
Tasse\_10Hz\_0°\_ohne Filter



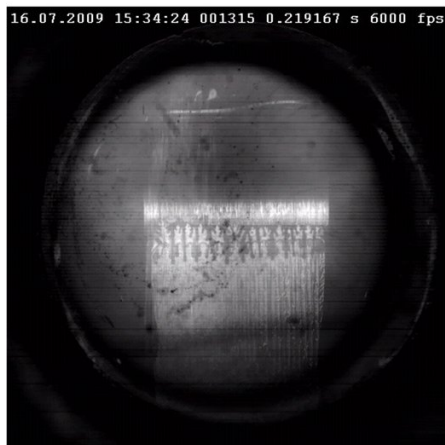
Tasse\_20Hz\_0°\_ohne Filter



Tasse\_10Hz\_180°\_ohne Filter



Tasse\_20Hz\_180°\_ohne Filter



Tasse\_10Hz\_250°\_ohne Filter



Tasse\_20Hz\_250°\_ohne Filter

↑  
Richtung der Auswanderung

Abbildung 4.27: Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera, ohne Filtersystem

Antrieb [Hz]	Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	6000 Fps [ $^{\circ}\text{NW}$ ]	1000 Fps [ $^{\circ}\text{NW}$ ]
5 Hz	600	0,3°	1,8°
10 Hz	1200	0,6°	3,6°
15 Hz	1800	0,9°	5,4°
20 Hz	2400	1,2°	7,2°
25 Hz	3000	1,5°	9,0°
30 Hz	3600	1,8°	10,8°
35 Hz	4200	2,1°	12,6°
40 Hz	4800	2,4°	14,4°

Tabelle 4.3: Schrittweite der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen

### 4.2.2 Aufnahmen mittels positionsgetriggerte Stroboskopie

Da die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen nicht die gewünschte Abbildungsqualität zeigten, wurde im Anschluss die Zielpunktphotografie angewendet. Dabei wurde für die Bildaufnahme eine Digitalkamera mit einem 90 mm/2.8 Makroobjektiv verwendet. Bei einer Sensorempfindlichkeit von ISO800 konnte eine Blendeneinstellung auf Stufe 8 gewählt werden. Die Beleuchtung erfolgte durch einen triggergesteuerten Blitz. Durch Veränderung der Triggerposition konnte der gesamte Bewegungsverlauf über mehrere Zyklen aufgenommen werden. Ein Vergleich an gleicher Position aufgezeichneter Bilder zeigt eine ähnliche Charakteristik. Abweichend von den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen wurde zudem eine zum Nocken feste Winkelmarkenscheibe mit aufgenommen, um die aktuelle Bildposition zweifelsfrei zu bestimmen.

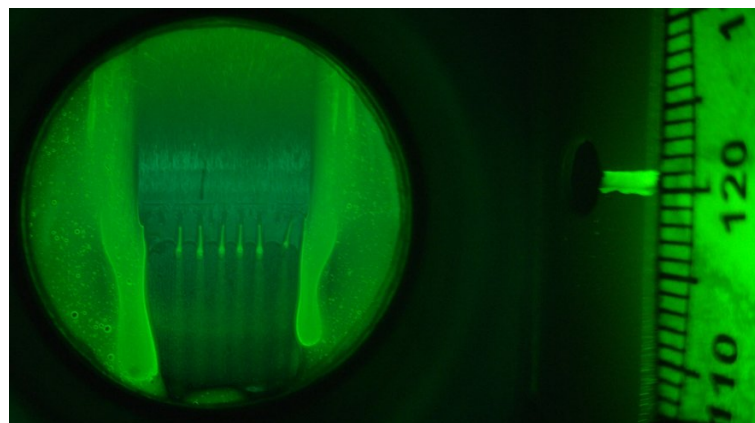


Abbildung 4.28: Zielpunktaufnahme, maximale Auswanderungsgeschwindigkeit, 20 Hz, 100  $\mu\text{m}$  Spiel



Die Abbildung 4.28 stellt beispielhaft den Moment der beginnenden maximalen Auswanderungsgeschwindigkeit des Nockens dar. Die Kontaktbedingungen verändern sich zu diesem Zeitpunkt vom Gleiten zum Rollen. Aufgrund der Aufnahmen kann davon ausgegangen werden, dass zu diesem Zeitpunkt Mischreibungskontakt stattfindet. Für die Zeitpunkte der maximalen Auswanderung (beidseitig) und der maximalen Stößelerhebung konnten gleichmäßige Schmierfilmverteilungen festgestellt werden.

Eine Zuordnung der Ursache für die Sekundärbewegungen bietet sich für den Zeitpunkt des Überganges von dem harmonischen Bereich des Nockens in die Öffnungs- bzw. Schließflanke. Hier erfolgt eine schnelle Änderung des Druckes im Schmierpalt mit damit verbundenen Transportvorgängen des eingeschlossenen Ölvolumens. Die damit verbundene Änderung des Druckes im Schmierpalt ist in Abbildung 4.29<sup>6</sup> skizziert. Diese kurzzeitige Druckänderung ist für die Queranregung des Tassenstößels verantwortlich.

Zur Untersuchung der Konzepte wurde das Spiel zwischen Nockenwelle und Tassenstößel variiert. Dabei repräsentiert der Versuch ohne Spiel (Abbildung 4.30) den Ventiltrieb mit hydraulischem Ventilspielausgleich. Diese Aufnahmen zeigen eine weitgehend gleichmäßige Schmierfilmverteilung. Ein Aufschwimmen wird nicht erkennbar.

Die Versuche mit  $37 \mu m$  (Abbildung 4.31) und  $100 \mu m$  (Abbildung 4.32) sind geeignet, den Tassenstößel mit einstellbarem Ventilspiel abzubilden. Beispielhaft sind hier die Positionen Beginn der Auswanderung ( $110^\circ \text{NW}$ ), Nockengrundkreis ( $0^\circ \text{NW}$ ) und Rückkehr in den Grundkreis ( $250^\circ \text{NW}$ ) abgebildet. Bei einem voreingestellten Spiel wird dabei Kavitation sichtbar. Dies ist in den Bildern Tasse\_10Hz\_110°\_37, Tasse\_20Hz\_110°\_37, Tasse\_10Hz\_110°\_100, Tasse\_20Hz\_110°\_100 und im Ansatz in Tasse\_20Hz\_250°\_100 erkennbar. Die zeitliche Zuordnung ist der Abbildung 4.25<sup>7</sup> zu entnehmen.

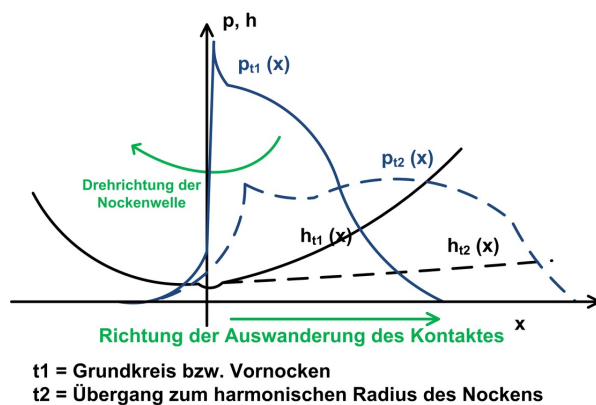


Abbildung 4.29: Zusammenhang Schmierpaltdruck und Nockenbewegung

<sup>6</sup>Angelehnt an [133, 134].

<sup>7</sup>Siehe auch [96, 133, 146, 134].

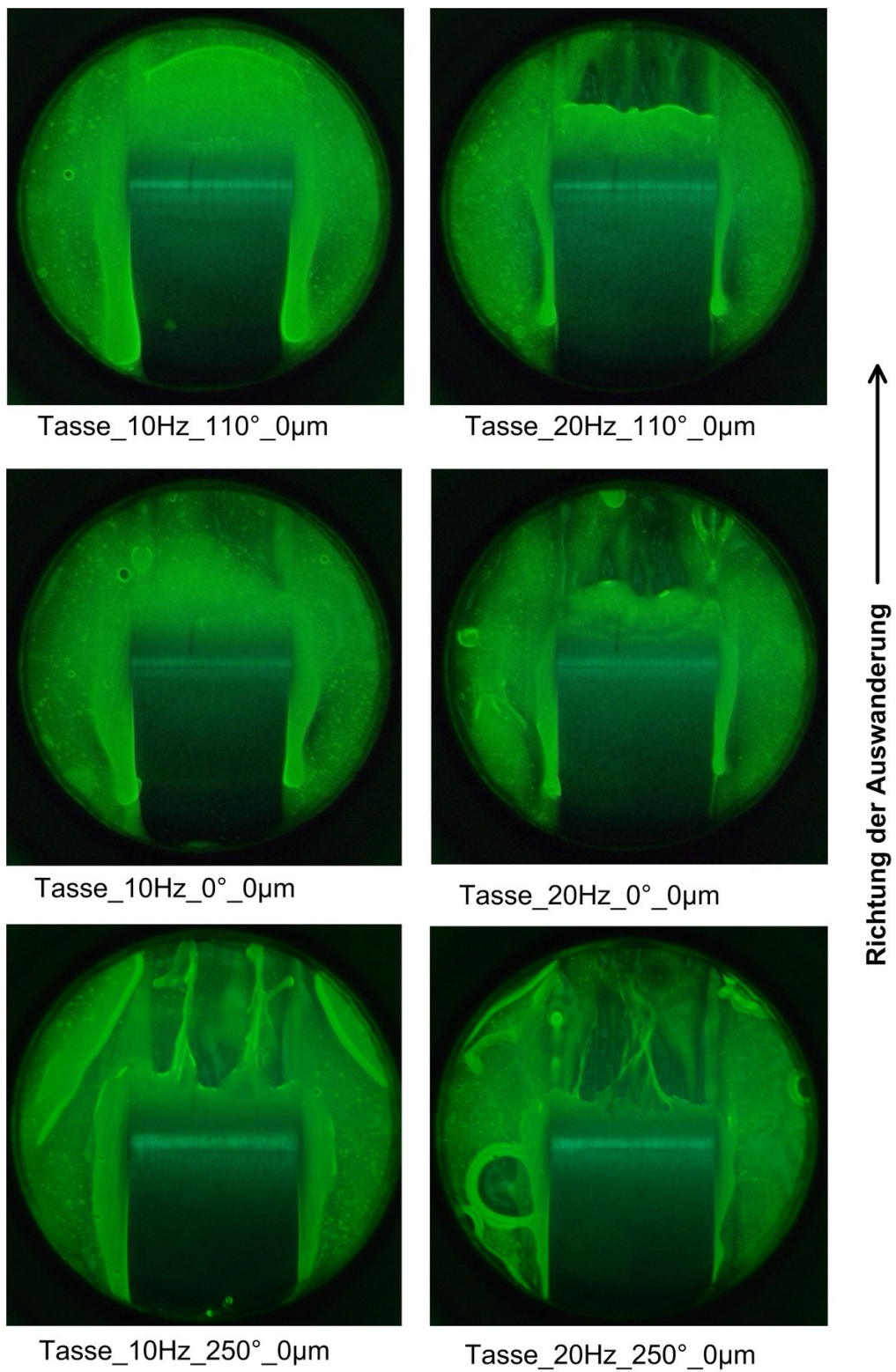


Abbildung 4.30: Zielpunktaufnahmen mit Filter, kein voreingestelltes Spiel

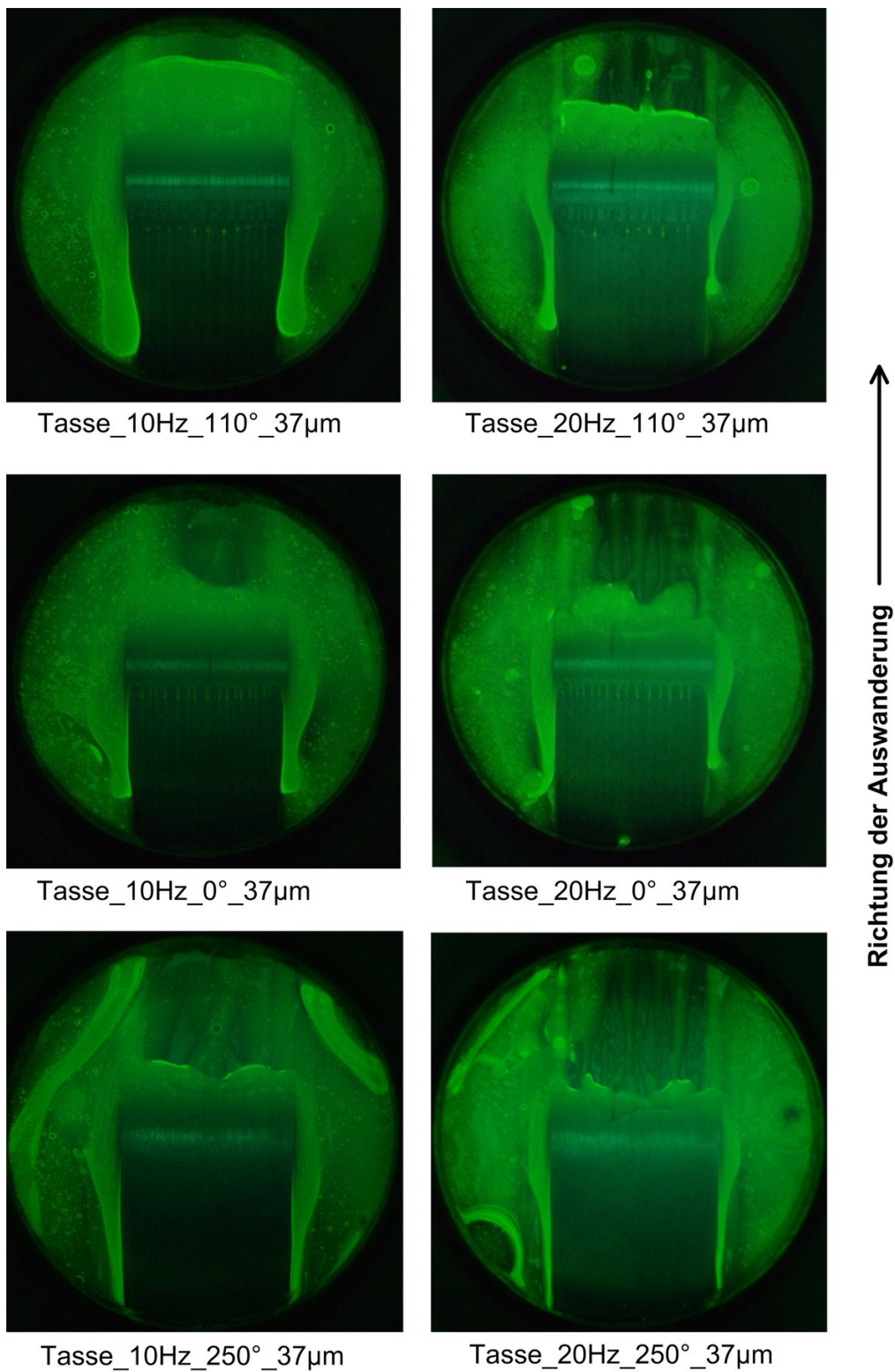


Abbildung 4.31: Zielpunktaufnahmen mit Filter, voreingestelltes Spiel 37 μm



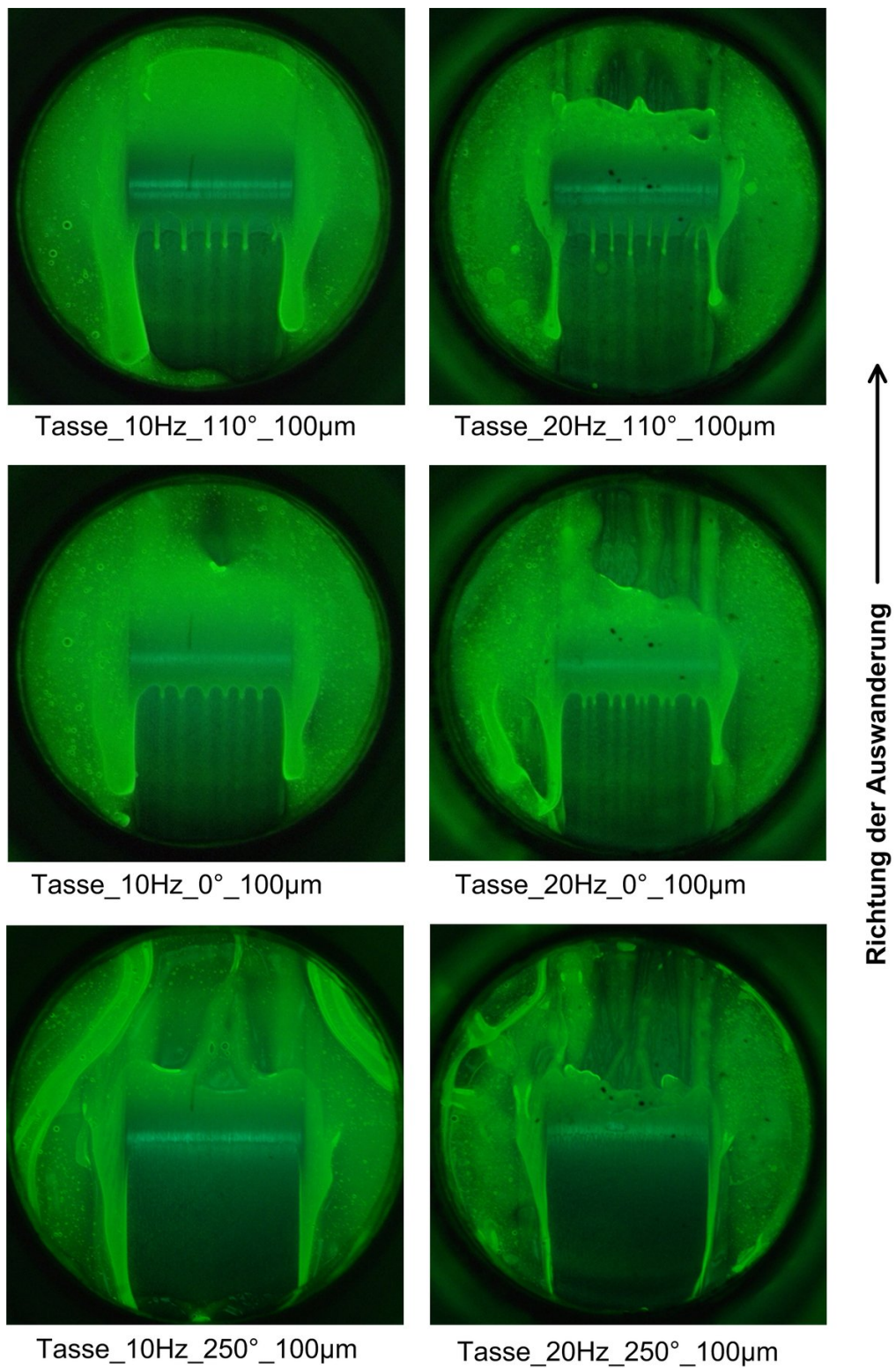


Abbildung 4.32: Zielpunktaufnahmen, voreingestelltes Spiel 100 μm

### 4.2.3 Ergebnisse der optischen Untersuchungen

Die Aufnahmen zeigen durchgehend einen dünnen Schmierfilm im Kontaktbereich, der sich außerhalb des oben aufgeführten Kalibrierbereiches befindet. Aus diesem Grund ist die quantitative Bestimmung lediglich für angrenzende Bereiche möglich. Zur genauen Bestimmung der Schmierfilmdicken im Spalt könnte ein geschwärtzter Nocken und eine veränderte Kalibriereinrichtung verwendet werden.

Abbildung 4.33 zeigt die Ventilschaftsekundärbewegungen für den Ventiltrieb mit hydraulischem Ventilspielausgleichselement (links) und den spielbehafteten Tassenstößeltrieb (rechts) bei einer Antriebsdrehzahl von  $1200 \text{ min}^{-1}$  Nockenwelle. Die untere Kurve bildet den Ventilweg ab. Deutlich sind in diesen Verläufen antriebsbedingte Anregungen erkennbar. Diese wurden zyklenstabil mit einer Abweichung unter 2 % mit dem in Abbildung 4.3 dargestellten Aufbau gemessen.

Zum Zeitpunkt des beginnenden Ventilhubes ist bei diesen Messungen eine Anregung erkennbar, die mithilfe der optischen Untersuchungen durch den plötzlichen Druckanstieg begründet werden kann. Dieser Druckanstieg findet außerhalb der Stößelmitte statt und führt daher zu einer Kippbewegung des Stößels, die über den reibungsbehafteten Kontakt am Ventilschaftende auf das Ventil übertragen wird. Dabei verhält sich das System ohne Spiel stabiler. Jedoch führt der höhere Mischreibungsanteil beim Ventiltrieb mit Hydroelement dort zu einer stärkeren Anregung während der Auslenkung.

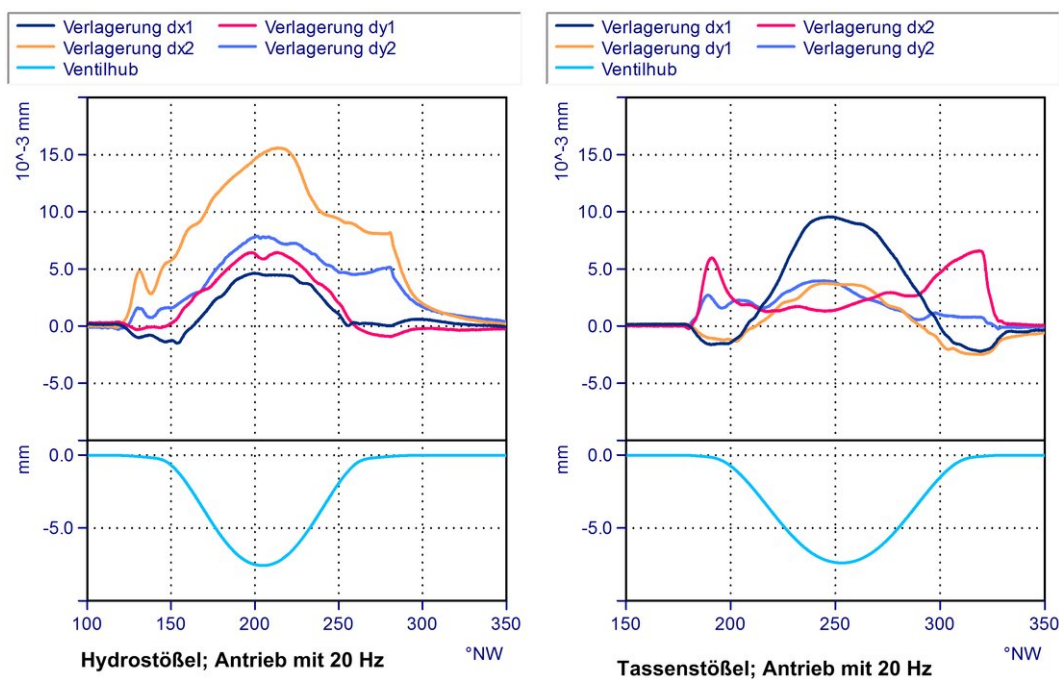


Abbildung 4.33: gemessene Sekundärbewegungen des Ventilschaftes, hier 20 Hz

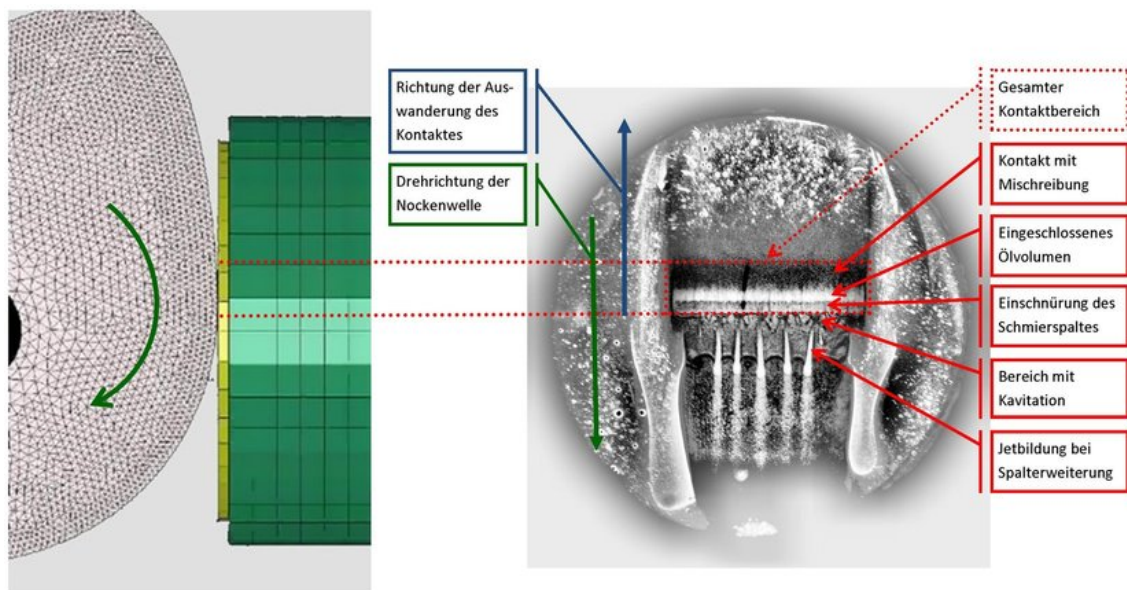


Abbildung 4.34: Kontrastverstärkte Aufnahme, Zeitpunkt: beginnende Auswanderung

Aufgrund der hier vorgestellten Untersuchungen ist anzunehmen, dass der während des Abwälzens am Grundkreis nicht vorhandene freie Spalt beim Betrieb ohne Spiel (Hydrostößel) die Ölmenge auf dem Nocken grundsätzlich reduziert. Daher ist dort eine geringere Schmierfilmdicke zu verzeichnen. Dies führt dazu, dass schneller Mischreibung entsteht als bei spielbehafteten Systemen.

Unabhängig von dem Spiel zwischen Nocken und Tassenstößel führt der Transport der verdichteten Ölmenge zu einem erhöhten Druck im Schmierpalt und somit zu einem Anstieg der Viskosität. Zu den Zeitpunkten des Öffnens und des Schließens kommt es zu einer Queranregung des Stößels und somit zu einer Anregung des Ventilschaftes, die einen außermittigen Erstkontakt zwischen Ventil und Ventilsitzring erklärt. Dieses Ereignis ist durch sichtbar auftretende Kavitation eindeutig zuzuordnen.

Der relevante Zeitpunkt ist in Abbildung 4.34 als kontrastverstärktes Differenzbild unter Abzug des Streulichtes mit den jeweiligen Zuordnungen dargestellt. Zur verbesserten Erkennbarkeit der Strukturen wurde eine Schwarzweißumwandlung durchgeführt.

Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen decken sich mit den Erkenntnissen anderer Arbeiten<sup>8</sup>. Insbesondere die Bereiche mit verringerter hydrodynamischer Tragkraft und erhöhtem Druck im Schmierpalt konnten optisch erfasst werden.

<sup>8</sup>Vgl. beispielsweise [146, 119] und insbesondere [96, 133].

### 4.3 Das Verformungsverhalten des Ventils unter Einfluss des Verbrennungsdruckes

Kompressions- und Verbrennungsdruck bedingen eine Durchbiegung des Ventiltellers, die eine Belastung für Ventil und Ventilsitzring darstellt. Die Verformung des Ventiltellers führt zu einer wälzenden Beanspruchung des Kontaktbereiches. Die Bewegung, die das Ventil hierbei auf dem Sitz vollzieht, ist bislang nicht bekannt. Die Intensität ist, wie in Abbildung 4.35<sup>9</sup> dargestellt, abhängig vom gewählten Ventilsitzwinkel. In einer Untersuchung<sup>10</sup> wird die Möglichkeit aufgezeigt, die entstandenen Riefen auszumessen oder die Verformung mittels FEM zu bestimmen. Es ist grundsätzlich davon auszugehen, dass die Struktursteifigkeit der Bauteile einen großen Einfluss auf die sich ausbildende Verformung des Ventiltellers hat. In unterschiedlichen Veröffentlichungen wird auf die Ventiltellerverformung und die notwendige Steifigkeit des Ventils hingewiesen. Lediglich eine Untersuchung<sup>11</sup> beurteilt diese Thematik intensiver. Hierbei wurden unterschiedliche Ventilformen mit DMS bestückt und in einer Vorrichtung mit Druck beaufschlagt.

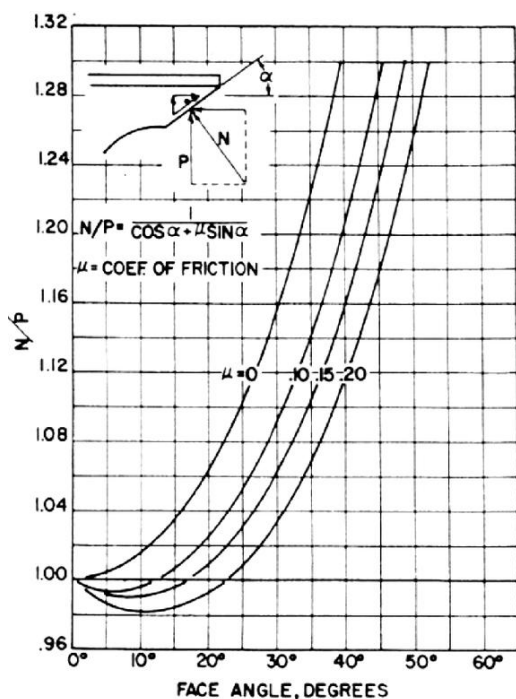


Abbildung 4.35: Verhältnis der Kräfte am Ventilsitz, Sitzwinkelvariation

<sup>9</sup>Entnommen aus [50].

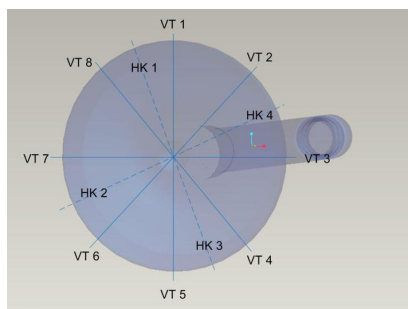
<sup>10</sup>Vorgeschlagen in [81], Seite 117.

<sup>11</sup>Siehe [121].

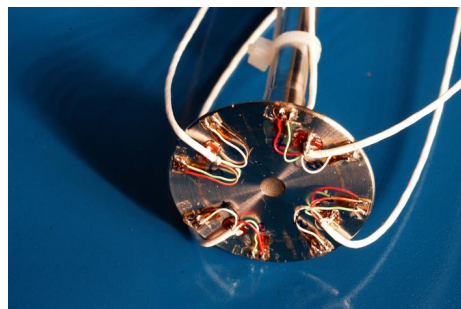
Bei den bislang bekannten Prüfständen stellt die Darstellung der realen Verbrennung eine Herausforderung dar. Die Simulation des Verbrennungsdruckes erfolgt zumeist über Punktlasten<sup>12</sup> oder über eine hydraulische Druckbeaufschlagung<sup>13</sup>.

Durch die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen soll geklärt werden, wie das Verformungsverhalten des Ventils zu bewerten ist. Insbesondere gilt es der Fragestellung nachzugehen, ob eine gleichmäßig verteilte Beanspruchung innerhalb der Kontaktfläche vorhanden ist. Hierzu wurde ein Prüfstand entwickelt, der es ermöglicht, die Tellerdurchbiegung unter Einfluss einer realen Verbrennung zu erfassen. Ausgangspunkt der Überlegungen ist die Annahme, dass eine ebene, kreisförmige Fläche unter zentraler Druckbelastung unsymmetrische Verformungsfiguren einnimmt. Die Reaktionskräfte an der umlaufenden Abstützung sind somit ungleichmäßig verteilt. Als anschauliches Beispiel sei hierfür der Tiefziehvorgang von Ronden ohne Niederhalter und die dabei auftretende Faltenbildung aufgeführt. Ursache dafür sind Inhomogenitäten im Gefüge und zwangsläufig ungleichmäßige Abstützbedingungen bis in den Bereich der Oberflächenrauheiten.

Es wurde eine Druckkammer entworfen und gebaut, die in ihren Innenmaßen einem Brennraum entspricht. Das zu untersuchende Ventil wurde in üblicher Weise positioniert. Die bestmögliche Ausrichtung und Maßhaltigkeit wurde beachtet. Der Ventilsitzring wurde mit dem zu untersuchenden Ventil zusammen eingeschliffen. Das Spiel in der Ventilführung ist insoweit angepasst, dass keine Wechselwirkungen damit auftreten können. Zur Beurteilung der Dehnungen des Ventiltellers wurden Tellerventile mit zwölf Dehnungsmessstreifen appliziert. Die Position der Messtellen kann Abbildung 4.36<sup>14</sup> entnommen werden. Es ist zu beachten, dass acht Sensoren auf der Tellerunterseite und vier Sensoren in der Ventilhohlkehle angebracht wurden. Die Beschaltung erfolgt als Viertelbrücke.



(a) Positionierung der Dehnungsmessstreifen



(b) Appliziertes Ventil

Abbildung 4.36: Anordnung der Dehnungsmessstreifen zur Beurteilung der Formsteifigkeit

<sup>12</sup>Siehe z. B. [143], Seite 54.

<sup>13</sup>Siehe z. B. [81], S. 60.

<sup>14</sup>Entnommen aus [47]

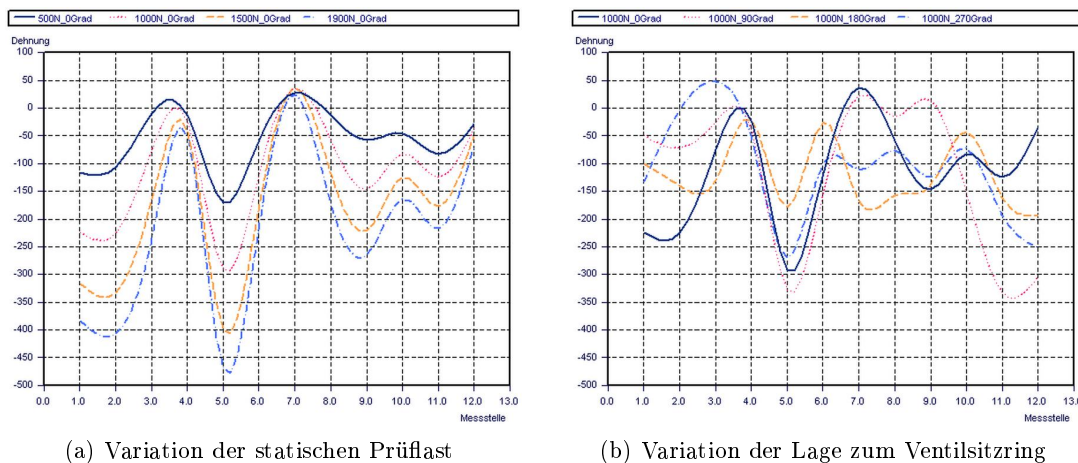


### 4.3.1 Statische Versuche zur Ventilverformung

Für erste funktionale Testläufe erfolgt ein Aufbau der vorgenannten Konfiguration mit der Aufprägung einer statischen in der Kalotte des Ventils wirkenden Kraft. Rückführbar gemessen wird diese mit einer in Wirkrichtung montierten Kraftmessdose. Die Last wird stufenweise in den Größen 500 N, 1000 N, 1500 N und 1900 N aufgeprägt.

Die gemessene Verformung des Ventils ist in Abbildung 4.37 dargestellt. Es wird deutlich, dass die oben getroffene Annahme einer ungleichmäßigen Verformung zutrifft. Die Prüfung geometrischer Bedingungen der verwendeten Bauteile erfolgt durch Verdrehung des Ventils in 90°-Schritten und die darauffolgende stufenweise Belastung.

Der verwendete Aufbau eignet sich nicht zur vollmotorischen Untersuchung im bewegten Bauteil, zeigt aber in geeignetem Maße die Verformungsungleichmäßigkeiten und die daraus resultierenden unterschiedlichen Kontaktbedingungen.



(a) Variation der statischen Prüflast

(b) Variation der Lage zum Ventilsitzring

Abbildung 4.37: Vergleich der Verformung unter statischer Belastung

### 4.3.2 Dynamische Versuche zur Ventilverformung

Zur dynamischen Untersuchung der Ventilverformung steht, wie oben erwähnt, eine Druckkammer zur Verfügung. Diese Druckkammer lässt sich mit statischem Druck bis zu einem Wert von 200 bar beaufschlagen. Ebenso ist eine Verbrennung möglich. Dazu wird in der Kammer ein zündfähiges Propan/Butan – Luft – Gemisch erzeugt und mittels Zündkerze entflammt. Die Gemischzusammensetzung wurde für einen Verbrennungsdruck von 80 bar bestimmt.

Messstelle	Dehnung [ $\frac{mm}{m}$ ]	Kontaktwinkel [°]	spez. Belastung [ $\frac{N}{mm^2}$ ]
VT1	0,805	0,232°	169,05
VT2	0,923	0,248°	193,83
HK4	0,919	0,248°	193,09
VT3	0,719	0,219°	151,07
VT4	0,827	0,234°	173,67
HK3	0,746	0,223°	156,72
VT5	0,945	0,251°	198,45
VT6	0,886	0,243°	186,06
HK2	0,694	0,215°	145,74
VT7	0,828	0,235°	173,88
VT8	0,786	0,229°	165,06
HK1	0,754	0,224°	158,34

Tabelle 4.4: Kontaktwinkel durch Tellerdurchbiegung

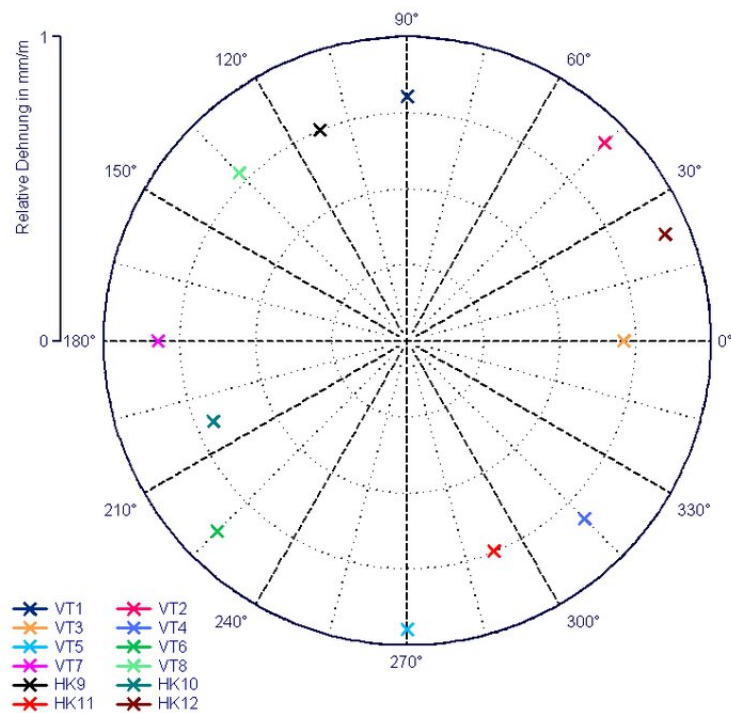


Abbildung 4.38: dynamische Verformung des Ventiltellers

Abbildung 4.38 zeigt die Messergebnisse der Versuche. Die Position VT5 ( $270^\circ$ ) befindet sich unmittelbar in der Nähe des strukturgeschwächten Bereiches in der Umgebung der Zündkerzenbohrung.

Die vermutete, ungleichmäßig im Radius verteilte Dehnung konnte durch die Versuche bestätigt werden. In Tabelle 4.4 sind die damit korrespondierenden Winkel aufgeführt, die sich aufgrund der Verformungen im Kontaktbereich ausbilden. Ebenso sind die sich ergebenden spezifischen Belastungen im angrenzenden Kontaktbereich aufgeführt. Es wird deutlich, dass die ungleichmäßige Verformung einen Einfluss auf die Kontaktbedingungen und deren Auswirkungen zum Zeitpunkt der Verbrennung aufweisen. Die Intensität der Verformungsungleichmäßigkeit ist, wie in Abschnitt 4.3.1 gezeigt, direkt vom Verbrennungsdruck abhängig, die Ausprägung des Verformungsbildes jedoch nicht.

## 5 Rechnerische Untersuchungen mit der Finite-Elemente-Methode

Die Grundidee der Finite-Elemente-Methode ist es, eine Gesamtstruktur in endlich kleine – finite – Teile zu zerlegen. Diese Teile werden durch Ansatzfunktionen in Form von Differentialgleichungen beschrieben, die wiederum numerisch gelöst werden. Somit handelt es sich bei der Finite-Elemente-Methode um ein Näherungsverfahren. Je nach Anwendungsbereich besitzt die beschreibende Funktion eine charakteristische Größe. Für die im Folgenden betrachteten Festigkeitsprobleme ist es die Verschiebung. Aus den Funktionen lassen sich durch Ableiten weitere Größen wie Spannungen oder Dehnungen ermitteln. Die FEM ist dabei nicht nur auf mechanische Probleme beschränkt, sondern lässt sich zum Beispiel auch auf die Strömungsdynamik oder auf elektrische und magnetische Problemstellungen übertragen.

Die Verbreitung der FEM schreitet mit der Steigerung an Rechenleistung immer weiter voran. Viele FEM-Programme unterstützen mittlerweile den Import und die automatische Vernetzung von CAD-Modellen. CAD-Anwendungen bieten teilweise für den Anwender unkomplizierte, einfache FEM-Funktionen, mit denen aus der Entwicklungsumgebung heraus die Lösungsansätze [92] auf ihre Brauchbarkeit hin untersucht werden können.

Der Begriff Impakt oder Stoß bezeichnet eine kurzzeitig auftretende, hochkonzentrierte Strukturbelastung und stellt einen komplexen Spezialfall der Festkörpermechanik dar. Untersuchungen von Impaktvorgängen sind sowohl im zivilen, als auch im militärischen Bereich von Bedeutung. Als Beispiele seien hier das Aufprallverhalten in Kraftfahrzeugunfällen [55] oder der Beschuss von Panzerungen durch Projektile zu nennen. Aufgrund verschiedener Effekte stellt die Analyse von Impaktvorgängen hohe Anforderungen. Die innerhalb von wenigen Millisekunden entstehenden Trägheitseffekte sind maßgeblich für Wellenausbreitungen innerhalb der betroffenen Struktur verantwortlich. Der durch das Auftreffen ausgelöste Impuls wird durch Interaktion der Moleküle in der Gitterstruktur zeitlich verzögert in den Festkörper weitergegeben. Die sich ausbreitenden Schwingungswellen können sowohl von elastischer, plastischer als auch diskontinuierlicher Natur sein, sich längs oder quer zur Lastichtung ausbreiten, sich überlagern sowie reflektiert werden. Die Physik des Prozesses wird dadurch maßgeblich beeinflusst. Aufgrund der hohen Intensität und der örtlich begrenzten Krafteinwirkung können Stoßvorgänge lokal extreme Verformungen und dauerhafte Schädigungen der Struktur hervorrufen. Bei der Modellbildung müssen unterschiedliche Elastizitäten der Kontaktpartner berücksichtigt werden [35].

Für die hier behandelten Vorgänge findet LS-DYNA<sup>®</sup> Verwendung, um die zuvor beschriebenen Impaktvorgänge im Ventilteller beim Erstkontakt mit dem Ventilsitzring zu untersuchen und Teile der Kinematik des Ventiltriebes zu simulieren. Der in LS-DYNA<sup>®</sup> eingesetzte explizite Lösungsalgorithmus eignet sich besonders für nicht-lineare und hochdynamische Problemstellungen.

Zum sogenannten Preprocessing – der Vorbereitung aller wichtigen Berechnungsdaten, wie dem Import und der Vernetzung der Modelle, der Definition äußerer Kräfte oder der Festlegung der Kinematik – wird hier die grafische Benutzeroberfläche des FEM-Programms ANSYS<sup>®</sup><sup>1</sup> verwendet. Mithilfe eines Texteditors können die von ANSYS<sup>®</sup> erzeugten LS-DYNA<sup>®</sup>-Eingabedateien - engl. *k-file* - vor dem Lösen verändert werden. In der Eingabedatei können Simulationsparameter, wie Bewegungsvorgaben oder Materialeigenschaften, variiert werden. Dem Gleichungslöser LS-DYNA<sup>®</sup><sup>2</sup> wird anschliessend das k-file übergeben. Zur Auswertung aller errechneter Daten wie resultierende Kräfte, Spannungen oder Verformungen, dem sogenannten Postprocessing, wird das Programm LS-PrePost<sup>®</sup><sup>3</sup> genutzt.

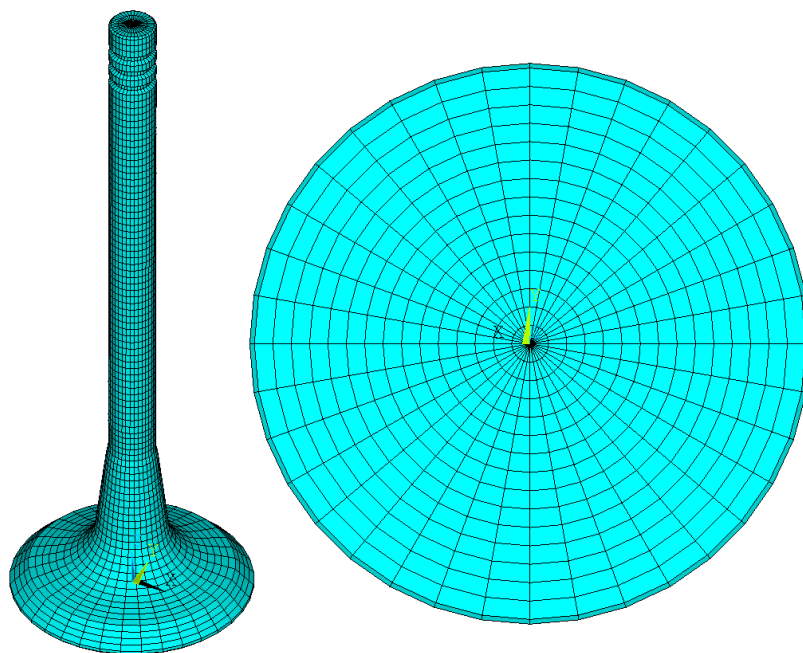


Abbildung 5.1: Vernetztes Ventil

---

<sup>1</sup>ANSYS 11.0 Academic Teaching Introductory (Modalanalyse) bzw. Academic Research LS-DYNA

<sup>2</sup>LSTC LS-DYNA Version ls971s R2

<sup>3</sup>LSTC LS-PrePost 2.1

## 5.1 Modalanalyse des freischwingenden Ventils

Die Modalanalyse bezeichnet ein numerisches Verfahren, mit dem man ein schwingungsfähiges System bezüglich seines Eigenschwingungsverhaltens charakterisieren kann. Dabei werden unter anderem die Eigenfrequenzen und die Eigenschwingungsformen bestimmt. Die Eigenfrequenz bezeichnet eine Frequenz, mit der ein System nach einer einmaligen Anregung schwingen kann. Die individuelle Schwingform, die das System dabei annimmt, nennt man Eigenschwingungsform oder Modalform. In der Technik sind Eigenfrequenzen von Interesse, da in diesem Frequenzbereich liegende Anregungen bei Bauteilen Resonanzen anregen. Dies äußert sich zum Beispiel in Form von Vibrationen. Neben negativen Auswirkungen auf den Betriebskomfort können Bauteile durch Resonanzschwingungen auch überbeansprucht werden.

Um neben den Rückschlüssen auf das reale Verhalten eine Vergleichbarkeit mit den weitergehenden Untersuchungen zu gewährleisten, wird die Modalanalyse des Ventils auf Grundlage der gleichen Vernetzung durchgeführt. Abbildung 5.1<sup>4</sup> zeigt das aus über 12.000 Elementen bestehende Netz.

Die Wahl der Fixierung des Ventils hat wesentlichen Einfluss auf die ermittelten Eigenfrequenzen. Für die vorliegenden Versuche wird das obere Ventilschaftende vorgelegt. Grund hierfür ist, dass das Ventil im System Ventil-Ventilsitzring-Ventiltrieb über den dort sitzenden Kontakt zum Ventildfederteller axial gehalten und bewegt wird. Von einer Festhaltung über die Führung wird abgesehen, da dort Spiel vorliegt und das in diesem Bereich auftretende Verformungsbild von Interesse ist.

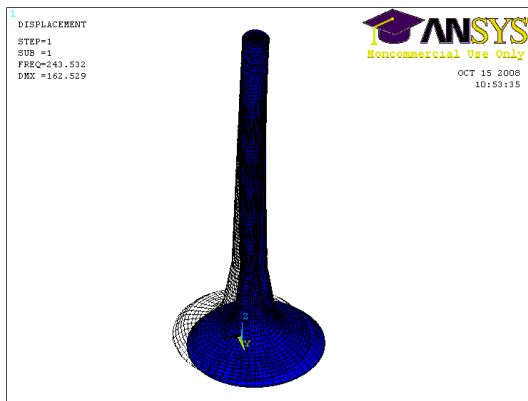
Die Abbildungen 5.2<sup>5</sup> a bis f zeigen die dazugehörigen Eigenschwingungsformen. Die ersten sechs ermittelten Eigenfrequenzen sind in Tabelle 5.1 aufgeführt:

Tabelle 5.1: Ermittelte Eigenfrequenzen

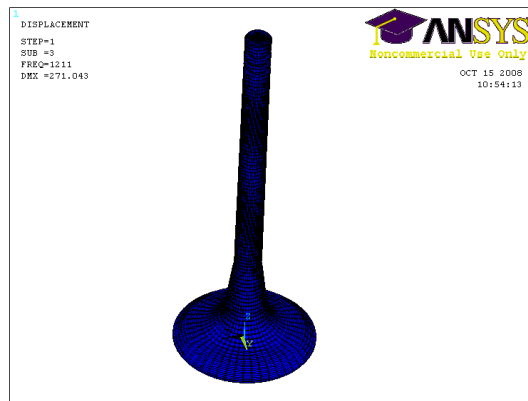
Eigenform	Eigenfrequenz
$f_1$	243,5 Hz
$f_2$	1211 Hz
$f_3$	2519 Hz
$f_4$	7189 Hz
$f_5$	7613 Hz
$f_6$	15932 Hz

<sup>4</sup>Entnommen aus [16]

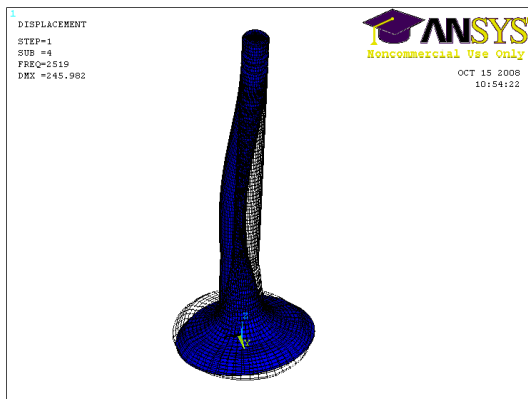
<sup>5</sup>Entnommen aus [16]



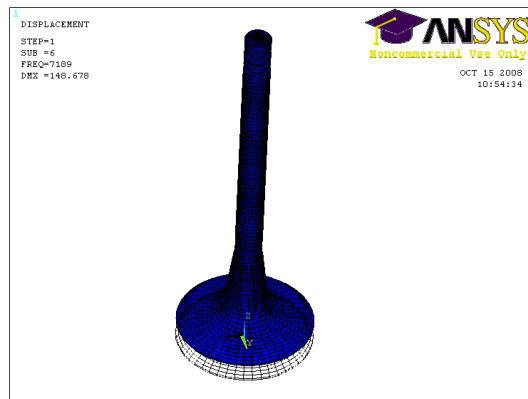
(a)  $f_1 = 243,5 \text{ Hz}$



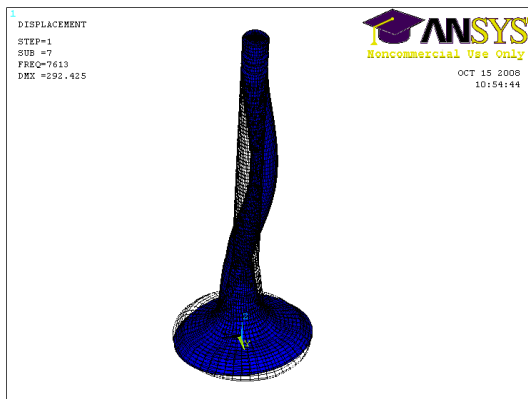
(b)  $f_2 = 1211 \text{ Hz}$



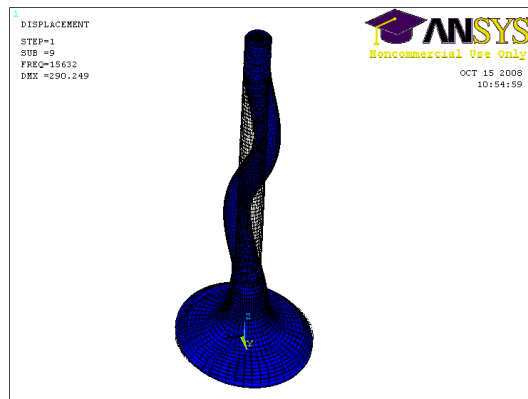
(c)  $f_3 = 2519 \text{ Hz}$



(d)  $f_4 = 7189 \text{ Hz}$



(e)  $f_5 = 7613 \text{ Hz}$



(f)  $f_6 = 15932 \text{ Hz}$

Abbildung 5.2: Vergleich der Eigenschwingungsformen

Die dargestellten Verformungsbilder des Ventiltellers könnten im Falle eines tatsächlichen Auftretens starken Einfluss auf die Kraftübertragung im Kontakt Ventilteller-Ventilsitzring haben. Von den ermittelten Eigenfrequenzen kann insbesondere die fünfte ( $f_5 = 7,6 \text{ kHz}$ ) von Bedeutung sein. Abbildung 5.3<sup>6</sup> zeigt das im realen Versuch ermittelte Schwingungsbild im VSR infolge des Erstkontaktes mit dem VS. Die Abweichung im Vergleich zu der durch die Modalanalyse bestimmte Eigenfrequenz ist durch den Einfluss anderer Ventiltriebskomponenten auf das Schwingungsverhalten des Ventils zu erklären.

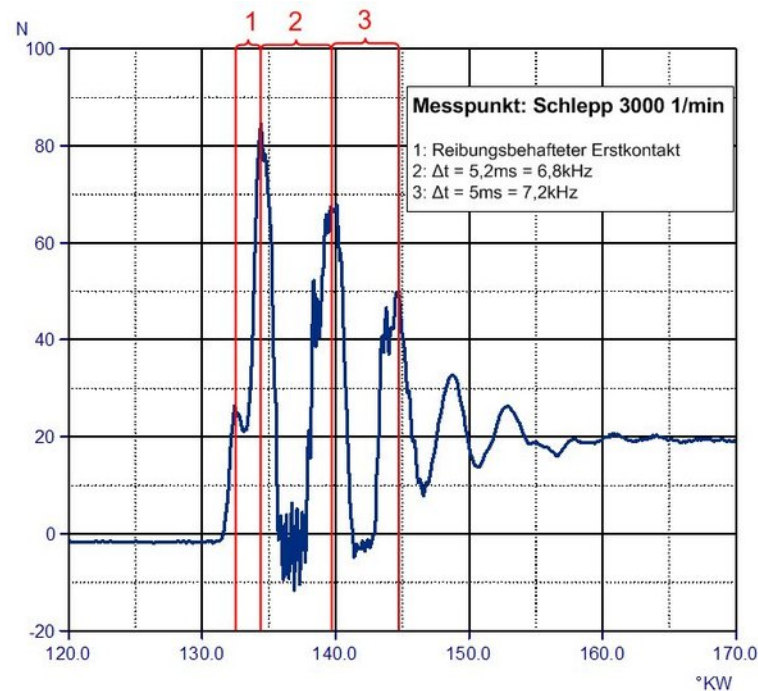


Abbildung 5.3: Kontaktkraft infolge des Erstkontaktes

## 5.2 Untersuchung des Auftreff-Stosses am System Ventil-VSR-Führung

Im Anschluss an den im vorherigen Abschnitt beschriebenen vereinfachten Erstkontaktversuch werden nun Untersuchungen am Ventil unter Hinzunahme des Ventilsitzringes und der Ventilfehrung durchgeführt. Abbildung 5.4<sup>7</sup> zeigt eine Übersicht des zu untersuchenden Systems Ventil-Ventilsitzring-Ventilfehrung. Hierbei sind insbesondere das Schwingungsverhalten des Ventiltellers im Kontaktbereich mit dem VSR sowie der Einfluss des Schmierfilmes in der Ventilfehrung von Interesse.

<sup>6</sup>Teilmessergebnisse aus Kapitel 4.1.2.

<sup>7</sup>Entnommen aus [16]



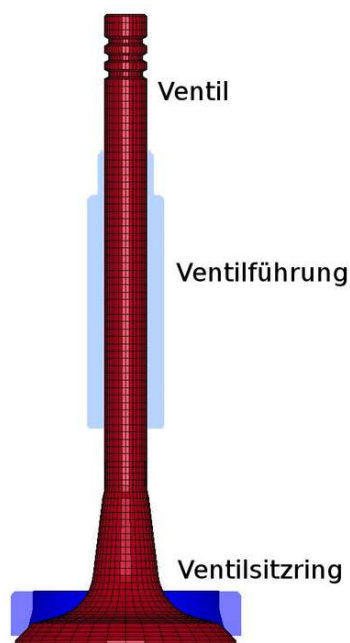


Abbildung 5.4: System Ventil-VSR-Führung

Zur Abschätzung der Wirkung einzelner Einflussfaktoren werden diese schrittweise zum Berechnungsmodell hinzugefügt und validiert. Dadurch sollen Kumulationen von Fehlern vermieden werden.

Die Arbeitsschritte erfolgen dabei wie folgt:

1. Ventilsitzringfläche als starres Schalenmodell, Ventilsitzring mit radialem Versatz
2. Ventilsitzring als elastisches Volumenmodell, Ventilsitzring mit radialem Versatz
3. Einführung einer Belastung durch den Verbrennungsdruck
4. Einführung von Dämpferelementen zur Darstellung der dynamischen Wirkung des Schmierfilms zwischen Ventilschaft und Führung
5. Ventilsitzring zentriert, Ventil mit Schiefstellung des Schaftes in der Führung

Der unter Punkt 3 genannte Verbrennungsdruck führt im Rahmen dieser Untersuchung in erster Linie zu einer Erhöhung der Reibkraft im Kontaktbereich von VSR und VS und somit zu einer stärkeren Dämpfung auftretender Schwingungen. Im Weiteren werden nur die Untersuchungen zu den Punkten 4 und 5 dargestellt. Diese Konfigurationen verwenden beide die unter Abschnitt 5.2.1 beschriebenen Dämpferelemente zur Schmierfilmsimulation und werden in Abschnitt 5.2.4 einander gegenübergestellt.

### 5.2.1 Dämpferelemente zur Schmierfilmsimulation

Die Verbindung von Ventilschaft und Führung ist sowohl spielbehaftet als auch mit einer Schmierung versehen. Diese Schmierung hat Einfluss auf das dynamische Verhalten des Ventils und muss daher in den vorliegenden Berechnungen mitberücksichtigt werden. Dies wird über sogenannte Dämpferelemente realisiert. Durch Vorgabe (*\*DEFINE\_SD\_ORIENTATION*) in der LS-DYNA<sup>®</sup>-Eingabedatei wird die dämpfende Wirkung auf die radiale Richtung - damit senkrecht zur Schaftoberfläche - begrenzt. Eine Dämpfung in axialer Richtung spielt hier nur eine untergeordnete Rolle und wird daher vernachlässigt.

Die Dämpferkomponenten selbst bestehen jeweils nur aus einem Balkenelement mit zwei Knoten. Der eine Knoten liegt auf dem entsprechenden Knoten des Ventilschaftes, der andere liegt ortsfest im Raum. Der Abstand entspricht dem Betrag des Spiels zwischen Schaft und Führung. Die Elemente werden von den Schalenelementen der Ventilfehrung umgeben. Dadurch ist das Auftreten von Festkörper-, bzw. Mischkontakt möglich. Abbildung 5.5 zeigt den mit Dämpferelementen versehenen Abschnitt des Ventilschaftes.

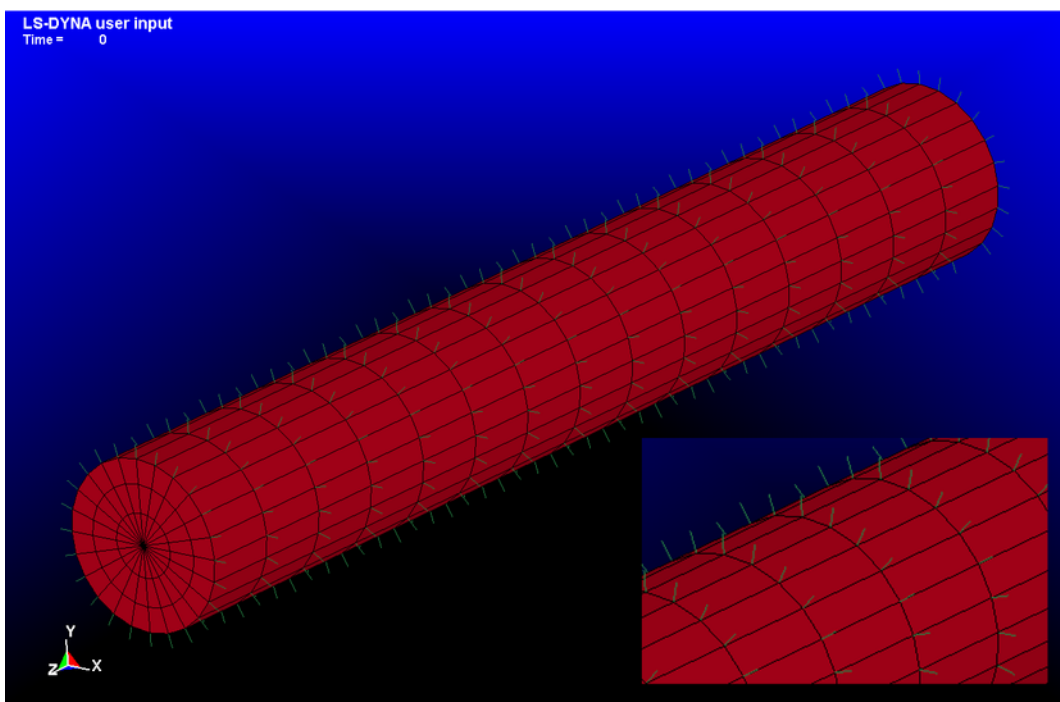


Abbildung 5.5: Ventilschaftabschnitt mit Dämpferelementen

### 5.2.2 Versatz des VSR

Wie zuvor beschrieben, liegt der Ansatz der vorliegenden Untersuchungen darin, dass das Ventil aufgrund vielfältiger Einflüsse nicht zentriert auf den Ventilsitzring trifft. Stattdessen trifft der Ventilteller zunächst nur mit einem Teil seiner Kontaktfläche auf den VSR. Um dies in erster Näherung darzustellen, wird der Ventilsitzring in x-Richtung mit einem Versatz von  $50 \mu\text{m}$  verschoben. Dies erzwingt einen lokal begrenzten Erstkontakt auf der der Verschiebungsrichtung entgegengesetzten Seite.

Das Ventil wird über eine Starrkörperbewegung eines an den Ventilkeilnuten liegenden Schalennetzes axial ausgelenkt. Der Erstkontakt erfolgt bei einer Geschwindigkeit von  $v_V = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , was wie im vorherigen Kapitel beschrieben der im realen Betrieb maximal zu erwartenden Auftreffgeschwindigkeit entspricht. Nach dem Ende der Bewegung verharrt der Starrkörper in dieser Lage, sodass der Ventilteller ausschlagen kann. Für den Kontakt Ventilteller-VSR wurde ein Reibbeiwert von  $\mu = 0,6$  angenommen. Im weiteren Verlauf wird auf die untere Seite des Ventiltellers ein Druck von  $p = 90 \text{ bar}$  aufgebracht, um den Verbrennungsdruck zu simulieren. Abbildung 5.6a zeigt das Verformungsbild des Ventiltellers durch Einwirkung des lokalen Erstkontaktes. Es ist zu erkennen, dass die wesentliche Deformation im Bereich des Erstkontaktes auftritt. Im Bereich der zum Erstkontakt zeigenden Hohlkehle treten erhöhte Spannungen auf.

### 5.2.3 Schiefstellung des Ventilschafts in der Ventilführung

Als weitere Verfeinerung des Berechnungsmodells wird anstelle eines Versatzes des VSR der Ventilschaft unter einer Schiefstellung in der Ventilführung platziert. Dies entspricht wesentlich genauer der grundlegenden Annahme, dass kinematische Beeinflussungen des tribologischen Gesamtsystems Ventil-Ventilsitzring-Ventiltrieb zu einer Schiefstellung des Ventils zum Zeitpunkt des Erstkontaktes führen können. Während der Untersuchungen wurden zwei verschiedene Varianten des Versuchsaufbaus verwendet:

- Ventilschaft mit Schiefstellung in der Führung, Bewegung über Starrkörper an den Ventilkeilnuten
- Ventilschaft mit Schiefstellung in der Führung, Bewegung über Pendelstäbe am oberen Ventilschaftende

Für die Betrachtung des Erstkontaktes sind die Unterschiede allerdings unwesentlich, weshalb die Ergebnisse exemplarisch anhand der ersten Variante vorgestellt werden. Die sich infolge der Erstberührung ergebenden Verformungen des Ventiltellers lassen sich aus Abbildung 5.6b entnehmen. Eine eingehendere Bewertung der Verformungscharakteristika wird in Abschnitt 5.2.4 vorgenommen.

### 5.2.4 Vergleich der beiden Varianten

In der folgenden Gegenüberstellung - siehe Abbildungen 5.6a und 5.6b<sup>8</sup> - ist zu erkennen, dass beide Varianten in erster Näherung ein vergleichbares Verformungsbild zeigen. Jedoch ist deutlich zu sehen, dass bei einer Schiefstellung des Ventils die Verformung im Wesentlichen auf den Bereich des Erstkontaktes beschränkt ist und dort ausgeprägter auftritt. Dies lässt darauf schließen, dass, wie in Abschnitt 4.1.2 beschrieben, eine örtlich begrenzte Krafteinwirkung in Kombination mit lokal extremen Verformungsraten zu einer dauerhaften Schädigung der Struktur führen kann.

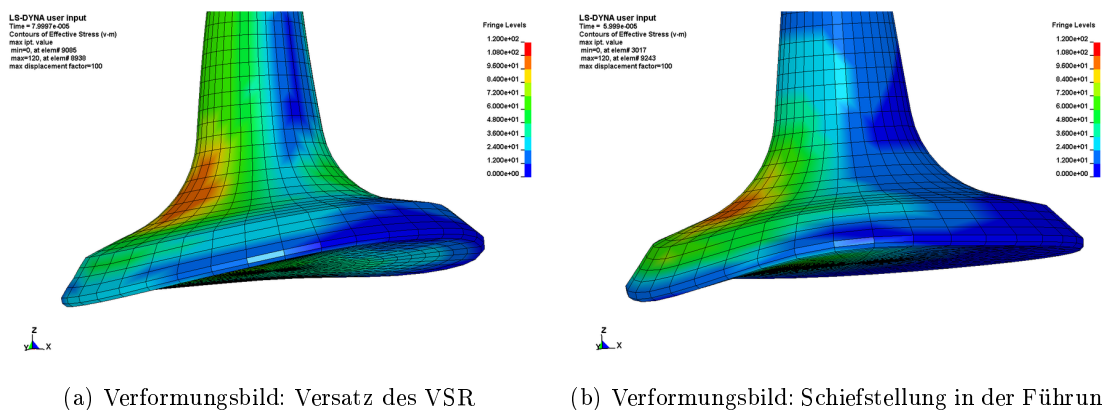


Abbildung 5.6: Gegenüberstellung der Verformungsbilder

### 5.2.5 Untersuchungen des Erstkontaktes

Die Ergebnisse der durchgeführten rechnerischen Untersuchung werden zu einem besseren Verständnis der Ergebnisse der Prüfstandsversuche herangezogen<sup>9</sup>.

Analog zu den Prüfstandsversuchen werden die Kontaktkräfte zwischen VSR und VS an zwölf gleichmäßig über den Umfang verteilten Elementen des VSR ermittelt und grafisch ausgewertet. Wie Abbildung 5.7<sup>10</sup> zeigt, werden die ausgewählten Elemente zeitlich versetzt durch den Kontakt mit dem VS belastet. Neben dem zeitlichen Versatz ist zu erkennen, dass durch den Kontakt beim Schließen des Ventils eine Schwingung angeregt wird. Diese kann aus den vorliegenden Daten mit einer Frequenz von  $f = 8,5 \text{ kHz}$  quantifiziert werden. Anzumerken sei hier, dass diese Frequenz mit einer in Abschnitt 5.1 ermittelten Eigenform korrespondiert. Zur Betrachtung der Beanspruchungen des Ventils und des VSR durch die,

<sup>8</sup>Entnommen aus [16]

<sup>9</sup>Siehe Abschnitt 4.1.1.1, 32.

<sup>10</sup>Entnommen aus [16]

infolge des örtlich begrenzten Erstkontaktes auftretende, Spannung ist eine Bestimmung der in Abbildung 5.8 dargestellten Erstkontaktfläche unerlässlich.

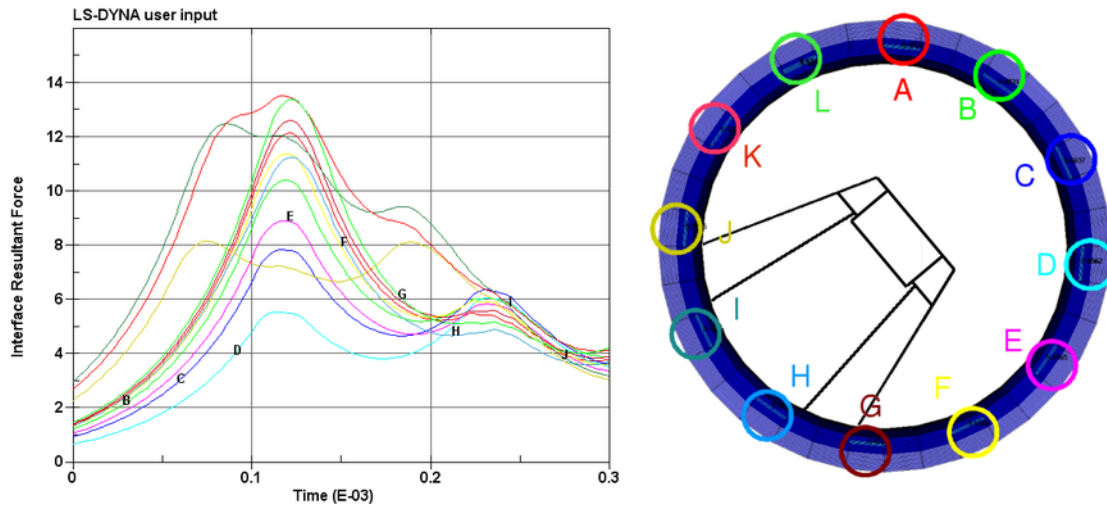


Abbildung 5.7: Mit FEM beschriebener Erstkontaktes und dazugehörige Messpunkte

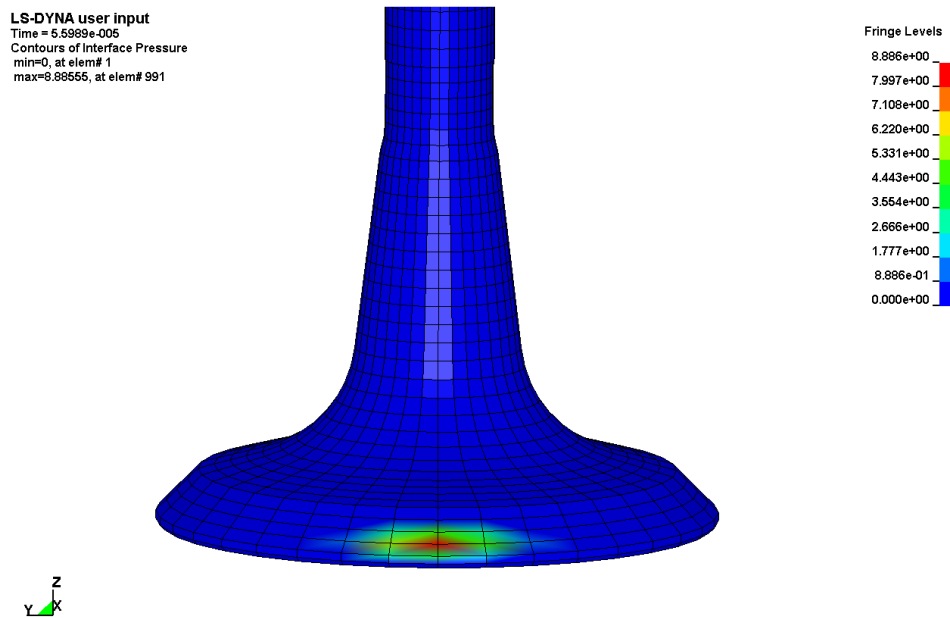


Abbildung 5.8: Fläche des Erstkontaktes

Die Fläche des Erstkontaktes zwischen VT und VSR lässt sich aus den errechneten Daten ermitteln. Dazu werden die Kontaktelemente ins Verhältnis zur Gesamtanzahl der Elemente des VS gesetzt und mit der Ventilsitzfläche multipliziert (Gleichung 5.1).

$$A_{K, Impact} = A_{VS, Impact} = \frac{n_{Elemente, VS, Impact}}{n_{Elemente, VS}} \cdot A_{K, nominell} = 8,7 \text{ mm}^2 \quad (5.1)$$

Daraus ergibt sich, wie in Gleichung 5.3 dargestellt, das Verhältnis der Erstkontaktfläche zur nominellen Kontaktfläche unter einer Druckbeanspruchung (Gleichung 5.2).

$$A_{K, nominell} = 127,6 \text{ mm}^2 \quad (5.2)$$

$$\frac{A_{K, Impact}}{A_{K, nominell}} = 6,8\% \quad (5.3)$$

## 5.3 Theoretische Ventiltriebsuntersuchung

Ziel dieser erweiterten theoretischen Untersuchungen ist es, neben dem Auftreffverhalten infolge einer Schiefstellung des Ventilschaftes in der Führung auch den Einfluss modifizierter Ventiltriebskomponenten auf das Ventil zu betrachten. Dazu wird beispielhaft für ein Auslassventil ein Modell eines kompletten Ventiltriebes vom Nocken bis zum Ventil erstellt. Dieses soll in der Simulation mehrere Betriebszyklen durchlaufen, um das Verhalten im eingeschwungenen Zustand betrachten zu können. Im Folgenden werden zunächst die Umsetzungen der einzelnen Ventiltriebskomponenten beschrieben.

### 5.3.1 Modellerzeugung der Ventiltriebskomponenten

#### 5.3.1.1 Ventil

Im Gegensatz zum im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Berechnungsmodell wird nun zusätzlich berücksichtigt, dass es sich bei dem Ventil um ein Bimetallbauteil handelt. Dazu wird das vorhandene Ventilmodell lediglich im Bereich der Fügung von Ventilteller und Ventilschaft zerteilt und anschließend mit zwei verschiedenen Materialien vernetzt.

Die Unterseite des vernetzten Ventiltellers wird zusätzlich mit einer Schicht Schalenelemente vernetzt. Die Elemente sind deckungsgleich zu den vorhandenen und nutzen dieselben Knoten. Durch die Verwendung sogenannter Nullelemente werden keine weiteren Steifigkeiten hervorgerufen. Die Schale dient lediglich der Aufbringung einer Druckbelastung, was im Falle einer direkten Belastung der Volumenelemente des Ventils aufgrund nicht identischer Elementkoordinatensysteme zu Schwierigkeiten führen kann. Die genannte Druckbelastung stellt den Verbrennungsdruck im Brennraum dar. Zur Abbildung der realen Flammfrontcharakteristik wurde eine Belastungskurve aus Prüfstandsmessdaten erzeugt. Der in der Berechnung verwendete maximale Verbrennungsdruck beträgt  $p = 90 \text{ bar}$ .

### 5.3.1.2 Ventilsitzring

Das CAD-Modell des VSR wird wie zuvor mit elastischen Volumenelementen vernetzt. Dies gibt die Möglichkeit, das Verformungsbild des VSR infolge des Erstkontaktes mit dem Ventilteller zu betrachten.

### 5.3.1.3 Ventilführung

Ebenfalls unverändert bleibt das System Ventilschaft – Ventilführung, bei dem die Führungsfläche mit starren Schalenelementen vernetzt wird. Wie im Abschnitt 5.2.1 beschrieben, wird auf diese Weise in Kombination mit der Verwendung von Dämpferelementen zur Schmierfilmsimulation das tribologische System Ventilschaft-Ventilführung abgebildet. Es wird die Simulation von Mischreibung, bzw. mit Durchstoßen des Schmierfilms auch Festkörperkontakt, ermöglicht.

### 5.3.1.4 Ventilfeuern

Zur Berücksichtigung der Ventilfeuern stehen im Wesentlichen drei unterschiedliche Möglichkeiten zur Verfügung:

- Federn als Volumenmodell
- vereinfachte Federn aus Balkenelementen
- Federelemente

Alle drei Varianten bieten jeweils verschiedene Vor- und Nachteile, weshalb abgewogen werden muss, auf welchem Weg die Ventilfeuern in der Simulation betrachtet werden sollen.

Volumenmodelle bieten den Vorteil, dass vorhandene CAD-Daten einfach importiert werden können. Nachteilig wirkt sich jedoch aus, dass es aufgrund einer großen Anzahl an Elementen zu einem nicht unerheblichen Bedarf an Rechenkapazität kommt. Darüber hinaus kann die Geometrie der Feder zu Fehlern bei der Vernetzung führen.

Bei Balkenmodellen ist von Vorteil, dass nur eine geringe Anzahl an Elementen notwendig ist, um die prinzipielle Geometrie der Feder hinreichend genau abzubilden. Außerdem lassen sich durch APDL-Skripte verschiedenste Federn durch Parameteränderung einfach generieren. Als Nachteil kann angesehen werden, dass dadurch die Geometrie nur vereinfacht dargestellt werden kann.

Federelemente zeichnen sich ebenfalls durch eine geringe Anzahl an Elementen aus. Allerdings wird hierbei nicht die Geometrie, sondern nur die Federcharakteristik abgebildet. Dadurch werden unsymmetrische Belastungen bzw. Wechselwirkungen vernachlässigt.

Für den vorliegenden Fall bietet das Balkenmodell die besten Eigenschaften. Die Fehler durch eine vereinfachte Geometrie können vernachlässigt werden, die Erzeugung der beiden verwendeten Federn, deren Maße und Kennwerte bekannt sind, ist vergleichsweise einfach und die geringe Elementanzahl sichert eine hohe Recheneffizienz.

Bei dem verwendeten Balken handelt es sich um einen *Belytschko-Schwer resultant beam*. Dieser Typ ermöglicht, durch Vorgabe des Radius die Werte der Querschnittsfläche, des Flächenträgheitsmoments sowie des Trägheitsmoments automatisch zu bestimmen und in der Berechnung zu berücksichtigen.

Die in einem Vorversuch ermittelten Kennlinien zeigen, dass die Balkenmodelle die Kenndaten der vorliegenden Federn hinreichend exakt abbilden.

Beide Ventildfedern werden vorgespannt verbaut. Da dies in der Simulation nicht als Zahlenwert vorgegeben werden kann, muss ebenfalls eine Vorspannung ausgeführt werden. Dazu wird der Federträger um 8,2 mm in z-Richtung<sup>11</sup> verschoben. Bei dem Federträger handelt es sich um ein nur für die Simulation gestaltetes Bauteil, dessen Geometrie im Kontaktbereich zu den Ventildfedern der des sogenannten Ventilführungsträgers entspricht. Aus der Vorspannung resultiert eine Federkraft von  $F = 200 \text{ N}$ . Um Schwingungen entgegenzuwirken, wird der Federträger gleichmäßig beschleunigt und nach dem halben Vorspannweg gleichmäßig verzögert. Darüber hinaus werden Schwingungen in den Federn durch die Funktion *\*DAMPING\_PART\_STIFFNESS* gedämpft.

### 5.3.1.5 Ventildfederteller mit Ventilkegelstücken

Zur Vereinfachung des Modellaufbaus findet ein CAD-Modell Verwendung, bei dem der Ventildfederteller bereits mit den Ventilkegelstücken verbunden ist. Damit wird die Formschlüssigkeit der Bauteile umgesetzt.

### 5.3.1.6 Rollenschlepphebel

Bei dem in dieser Simulation verwendeten Übertragungselement handelt es sich um einen Rollenschlepphebel. Die im tribologischen Kontakt zu anderen Ventiltriebskomponenten stehende Lauffläche der Rolle sowie die Kontaktfläche des Schlepphebels zum Ventil werden mit rechteckigen Schalenelementen vernetzt, um ein gleichmäßiges Gleiten zu gewährleisten. Die Vernetzung der sonstigen Strukturflächen erfolgt mit Dreieckselementen, da sich diese besser der komplexen Geometrie anpassen. Die Verwendung von Schalenelementen dient der Reduzierung der Rechenzeit. In einem Vergleichsmodell wird das 3D-Modell mit Volumenelementen vernetzt und eine Berechnung bis zum ersten Berechnungsschritt gestartet. Die dabei ermittelten Werte von Masse, Massenschwerpunkt und Trägheitstensor lassen sich auslesen

---

<sup>11</sup>Entspricht der axialen Richtung des Ventilschaftes.



und auf das Schalenmodell übertragen<sup>12</sup>. Dadurch erreicht man, dass die Konturen mit einer vergleichsweise geringen Anzahl von Elementen abgebildet und gleichzeitig die dynamischen Eigenschaften des Volumenmodells berücksichtigt werden können. Da der Rollenschlepphebel als Starrkörper angenommen wird, sind Vorgänge im Inneren des Volumenkörpers ohne Relevanz.

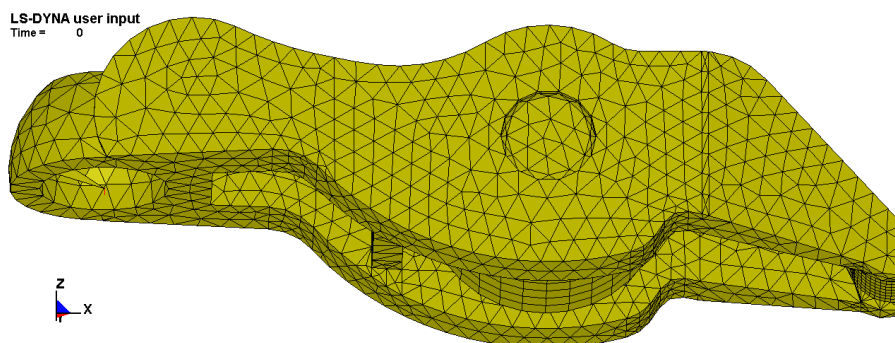


Abbildung 5.9: Vernetzter Rollenschlepphebel

Die Lagerung des Rollenschlepphebels erfolgt über einen starren Balken, der seinen Ursprung im Mittelpunkt des Kugelgelenks hat und ortsfest im Raum liegt. Um einen Kontakt des Rollenschlepphebels mit dem Balken zu erreichen, wird zusätzlich ein Schalenelement zwischen dem Lagermittelpunkt und der Kugelschale definiert, sodass ein Knoten des Schlepphebels und ein Knoten des Balkens zusammenfallen. Durch die Funktion *\*CONSTRAINED\_JOINT\_SPHERICAL* bilden diese beiden Knoten ein Kugelgelenk, um welches der Rollenschlepphebel im Raum gedreht werden kann.

Auf eine Lagerung der Rolle wird in dem vorliegenden Modell bewusst verzichtet, da von einem Abrollen auf der Nockenoberfläche keine wesentlichen Einflüsse auf das dynamische Verhalten des betrachteten Systems erwartet werden. Durch die Annahme eines reibungsfreien Kontaktes wird das Abrollen hinreichend genau abgebildet.

### 5.3.1.7 Nocken

Das Volumenmodell des Nockens wird analog zum Vorgehen beim Schlepphebel mit Schalenelementen vernetzt. Allerdings wird der Massenschwerpunkt auf den Mittelpunkt des Grundkreises verschoben, da bei der Rotation eines Starrkörpers keine weitere Drehachse definiert werden kann. Alle Freiheitsgrade, mit Ausnahme der Rotation um die y-Achse, werden eingeschränkt. Der Nocken wird wie im realen Betrieb gedreht und setzt somit den Ventiltrieb in Bewegung. Als Nockenwellendrehzahl wird  $n = 1200 \text{ min}^{-1}$  angenommen.

<sup>12</sup>In der LS-DYNA®-Eingabedatei unter *\*PART\_INERTIA*.

Dazu folgt nach der unter Abschnitt 5.3.1.4 beschriebenen Vorspannung der Ventilfeuern die Beschleunigungsphase des Nockens. Die Bewegungsvorgabe erfolgt über die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_N$ . Analog zur Vorspannung wird bei diesem Vorgang der Nocken ebenfalls unter einer gleichmäßigen Beschleunigung in Bewegung gesetzt, um Schwingungsproblemen entgegenzuwirken.

### 5.3.1.8 Das Ventiltriebsmodell in der Übersicht

Zusammenfassend zeigt Abbildung 5.10<sup>13</sup> das in ANSYS<sup>®</sup> erzeugte Volumenmodell des Ventiltriebes. Anzumerken ist hierbei, dass die beiden Ventilfeuern nicht dargestellt werden, da es sich hierbei um Balkenmodelle handelt.

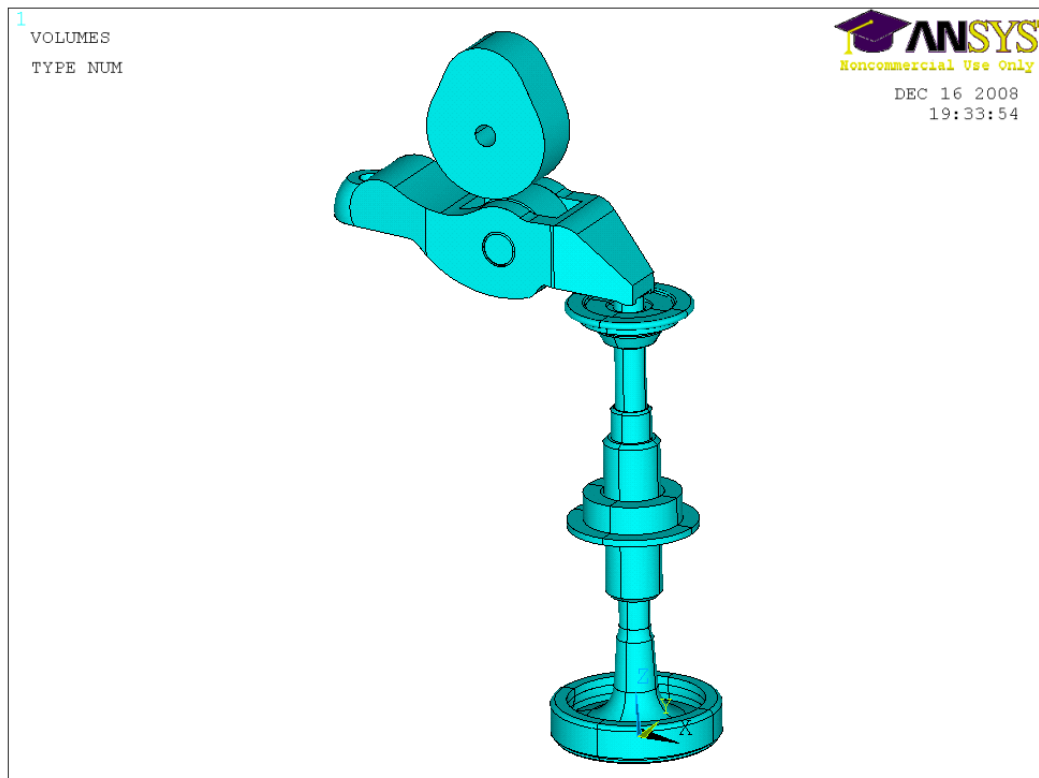


Abbildung 5.10: Modellaufbau unter ANSYS<sup>®</sup>

<sup>13</sup>Entnommen aus [16]

### 5.3.2 Simulationsrandbedingungen

Neben der Übertragung von Kräften und Bewegungen über die Kontaktflächen der Ventiltriebskomponenten soll auch der dämpfende Einfluss der Kontaktreibung auf das Schwingungsverhalten in der Simulation berücksichtigt werden. Den entsprechenden Kontakten werden je nach Stoff-, Oberflächen- und Kontaktart Reibbeiwerte vorgegeben. Tabelle 5.2<sup>14</sup> zeigt hierzu einen Überblick über die Kontaktdefinitionen zwischen den einzelnen Ventiltriebskomponenten. Darüber hinaus wird das System mit der funktion *\*CONTROL\_HOURGLASS* stabilisiert.

Tabelle 5.2: Kontaktdefinitionen zwischen den Ventiltriebskomponenten

Grundkörper	Gegenkörper	Kontakttyp	Reibbeiwert
VT	VSR	ASTS	0,6
Ventilschaft	Rollenschlepphebel	ASTS	0,015
Ventilschaft	Ventilführung	ASTS	0,1
Ventilschaft	Ventilfederteller	ASTS	0,2
Ventilsitzring	Zylinderkopf	ASTS	0,0
Ventilfeder, äußere	Ventilfederteller	ANTS	0,0
Ventilfeder, innere	Ventilfederteller	ANTS	0,0
Ventilfeder, innere	Federträger	ANTS	0,0
Ventilfeder, äußere	Federträger	ANTS	0,0
Schmierfilmelemente	Ventilteller	ANTS	0,0
Schmierfilmelemente	Ventilschaft	ANTS	0,0
Nocken	Rollenschlepphebel	ASTS	0,0

### 5.3.3 Auswertung

Die Schiefstellung des Ventilschaftes hat wesentlichen Einfluss auf das Auftreffverhalten des Ventilsitzes auf den VSR. Aus diesem Grund soll zunächst im Hinblick auf die in Abschnitt 5.2 getroffenen Annahmen das Bewegungsbild des Ventils unter Beeinflussung der Kinematik des Ventiltriebes untersucht werden.

Im zweiten Schritt sollen Vergleichsrechnungen zu den vorangegangenen Prüfstandsversuchen erfolgen. Dazu wird die Ventilbewegung analog zu bereits durchgeführten Messungen untersucht.

<sup>14</sup>Erklärung der Abkürzungen: ASTS = Automatic Surface To Surface, ANTS = Automatic Node To Surface.

## 5.3.3.1 Bewegungsverhalten des Ventils

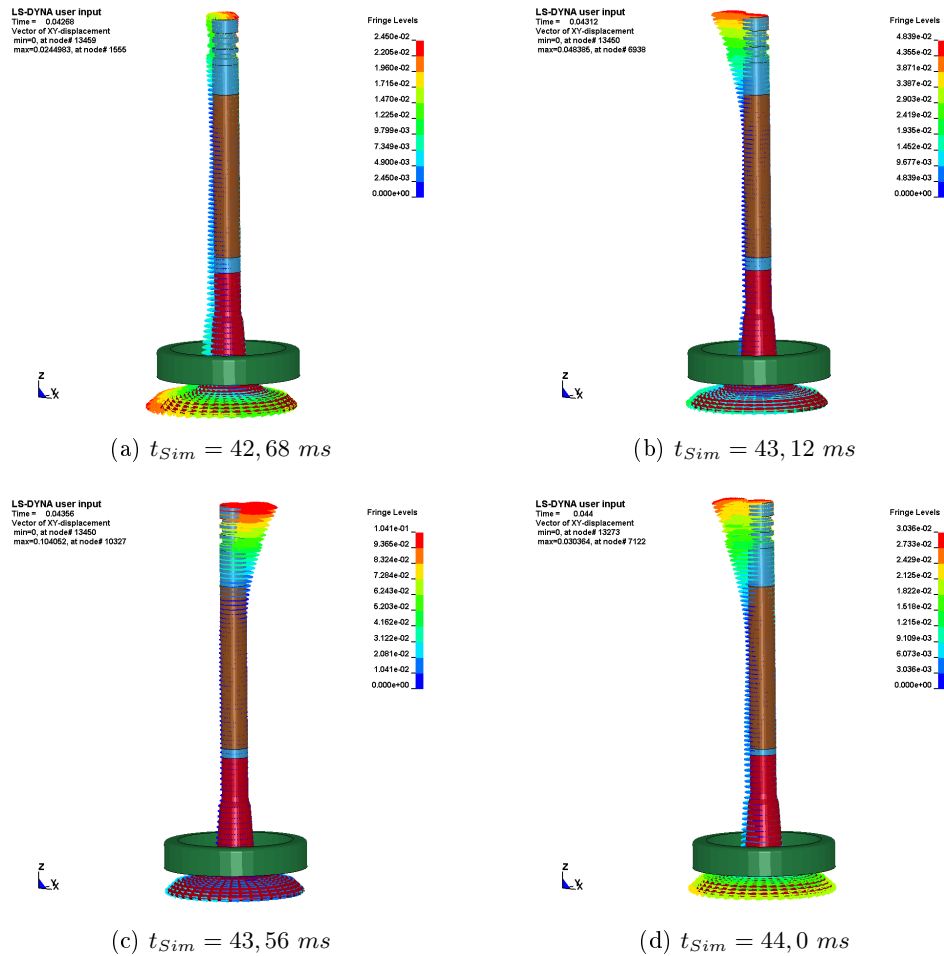


Abbildung 5.11: Verschiebungsvektoren der Ventilbewegung in der Schließbewegung

Die Simulation des gesamten Ventiltriebes zeigt, wie in den Abbildungen 5.11<sup>15</sup> a bis d dargestellt, dass der Ventilschaft durch eine vom Rollenschlepphebel ausgelöste Biegebeanspruchung eine Taumelbewegung innerhalb der Ventilführung ausführt. Der Schaft bewegt sich dabei auf der gesamten Distanz des Schmierspalt. Abbildung 5.12<sup>16</sup> zeigt, dass der Schaft unmittelbar vor dem Erstkontakt schief in der Führung steht und sich dabei an den diagonal gegenüberliegenden Kanten abstützt. Das freie, nur vom Ventilteller gestützte Schaftende wird deutlich stärker auf Biegung beansprucht. Damit sind die im Abschnitt 5.2 ermittelten Aussagen zur Schiefstellung des Ventils zum Zeitpunkt des Erstkontaktes bestätigt.

<sup>15</sup>Entnommen aus [16].<sup>16</sup>Entnommen aus [16].

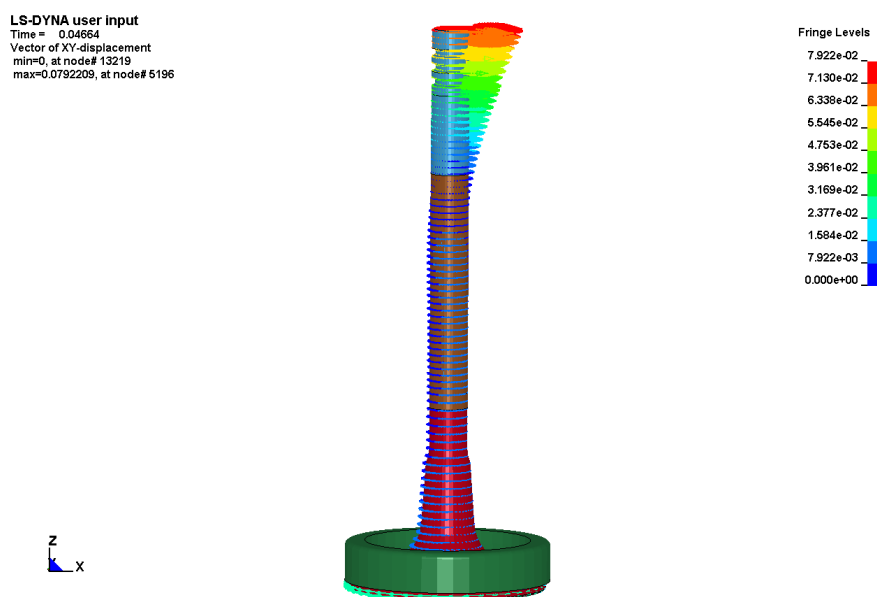


Abbildung 5.12: Schiefstellung des Ventils unmittelbar vor dem Erstkontakt mit dem Ventil-sitzring ( $t_{Sim} = 46,64 \text{ ms}$ )

Wie Abbildung 5.13<sup>17</sup> zu entnehmen ist, bewegt sich der Schwerpunkt des in der Ventilführung befindlichen Ventilschaftabschnittes infolge der Krafteinwirkung des Schleppebels in Richtung der Nockenwelle (Kraftrichtung beim Öffnen des Ventils). Dieser Verlagerung wirkt in kleinen Teilen die Vorspannung der Ventildedern sowie im Wesentlichen die Wirkung des Verbrennungsdrucks am Ventilteller entgegen. Dies lässt darauf schließen, dass durch den Verbrennungsdruck der VS im VSR zentriert wird. Trotz dieser entgegengerichteten Bewegung stellt sich in den ersten vier Zyklen eine dauerhafte Verlagerung ein. Gemessen an der Gesamtverschiebung ist die Verlagerung quer zur Kraftrichtung gering und wird einer Drehung des Ventils zugeordnet.

Ein Vergleich der Ergebnisse erfolgt in Anlehnung an die in Abschnitt 4.1.1.2 beschriebenen experimentellen Untersuchungen. Um aus dem Simulationsmodell Messwerte zu generieren, werden an den entsprechenden Stellen vier Knoten selektiert, deren Verschiebung in x- bzw. y-Richtung über die Zeit betrachtet wird. Als Bezug wird zusätzlich die Hubkurve des Ventils dargestellt. Dieser Aufbau kann allerdings nicht wie im praktischen Versuch die Schmierspaltänderung an vier ortsfesten Messpunkten, sondern lediglich die Verschiebung der vier Knoten, bezogen auf ihren Ursprung, abbilden. Das bedeutet, dass bleibende Lageänderungen, wie sie zum Beispiel infolge einer Drehung des Ventils auftreten, ebenfalls dargestellt werden.

<sup>17</sup>Entnommen aus [16].

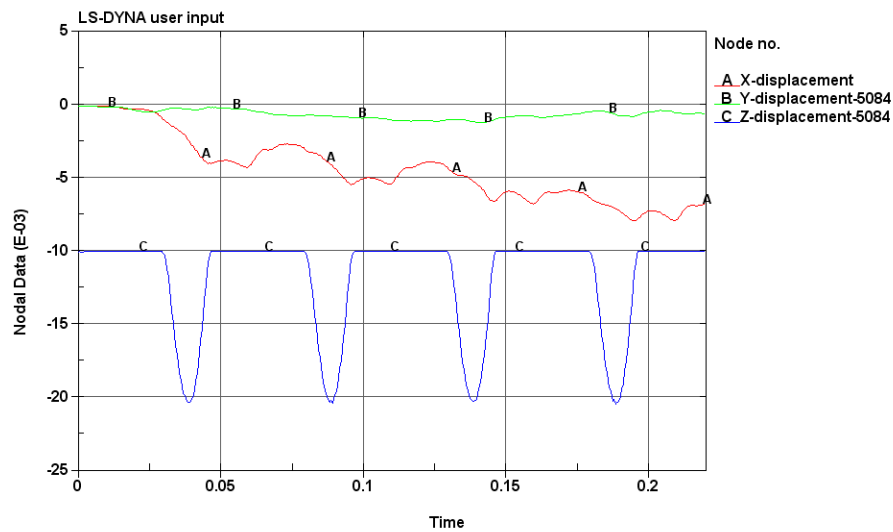
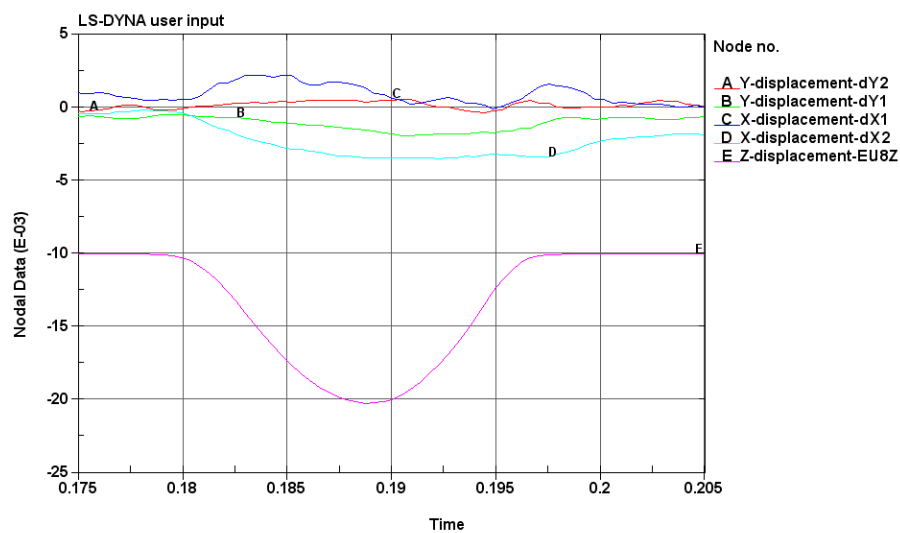


Abbildung 5.13: Knotenverschiebungen in x- und y-Richtung in Abhängigkeit der Zeit

Die Messwerte (Abbildung 5.14<sup>18</sup>) zeigen, dass auch während des Öffnungsvorganges eine Bewegung des Schaftes in der Führung vorhanden ist. Alle Messwerte erreichen nach dem Schließen des Ventils annähernd ihre ursprüngliche Lage. Durch die Verschiebung der Messwerte der Messstellen dx1 und dx2 in Ordinate-Richtung wird die Drehung des Ventils berücksichtigt.

Abbildung 5.14: Simulierter Verlauf der Seitenbewegung;  $n_N = 1200 \text{ min}^{-1}$ 

<sup>18</sup>Entnommen aus [16].

Wie im realen Versuch bewirkt das Öffnen des Ventils maßgeblich die Ventilschaftbewegung. Die Neigung des Ventilschaftes nach den vorliegenden Messwerten beträgt unmittelbar vor dem Erstkontakt  $0,015^\circ$ . Die Unterschiede in der Darstellung der Messergebnisse gehen hauptsächlich auf die unterschiedlichen Messmethoden zurück. Darüber hinaus haben die verwendeten Übertragungsglieder ebenfalls Einfluss auf die Neigung des Ventils.

### 5.3.3.2 Erstkontakt von VS mit VSR in der Simulation

Wie bereits in den vorherigen Abschnitten beschrieben, ruft die Schiefstellung des Ventilschaftes einen ungleichmäßigen Erstkontakt mit dem VSR hervor. Die in Abbildung 5.15<sup>19</sup> dargestellte Erstkontaktfläche gibt nicht die tatsächlich auftretende Fläche wieder. Bedingt durch die geringere Abtastrate aufgrund der längeren Simulationszeit kann das Erstkontaktverhalten des Ventils nicht vollständig genau aufgelöst werden. Die Ergebnisse entsprechen der unter Abschnitt 5.2 beschriebenen rechnerischen Untersuchung (vgl. Abbildung 5.8).

Aufgrund der, im Vergleich den Untersuchungen aus Abschnitt 5.2.5, Seite 77, geringeren Geschwindigkeit beim Erstkontakt von  $v_V \approx 0,5 \frac{m}{s}$  beträgt die Bewegungsenergie nur 25% der Energie des vorangegangenen Versuchs. Dies hat zur Folge, dass auch der Impuls, der auf die Sitzfläche übertragen wird, deutlich kleiner ist.

Das Schwingungsverhalten nach dem Erstkontakt zeigt ein vergleichbares Bild. Daher kann davon ausgegangen werden, dass für den Verschleiß infolge des Einschlages in den Ventilsitzring hauptsächlich hohe Nockenwellengeschwindigkeiten von Interesse sind. Dies gilt insbesondere für Geschwindigkeiten nahe der maximalen Auftreffgeschwindigkeit von  $1 \frac{m}{s}$ .

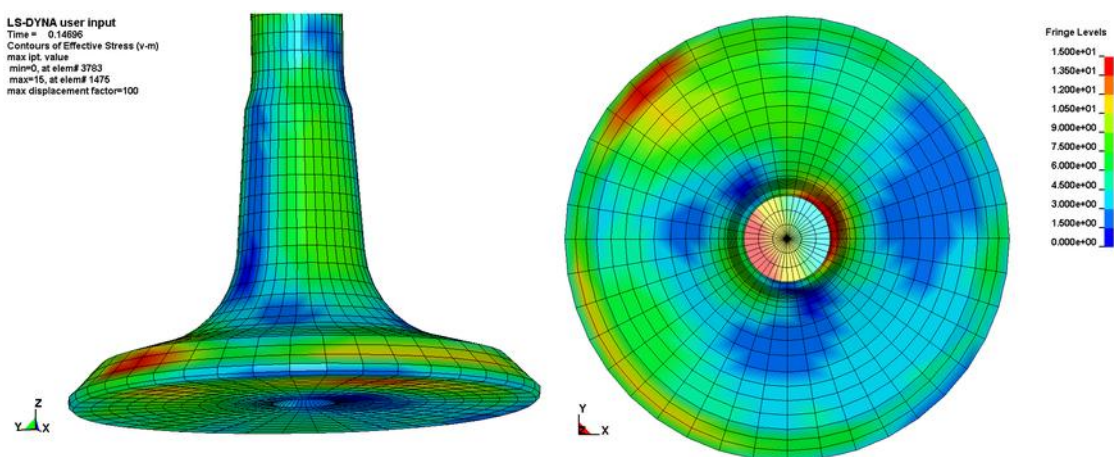


Abbildung 5.15: Spannungen nach von-Mises und Verformungsbild infolge des Erstkontaktes  
( $t_{Sim} = 146,96 \text{ ms}$ )

<sup>19</sup>Entnommen aus [16].

### 5.3.3.3 Verhalten des Ventils unter Einfluss des Verbrennungsdruckes

Das Zusammenspiel von Krafteinwirkung durch den (Erst-)Kontakt zwischen VS und VSR sowie der periodischen Druckbelastung durch Verdichtung und Verbrennung des Luft-Gas-Gemisches im Brennraum führt zum in Abbildung 5.16 dargestellten Spannungsverlauf in der Hohlkehle des Ventils. Der abgebildete Verlauf gibt exemplarisch die Belastung für ein Element in diesem Bereich wieder. Dies ist vergleichbar mit den in den Abschnitten 3.2.1 und 4.3 beschriebenen und Abbildung 3.2 dargestellten Untersuchungen.

Es ist deutlich zu erkennen, dass der bei den DMS-Untersuchungen festgestellte Spannungsverlauf mit einem starken Spannungsan-, bzw. -abfall beim Schließen, bzw. Öffnen des Ventils sowie der dazwischen liegenden Beanspruchung infolge des Verbrennungsdruckes in vergleichbarer Form auch in der vorliegenden rechnerischen Untersuchung nachgewiesen werden kann. Zur näheren Bestimmung der Lage des Ventilsitzes im VSR sollen die auftretenden Spannungen im Kontakt von VS und VSR infolge des Erstkontaktes und primär unter Beanspruchung des Verbrennungsdruckes untersucht werden. Abbildung 5.17<sup>20</sup> zeigt die in Anlehnung an DMS- oder Piezosensoruntersuchungen ausgewählten Knoten sowie die dazugehörigen Spannungskurven für einen Takt.

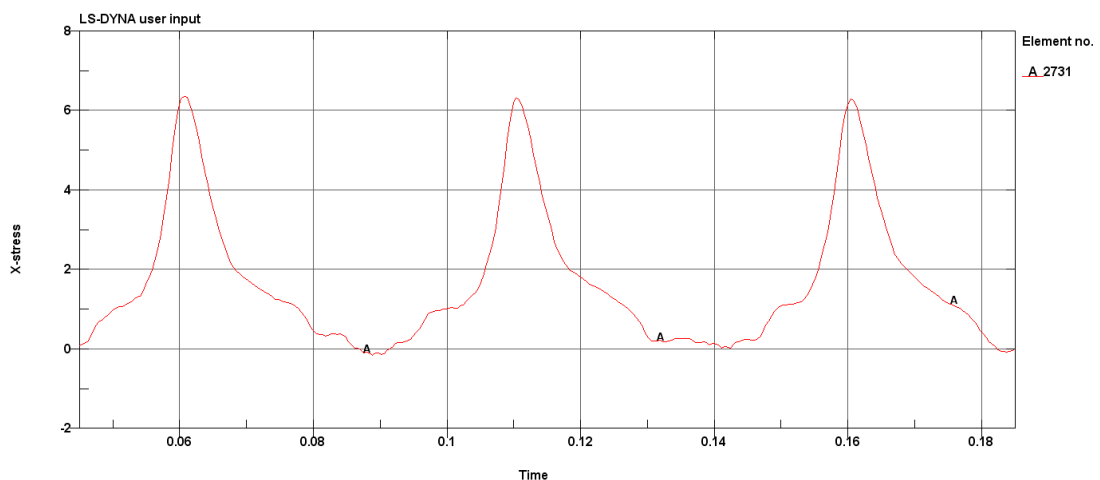


Abbildung 5.16: Spannungsverlauf an der Ventilhohlkehle bei einer Nockenwellendrehzahl von  $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$

<sup>20</sup>Entnommen aus [16]



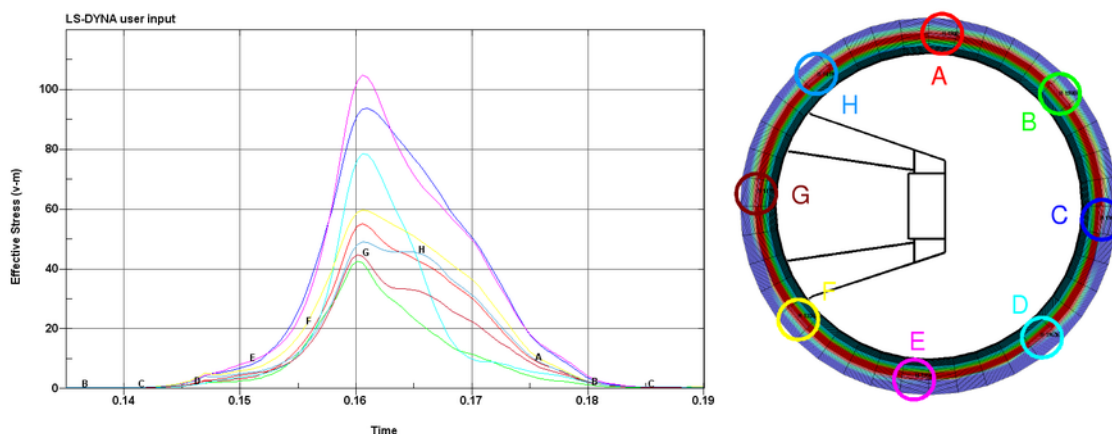


Abbildung 5.17: Verlauf der von-Mises-Spannung an der Sitzfläche des VSR ( $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$ )

Die Verteilung und der zeitliche Verlauf der Spannung infolge des Erstkontaktes mit dem Ventilsitz sowie der anschließenden Druckbeanspruchung zeigen deutliche Unterschiede. Die Spannungen treten für die einzelnen Messpunkte zeitlich versetzt auf. Insbesondere unter der Beanspruchung des Verbrennungsdruckes zeigen sich aufgrund der asymmetrischen Lage des VS im VSR starke Unterschiede in der Intensität der auftretenden von-Mises-Spannungen. Die beim Rückgang der Druckbeanspruchung auftretenden Unterschiede im Spannungsverlauf, wie zum Beispiel gleichbleibende Spannungswerte oder unterschiedlich hohe Steigungen der Kurven, sind als Indizen für Relativbewegungen der beiden Ventiltriebskomponenten zueinander anzusehen. Dadurch hervorgerufene Spannungsspitzen, sowie die Kontaktbewegung unter einer hohen Belastung, können als verschleißfördernd angesehen werden.

### 5.3.3.4 Drehung des Ventiltellers

Neben einem ungleichmäßigen Erstkontakt ist die Drehung des Ventiltellers ebenfalls von großem Interesse. Zum einen spielt diese bei Einlassventilen hinsichtlich einer gleichmäßigen Verteilung thermischer Belastungen eine wichtige Rolle. Zum anderen fördert eine zusätzliche Drehung des Ventils beim Erstkontakt mit dem VSR den Verschleiß an beiden tribologischen Kontaktpartnern. Abbildung 5.18<sup>21</sup> stellt exemplarisch die Drehung des Ventils für den Zeitpunkt  $t_{Sim} = 49,94 \text{ ms}$  dar.

Ein zeitlicher Versatz des Kontaktschlusses zwischen Ventulfeder und den Vorspannkomponenten Ventilteller und Federträger führt dazu, dass das Ventil zunächst entgegengesetzt gedreht wird. Dies legt nahe, dass die Windungsrichtung der Ventulfedern in der rechnerischen Untersuchung für die Drehung verantwortlich ist.

<sup>21</sup>Entnommen aus [16]

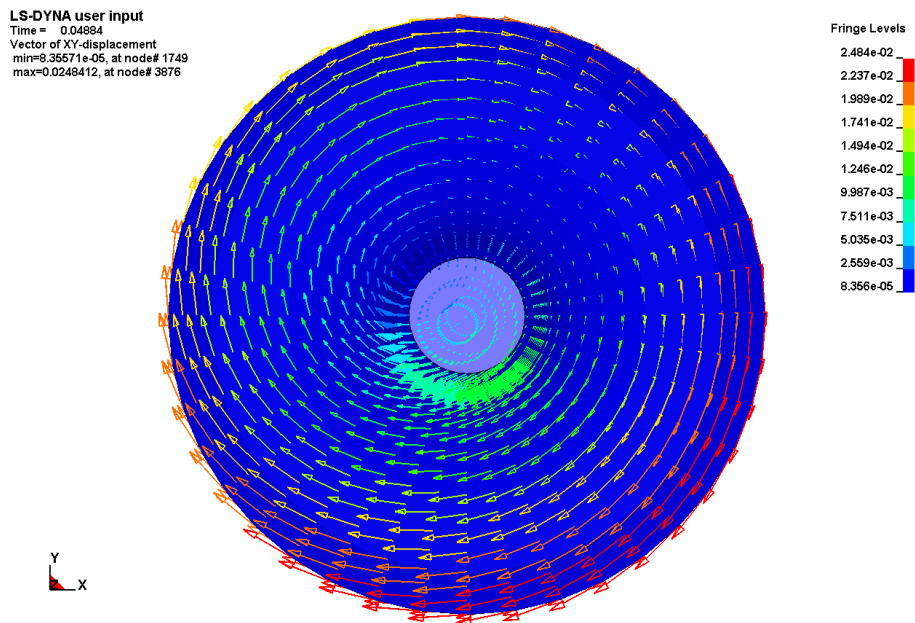
Abbildung 5.18: Drehung des Ventiltellers ( $t_{Sim} = 49,94 \text{ ms}$ )

Abbildung 5.19<sup>22</sup> zeigt die Verschiebung eines Knotens in x- und y-Richtung und damit – neben dem von der Schiefstellung des Ventilschaftes verursachten Versatz – die Drehung des Ventils im Bezug auf die ursprüngliche Lage. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Drehung des Ventils unter dynamischer Beanspruchung durch die Vorspannungs-, bzw. die Öffnungs- und Schließbewegung des Ventils ändert. Darüber hinaus stellt sich nach drei bis vier Zyklen ein Zustand ein, bei dem die Öffnungsbewegung eine Drehung verursacht, die aber durch das Schließen des Ventils fast vollständig kompensiert wird.

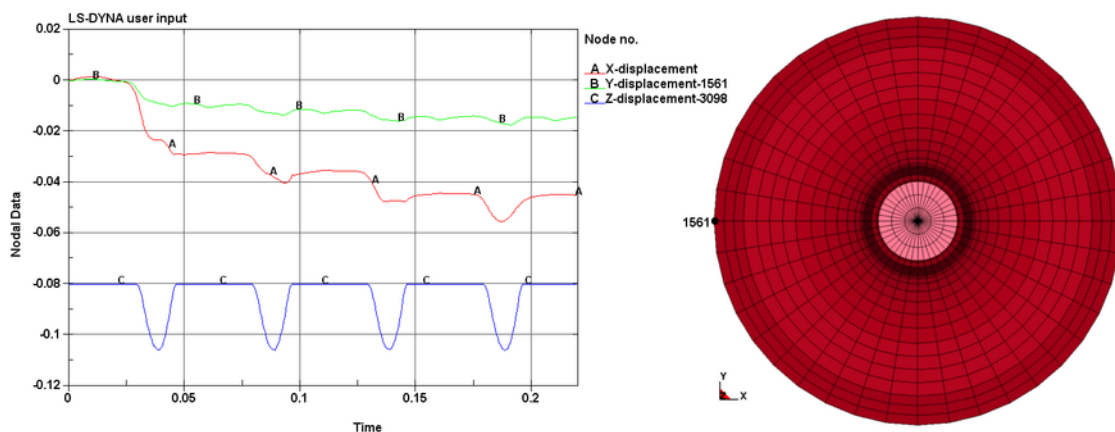


Abbildung 5.19: Stufenweise Drehung Ventiltellers

<sup>22</sup>Entnommen aus [16]

## 5.4 Simulationsmodelle zur vergleichenden Untersuchung der Antriebskonzepte

Die vorgenannten Untersuchungen wurden lediglich auf den Rollenschlepphebel bezogen. Für vergleichende Betrachtungen ist es von Bedeutung, auch das Antriebskonzept Tassenstößel durch die Simulation abzubilden. Dieses Modell beinhaltet sämtliche Komponenten des Ventiltriebes, wie Ventilsitzring, Ventildedern, Ventildederteller und -auflager, sowie die Übertragungselemente Rollenschlepphebel, bzw. Tassenstößel mit den dazugehörigen Nocken. Mit den aus 40.000 Elementen bestehenden Modellen werden Berechnungen bei Nockenwellendrehfrequenzen von 10, 20, 30 und 40 Hz durchgeführt. Diese Drehzahlen ergeben sich aus den in Prüfstandsversuchen verwendeten Drehzahlbereichen.

Die Betrachtung des Erstkontaktes zwischen Ventilsitz und Ventilsitzring zeigt, dass auch das Simulationsmodell mit komplett abgebildetem Ventiltrieb einen außermittigen Erstkontakt sowie ein Nachschwingen des Ventils bis zum endgültigen Schließen vorhersagt. Beispielhaft für das in allen Simulationsläufen zu beobachtende Verhalten sind in Abbildung 5.21<sup>23</sup> Einzelbilder der Ventilbewegung bei Verwendung eines Rollenschlepphebels für eine Nockenwellendrehfrequenz von 20 Hz dargestellt.

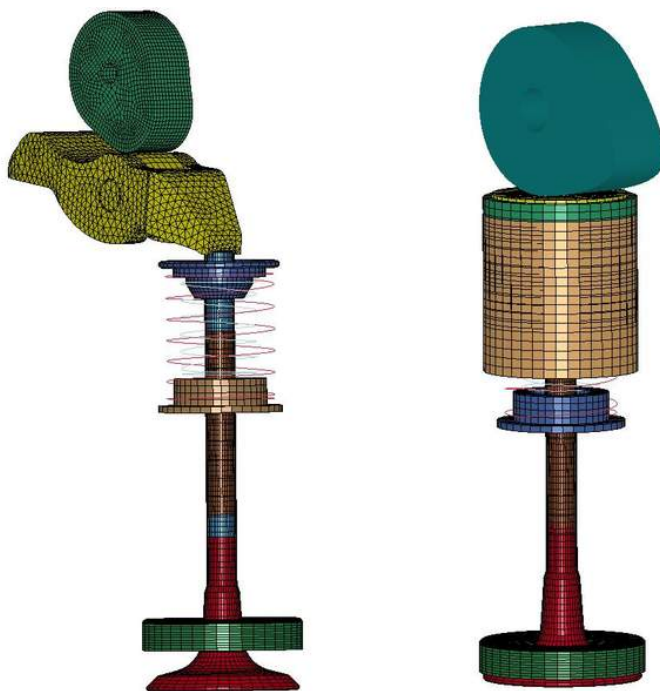


Abbildung 5.20: Simulationsmodelle: Rollenschlepphebel und Tassenstößel

---

<sup>23</sup>Entnommen aus [16]

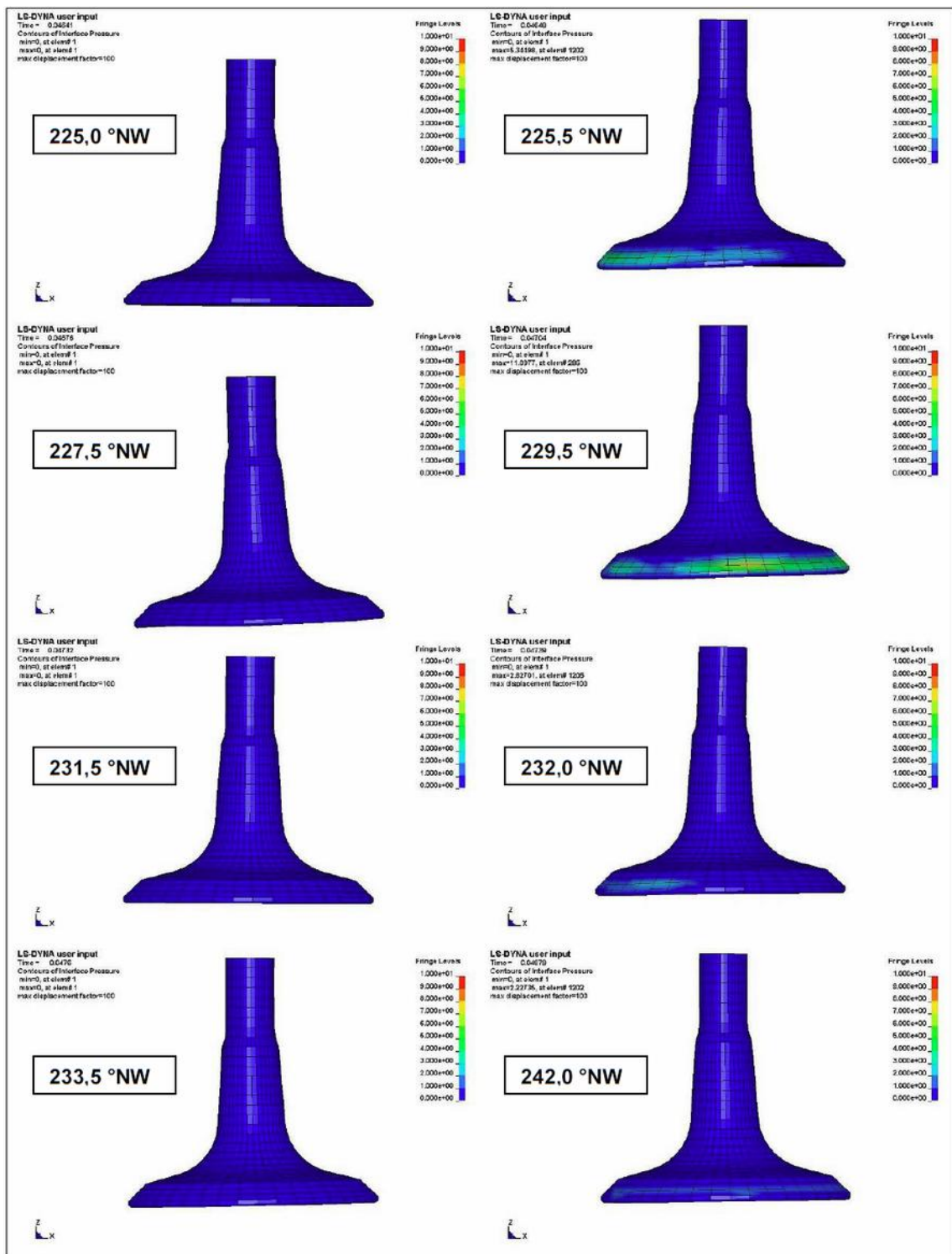


Abbildung 5.21: Schließvorgang, Rollenschlepphebel, ( $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$ )

Es ist zu erkennen, dass das Ventil unmittelbar vor dem Erstkontakt schief steht. Infolge des Auftreffens kommt es zu einer Verformung des Ventiltellers und einem Abprallen des Ventils vom Ventilsitzring. Im weiteren Verlauf wiederholen sich diese Vorgänge, ehe die Anpresskraft der Ventilsfeder zu einem endgültigen, allerdings nicht zentrierten Schließen des Ventils führt. Die dabei auftretenden Biegebeanspruchungen führen zu Belastungen im Bereich der Hohlkehle und im Übergangsbereich zum Ventilschaft.

Der Vergleich der beiden Ventiltriebkonzepte zeigt allerdings einen erheblichen Unterschied im zeitlichen Versatz zwischen dem Erstkontakt und dem vollflächigen Anliegen des Ventilsitzes auf dem Ventilsitzring. Während das Ventil bei einer Nockenwellendrehfrequenz von 20 Hz unter Verwendung eines Tassenstößels bereits nach 3,5° NW vollen Kontakt zum VSR hat, benötigt es im Ventiltrieb mit einem Rollenschlepphebel 17° NW. Dies ist mit der unterschiedlich starken Auslenkung des Ventils unmittelbar vor dem Erstkontakt zu erklären.

Die in Abbildung 5.22 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass das verwendete Modell die im realen Versuch ermittelten Charakteristika nicht vollständig abbilden kann. Allerdings zeigt sich beim Tassenstößel eine tendenzielle Stabilisierung des Ventils bei höheren Drehzahlen. Der im Simulationsmodell spielfrei im Kontakt zum Nocken stehende Tassenstößel ähnelt in dieser Verwendung dem Hydrostößel. Dieser ist durch eine Stabilisierung bei hohen Drehzahlen gekennzeichnet. Weiterhin ist auffällig, dass die Auslenkung wie im realen Versuch tendenziell einen Versatz von etwa 45° zur Drehachse hat und nicht in Kraftrichtung der Anregung durch den Nocken liegt. Der wesentlich geringere Betrag der Auslenkung ist auf das vereinfachte Schmierfilmmodell zurückzuführen.

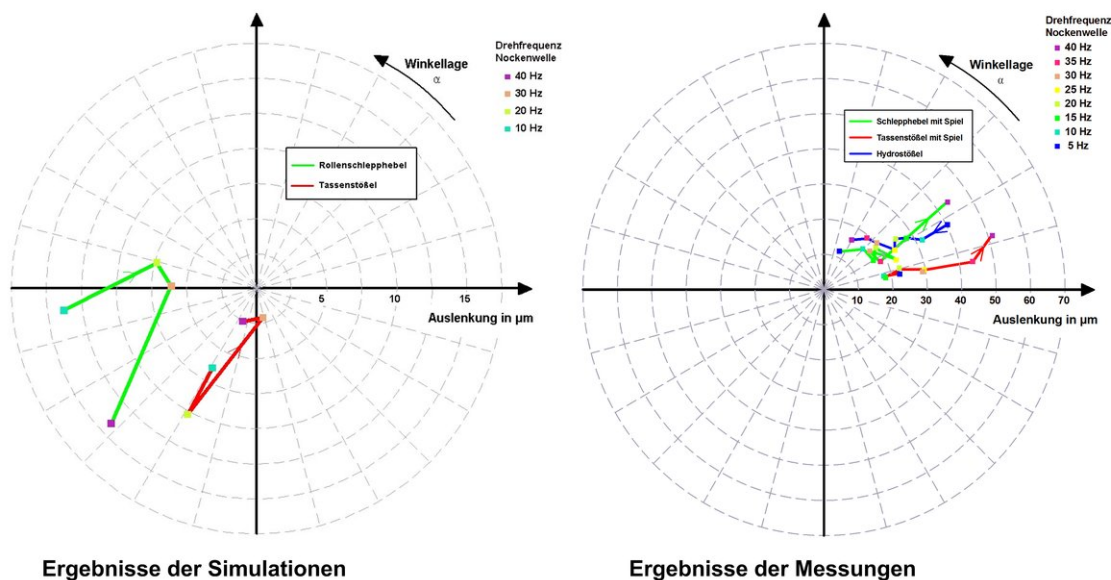


Abbildung 5.22: Schließvorgang, Gegenüberstellung Simulation – Experiment

Aufgrund der vielen Einflussfaktoren des Systems kann nicht eindeutig bestimmt werden, warum sich das Verhalten von dem des realen Systems unterscheidet. Die in Abschnitt 4.2 dargestellten Versuche weisen darauf hin, dass Schmierstoffströmungen und hydrodynamische Effekte im Kontaktbereich von Tassenstößel und Nocken wesentlichen Einfluss auf die Ventilschaftlage haben. Diese Vorgänge können in ihrer Gänze noch nicht durch das verwendete Simulationsmodell erfasst werden.

Unabhängig von den zuvor beschriebenen Abweichungen der Simulationsergebnisse sind grundsätzliche Übereinstimmungen mit den realen Versuchen vorhanden. Die Berechnungen zeigen für beide Ventiltriebskonzepte, dass sich der Bereich des zu erwartenden Erstkontaktes über alle Drehfrequenzen, für das jeweilige System charakteristisch, auf einen Abschnitt des VSR von  $60^\circ$  bis  $90^\circ$  beschränkt. Aufgrund der hohen Komplexität der Schmierungsbedingungen und der noch nicht hinreichend beschriebenen Phänomene bedarf es der speziellen Formulierung von Schmierfilmelementen. Beschreibende Ersatzmodelle stellen eine erste Näherungslösung dar. Mit den hier vorgestellten Ventiltriebmodellen können unter LS-DYNA prinzipielle Charakteristika nachgebildet werden. Es wurde somit ein Simulationswerkzeug geschaffen, mit dem es möglich ist, neue Ventil- und Ventilsitzgeometrien auf ihre grundsätzliche Eignung hin zu untersuchen.

## 6 Experimentelle Ermittlung von Verschleißkennwerten

Im vorherigen Kapitel wurde das Verständnis für eine Reihe mechanischer Fragestellungen geschaffen. Der folgende Abschnitt ist darauf ausgerichtet, eine vertiefte Kenntnis über die üblichen Materialkombinationen zu erlangen. Insbesondere die sich mit der Temperatur verändernden Materialeigenschaften und sich ausbildende Oxide stehen dabei im Mittelpunkt der Untersuchungen.

Das an der Fachhochschule Hannover zur Verfügung stehende Hochtemperaturtribometer (Abbildung 6.1)<sup>1</sup> SRV4 der Firma Optimol Instruments GmbH<sup>®</sup> ermöglicht die gezielte Untersuchung der kombinierten tribologischen Eigenschaften von Materialpaarungen. Dabei können bei parametrierbaren Belastungsbedingungen Reibbeiwerte und Verschleißneigungen betrachtet und verglichen werden. Das Gerät ermöglicht eine oszillierende Relativbewegung von bis zu 4 mm mit einer Taktrate von 1 - 511 Hz. Die Belastung zwischen den zu prüfenden Proben kann 1 - 2000 N betragen. Zudem kann die untere Probe auf bis zu 900 °C aufgeheizt werden.

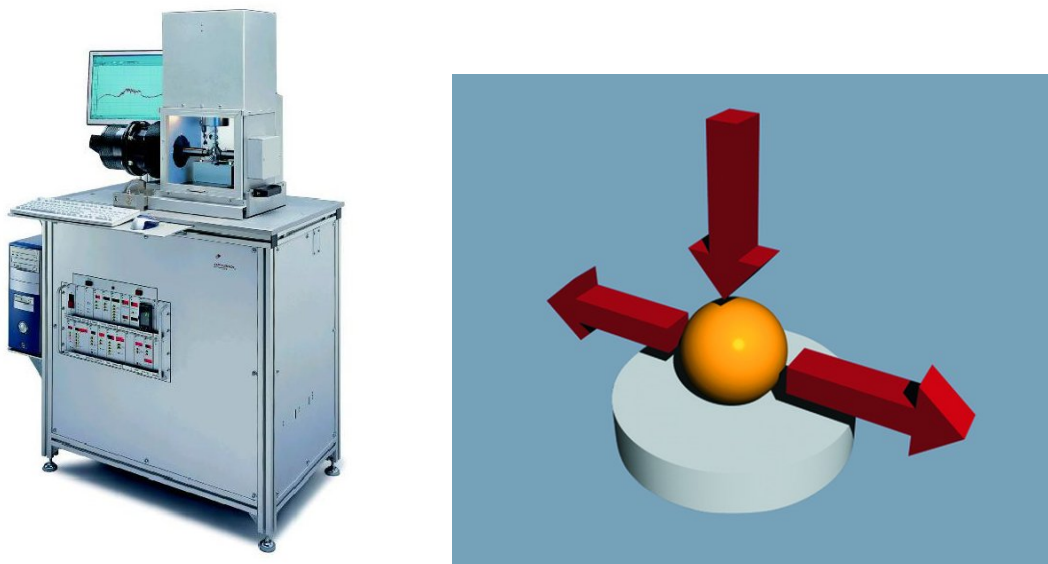


Abbildung 6.1: Hochtemperaturtribometer SRV4, Optimol Instruments

<sup>1</sup>Quelle: Optimol Instruments GmbH<sup>®</sup> .

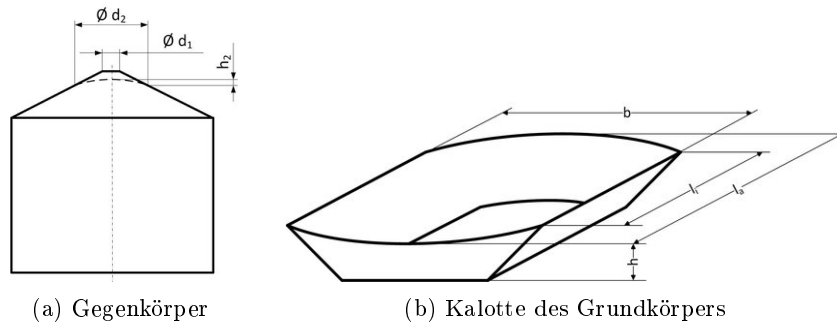


Abbildung 6.2: Verschleißvolumenbestimmung

Für die vergleichenden Untersuchungen der Materialien von Ventilsitzring – Ventilsitz wurde die Temperatur in einer Rampe innerhalb von 2,5 Stunden auf 800 °C (Auslasspaarungen), beziehungsweise 500 °C (Einlasspaarungen) erhöht. Dabei wurden die Oszillation und die Belastung konstant gehalten. Anhand der mit einem lichtoptischen Digitalmikroskop ausgeführten Aufnahmen ist ein Vergleich der Verschleißvolumina für verschiedene Werkstoffpaarungen möglich.

Der Reibwertverlauf gibt Auskunft über den Einfluss der Temperatur auf die Kontaktbedingungen der Werkstoffkombinationen. Damit bietet er einen unmittelbaren Zugang zu der Bewertung der Auswirkung sich bildender Oxidschichten. Ein vergleichsweise hoher Reibwert von mehr als 0,7 ist üblich für trocken reibende Kontakte.

Für die Versuche wurden Grundkörper mit identischer Zusammensetzung und Fertigung hergestellt, wie sie auch für Ventilsitzringe Verwendung finden. Die Herstellung erfolgte von der Firma „Bleistahl“. Die Gegenkörper sind typisch für den Ventilsitz. Für die vergleichenden Untersuchungen wurde eine ebene Kontaktfläche von  $0,785 \text{ mm}^2$  (Kontaktdurchmesser: 1 mm) gewählt. Nach Gleichung 6.1 ergibt sich eine Flächenpressung von  $127,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ .

Die Berechnung des Verschleißvolumens ergibt sich gemäß den Abbildungen 6.2a und 6.2b. Dafür wurden die Proben mit dem lichtoptischen Mikroskop vermessen. Mithilfe der Gleichung 6.2 lässt sich, mit dem Bezug zur umgesetzten Reibarbeit, aus den ermittelten Volumendifferenzen ( $W_V$ ) der Verschleißkoeffizient  $k$  für den jeweiligen Versuch bestimmen.

$$p = \frac{F_N}{A} = \frac{100\text{N}}{0,785 \text{ mm}^2} = 127,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.1)$$

$$k = \frac{W_V}{2 \cdot s_{Osz} \cdot f_{Pruef} \cdot t \cdot F_N} \left[ \frac{\text{mm}^3}{\text{N} \cdot \text{m}} \right] \quad (6.2)$$



## 6.1 Versuche für Einlassventilpaarungen

Die im Folgenden behandelten Versuche wurden mit üblichen Materialkombinationen durchgeführt. Dabei wurde die Temperatur der Heizplatte im Verlauf der Versuche auf 500 °C erhöht und nach Erreichen der Temperatur gehalten. Beispielhaft sind in der Abbildungen 6.3 die Verläufe des Reibbeiwertes über den Versuchsverlauf sowie in Abhängigkeit zur Proben temperatur dargestellt. Aus den über die Temperatur aufgetragenen Reibbeiwerten kann entnommen werden, dass bei diesen Versuchen keine erhebliche aktive Beteiligung sich ausbildender Oxide stattfindet. Der zum Teil stark schwankende Verlauf des Reibbeiwertes deutet auf vermehrt wirksame Adhäsion hin. Eine Reihe von Versuchen zeigen einen deutlich erhöhten Reibbeiwert und ein höheres Verschleißvolumen an Grund- und Gegenkörper. Bei diesen Paarungen ist davon auszugehen, dass die Warmhärte nicht in ausreichendem Maße gegeben ist.

Teilweise kann beginnende Oxidbildung aus dem Grundkörperwerkstoff heraus festgestellt werden. Ansteigende Reibbeiwerte führen in diesem Fall nicht zu größerem Verschleißvolumen. In der Abbildungen 6.4 sind beispielhaft die Aufnahmen der Tribometerproben dargestellt. Die Oberflächen in der Verschleißspur sind bei diesen Versuchen weitgehend metallisch blank mit nur vereinzelt erkennbaren Oxiden. Die hauptsächlich identifizierbare Verschleißart stellt die Abrasion mit plastisch deformierten Bereichen dar. Eine Zerrüttung konnte nicht zugeordnet werden.

Die Ergebnisse der Versuchsreihe für Einlassventilpaarungen zeigen, dass sowohl erhöhter Verschleiß des Grundkörpers, als auch verstärkter Materialabtrag am Gegenkörper möglich sind. Dies und auch die Intensität des Verschleißes deckt sich mit den Erfahrungen des Herstellers.

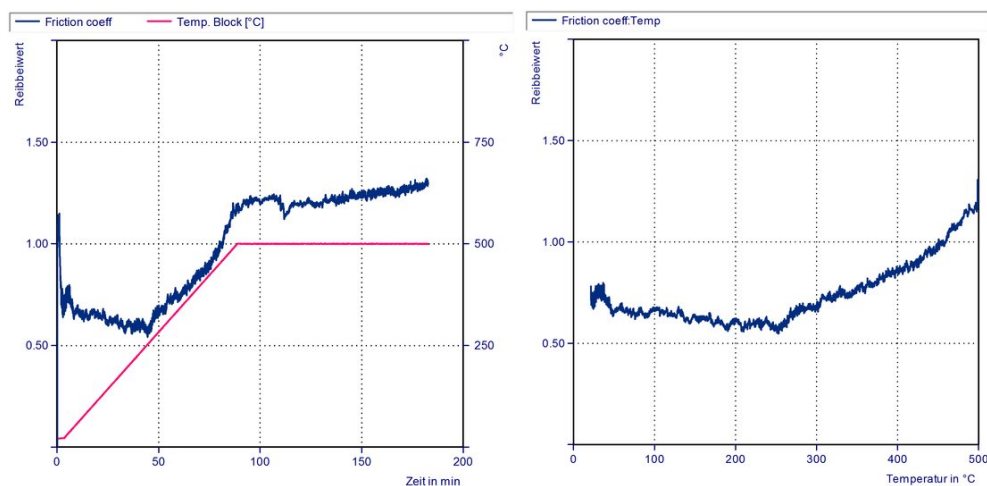


Abbildung 6.3: Beispielhafter Verlauf des Reibbeiwertes für Einlasspaarungen

Den Versuchen gemein ist die temperaturbedingt geringe Ausprägung von verschleißmindernden Oxiden. Für diesen Einsatzfall kann dementsprechend der Einsatz von eingelagerten Festschmierstoffen empfohlen werden. Auch die Verwendung von bei geringen Temperaturen reagierenden Legierungselementen<sup>2</sup> sowie die Verbesserung der Wärmeleitung bei Beibehaltung der Warmhärte steht für diese Anwendung im Mittelpunkt.

Das verwendete Versuchsprogramm kann für die Untersuchung neuer Materialzusammensetzungen angewendet werden. Die ermittelten Verschleißkoeffizienten befinden sich im Bereich hochbelasteter Werkstoffkombinationen<sup>3</sup>. Der durch die Versuche bestimmte Verschleißkoeffizient erstreckt sich über den Bereich von  $k = 1,85 \cdot e^{-05} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}\cdot\text{m}}$  bis  $k = 1,24 \cdot e^{-04} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}\cdot\text{m}}$ .

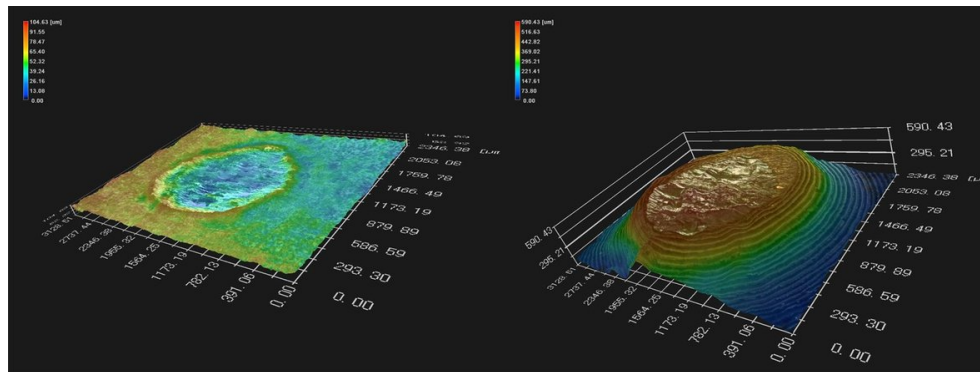


Abbildung 6.4: Beispielhafte Probenkontur nach Versuch bis 500°C

## 6.2 Versuche für Auslassventilpaarungen

Für die Versuche mit Auslassventilpaarungen stehen die Einflüsse sich bildender Oxide im Vordergrund. Zusätzlich wurden auch mit P37-Auftragsschweißungen modifizierte Proben als Gegenkörper berücksichtigt.

Auch in diesem Fall erfolgt die Bewertung der ermittelten Verschleißkoeffizienten. Beispielhafte Verläufe der Reibbeiwerte sind in den Abbildungen 6.5 dargestellt. Hierbei wird ab einer Temperatur von ca. 600 °C eine Verringerung des Reibbeiwertes sichtbar. Der Verschleißkoeffizient wird gegenüber den Versuchen bis 500 °C nicht signifikant abgesenkt. Die Versuche zeigen zu weiten Teilen eine ausgeprägte Stabilität des Reibbeiwertes und eine vorteilhafte Verteilung der Verschleißvolumina. Paarung mit besonderer Eignung zeigen außerdem die Bildung einer verschleißmindernden Zwischenschicht, die durch eine Verringerung des Reibbeiwertes bei hohen Temperaturen sichtbar wird. Es ist vorwiegend adhäsiver Verschleiß zu verzeichnen. Der Verschleißenergieeintrag scheint erhöht, da unbeanspruchte Flächen ausge-

<sup>2</sup>Siehe Abschnitt 3.2.3, z. B. Al, Ti, eventl. Zr, Si.

<sup>3</sup>Vgl. hierzu z. B. [23], Seite 32.

prägte Oxidschichten aufzeigen.

Gegenüber den Versuchen mit 500 °C ergeben sich vergleichbare Reibbeiwerte, obwohl die Verschleißvolumina geringer sind. Die optische Betrachtung zeigt geringere, aber erkennbare adhäsive und abrasive Verschleißmechanismen. Im Temperaturbereich zwischen 500 °C und 750 °C erfolgt bei verschiedenen Paarungen eine Aktivierung des Kontaktbereiches, die zur Oxidbildung und zu einer im Folgenden abgesenkten Verschleißneigung führt. Die Hartstoffbeschichtung führt zumeist zu einem massiven abrasiven Verschleiß mit verminderter Oxidbildung in der Zwischenschicht.

Die Versuche bieten eine Zugangsmöglichkeit zur Bewertung der kombinierten Verschleißneigung verschiedener Werkstoffkombinationen. Zudem entsteht die Möglichkeit, mit geringem zeitlichen Aufwand erste Hinweise bezüglich der Einsatzbarkeit neuer Materialien aufzuzeigen. Eine gezielte Analyse der Reaktionsedukte und -produkte ist nicht Bestandteil der Ausarbeitung. Der Verschleißkoeffizient wird in einem Bereich von  $k = 2,20 \cdot e^{-05} \frac{mm^3}{N \cdot m}$  bis  $k = 6,50 \cdot e^{-05} \frac{mm^3}{N \cdot m}$  bestimmt.

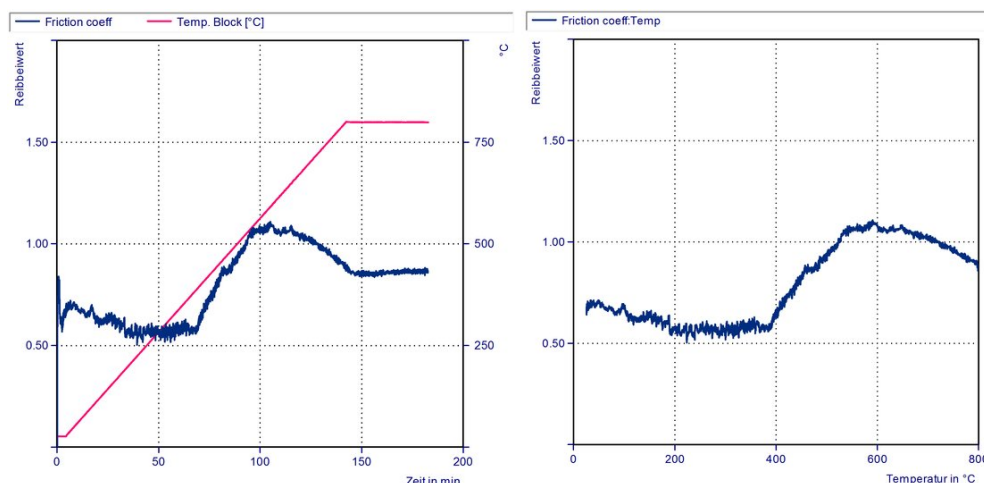


Abbildung 6.5: Beispielhafter Verlauf des Reibbeiwertes für Auslasspaarungen

### 6.3 Versuche in inerter Umgebung

Weiterhin wurde eine Versuchsreihe unter reaktionshemmender Umgebung durchgeführt. Dadurch sollten rein temperaturabhängige Unterschiede verdeutlicht werden. Die ermittelten Verschleißkoeffizienten betragen für die in Abbildung 6.6 dargestellten Verläufe  $k = 1,44 \cdot e^{-05} \frac{mm^3}{N \cdot m}$  und  $k = 4,20 \cdot e^{-05} \frac{mm^3}{N \cdot m}$ . Es lassen sich drei Versuchsabschnitte unterscheiden.

1. Die höhere Härte des Grundwerkstoffes D führt zu einer Verlängerung des Einlaufverschleißes. Die Oberflächenrauheiten bleiben erheblich länger bestehen. Der Versuchsab-

schnitt ist von abrasivem Verschleiß gekennzeichnet.

2. Auch in diesem Abschnitt tritt überwiegend abrasiver Verschleiß auf. Der erhöhte Verschleißwiderstand des Grundwerkstoffes D wird durch ein verzögertes Auslaufen des Einlaufverschleißes ersichtlich.
3. Die sich verringernde Warmhärte führt zu zunehmendem adhäsivem Verschleiß. Dies zeigt sich deutlich durch den inharmonischen Verlauf des Reibbeiwertes. Insbesondere der Grundwerkstoff G hat eine für diesen Fall nicht ausreichende Härte.

Diese Versuche eignen sich zur ersten Bewertung von grundsätzlichen Eigenschaften von Werkstoffpaarungen, bei denen Modifikationen der Legierungsbestandteile vorgenommen wurden. Sie bieten die Möglichkeit zur Abschätzung der wesentlichen Eigenschaften Warmhärte und Neigung zu adhesivem Verschleiß. Sie erlauben keine Rückschlüsse auf die im vorliegenden Anwendungsfall bedeutenden Vorgänge der Oxidschichtbildung und sind dementsprechend nur ergänzend anwendbar.

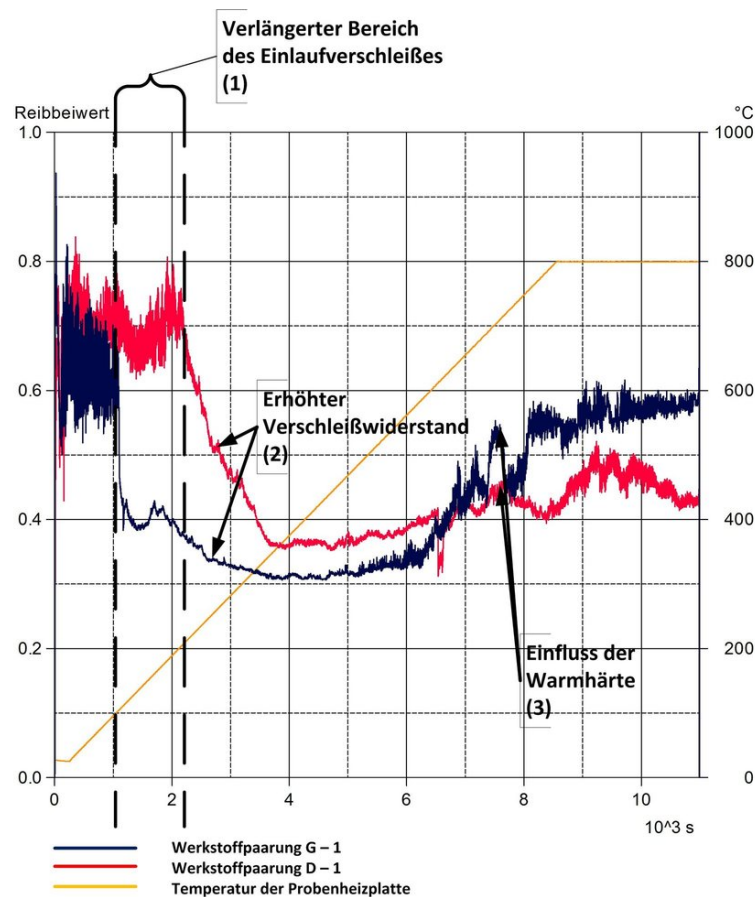


Abbildung 6.6: Reibwertverlauf in inerter Umgebung

## 7 Modell zur Bewertung des Verschleißrisikos

Das diesem Abschnitt vorgestellte Modell ist mit dem Ziel entwickelt worden, eine orientierende Bewertung des Verschleißrisikos zu ermöglichen.

Wie in Abschnitt 2.4 dargelegt, stellt ein auf Koeffizienzen basierendes Modell einen für den vorliegenden Anwendungsfall erfolgversprechenden Ansatz dar. Ziel ist es dabei, eine Aussage über die grundsätzliche Eignung einer konstruktiven Lösung zu treffen.

Für die Umsetzung des Modells wurde die Anwendung Microsoft Excel ausgewählt. Eine Umsetzung in Programmierumgebungen, wie beispielsweise JAVA oder C, ist ebenso möglich und bietet sich, zur Erweiterung und Verbesserung der Anwendbarkeit, nach erfolgter Anpassung und Validierung des Modells an. In Abbildung 7.1 ist die Eingabemaske dargestellt.

Für die Anwendung und Gewichtung der Faktoren wird konsequent zwischen Auftreff- und Verbrennungsereignis unterschieden.

Eingaben zur Berechnung der Belastung Ventilsitz - Ventilsitzring		
Sitzbreite [mm]	<b>1,2</b>	zwischen 0,5 und 2,5 mm
Sitzwinkel [°]	<b>45</b>	30° oder 45°
Reibbeiwert VS-VSR	<b>0,7</b>	zwischen 0,4 und 0,9
Durchmesser des Ventilsteges [m]	<b>0,007</b>	zwischen 0,004 und 0,007 m
Durchmesser des Ventiltellers [m]	<b>0,04</b>	zwischen 0,02 und 0,05 m
Geschätze Kegelhöhe des Tellers [m]	<b>0,015</b>	zur Abschätzung des Massenträgheitsmomentes
Dichte des Ventilwerkstoffes [kg/m <sup>3</sup> ]	<b>8000</b>	
Länge der Ventilführung [mm]	<b>40</b>	zwischen 30 und 60 mm
Länge des Ventils [mm]	<b>100</b>	zwischen 70 und 140 mm
Spiel in der Ventilführung [mm]	<b>0,045</b>	zwischen 0,015 und 0,06 mm
Wirksame Masse Ventiltrieb [kg]	<b>0,15</b>	zwischen 0,07 und 0,2 kg
wirkende Federkraft bei geschlossenem Ventil [N]	<b>350</b>	zwischen 150 und 600 N
Einfederung bei geschlossenem Ventil [m]	<b>0,01</b>	zwischen 0,005 und 0,01 mm
Nockenwinkel [°]	<b>10</b>	zwischen 10 und 20°
Radius des Vornockens [m]	<b>0,02</b>	zwischen 0,015 und 0,025 m
Ventiltriebskonzept	<b>3</b>	Schlepphebel: 3, Tassenstößel: 2, Hydrostößel 1
Einsatzbestimmung	<b>1</b>	Auslass: 2, Einlass: 1
E-Modul des Ventilsitzes [N/mm <sup>2</sup> ]	<b>210000</b>	Werkstoffkennwert
E-Modul des Ventilsitzringes [N/mm <sup>2</sup> ]	<b>150000</b>	Werkstoffkennwert
Poissonsche Zahl - Ventilsitz	<b>0,3</b>	Werkstoffkennwert
Poissonsche Zahl - Ventilsitzring	<b>0,3</b>	Werkstoffkennwert
Verschleißkoeffizient aus Tribometerversuch	<b>1,44E-06</b>	Kennwert aus entsprechender Versuchsreihe
Maximaldrehzahl Motor [1/min]	<b>3000</b>	zwischen 750 und 6000 1/min
Anteil Maximaldrehzahl	<b>0,5</b>	
Maximaler Verbrennungsdruck [bar]	<b>120</b>	bis 120 bar (Otto), bis 250 bar (Diesel)
Beurteilung der Systemsteifigkeit	<b>4</b>	frei wählbar zur Systemeinschätzung (1-10; 1 steif, 10 nachgiebig)
Geplante Betriebszeit [h]	<b>64000</b>	mobil: ca. 8000h, stationär: bis 64000h
Brennstoff	<b>2</b>	Gas: 3, Otto: 2, Diesel: 1

Abbildung 7.1: Maske zur Eingabe der zu bewertenden Kenngrößen

## 7.1 Faktoren und deren Gewichtung bezüglich der Auftreffempfindlichkeit

Der Koeffizient zur Abschätzung der Auftreffempfindlichkeit des Systems basiert auf Bestimmungsgrößen, die aus den experimentellen Untersuchungen abgeleitet werden. Dabei werden die den Abbildungen 3.5 und 3.6, Seite 28f, dargestellten Zusammenhänge berücksichtigt. Für die Umsetzung der in Abbildung 7.2 dargestellten Gewichtung werden den Bestimmungsgrößen überwiegend numerische Kennwerte im Bereich von 1 ... 10 über den Eingabebereich linear in Wirkrichtung zugeordnet.

Durchmesser Ventilschaft	▼	Verschleißkoeffizient	▲	Ventilführungsspiel	▲ ▲
Steifigkeit Ventilteller	▼	Kombinierter E-Modul	▲	Drehzahl	▲ ▲
				Bewegte Masse	▲ ▲

Abbildung 7.2: Bewertung der Einflussfaktoren auf die Auftreffempfindlichkeit

Die Bestimmungsgrößen sind:

**Das Ventilführungsspiel  $K_{VF}$ :** Bei einer Vergrößerung des Spiels in der Ventilführung ergibt sich eine zunehmende mögliche Verlagerung des Ventiltellers gegenüber der Ruhelage, mit der Folge der Verringerung der Erstkontaktfläche und einem Anstieg der spezifischen Belastung (vgl. Kap. 4.1 und 5.2). Dieser Einfluss ist erheblich, er bestimmt zudem auch die Verschleißneigung der Ventilführung. Das Spiel ist für Einlass- und Auslasssysteme unterschiedlich in einem Bereich von 15  $\mu\text{m}$  bis 60  $\mu\text{m}$ .

**Die Drehzahl  $n$ :** Die mit der Drehzahl zunehmende Auftreffgeschwindigkeit ist konzeptabhängig konstruktiv gegeben und bestimmt zudem die im Verlauf der vorgesehenen Betriebszeit zu erwartende Belastungshäufigkeit. Die ebenfalls konzept- und drehzahlabhängige Intensität der Verlagerung des Ventiltellers zum Schließzeitpunkt ist von herausragender Bedeutung (vgl. Kapitel 4.1, 4.2 und 5.2). Der Eingabewert wird numerisch zur Berechnung der Schließgeschwindigkeit  $v_a$  nach [54] verwendet.

**Die bewegte Masse  $K_m$ :** Im Zusammenwirken mit der Drehzahl ergibt sich der zu ertragende Auftreffimpuls. Der Kennwert wird für den Bereich von 0,07 kg bis 0,2 kg gebildet.

**Der Verschleißkoeffizient  $K_k$ :** Dieser werkstoffpaarungsabhängige Parameter erlaubt eine Berücksichtigung der Belastbarkeit der verwendeten Variante (vgl. Kapitel 6). Für das Auftreffverhalten ist dieser Wert von geringerer Bedeutung. Die Berücksichtigung erfolgt als Kennwert für den Bereich von  $k = 1,0 \cdot e^{-06} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}\cdot\text{m}}$  bis  $1,0 \cdot e^{-04} \frac{\text{mm}^3}{\text{N}\cdot\text{m}}$ .

**Der kombinierte E-Modul  $E'$ :** Mithilfe des aus den Eingabewerten gebildeten kombinierten E-Moduls ist eine Bestimmung des elastischen Kontaktes nach der Hertzschen Theorie möglich (vgl. insbesondere [25] Seite 38). Die Anwendung erfolgt als Kennwert  $K_H$ .

**Die Steifigkeit des Ventiltellers  $K_{S,VT}$ :** Eine unmittelbare Rückwirkung auf den Erstkontakt und die sich danach ausprägenden Schwingungsformen ergeben sich durch die Steifigkeit des Ventiltellers (vgl. Kapitel 5.1, 3.2.1 und [121]).

**Der Durchmesser des Ventilschaftes  $K_{D,VS}$ :** Über den Ventilschaftdurchmesser kann gezielt Einfluss auf Schwingungsverhalten und Elastizität des Ventiltellers genommen werden (vgl. Kapitel 5.1). Ein weiter Teil der Untersuchungen ist in diesem Rahmen mit Geometrien für stationäre Anwendungen (Durchmesser = 7 mm) durchgeführt worden. In mobiler Anwendung sind geringere Durchmesser möglich und üblich, die zu einem Absenken der bewegten Massen und auch zu einer erhöhten Schwingungsneigung des Ventiltellers führen.

Weitere verwendete übergreifende Bestimmungsgrößen sind in Abschnitt 7.3, Seite 106 aufgeführt.

Nach Bildung eines von der Geometrie und der Drehzahl abhängigen Unterfaktors:

$$K_n = f(v_a, K_m, K_{S,VT}, K_{D,VS}, r_N, \Theta) \quad (7.1)$$

und dem Hinzuziehen der Betrachtungen zum Auftreffverhalten:

$$K_{Auftreff} = f(K_n, K_{VF}, l_{VF}, l_V, l_{V,VF}, K_{Konzept}) \quad (7.2)$$

wird unter Berücksichtigung der Abhängigkeiten der Auftrefffaktor für die kurzzeitorientierte Betrachtung gebildet:

$$K_A = \frac{2 \cdot K_n + 2 \cdot K_m + 2 \cdot K_H + K_k + K_{Auftreff}}{8} \quad (7.3)$$

## 7.2 Faktoren und deren Gewichtung bezüglich der Verbrennungsdruckempfindlichkeit

Ebenso wie in den im vorherigen Abschnitt dargestellten Zusammenhängen wird die Kennzahl zur Beschreibung der Empfindlichkeit des Systems bezüglich des Verbrennungsdruckes definiert. Auch hier finden die Erkenntnisse der experimentellen und theoretischen Untersuchungen Anwendung. Wie vorab werden für zusammenführende Berücksichtigung gemäß der in Abbildung 7.3 dargestellten Wichtung die jeweiligen Koeffizienten im Bereich von 1 ... 10 bestimmt oder die Zahlenwerte direkt verwendet.

Steifigkeit des Systems	▼	Sitzwinkel	▲	Verbrennungsspitzenendruck	▲ ▲
Sitzbreite	▼	Reibbeiwert	▲	Verschleißkoeffizient	▲ ▲
Steifigkeit Ventilteller	▼	Durchmesser Ventilschaft	▲		
		Kombinierter E-Modul	▲		

Abbildung 7.3: Bewertung der Einflussfaktoren auf die Verbrennungsdruckempfindlichkeit

**Der Verbrennungsspitzenendruck  $p_{max}$ :** Der Verbrennungsdruck ist maßgeblich bestimmend für die Flächenpressung im Kontaktbereich und somit eng mit dem adhäsiven Verschleißanteil verknüpft. Aus Kapitel 4.3, Seite 64 wird deutlich, dass darüber hinaus auch eine wälzende Bewegung im Kontaktbereich vorhanden ist. Ebenso verformt sich der Zylinderkopf in Abhängigkeit seiner elastischen Nachgiebigkeit (vgl. u. a. [50, 31, 20]). Zur Bestimmung der durch den Verbrennungsspitzenendruck aufgeprägten Kraft wird dieser Wert direkt verwendet.

**Der Verschleißkoeffizient  $K_k$ :** Der aus dem Tribometerversuch ermittelte Koeffizient (siehe Kapitel 6) berücksichtigt die spezifischen Eigenschaften der Werkstoffpaarung. Die Kennzahl wird für den Bereich von  $1,0 \cdot e^{-06} \frac{mm^3}{N \cdot m}$  bis  $1,0 \cdot e^{-04} \frac{mm^3}{N \cdot m}$  gebildet.

**Der Ventilsitzwinkel  $K_W$ :** Der Sitzwinkel definiert, wie groß die in der Kontaktfläche wirkenden Reaktionskräfte ist (vgl. u. a. [81, 50, 79]). Die Verwendung erfolgt als Kennwert.

**Der Durchmesser des Ventilschaftes  $K_{D,VS}$ :** Über den Ventilsteg werden die verbliebenen Reaktionskräfte bis hin zu den Antriebskomponenten kompensiert. So kann beispielsweise bei Konzepten mit hydraulischem Ventilspielausgleich eine Abstützung auf der Nockenwelle erreicht werden.

**Die Steifigkeit des Systems  $K_S$ :** Verbrennungsdruckbedingte Relativbewegungen im Kontaktbereich werden durch eine erhöhte Steifigkeit des angrenzenden Systems vermindert [129]. Dieser Kennwert



**Die Steifigkeit des Ventiltellers  $K_{S,VT}$ :** Die Formgebung des Ventiltellers hat einen Einfluss auf das Verformungsverhalten (vgl. u. a. [121, 86, 50]).

**Die Sitzbreite  $l_B$ , der Reibbeiwert  $\mu$  und der kombinierte E-Modul  $E'$ :** In gleicher Weise wie bei den Betrachtungen zum Auftreffverhalten werden die Faktoren gemäß der jeweiligen Wirkung berücksichtigt.

Unter Berücksichtigung der mit dem Verbrennungsspitzenruck zusammenhängenden Stabilität:

$$K_S = f(K_{D,VT}, K_{VF}, K_{S,VT}, K_W, p_{max}, \rho) \quad (7.4)$$

wird der kurzzeitorientierte Verformungsfaktor wie folgt bestimmt:

$$K_D = \frac{2 \cdot K_S + 2 \cdot K_k + K_{D,VS} + K_H + K_S + K_{Einsatz}}{8} \quad (7.5)$$

### 7.3 Gemeinsame Einflussgrößen und berücksichtigte Formeln

Neben den vorab genannten Faktoren sind noch weitere Eingaben erforderlich, die zum Teil für den Auftrefffaktor, für den Verformungsfaktor und auch für die betriebszeitorientierten Betrachtungen berücksichtigt werden:

**Der Durchmesser des Ventiltellers  $K_{D,VT}$ :** Er wird benötigt zur Berechnung der durch den Verbrennungsdruck aufgeprägten Kraft, der Kontaktfläche und zur Abschätzung des Massenträgheitsmomentes (üblich: 0,02 – 0,05 m bei Anwendung in PKW oder BHKW).

**Die geschätzte Kegelhöhe des Tellers  $K_J$ :** Dient zur Abschätzung des Massenträgheitsmomentes mit einem Zylinder–Kegel–Modell  $J_V$  (üblich: 0,01 – 0,02 m).

**Dichte des Ventilwerkstoffes  $\rho$ :** s.O.

**Länge der Ventilfehrung  $l_{VF}$ :** Berechnung der maximal möglichen Verlagerung des Ventiltellers zum Zeitpunkt des Schließens (vgl. Abschnitt 4.1.1.2, Seite 33).

**Länge des Ventils  $l_V$ :** s.O.

**Spiel in der Ventilfehrung  $l_{V,VF}$ :** s.O.

**Wirkende Masse  $m$ :** Setzt sich aus Ventil-, 1/2 Feder-, (Tassenstößel-) Federteller- und Federkeilmasse zusammen und ist konstruktiv bekannt (üblich: 0,07 – 0,2 kg).

**Federkraft bei geschlossenem Ventil  $F_{Feder}$ :** Setzt in Abhängigkeit mit wirkender Masse und Nockenwinkel die mögliche Maximaldrehzahl fest (üblich: 150 – 600 N).

**Einfederung bei geschlossenem Ventil  $l_{Feder}$ :** Bestimmt die statische Belastung des Kontaktbereiches durch die Federvorspannung (üblich: 0,005 – 0,01 m).

**Nockenwinkel  $\Theta$ :** bestimmt die Auftreffgeschwindigkeit des Ventils (üblich: 10° – 20°).

**Radius des Vornockens  $r_N$ :** s.O. (üblich 0,015 – 0,025 m)

**Ventiltriebskonzept  $K_{Konzept}$ :** Berücksichtigung der Besonderheiten des verwendeten Antriebskonzeptes gemäß der experimentellen und simulierenden Untersuchungen.

**Einsatzbestimmung  $K_{Einsatz}$ :** Anpassung an unterschiedliche Einsatztemperaturen für die Verwendung im Auslass-, bzw. Einlassbereich.

**Maximaldrehzahl  $n_{max}$ :** Konstruktive Auslegung der maximal möglichen Drehzahl des Motors.

**Anteil Maximaldrehzahl  $K_{n,max}$ :** Lediglich Motoren stationärer Anwendung werden überwiegend in der Nenndrehzahl betrieben. Dieser Faktor dient zur Abschätzung der Anzahl der Kontaktereignisse.

**Geplante Betriebszeit  $t_{soll}$ :** s.O. und Zielwert des Modells zur Abschätzung der Ausfallwahrscheinlichkeit.

**Brennstoff  $K_{BS}$ :** Dient der Implementierung des verwendeten Kraftstoffes und der Berücksichtigung der Auswirkungen dessen.

## 7.4 Anwendung der gebildeten Koeffizienten

Mithilfe der vorab beschriebenen Koeffizienten wird die betriebszeitorientierte Betrachtung vorgenommen. Die aus den Eingabegrößen bekannten Größen werden für die Bestimmung des zu erwartenden Auftreffimpulses bei vollflächigem Kontakt und der maximalen durch den Verbrennungsspitzenruck wirksamen Kraft. Mithilfe der Koeffizienten werden diese Rechenwerte modifiziert und für einen einzelnen drehzahlbezogenen Zyklus dargestellt.

Berechnete Größen		
Auftrefffaktor	5	zwischen 1 und 10, zur Abschätzung der Auftrefffläche (1 optimal)
Verformungsfaktor	4	zwischen 1 und 10, zur Abschätzung der Verformungsneigung

Abbildung 7.4: Beispielhaftes Ergebnis für abgeschätzte Faktoren

### 7.4.1 Kurzzeitorientierte Anwendung des Modells

Für einen beispielhaft gewählten realistischen und in der Abbildung 7.1 dargestellten Fall ergeben sich die Faktoren wie in Abbildung 7.4. Diese bieten die Möglichkeit zu einer ersten Abschätzung der zu erwartenden Beanspruchungen und deren Aufteilung.

Diese Faktoren für die Berechnung der kurzzeitorientierten spezifischen Belastungen angewendet. In Abbildung 7.5 ist dies für einen einzelnen Zyklus im Einlassbereich dargestellt. Der berechnete Verlauf deckt sich mit den Erkenntnissen aus den experimentellen Untersuchungen<sup>1</sup> und den Ergebnissen der Simulation<sup>2</sup>.

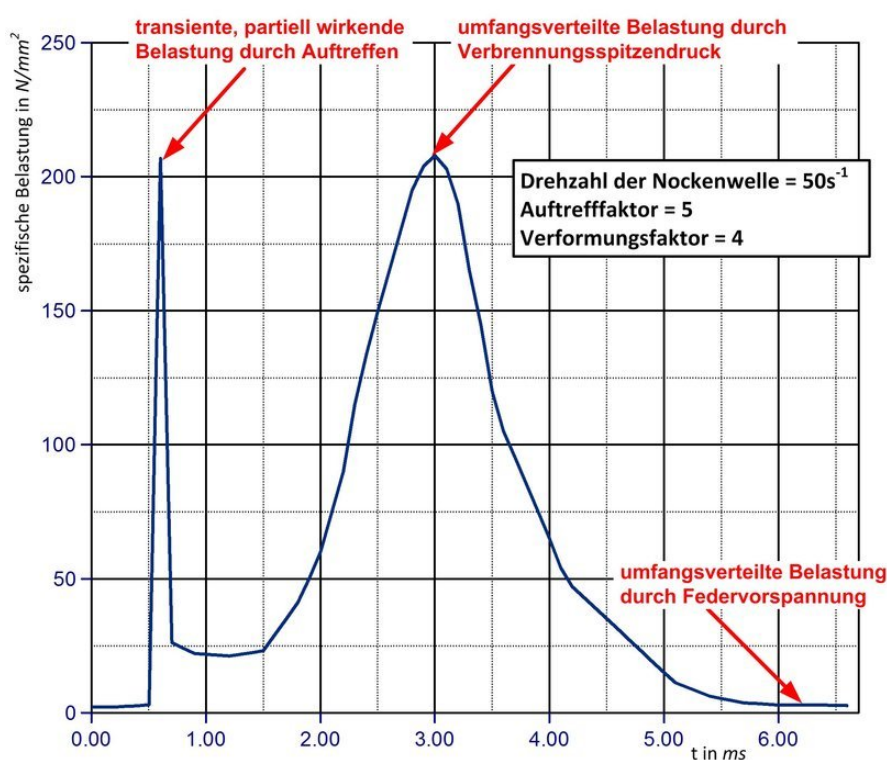


Abbildung 7.5: Möglicher Verlauf der spezifischen Belastungen

<sup>1</sup>Vgl. 4.1.2, Seite 38.

<sup>2</sup>Vgl. 5.2.5, Seite 77.

## 7.4.2 Betriebszeitorientierte Anwendung des Modells

Um eine betriebszeitorientierte Bewertung der verschleißrelevanten Faktoren zu ermöglichen, ist es notwendig, Koeffizienten mit einem höheren Detaillierungsgrad zu schaffen. Idealerweise sollten diese die spezifischen Verläufe der Verschleißarten berücksichtigen. Angelehnt an [87] werden die hauptsächlich wirksamen Verschleißbestandteile durch Idealisierung auf einfache Zusammenhänge zurückgeführt und über .

In Abbildung 7.6 ist ein idealisierter normierter Verlauf der Bestandteile dargestellt. Dieser bildet typische zeitbezogene Verschleißvorgänge ab und bildet die Grundlage für die betriebszeitorientierte Betrachtung.

$$V_{ab} = c_{ab} \cdot e^{a_{ab} \cdot t} \quad \text{Verlaufsform für abrasiven Verschleißbestandteil} \quad (7.6)$$

$$V_{ad} = c_{ad} \cdot e^{a_{ad} \cdot t} \quad \text{Verlaufsform für adhäsiven Verschleißbestandteil} \quad (7.7)$$

$$V_{ox} = c_{ox} \cdot e^{a_{ox} \cdot t} \quad \text{Verlaufsform für oxidativen Verschleißbestandteil} \quad (7.8)$$

$$V_{zr} = c_{zr} \cdot t \quad \text{Verlaufsform für Verschleißbestandteil durch Zerrüttung} \quad (7.9)$$

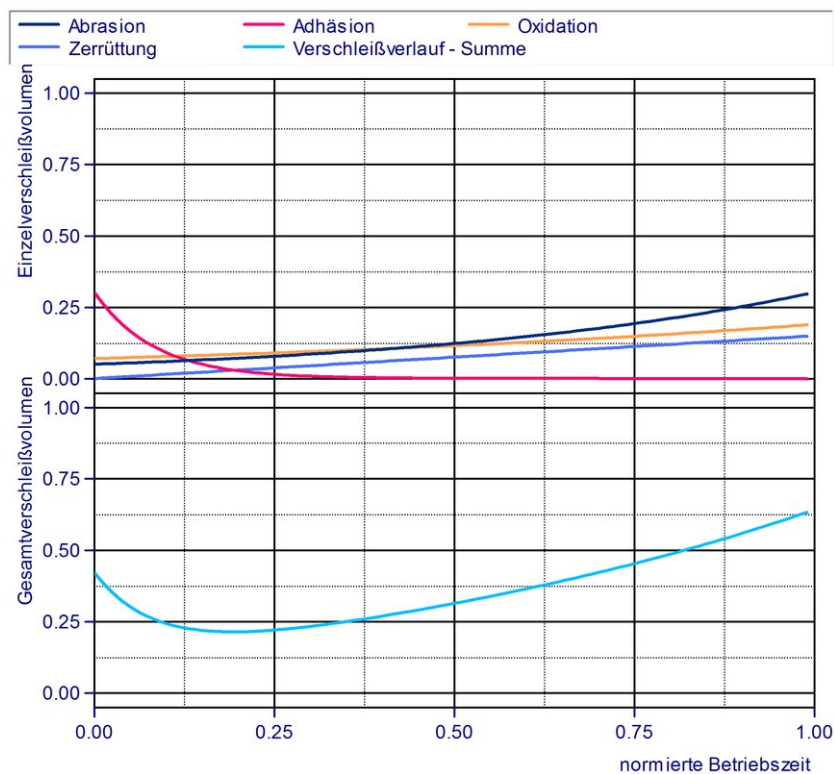


Abbildung 7.6: Mögliche Verlaufsformen verschiedener Verschleißarten

Für die Berechnung der Verschleißbestandteile wird eine wirkorientierte<sup>3</sup> Verknüpfung der Einflussfaktoren zur Bestimmung der Koeffizienten für die Gleichungen 7.6 bis 7.9 gebildet. Die Betriebszeit wird für den Betrachtungsfall normiert. Die additive Zusammenführung der Mechanismen führt zu einem Verschleißverlauf, der mit einem kritischen Schwellwert zu versehen ist. Durch geeignete Bildung und Variation der Koeffizienten wird erreicht, dass der Wert 1 als Schwellwert gilt. Mit Erreichen dieses Wertes wird eine unwahrscheinliche Zuverlässigkeit prognostiziert. Die Eingabewerte nach Abbildung 7.1 werden für die betriebszeitorientierte Betrachtung, wie in Bild 7.7 dargestellt, zu den Koeffizienten unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen verrechnet.

Wichtung der Eingabegrößen und Bildung der Kennwerte				
<b>MECHANISCH</b>				
Anzahl der Einwirkungen		6,4		
Auftreffgeschwindigkeit		5,0		
Masse des Ventils		7,5		
Verbrennungsdruck		4,8		
Steifigkeit der Bauteile		4,0		
Maßabweichungen		6,9		
Geometrie				
	Sitzwinkel	8,7		
	Sitzbreite	9,9		
Ventildrehung		7,5		
		1,0		
<b>THERMISCH</b>				
Temperatur		3,0		
Wärmeableitung				
	Ventilsitzring	2,3		
	Ventilführung	4,0		
	Ventil	2,0		
Temperaturverteilung		1,0		
		2,0		
<b>CHEMISCH</b>				
Materialien		3,0		
Chemische Einwirkungen		2,0		

	$c_x$	$a_x$	
	0,050	0,035	abrasive Empfindlichkeit
	0,443	-44,301	adhäsive Empfindlichkeit
	0,056	0,111	chemische Empfindlichkeit
	0,158		Empfindlichkeit gegenüber Dauerbeanspruchung

Abbildung 7.7: Faktoren für die betriebszeitorientierte Betrachtung

<sup>3</sup>Für die Bestimmung der Wirksamkeit und Abhängigkeit der Verschleißmechanismen werden die Erkenntnisse aus Kapitel 3.1, Seite 20 (insbesondere Abbildungen 3.5 und 3.6) angewendet.

## 7.5 Beispiele für die Anwendung des Berechnungsmodells

Das entwickelte Modell bietet trotz der Notwendigkeit zur Weiterentwicklung eine erste Möglichkeit zur Abschätzung der Zuverlässigkeit. In den folgenden Abschnitten sollen die Auswirkungen begrenzter Veränderungen wichtiger Parameter gezeigt werden. Die Anwendung des Modells erfolgt dabei für den Schlepphebeltrieb bei einer für Blockheizkraftwerke angestrebten Betriebszeit von 64.000 Stunden. Die Variationen erfolgen über den Verbrennungsspitzenruck, das Ventilführungsspiel, die Ventilführungslänge, die Drehzahl und die Steifigkeit des Ventiltellers.

### 7.5.1 Erhöhte Beanspruchung durch Auftreffen

Die für den ersten betrachteten Fall (Abbildung 7.8) gewählten Kenngrößen im konstruktiv üblichen Bereich führen zu einer intensiven Beanspruchung des Systems durch das Auftreffen. Dies wird durch den Auftrefffaktor 10 kenntlich. Das Berechnungsmodell liefert auf der kurzzeitorientierten Seite eine erhebliche spezifische Belastung von über  $400 \frac{N}{mm^2}$ . Durch die örtliche Begrenzung und die transiente Wirksamkeit ist eine Überbeanspruchung wahrscheinlich. Für das Ereignis des Verbrennungsdruckmaximums ergibt das Modell eine spezifische Belastung von  $60 \frac{N}{mm^2}$ . Dieser Wert ist unkritisch. Die projektierte Einsatzzeit wird mit der hier vorgestellten Variante nicht erreicht. Die als kritisch anzusehende Verschleißkennzahl wird bereits bei 40% der Betriebszeit erreicht. Die intensive Auftreffbelastung hat dementsprechend zwingend ein Wartungsereignis zur Folge.

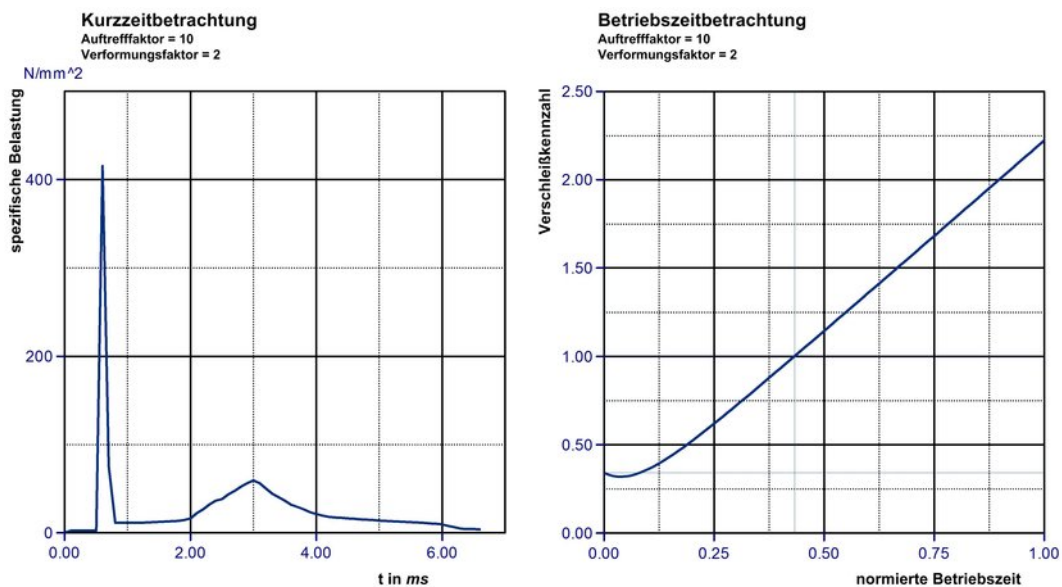


Abbildung 7.8: Auswirkung einer erhöhten Auftreffbeanspruchung

### 7.5.2 Erhöhte Beanspruchung durch Verbrennungsdruck

Auch für den zweiten Fall wurden die Variationen im konstruktiv möglichen Rahmen getätigt. Hier wird ein auf den Verbrennungsdruck empfindliches System beschrieben (Abbildung 7.9).

Zum Zeitpunkt des Auftreffens werden bei einem Auftrefffaktor von 2 unproblematische  $85 \frac{N}{mm^2}$  erreicht. Diese Belastung ist auch mit herkömmlichen Materialkombinationen beherrschbar. Das Erreichen dieses Wertes ist jedoch mit einer aufwendigen Ausführung der Ventilfeuerung, die Einhaltung der geringstmöglichen Form- und Lagetoleranzen und mit geringen Ventilgeschwindigkeiten verbunden. Hier bestehen Ansatzpunkte für eine Optimierung.

Die zum Zeitpunkt des maximalen Verbrennungsdruckes mit einem Verformungsfaktor von 10 prognostizierten  $1050 \frac{N}{mm^2}$  stellen die Grenze des Ertragbaren dar. Diese hohe Belastung ist nur durch eine gezielte Auswahl geeigneter Materialien und ideale Bedingungen möglich. Insbesondere ist es notwendig auf die schützende Wirkung von Oxidschichten im Kontaktbereich zurückzugreifen.

Die Betrachtungen zur Betriebszeit ergeben bei dieser Auswahl der Faktoren, dass die gewünschte Betriebsdauer nicht erzielt wird. Auch in diesem Fall muss ein Wartungsereignis erfolgen. Dies wird bei 65% der geplanten Dauer durch Erreichen der Verschleißkennzahl 1 deutlich. Erkennbar wird zudem ein erhöhter Einlaufverschleiß und darauf folgend ein kurzfristiger Bereich mit verhältnismäßig geringem Verschleiß.

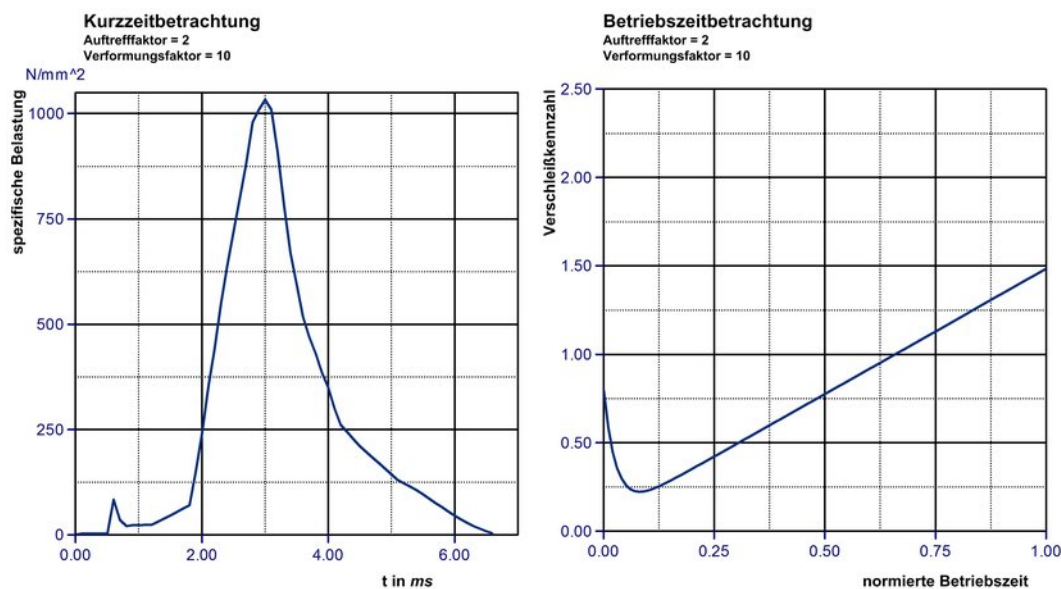


Abbildung 7.9: Auswirkung einer erhöhten Verbrennungsdruckbeanspruchung

### 7.5.3 Ausgewogene Beanspruchungen

Die gezielte Anpassung der Parameter führt zu Faktoren mit ausgewogener Belastung (Abbildung 7.10). Diese Umsetzung berücksichtigt optimale geometrische, mechanische und thermische Bedingungen.

In der Kurzzeitbetrachtung erreichen die Belastungen des Auftreffens und des Verbrennungsspitzendruckes ähnliche Intensitäten von  $210 \frac{N}{mm^2}$ . Zum Zeitpunkt des Auftreffens ergibt sich der charakteristische transiente Verlauf. Die hier erreichte Belastung kann auch bei stoßförmiger Wirkung ertragen werden. Auch der Verbrennungsdruck erreicht bei der Kurzzeitbetrachtung unkritische Werte.

Die Betriebszeitbetrachtung zeigt, dass für die hier gewählten Parameter ein Erreichen der gewünschten Betriebszeit möglich ist. Die Verschleißkennzahl erreicht den Wert von 0,65 und signalisiert damit eine gewisse Sicherheit gegen vorzeitigen Ausfall.

Die hier dargestellten Anwendungsbeispiele des Modells zeigen den grundsätzlichen funktionalen Umfang. Die weitreichenden Möglichkeiten zur Eingabe der unterschiedlichen Parameter eröffnen eine Vielzahl von Betrachtungsmöglichkeiten. Während die kurzzeitorientierte Betrachtung zum derzeitigen Stand als gut abgesichert betrachtet werden kann, ist die Betriebszeitbetrachtung als Hypothese aufzufassen, die es noch durch geeignete Versuche zu validieren gilt.

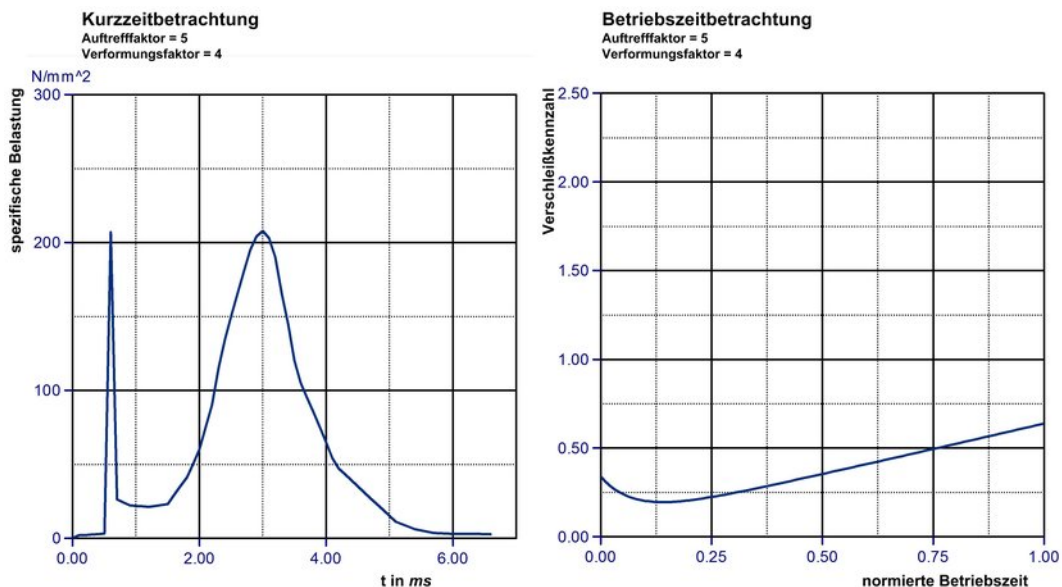


Abbildung 7.10: Verlauf bei ausgewogener Beanspruchung



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnten wesentliche Aufschlüsse über die verschleißverantwortlichen Vorgänge im System Ventilsitz – Ventil erlangt werden. Die einzelnen Ergebnisse und deren Bedeutung sind zusammenfassend Inhalt dieses Abschnittes. Zudem wird deutlich gemacht, an welchen Stellen ein weiterer Untersuchungsbedarf besteht.

**Das tribologische System Ventilsitz – Ventilsitzring:** In der Ausarbeitung wird eine konsequente Umsetzung der tribologischen Betrachtungsweise verfolgt. Dieses Vorgehen führt zu einer eindeutigen Zuordnung von Einflussfaktoren und der Bestimmung der Abhängigkeiten. Ebenso entsteht dadurch die Grundlage zur Modellbildung. Es werden individuelle Charakteristika aufgezeigt. Diese Vorgehensweise wurde in vergleichbarem Umfang bislang noch nicht umgesetzt.

**Die Trennung von Auftreff- und Verbrennungsdruckereignis:** Ein neuer Weg der Betrachtungsweise ist die konsequente Trennung der grundsätzlich unterschiedlich wirkenden Beanspruchungen die sich durch das Auftreffen und durch den Verbrennungsspitzen- druck ergeben. Es konnte der Nachweis erbracht werden, dass diese neue Vorgehensweise möglich und zielführend ist.

**Die Bedeutung des Auftreffereignisses:** Die Beanspruchung durch das Auftreffereignis wurde bislang unterschätzt. Es konnte der Nachweis erbracht werden, dass im üblichen Auslegungsbereich eine deutliche Stoßbelastung auftritt. Diese ist vom Antriebskonzept abhängig und nicht, wie bislang vermutet, statistisch zufällig im Kontaktbereich verteilt. Vielmehr konzentriert sich die Belastung mit geringer Streuung auf eine eng eingegrenzte Fläche. Insbesondere bei dem Antriebskonzept Schleppebel treten hohe transiente Beanspruchungen auf.

**Die Ursachen der Sekundärbewegung des Ventils:** Die Sekundärbewegungen für hebelübersetzte Ventiltriebe sind durch die wälzende Relativbewegung der Antriebselemente eindeutig zuzuordnen. Der Kontaktbereich Nocken – Flachstößel wurde mittels Fluoreszenzaufnahmen zur Erfassung der Schmierfilmdicke untersucht. Für Flachstößelkonzepte konnte eine Erklärung für Sekundärbewegungen durch Kavitation und spontante Druckänderung im eingeschlossenen Schmier-spalt im Bereich der Radientübergänge gefunden werden.

---

**Fluoreszenzaufnahmen des Kontaktbereiches Nocken – Flachstößel:** Durch die optischen Untersuchungen des Kontaktbereiches Nocken – Flachstößel werden sowohl Bereiche mit Mischreibungskontakt als auch Transportvorgänge von Ölwellen und Kavitationen sichtbar. Unterschiedliche Schmierfilmdicken können erfasst werden.

**Die Auswirkungen der Sekundärbewegung des Ventils:** Die Sekundärbewegungen führen bei den üblichen Antriebskonzepten zwangsläufig zu einer deutlich verminderten Erstkontaktfläche. Diese wird im Rahmen geringer Streuungen beibehalten. Der im Umfang variierende Verschleiß von Ventilsitzringen aus Motoren mit hoher Laufleistung kann dieser Beanspruchung zugeordnet werden. Weiterhin erfolgt durch den partiellen Erstkontakt eine Anregung des Ventilkörpers. Dadurch entsteht eine schwingungsüberlagerte Bewegung bis zum Erreichen der Ruhelage. Bei erhöhten Auftreffgeschwindigkeiten entsteht durch diese Anregung eine mehrfache Kontaktierung vorwiegend an zwei gegenüberliegenden Stellen mit zwischenzeitlichem Kontaktkraftverlust. Ein vollständiges Aufspringen des Ventils konnte vereinzelt bei Überschreitung der Auslegungsdrehzahl festgestellt werden.

**Die Möglichkeit zur Kontaktkraftmessung im Kontaktbereich:** Die im Zusammenhang mit der Ausarbeitung entwickelten piezoelektrischen Kraftmessensoren konnten zur Erfassung der Kontaktkräfte im untersuchten System eingesetzt werden. Die Funktionsfähigkeit wurde durch die unabhängige Kalibrierung nachgewiesen. Es wurde die Möglichkeit geschaffen, die unmittelbaren Einflüsse konstruktiver Veränderungen vollmotorisch zu erfassen.

**Das Verformungsverhalten des Ventils durch den Verbrennungsdruck:** Erstmals konnte experimentell das Beulverhalten des Ventils und dessen Bedeutung auf die spezifischen Belastungen im Kontaktbereich erfasst werden. Es wurde aufgezeigt, dass unter Einfluss des Verbrennungsdruckes ungleichmäßige Verformungen mit entsprechenden Auswirkungen auftreten.

**Die auf den Ventiltrieb angewendete Mehrkörperkontaktsimulation:** Das Simulationsmodell bildet zutreffend die Bedingungen im untersuchten System ab und eignet sich für die Variation von Komponenten der Baugruppe. Insbesondere die Simulation der dynamischen Vorgänge korrespondiert plausibel mit den theoretischen und experimentellen Erkenntnissen.

**Das Hochtemperaturtribometer als Werkzeug zur Materialauswahl:** Für die Entwicklung neuer Materialzusammensetzungen und die Abschätzung der grundsätzlichen Eignung von Werkstoffkombinationen können Versuche mit dem Hochtemperaturtribometer angewendet werden. Durch die geeignete Bestimmung der Versuchsparameter kann mit

geringem Zeitaufwand eine erste Abschätzung der Tauglichkeit getätigt werden. Die Versuche in inerter Umgebung bieten aufschlußreiche Erkenntnisse zu Verschleißmechanismen und Werkstoffverhalten.

**Die Modellbildung als Anwendung der tribologischen Erkenntnisse:** Das vorgestellte Modell zur Abschätzung des Verschleißrisikos des betrachteten Systems bietet im derzeitigen Entwicklungsstand weitreichende Optimierungsmöglichkeiten und die Basis zur Berücksichtigung veränderter Bedingungen. Es erfolgt eine spezifische Berücksichtigung der im Kurzzeitbereich wirksamen Ereignisse und eine Prognose für die Verschleißintensität.

Im Folgenden werden einige noch offene Punkte als Anregung für zukünftige Projekte aufgeführt.

Das Verformungsverhalten des Ventils unter Einfluss des Verbrennungsdruckes kann intensiver durch die Neuentwicklung eines Komponentenprüfstandes erfasst werden. Dabei sollte die konsequente Trennung der beschriebenen Ereignisse und die Ähnlichkeit der Beanspruchung im Mittelpunkt stehen. Die bekannten Umsetzungen gewähren dies noch nicht.

Im Rahmen der optischen Untersuchungen wurde der Zugang zu wesentlichen tribologischen Phänomenen im Kontaktbereich Nocken – Flachstößel geschaffen. Mit der Weiterentwicklung des Verfahrens und der Entwicklung einer geeigneten Kalibriermöglichkeit entstände die Möglichkeit, quantitative Aussagen zur Schmierfilmdicke zu tätigen.

Die Möglichkeit zur vollmotorischen Kraftmessung im Kontaktbereich kann zukünftig für breit angelegte Untersuchungen angewendet werden. Dabei können sowohl geänderte Geometrien und variierte Antriebskonzepte als auch der Einfluss des Ladungswechsels oder des Verbrennungsverfahrens im Mittelpunkt stehen. Ebenso kann untersucht werden, inwieweit der Öffnungsvorgang den Verschleiß beeinflusst. Der entwickelte Sensor eignet sich auch für ähnlich räumlich begrenzte dynamische Messanforderungen.

Eine den Beanspruchungsbedingungen angepasste Kontur, wie zum Beispiel eine konkave Formgebung der Ventilsitzfläche und eine konvexe Ausbildung der Sitzringoberfläche bietet das Potential zu einer erheblich verminderten Stoßbeanspruchung.

Mit einer entsprechenden Übergabe in die vorgestellten Simulationsmodelle kann eine entwerfungsbegleitende Erfassung der dynamischen Effekte und eine Bewertung der grundsätzlichen Anwendbarkeit erfolgen. Zu diesem Zweck bietet es sich auch an, die Schmierfilmmodelle und die Netzgenerierung zu optimieren.

Für das gebildete tribologische System bietet es sich an, eine weiterführende Berücksichtigung von Störgrößen und statistischen Ereignissen vorzunehmen. Diese sollte durch die detaillierte Auswertung von langfristigen Versuchsreihen oder Motordauerläufen und die Betrachtung von Schadensfällen und deren Ursachen gestützt werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] ABELE, E. ; SCHRAMM, B. ; SCHEERER, H. ; HOICHE, H.: Werkzeugbeschichtungen für die Trockenbearbeitung. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [2] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. In: *JOURNAL OF APPLIED PHYSICS* 24 (1953)
- [3] ARI-GUR, P. ; NOBLE, V. ; NARASIMHAN, S. ; LARSON, J. M.: Hot Corrosion Studies of Automotive Exhaust Valves. In: *SAE Technical Paper Series* 910633 (1991)
- [4] ARZ, U. ; BAUMGART, H. ; KREMER, U. ; MARX, T. ; STOLLE, C.: Grenzflächenpresung von Eisenwerkstoffen und Leichtmetallen unter kontinuierlicher Beanspruchung. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [5] ASUE: BHKW Kenndaten 2005. In: *Energierferat der Stadt Frankfurt* 1 (2005)
- [6] ASUE: BHKW Kenndaten 2011. In: *Energierferat der Stadt Frankfurt* 1 (2011)
- [7] BARTEL, Dirk: *Simulation von Tribosystemen*. Vieweg Verlag, 2009
- [8] BASSHUYSEN, R. v.: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Vieweg Verlag Wiesbaden, 2002 (3. Auflage). – ISBN 3-528-03933-7
- [9] BAUM, M.M. ; BECKER, R.M. ; LAPPAS, A.M. ; MOSS, J.A. ; APELIAN, D. ; SAHA, D. ; KAPINUS, V.A.: Lubricant Pyrolysis during Sintering of Powder Metallurgy Compacts. In: *METALLURGICAL AND MATERIALS TRANSACTIONS B* 35B (2004), S. 382 – 392
- [10] BERTSCHE, Bernd ; GÖHNER, Peter ; JENSEN, Uwe ; SCHINKÖTHE, Wolfgang ; WUNDERLICH, Hans-Joachim: *Zuverlässigkeit mechatronischer Systeme*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [11] BEUCHER, Ottmar: *Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik mit MATLAB*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005
- [12] BICKNELL, W. B. ; HAY, S. C. ; SHADE, W. N. ; STATLER, G. R.: Field Test Comparison of Natural Gas Engine Exhaust Valves. In: *Fall Technical Conference ASME, ICE* 27/1 (1996)
- [13] BOVINGTON, C. H. ; HUBBARD, A. ; JOHNSTON, G. J.: The Effect of Combustion Generated Water on Valve Train Wear. In: *8. int. Kolloquium, Tribologie 2000* 1 (1992)
- [14] BRANDS, Ch.: Rechnergestützte Simulation der Dynamik und der Beanspruchung des Ventiltriebs. In: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen R* 497 614 (1997)

- [15] BÜRCEL, Ralf: *Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik*. Vieweg Verlag, 2011
- [16] BRÜNING, J.: *Die Entwicklung eines Simulationsmodells zur Untersuchung von Ventiltriebskomponenten von Verbrennungsmotoren*, Fachhochschule Hannover, Diplomarbeit, 2009
- [17] BRÜNING, J.: *Erstellung eines Modells von Abrasivverschleiß zur Implementierung in LS-DYNA und dessen Validierung*, Fachhochschule Hannover, Diplomarbeit, 2010
- [18] BROSZEIT, E. ; O., Zwirlein ; ADELMANN, J.: Werkstoffanstrengung im Hertzschen Kontakt - Einfluß von Reibung und Eigenspannungen. In: *Z. Werkstofftech.* 13 (1982)
- [19] CARBONE, G. ; SCARAGGI, M. ; TARTAGLINO, U.: Adhesive contact of rough surfaces: comparison between numerical calculations and analytical theories. In: *Eur. Phys. J. E* 30 (2009), S. 65–. <http://dx.doi.org/10.1140/epje/i2009-10508-5>. – DOI 10.1140/epje/i2009-10508-5
- [20] CHANG, C. C. ; WISTEHUFF, W.: Analytical modeling of cylinder head distortion to eliminate intake valve burning. In: *Fall Technical Conference, ASME, ICE 37/3* (2001)
- [21] CHUN, K. J. ; HONG, J. S.: Comparison of the wear exerted on engine valves and seat inserts under various speeds and mileages. In: *IMechE* 220 (2006)
- [22] CHUN, K. J. ; HONG, J. S. ; LEE, H. J. ; KIM, D. Y. ; KIU, J.: A Study on Engine Valve and Seat Insert Wearing Depending on Speed Change. In: *SAE Technical Paper Series* 2004-01-1655 (2004)
- [23] CZICHOS, H.: Tribologie: Übersicht über ein interdisziplinäres Wissenschafts- und Technikgebiet. In: *Festschrift 50 Jahre GfT*, 2009
- [24] CZICHOS, H. ; GERSCHWILER, K. ; KLEINLEIN, E. ; KLOCKE, F. ; KNOLL, G. ; SCHOPF, E. ; TALKE, F. ; SANTNER, E. ; WOYDT, M.: *Handbuch Tribologie*. Vieweg und Teubner Verlag Wiesbaden, 2010. – ISBN 978-3-8348-0017-6
- [25] CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch - Reibung und Verschleiß*. Vieweg Verlag, 2003. – ISBN 3-528-16354-2
- [26] DALAL, K. ; KRÜGER, G. ; TODSEN, U. ; NADKARNI, A.: Dispersion Strengthened Copper Valve Seat Inserts and Guides in Automotive Engines. In: *SAE Technical Paper Series* 980327 (1998)
- [27] DANNINGER, H. ; WOLFSGRUBER, E. ; DALAL, K.: Sintering and microstructure of PM valve seat insert materials. In: *PM Steels* nn (1994)
- [28] DEBLER, C.: *Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes für die Auslegung von Dichtungen*, Universität Hannover, Diss., 2005. <http://dx.doi.org/http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh05/493802134.pdf>. – DOI <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh05/493802134.pdf>

- 
- [29] DETERS, L. ; FISCHER, A. ; SANTNER, E. ; STOLZ, U.: GFT - Arbeitsblatt 7 / Gesellschaft für Tribologie. 2002. – Forschungsbericht
- [30] DISSEL, R. van ; BARBER, G. C. ; LARSON, J. M. ; NARASIMHAN, S. L.: Engine Valve Seat and Insert Wear. In: *SAE Technical Paper Series* 892146 (1989)
- [31] DIVIS, M. ; TICHANEK, R. ; SPANIEL, M.: Heat Transfer Analysis of Diesel Engine Head. In: *nn nn* (2003)
- [32] DOOLEY, D. ; TRUDEAU, T. ; BANCROFT, D. ; JONES, L. E.: Materials and design aspects of modern valve seats inserts. In: *Valvetrain System Design and Materials* nn (1997)
- [33] ENGELHARDT, T. ; ULBRICH, H.: Einfluss des Ventiltriebs auf die Dynamik von Kettenrieben. In: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen R 533* 857 (2006)
- [34] ENNING, H. J. ; GEBAUER, K. ; SCHEIBER, K.: Einfluß von Werkstoff und Oberfläche auf den Verschleiß im Ventiltrieb. In: *Tagung der DGM* nn (1996)
- [35] ERHART, T.: *Strategien zur numerischen Modellierung transienter Impaktvorgänge bei nichtlinearem Materialverhalten*, Institut für Baustatik der Universität Stuttgart, Diss., 2004
- [36] FANG, L. ; CENA, Q. ; SUNA, K. ; LIUB, W. ; ZHANGA, X. ; HUANGA, Z.: FEM computation of groove ridge and Monte Carlo simulation in two-body abrasive wear. In: *Wear* 258 (2005)
- [37] FANG, L. ; LIA, B. ; ZHAOA, J. ; SUNA, K.: Computer simulation of the two-body abrasion process modeling the particle as a paraboloid of revolution. In: *Journal of Materials Processing Technology* 209 (2009)
- [38] FANG, L. ; XING, J. ; LIU, W. ; XUEB, Q. ; WU, G. ; ZHANG, X.: Computer simulation of two-body abrasion processes. In: *Wear* 251 (2001)
- [39] FELCHNER, F.: *Konstruktion eines Messzylinderkopfes für Prüfstandseinsätze*, Fachhochschule Hannover, Diplomarbeit, 2008
- [40] FISCHER, A. ; TIKHOVSKIY, I. ; BÜSCHER, R. ; WEISS, S.: Mechanische und tribologische Eigenschaften von hochstickstoffhaltigen Austeniten. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [41] FLEISCHER, G.: 40 Jahre Bewertung von Reibung und Verschleiß mit Hilfe der Energiedichte. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 3 (2004)
- [42] FLEISCHER, G. ; GRÖGER, H. ; THUM, H.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. VEB Verlag Technik, 1980
- [43] FRICKE, R. W. ; ALLEN, C.: Repetitive impact wear of steels. In: *Wear* 162 - 164 (1993)
-

- [44] FUJIKI, A. ; KANO, M.: New PM Valve Seat Insert Materials for High Performance Engines. In: *SAE Technical Paper Series* 920570 (1992)
- [45] FUJIKI, A. ; OYANAGI, M. ; MIYAZAWA, T. ; FUJITSUKA, H. ; KAWATA, H.: The development of a cobalt-free exhaust valve seat insert. In: *European Congress and Exhibition on Powder Metallurgy* nn (2004)
- [46] FURUHAMA, Sh. ; HIRUMA, M.: Untersuchung des außergewöhnlichen Abriebverschleißes der Auspuffventilsitze bei Verwendung bleifreien Benzines. In: *Nihon Kikai Gakkai Rombunshu* 369 (1977)
- [47] GANSELWEIT, M.: *Die Verformung des Ventiltellers von Verbrennungsmotoren – ein Vergleich von statischer und dynamischer Belastung*, Fachhochschule Hannover, Diplomarbeit, 2008
- [48] GETZOFF, E. M.: Prevention of Valve-Seat Erosion. In: *Automotive Research* 310008 (1931)
- [49] GEYER, A. ; BOSCH, H. ; SCHELLHASE, T. ; RUCH, R.: Beanspruchungen und Lösungsansätze im tribologischen System Ventil-Ventilsitzring-Ventiltrieb. In: *VDI-Berichte 1813, Zylinderkopf und Ventiltrieb* 1 (2004), S. 59 – 77. ISBN 3180918136
- [50] GILES, W. S.: Fundamentals of Valve Design and Material Selection. In: *SAE Technical Paper Series* 660471 (1966)
- [51] GIMONDO, P. ; BAUDROCCO, F. ; BAS, J. A. ; PENAFIEL, J. ; BOLARIN, A.: Tribological characterization of composite powder metallurgy valve train components for heavy duty diesel engines under starved or unlubricated conditions. In: *Industrial Lubrication and Tribology* 49 (1997)
- [52] GLEUE, H. ; SCHÖNLAU, H.: Meß- und Prüfmethode an Auslaßventilen. In: *MTZ* 26/9 (1965)
- [53] GODFREY, D. ; COURTNEY, R. L.: Investigation of the Mechanism of Exhaust Valve Seat Wear in Engines Run on Unleaded Gasoline. In: *SAE Technical Paper Series* 710356 (1971)
- [54] GROHE, H.: *Otto- und Dieselmotoren*. Vogel Verlag Würzburg, 2000 (12. Auflage). – ISBN 3–8023–1826–9
- [55] HALLQUIST, J. O.: *LS-DYNA Theory Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 2006. – ISBN 0–9778540–0–0
- [56] HAYASHI, K. ; AOKI, Y.: The Development of Sintered Materials Containing Dispersed Die Steel Hard Particles for Intake Valve Seat Inserts. In: *SAE Technical Paper Series* 2001-01-0396 (2001)
- [57] HEGADEKATTE, Vishwanath: *Modeling and Simulation of Dry Sliding Wear for Micro-machine Applications*, TH Karlsruhe, Diss., 2006

- 
- [58] HOFFMANN, Dirk: *Das Augmented-Lagrange-Verfahren bei Reibkontaktproblemen unter transienter Beanspruchung*, TH Karlsruhe, Diss., 2003
- [59] HOFMANN, C. M. ; JONES, D. R. ; NEUMANN, W.: High Temperature Wear Properties of Seat Insert Alloys. In: *SAE Technical Paper Series* 860150 (1986)
- [60] HUTH, S. A.: *Entwicklung neuer pulvermetallurgischer Stähle für Anwendungen unter Verschleiß- und Korrosionsbeanspruchung*, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2009
- [61] IGUARTA, A. ; MENDOZA, G. ; ARRIBALZAGA, P. ; SOLER, J. ; LANDA, J.: Materials and Wear Behaviour of Valves. In: *23rd CIMAC World Congress* 3 (2001)
- [62] IMBERDIS, Olivier: *Turbulent Flow Structures Induced by an Engine Intake Port*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2009
- [63] JENSEN, F. Q.: Reduzierte Betriebskosten durch Neuentwicklung des Auslassventils. In: *Schiff und Hafen / Seewirtschaft* 57/9 (2005)
- [64] JOST, H.P.: *Lubrication (Tribology) Education and Research - A report on the present position and industry's needs*. Her Majesty's Stationary Office, 1966. – ISBN nn
- [65] KAENEL, A. v. ; GRAHLE, P. ; ABELE, M.: A New Concept For Steel-Composite Lightweight Valves. In: *SAE Technical Paper Series* 2000-01-0906 (2000)
- [66] KARAMANGIL, M. I. ; AVCI, A. ; BILAL, H.: Investigation of the effect of different carbon film thickness on the exhaust valve. In: *Heat Mass Transfer* 44 (2008), S. 587–598
- [67] KAUFMANN, H. ; MORGENSTERN, C. ; GUGAU, M. ; SCHOLZ, M. ; JUNG, T.: Korrosion durch Biokraftstoffe – Schutz durch Beschichtungen auch bei zyklischer Beanspruchung. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [68] KAWASAKI, M. ; TAKASE, K. ; KATO, S.: Development of Engine Valve Seats Directly Deposited onto Aluminium Cylinder Head by Laser Cladding Process. In: *SAE Technical Paper Series* 920571 (1992)
- [69] KENT, W. L. ; FINNIGAN, F. T.: The Effect of Some Fuel and Operating Parameters on Exhaust Valve Seat Wear. In: *SAE Technical Paper Series* 710673 (1971)
- [70] KLOSS, H. ; ÖSTERLE, W. ; DMITRIEV, A.: Verschleißverhalten unter Berücksichtigung kinetischer Modellbetrachtungen und Simulationsrechnungen mit der Methode der beweglichen zellularen Automaten (bzA). In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 6 (2008), S. 23–
- [71] KNEER, R. ; EL-MAGD, E. ; FIEBERG, C. ; KORTHÄUSER, M.: Kontaktdruck-abhängiger Wärmeübergang im motortechnischen Umfeld. In: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft R 528* 828 (2006)
- [72] KNIPPSCHEER, S. ; FROMMEYER, G.: Neu entwickelte TiAl-Basislegierungen für den Leichtbau von Triebwerks- und Motorkomponenten – Eigenschaften, Herstellung, Anwendung. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37/9 (2006)
-



- [73] KNOLL, G. ; KUJAWSKI, W. ; LÄER, B. ; LANG, J. ; LÜHRIG, R. ; WILLAND, J.: Simulation der Ventiltriebreibung Bedeutung, Potenziale und effizienter Einsatz. In: *MTZ* 68 (2007)
- [74] KORTE, V. ; LECHTER, M. ; GEYER, A.: Entwicklungstrends im Ventiltrieb von Nutzfahrzeugmotoren. In: *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* 1 (2001)
- [75] KRAGELSKIJ, I.V. ; DOYCIN, M.N. ; KOMBALOV, V.S.: *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß*. VEB Verlag Technik, 1982
- [76] KREUTER, P. ; REINICKE-MURMANN, J. ; WIELER, R.: Betriebsverhalten des hydraulischen Ventilspielausgleichs in modernen Ventiltrieben. In: *Fahrzeug- und Motorentechnik, 2 Aachener Kolloquium*, nn (1989)
- [77] KRÜGER, Karin: *Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die Dynamik von Ventil- und Steuertrieben*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [78] KVERNES, I. ; KOPSTAD, P. ; SEIERSTEN, M.: High temperature corrosion and protection of diesel engine exhaust valves. In: *Congres International des Machines a Combustion (CIMAC)*, nn (1981)
- [79] LANE, M. S. ; SMITH, P.: Developments in Sintered Valve Seat Inserts. In: *SAE Technical Paper Series* 820233 (1982)
- [80] LEE, G. Y. ; DHARAN, C. K. H. ; RITCHIE, R.O.: A physically-based abrasive wear model for composite materials. In: *Wear* 252 (2002)
- [81] LEWIS, R. ; DWYER-JOYCE, R. S.: *Automotive Engine Valve Recession*. London Professional Engineering Publishing, 2002. – ISBN 978-1-860-58358-2
- [82] LIU, Z. ; CHILDS, T.H.C: Material dissipative processes in automotive engine exhaust valve- seat wear. In: *Dissipative Processes in Tribology* nn (1994)
- [83] LUVEN, C.: Entwicklungswerkzeug zur tribologischen Untersuchung des Systems Ventil - Ventilsitzring. In: *VDI-Berichte 2115, Zylinderkopf und Ventiltrieb* 4 (2010)
- [84] MAIER, A. ; SHELDRAKE, T. H. ; WILCOCK, D.: Geometric parameters influencing flow in an axisymmetric IC engine inlet port assembly: part 2 parametric variation of valve geometry. In: *Transactions of the ASME* 122 (2000)
- [85] MALATESTA, M. J. ; BARBER, G. C. ; LARSON, J. M. ; NARSIMHAN, S. L.: Development of a laboratory bench test to simulate seat wear of engine poppet valves. In: *IJTC, STLE/ASME Tribology Conference* nn (1992)
- [86] MARX, W. ; MÜLLER, R.: Ein Beitrag zum Einlaßventilsitz-Verschleiß an aufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren. In: *MTZ* 29 (1968)
- [87] MATTHÄI, G.: Über den Gleitverschleiß ungeschmierter Oberflächen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 30 (1964)

- 
- [88] MEIERHOFER, T.: *Untersuchungen zur Eignung verschiedener Pflanzenöle als Kraftstoff in pflanzenöltauglichen BHKW*, Fachhochschule Amberg-Weiden, Diplomarbeit, 2006
- [89] MEINECKE, M.: Öl-Transport-Mechanismen an Ventilen von 4-Takt-Dieselmotoren. In: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen R 474* 556 (1993)
- [90] MESSER, M. ; BRÜNING, J. ; TODSEN, U. ; RUST, W.: Rechnerische Nachbildung des Auftreffverhaltens im tribologischen System Ventil-Ventilsitzring. In: *ANSYS Conference & 27th CADFEM Users' Meeting 2009* 27 (2009)
- [91] MEWS, H. ; BREHLER, H. ; MAAS, G. ; SEIFFERT, J. ; LEHMANN, J.: Dynamische Simulation von Ventiltrieben mit hydraulischem Spielausgleich. In: *MTZ* 55/3 (1994)
- [92] MÜLLER, G. ; GROTH, C.: *FEM für Praktiker - Band 1: Grundlagen*. Expert Verlag, 2007. – ISBN 3–8169–1857–3
- [93] MÜLLER, R. ; WEINTZ, R.: Ventilwerkstoffe für Verbrennungsmotoren. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftechnik* 29 (1998), S. 97 – 130
- [94] MOTOOKA, N. ; KUROISHI, N. ; MORITANI, M. ; MANABE, A. ; KAZUOKA, K. ; SUGANUMA, T.: Double-Layer Valve Seat Inserts for Passenger Car Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* 850455 (1985)
- [95] MÜSER, M. H.: Der mikroskopische Ursprung der Reibung. In: *Physik Journal* 9 (2003), S. 43–48
- [96] NAKAHARA, T. ; YAMAHJIL, M. ; KYOGOKU, K.: Effect of surface roughness on friction loss between cam and follower. In: *Tribology Series* 34 (1998), S. 301 – 308
- [97] NAKATA, T. ; HAYASADA, T. ; ENDOH, H. ; MIYAMOTO, O.: Sintered Materials with New Concept for Valve Seats - With and Without Cobalt. In: *SAE Technical Paper Series* 810237 (1981)
- [98] OH, J. ; JUNG, S. ; KIM, Y.: The Oxidation Effect on the Exhaust Valve Seat Wear. In: *SAE Technical Paper Series* 910055 (1991)
- [99] OHMAE, N. ; RABINOWICZ, E.: The Wear of the Noble Metals. In: *Tribology Transactions* 23 (1980)
- [100] ONODA, M. ; KUROISHI, N. ; MOTOOKA, N.: Sintered Valve Seat Insert for High Performance Engine. In: *SAE Technical Paper Series* 880668 (1998)
- [101] OOTANI, T. ; YAHATA, N. ; FUJIKI, A. ; EHIRA, A.: Impact wear characteristics of engine valve and valve seat insert materials at high temperature (impact wear tests of austenitic heat-resistant steel SUH36 against Fe-base sintered alloy using plane specimens). In: *Wear* 188 (1995)
- [102] PAHL, Gerhard ; BEITZ, Wolfgang ; FELDHUSEN, Jörg ; GROTE, Karl-Heinrich: *Konstruktionslehre*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005
-

- [103] PISCHINGER, S.: *Verbrennungsmotoren Band I (Vorlesungsumdruck)*. 21. Auflage. RWTH Aachen : veröffentlicht im Selbstverlag, 2000. – ISBN nn
- [104] PIVEC, R. ; SAMS, T. ; WIMMER, A.: Wärmeübergang im Ein- und Auslaßsystem. In: *MTZ* 59 (1998)
- [105] POHL, C. ; LAAKMANN, J. ; SONSINO, C. M. ; HEIM, R. ; HANSELKA, H.: Betriebsfestigkeit von Magnesium-Gussbauteilen unter schlagartigen und zyklischen Beanspruchungen ohne und mit plastischen Vorverformungen infolge von Sonderbelastungen. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [106] POPOV, V.: *Kontaktmechanik und Reibung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. – ISBN 978-3-540-88836-9
- [107] POWER PLUS TECHNOLOGIES GMBH: *Wartungsvertrag Ecopower, 7-jährige Laufzeit*. Power Plus Technologies GmbH, 2010
- [108] RODRIGUES, H.: Sintered valve seat inserts and valve guides: factors affecting design, performance & machinability. In: *Valvetrain System Design and Materials, International Symposium* nn (1997)
- [109] SADOWSKI, J.: Reibungsvolumen als tribologisches System. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 56 (2008)
- [110] SADOWSKI, J.: Die Reibungsenergiedichte. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 56 (2009)
- [111] SADOWSKI, J.: Zur Energiebilanzierung bei der Festkörperreibung. In: *Tribologie und Schmierungstechnik* 56 (2009)
- [112] SALGADO, L. ; AMBROZIO FILHO, F. ; LEAL NETO, R. M. ; ROSSI, J. L.: P/M High-Speed Steels vor Valve Seat Insert Application. In: *SAE Technical Paper Series* 2001-01-0395 (2001)
- [113] SANTNER, Erich ; 9 MITAUTOREN: *Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen - Tribologische Optimierung und Schadensbekämpfung*. Expert Verlag, 2004. – ISBN 3-8169-2076-4
- [114] SATO, K. ; TAKAGI, Y. ; SAKA, T.: The progress of valvetrain design and exhaust valve material research for automobiles. In: *Valvetrain System Design and Materials, International Symposium* nn (1997)
- [115] SAVAL III, F. J.: One Piece Diesel Engine Valves and Powder Metal Seat Inserts Make in Roads Against Traditional Components. In: *SAE Technical Paper Series* 910952 (1991)
- [116] SCHAEFER, S. K. ; LARSON, J. M. ; WANG, Y.: Evolution of Heavy Duty Engine Valves – Materials and Design. In: *International Symposium on Valvetrain System Design and Materials* nn (2004)

- 
- [117] SCHAUER, J. A.: Hot Corrosion of Nickel-Base Exhaust Valves in a Natural Gas Engine. In: *SAE Technical Paper Series* 910055 (1991)
- [118] SCHLICHT, H.: Die Werkstoffermüdung bei Wälzbeanspruchung – Eine Hypothese zum Mechanismus. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37 (2006)
- [119] SCHMIDT, A.: Tribologie des Nocken-Flachstößelsystems. In: *MTZ* 58/1 (1997)
- [120] SCHMIDT, T.: *Mischreibung und Verschleiß in Hydraulikdichtsystemen - Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2011. <http://dx.doi.org/http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh12/.pdf>. – DOI <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01dh12/.pdf>
- [121] SCHÖNLAU, H.: Zur Beurteilung der Formsteifigkeit von Ventilen mit Dehnmeßstreifen. In: *MTZ* 28/9 (1967)
- [122] SCHOLZ, M. ; ELLERMEIER, J.: Korrosionsverhalten unterschiedlicher Aluminiumlegierungen in ethanolhaltigem Ottokraftstoff unter erhöhten Temperaturen. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37/10 (2006)
- [123] SCHWARZ, D. ; BACH, M. ; FUOSS, K.: Messungen der Ventiltriebsdynamik am befeuerten Verbrennungsmotor. In: *MTZ* 70 (2009)
- [124] SCOTT, C. G. ; RIGA, A. T. ; HONG, H.: The erosion-corrosion of nickel-base diesel engine exhaust valves. In: *Wear* 181-183 (1995)
- [125] SEMENOV, A. P.: High-Temperature Solid Lubricating Substances. In: *Journal of Friction and Wear* 28/5 (2007)
- [126] SENERTEC CENTER HARZ: *Muster - Vollwartungsvertrag, Dachs HKA G 5.5*. SenerTec Center Harz, 2008
- [127] SOLOVYEV, Sergey: *Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Mischreibungskontakten*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2007
- [128] SONSINO, C. M.: Zukunftsperspektiven für die Pulvermetallurgie durch die Betriebsfestigkeit. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 37/3 (2006)
- [129] SORGER, H. ; ZIEHER, F. ; SAUERWEIN, U. ; SCHÖFFMANN, W.: Hochbelastete Zylinderköpfe für Otto- und Dieselmotoren Trends und Potenziale. In: *MTZ* 69 (2008)
- [130] SPIEGELBERG, C. ; ANDERSSON, S.: Simulation of friction and wear in the contact between the valve bridge and rocker arm pad in a cam mechanism. In: *Wear* 261/1 (2006)
- [131] STRONG, G. R. ; LIANG, X.: A Review of Valve Seat Insert Material Properties for Success. In: *Valvetrain System Design and Materials* nn (1997)
- [132] STRONG, G. R. ; LIANG, X. ; MYERS, K. G. ; EICKMEYER, D.: Material Solutions for Heavy-Duty Valve Seat Insert Wear Problems. In: *Advanced Engine Design & Performance, Global Powertrain Congress* nn (2001)
-

- [133] SUGITA, T. ; NAKAHARA, T. ; KYOGOKU, K. ; JUNG, J.: Analysis of Elastohydrodynamic Lubrication under High Speed and High Load. In: *JSME International Journal* 34, No. 2 (1991), S. 278 – 284
- [134] TAYLOR, C. M.: Valve Train - cam and follower: background and lubrication analysis. In: *Tribology Series* 26 (1993), S. 159 – 181
- [135] THUM, H.: *Verschleißteile - Zuverlässigkeit und Lebensdauer*. Verlag Technik Berlin, 1992. – ISBN 3-341-00929-9
- [136] TODSEN, U.: Application and optimisation of materials in valve train. In: *Materials, Science and Technology* 10 (1994)
- [137] TODSEN, U. ; HERBST, M.-O. ; KRÜGER, G. ; BIALLAS, E.: Optical Ways to Improve the Tribology of Valve Guides. In: *SAE Technical Paper Series* 2005-01-0586 (2005)
- [138] TODSEN, U. ; KRENTSCHER, B.: Ventil Sitzringe mit hoher Wärmeleitfähigkeit. In: *MTZ* 53 (1992)
- [139] TODSEN, U. ; NIETHUS, K. U.: Optical Ways to Improve the Tribological System Piston – Ring - Liner. In: *SAE Technical Paper Series* 2006-01-0527 (2006)
- [140] TREPTE, St.: Tribologische Kennwerte für Reibwerkstoffe. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 33 (2002)
- [141] TROSS, A.: *Über das Wesen und den Mechanismus der Festigkeit*. Selbstverlag, 1966
- [142] WANG, Y. S. ; NARASIMHAN, S. ; LARSON, J. M. ; LARSON, J. E.: The effect of operating conditions on heavy duty engine valve seat wear. In: *Wear* 201 (1996)
- [143] WANG, Y. S. ; NARASIMHAN, S. ; LARSON, J. M. ; SCHAEFER, S. K.: Wear and wear mechanism simulation of heavy-duty engine intake valve and seat inserts. In: *JMEPEG* 7/1 (1998)
- [144] WEGST: *Stahlschlüssel*. Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH, 2007
- [145] WERDICH, Martin: *FMEA - Einführung und Moderation*. Vieweg Verlag, 2011
- [146] WIERSCH, P.: *Berechnung thermo-elastohydrodynamischer Kontakte bei Mischreibung*, TU Clausthal, Diss., 2004
- [147] WILES, H. M.: Gas Engines Valve and Seat Wear. In: *SAE Technical Paper Series* 650393 (1965)
- [148] WILLIAMS, J. A.: The Laboratory Simulation of Abrasive Wear. In: *Tribotest journal* 3/3 (1997)
- [149] WOLFSGRUBER, E. ; DANNINGER, H. ; DALAL, K.: Microstructural Optimization of Heavy Duty Valve Seat Inserts. In: *Schrift der TU Wien* nn (nn)
- [150] YAMAGUCHI, T. ; MORISHITA, H.: Development of P/M Titanium Engine Valves. In: *SAE Technical Paper Series* 2000-01-0905 (2000)

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Marktübliche Bauformen von Ventiltrieben . . . . .	3
1.2	Elektromagnetische Ventilsteuerung . . . . .	4
1.3	Sonderbauformen von Ventiltrieben . . . . .	4
1.4	Vollwartungskosten für Blockheizkraftwerke . . . . .	6
1.5	Mögliches Optimierungspotential der Wartungskosten von BHKW . . . . .	7
2.1	Tribologisches System . . . . .	9
2.2	Vereinfachte Illustration der grundlegenden Reibungsmechanismen . . . . .	10
2.3	Vereinfachte Illustration der grundlegenden Verschleißmechanismen . . . . .	13
3.1	Tribologische Betrachtung des Systems VS – VSR . . . . .	20
3.2	Verformung des Ventiltellers im geschleppten Betrieb . . . . .	23
3.3	Wärmefluss und Materialkennwerte für Ventile . . . . .	25
3.4	Die Einflussfaktoren nach Beanspruchungsart . . . . .	28
3.5	Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren . . . . .	28
3.6	Einflussfaktoren nach Wirkung . . . . .	30
4.1	Komponentenprüfstände zur Untersuchung des Ventiltriebs . . . . .	32
4.2	Messpositionen und Ergebnisse mit dem Segmentring . . . . .	33
4.3	Einbausituation und Messpositionen . . . . .	34
4.4	Beispielhafte Messergebnisse für den Tassenstößeltrieb . . . . .	35
4.5	Lage der Ventiltellermitte unmittelbar vor dem Auftreffen . . . . .	37
4.6	Piezoelektrischer Kraftsensor, Eigenentwicklung . . . . .	38
4.7	Zylinderkopf für vollmotorische Messung der Kontaktkräfte . . . . .	39
4.8	Positionen für die Kontaktkraftmessung, Rollenschlepphebel . . . . .	40
4.9	Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb, 3000 $min^{-1}$ , Variation der Drosselklappenstellung . . . . .	41
4.10	Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb, 750 $min^{-1}$ . . . . .	42
4.11	Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb, weitere Drehzahlen . . . . .	43
4.12	Detailbetrachtung des Schließvorganges, 3000 $min^{-1}$ , Schlepphebeltrieb . . . . .	43
4.13	Positionen für die Kontaktkraftmessung, Tassenstößel . . . . .	44
4.14	Kontaktkräfte im Tassenstößeltrieb . . . . .	45

---

4.15	Kontaktkräfte im Hydrostößeltrieb . . . . .	46
4.16	Vergleich Tassenstößel – Hydrostößel . . . . .	46
4.17	Kontaktkräfte im Schlepphebeltrieb, Vergleich Standard – Aluminium . . . . .	47
4.18	Vergleich der Betriebspunkte, Aluminiumventil . . . . .	48
4.19	Vergleich des Auftreffereignisses, Schlepphebel, $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	48
4.20	Zyklenstreuung der Messreihe, Schlepphebel, Stahlventil, $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	49
4.21	Zyklenstreuung der Messreihe, Tassenstößel, Stahlventil, $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	50
4.22	Zyklenstreuung der Messreihe, Schlepphebel, Aluminiumventil, $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	50
4.23	Zyklenstreuung der Messreihe, Hydrostößel, Stahlventil, $3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	51
4.24	Prüfstand zur Untersuchung der Kontaktbedingungen zwischen Nocken und Nockenfolger . . . . .	52
4.25	Prinzipielle Kennwerte der verwendeten Nockenkontur . . . . .	53
4.26	Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera, mit Filtersystem . . . . .	55
4.27	Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera, ohne Filtersystem . . . . .	56
4.28	Zielpunktaufnahme, maximale Auswanderungsgeschwindigkeit, 20 Hz, $100 \mu\text{m}$ Spiel . . . . .	57
4.29	Zusammenhang Schmierespaltdruck und Nockenbewegung . . . . .	58
4.30	Zielpunktaufnahmen mit Filter, kein voreingestelltes Spiel . . . . .	59
4.31	Zielpunktaufnahmen mit Filter, voreingestelltes Spiel $37 \mu\text{m}$ . . . . .	60
4.32	Zielpunktaufnahmen, voreingestelltes Spiel $100 \mu\text{m}$ . . . . .	61
4.33	gemessene Sekundärbewegungen des Ventilschaftes, hier 20 Hz . . . . .	62
4.34	Kontrastverstärkte Aufnahme, Zeitpunkt: beginnende Auswanderung . . . . .	63
4.35	Verhältnis der Kräfte am Ventilsitz, Sitzwinkelvariation . . . . .	64
4.36	Anordnung der Dehnungsmessstreifen zur Beurteilung der Formsteifigkeit . . . . .	65
4.37	Vergleich der Verformung unter statischer Belastung . . . . .	66
4.38	dynamische Verformung des Ventiltellers . . . . .	67
5.1	Vernetztes Ventil . . . . .	70
5.2	Vergleich der Eigenschwingungsformen . . . . .	72
5.3	Kontaktkraft infolge des Erstkontaktes . . . . .	73
5.4	System Ventil-VSR-Führung . . . . .	74
5.5	Ventilschaftabschnitt mit Dämpferelementen . . . . .	75
5.6	Gegenüberstellung der Verformungsbilder . . . . .	77
5.7	Mit FEM beschriebener Erstkontaktes und dazugehörige Messpunkte . . . . .	78
5.8	Fläche des Erstkontaktes . . . . .	78
5.9	Vernetzter Rollenschlepphebel . . . . .	82
5.10	Modellaufbau unter ANSYS <sup>®</sup> . . . . .	83
5.11	Verschiebungsvektoren der Ventilbewegung in der Schließbewegung . . . . .	85

---

5.12	Schiefstellung des Ventils unmittelbar vor dem Erstkontakt mit dem Ventil- sitzring ( $t_{sim} = 46,64 \text{ ms}$ ) . . . . .	86
5.13	Knotenverschiebungen in x- und y-Richtung in Abhängigkeit der Zeit . . . . .	87
5.14	Simulierter Verlauf der Seitenbewegung; $n_N = 1200 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	87
5.15	Spannungen nach von-Mises und Verformungsbild infolge des Erstkontaktes ( $t_{sim} = 146,96 \text{ ms}$ ) . . . . .	88
5.16	Spannungsverlauf an der Ventilhohlkehle bei einer Nockenwellendrehzahl von $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	89
5.17	Verlauf der von-Mises-Spannung an der Sitzfläche des VSR ( $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$ )	90
5.18	Drehung des Ventiltellers ( $t_{sim} = 49,94 \text{ ms}$ ) . . . . .	91
5.19	Stufenweise Drehung Ventiltellers . . . . .	91
5.20	Simulationsmodelle: Rollenschlepphebel und Tassenstößel . . . . .	92
5.21	Schließvorgang, Rollenschlepphebel, ( $n_{NW} = 1200 \text{ min}^{-1}$ ) . . . . .	93
5.22	Schließvorgang, Gegenüberstellung Simulation – Experiment . . . . .	94
6.1	Hochtemperaturtribometer SRV4, Optimol Instruments . . . . .	96
6.2	Verschleißvolumenbestimmung . . . . .	97
6.3	Beispielhafter Verlauf des Reibbeiwertes für Einlasspaarungen . . . . .	98
6.4	Beispielhafte Probenkontur nach Versuch bis $500^\circ\text{C}$ . . . . .	99
6.5	Beispielhafter Verlauf des Reibbeiwertes für Auslasspaarungen . . . . .	100
6.6	Reibwertverlauf in inerter Umgebung . . . . .	101
7.1	Maske zur Eingabe der zu bewertenden Kenngrößen . . . . .	102
7.2	Bewertung der Einflussfaktoren auf die Auftreffempfindlichkeit . . . . .	103
7.3	Bewertung der Einflussfaktoren auf die Verbrennungsdruckempfindlichkeit . .	105
7.4	Beispielhaftes Ergebnis für abgeschätzte Faktoren . . . . .	107
7.5	Möglicher Verlauf der spezifischen Belastungen . . . . .	108
7.6	Mögliche Verlaufsformen verschiedener Verschleißarten . . . . .	109
7.7	Faktoren für die betriebszeitorientierte Betrachtung . . . . .	110
7.8	Auswirkung einer erhöhten Auftreffbeanspruchung . . . . .	111
7.9	Auswirkung einer erhöhten Verbrennungsdruckbeanspruchung . . . . .	112
7.10	Verlauf bei ausgewogener Beanspruchung . . . . .	113



## Tabellenverzeichnis

4.1	Tellerversatz der Ventiltriebskonzepte . . . . .	36
4.2	Versuchsumfang zur Kontaktkraftmessung . . . . .	40
4.3	Schrittweite der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen . . . . .	57
4.4	Kontaktwinkel durch Tellerdurchbiegung . . . . .	67
5.1	Ermittelte Eigenfrequenzen . . . . .	71
5.2	Kontaktdefinitionen zwischen den Ventiltriebskomponenten . . . . .	84

## Betreute Ausarbeitungen

Im Rahmen der ausbildenden Tätigkeit im Labor für Kolbenmaschinen der Fachhochschule Hannover wurden folgende Ausarbeitungen von Studierenden betreut:

### Studentische Projekte

Messen am Ventiltrieb

Nutzung der Abgaswärme bei BHKW

Druckbelastung am Ventiltrieb

Drehschwingungen von Verbrennungsmotoren

Aufbau eines speziellen Motorprüfstandes

Untersuchung der Kontaktbedingungen Nocken - Nockenfolger

Simulationen am Ventiltrieb mit ANSYS/LSDYNA

Untersuchung der Kontaktkräfte Ventil - Ventilsitzring, Stahl - Alu

Untersuchung der Kontaktkräfte Ventil - Ventilsitzring, Führungsspiel

Messung der Kontakttemperatur im Hochtemperaturtribometer

### Abschlussarbeiten

**R. Rauhut** Untersuchung der Verschleißmechanismen an Ventilsitzringen in Abhängigkeit von der Belastung

**M. Ganselweit** Die Verformung des Ventiltellers von Verbrennungsmotoren<sup>1</sup>

**F. Felchner** Konstruktion eines Messzylinderkopfes für Prüfstandseinsätze<sup>2</sup>

**J. Brüning** Entwicklung eines Simulationsmodells zur Untersuchung von Ventiltriebskomponenten von Verbrennungsmotoren<sup>3</sup>

**J. Rossi und M. Schrecke** Entwicklung eines Motorsteuergerätes zum Prüfstandseinsatz

**A. Töws** Vergleichende Untersuchungen am Hochtemperaturtribometer

**J. Brüning** Erstellung eines abrasiven Verschleißmodells zur Implementierung in LSDYNA und dessen Validierung

**L. Klingelhöller** Entwicklung eines modularen Simulationsmodells in ANSYS/LSDYNA

**S. Baum** Auslegung von Lippendichtungen für gleitgelagerte Schiffsantriebe

---

<sup>1</sup>Siehe [47]

<sup>2</sup>Siehe [39]

<sup>3</sup>Siehe [16]

## Veröffentlichungen

Im Zusammenhang mit der vorliegenden Ausarbeitung wurden folgende Veröffentlichungen und Fachvorträge vorgenommen:

### 2007

**M. Messer**, *Verschleißmechanismen an Ventiltriebsteilen von Verbrennungsmotoren*. Tagungsband zum 1. Statusseminar des FEN, Goslar 2007. ISBN 3-98117201-0

### 2008

**M. Messer, U. Todsens**. *Einflussfaktoren für den Verschleiß am tribologischen System Ventil – Ventilsitzring*. 16th International Colloquium Tribology Stuttgart 2008. ISBN 3-92481373-6

**M. Messer, K.-U. Niethus, U. Todsens**. *Der Einfluss des Auftreffimpulses auf den Verschleiß im tribologischen System Ventilsitz – Ventilsitzring*. 49. Tribologie-Fachtagung der GfT. Göttingen 2008. ISBN 3-00025676-9

**M. Messer**, *Dauerbetriebsfestigkeit von Verbrennungsmotoren in KWK-Anlagen zur dezentralen Energieversorgung*, Tagungsband zum 2. Statusseminar des FEN. Braunschweig 2008. ISBN 3-000262210-4

**M. Messer, K.-U. Niethus, U. Todsens**. *Untersuchungen zur Bedeutung des Auftreffimpulses im tribologischen System Ventilsitz – Ventilsitzring*. 3. VDI-Fachtagung „Zylinderkopf und Ventiltrieb“, Nov. 2008, Würzburg, VDI Bericht 2042, ISBN 3-18092042-9

### 2009

**M. Messer, K.-U. Niethus, U. Todsens**. *Die Kontaktbedingungen zwischen Nocken und Nockenfolger – optische Untersuchungen zum Verständnis der Bewegungen im Ventiltrieb von Verbrennungsmotoren*. 50. Fachtagung der GfT. Göttingen 2009, ISBN 3-00028824-1

**M. Messer, J. Brüning, U. Todsens, W. Rust**. *Rechnerische Nachbildung des Auftreffverhaltens im tribologischen System Ventilsitz – Ventilsitzring*. ANSYS Conference and 27. CADFEM Users' Meeting 2009, ISBN 3-93752306-5

### 2010

**M. Messer**, *Abschlussbericht Forschungsverbund Energie Niedersachsen, Teilprojekt 8*. Braunschweig 2010.