



David Woike

Die gezielte Steuerung des Ladungswechsels als Werkzeug in der Brennverfahrensentwicklung

λογος

Antriebe in der Fahrzeugtechnik

Band 1

Antriebe in der Fahrzeugtechnik

Band 1

Herausgegeben von

Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner

Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik

David Woike

Die gezielte Steuerung des Ladungswechsels als Werkzeug in der Brennverfahrensentwicklung

Logos Verlag Berlin



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Dieses Werk ist lizenziert unter der Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 Lizenz (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>). Die Bedingungen der Creative-Commons-Lizenz gelten nur für Originalmaterial. Die Wiederverwendung von Material aus anderen Quellen (gekennzeichnet mit Quellenangabe) wie z.B. Schaubilder, Abbildungen, Fotos und Textauszüge erfordert ggf. weitere Nutzungsgenehmigungen durch den jeweiligen Rechteinhaber.



Logos Verlag Berlin GmbH 2023
ISBN 978-3-8325-5678-5
ISSN 2941-4326

Logos Verlag Berlin GmbH
Georg-Knorr-Str. 4, Geb. 10,
12681 Berlin
Tel.: +49 (0)30 / 42 85 10 90
Fax: +49 (0)30 / 42 85 10 92
<https://www.logos-verlag.de>

Die gezielte Steuerung des Ladungswechsels als Werkzeug in der Brennverfahrensentwicklung

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Technischen Universität Kaiserslautern
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte
Dissertation

von
Herrn
Dipl.-Ing. David Woike
aus Bad Kreuznach

D 386
Kaiserslautern 2022

Dekan:	Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Roman Teutsch
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer
Eingereicht am:	24.10.2022
Mündliche Prüfung	15.12.2022

Vorwort des Herausgebers

Zukünftige Technologien für Fahrzeugantriebe sind heute vielfach Gegenstand von Diskussionen, die oft mit großer Leidenschaft geführt werden. Die mit diesem Band eröffnete Schriftenreihe des Lehrstuhls für Antriebe in der Fahrzeugtechnik der RPTU Kaiserslautern-Landau möchte wissenschaftlich fundierte Einblicke in den aktuellen Stand der Forschung sowie Ausblicke auf zukünftige Entwicklungen im Bereich der Fahrzeugantriebe bieten. Wichtig für die erforderliche schnelle Umsetzung in praktische Anwendungen sind der wissenschaftliche Austausch sowie der erfolgreiche Transfer in die Industrie. Neben Beiträgen zu Fachtagungen und Veröffentlichungen in Fachzeitschriften soll auch diese Schriftenreihe hierzu einen Beitrag leisten.

Im Mittelpunkt aktueller Antriebsforschung stehen einerseits besonders schadstoffarme bzw. emissionsfreie Antriebstechnologien und andererseits die Minimierung des CO₂-Ausstoßes über den Produktlebenszyklus. Wichtig ist hierbei insbesondere die korrekte Wahl des Bilanzraums – für Schadstoffe ist die lokale Konzentration von Bedeutung, während für Klimagase die Bilanz global und somit weltweit zu ziehen ist. Zukunftsfähige Antriebe müssen beiden Anforderungen gerecht werden. Mit diesen Vorgaben ergibt sich ein äußerst weiter Lösungsraum für zukünftige Antriebe, der von den gegenwärtig viel diskutierten batterieelektrischen Antrieben über Brennstoffzellen-elektrische Konzepte bis hin zu verbrennungsmotorischen Lösungen mit regenerativen Kraftstoffen reicht. Darüber hinaus besteht auch die Option hybrider Antriebskonzepte, beispielsweise durch die Kombination mit weiteren elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Speichern und (Hilfs-)Antrieben.

Im Bereich der Antriebsforschung ist sich die Wissenschaft mittlerweile einig, dass es absehbar nicht „die“ eine einzige und universell anwendbare, ideale Antriebslösung für alle Anwendungen geben wird. Vielmehr ist es wichtig, für jede Antriebsaufgabe die jeweils optimale Lösung zu finden, welche einerseits die technischen Anforderungen des anzutreibenden Fahrzeugs bzw. Arbeitsgeräts zufriedenstellend erfüllt und andererseits den minimal möglichen Einfluss auf die Umgebung nimmt – sowohl im Hinblick auf die Schadstoffemissionen als auch hinsichtlich des Ausstoßes klimaschädlicher Gase. Erklärtes Ziel ist hierbei „zero impact“ – die Konzentrationen der relevanten Schadstoffspezies im Abgas sollen auf dem Niveau des Hintergrunds bzw. darunter liegen. Bei Verbrennungsmotoren ist hierfür neben einer hochwirksamen Abgasnachbehandlung insbesondere die Vermeidung der Emissionsbildung bereits an der Quelle, also beim Verbrennungsprozess, von zentraler Bedeutung.

In diesem Gesamtkontext beschäftigte sich Herr Woike in seinem Promotionsprojekt mit methodischen Ansätzen, welche bislang sehr zeitaufwendige und stark iterative Entwicklungsabläufe bei der Auslegung neuer Brennverfahren für Motoren effizienter gestalten und den Aufwand hierfür anzufertigender Prototypenbauteile reduzieren sollen. Als ein zentrales Ergebnis der Arbeiten entwickelte er ein hochvariables Ventiltriebskonzept für einen Einzylinder-Forschungsmotor, mit dem sich verschiedenste Ladungswechselstrategien mit stark reduziertem Aufwand darstellen und vergleichen lassen. Die Schritte in der Auslegung dieses Konzepts werden zusammen mit seiner Einbettung in eine hierauf angepasste, effiziente Entwicklungsmethodik in der vorliegenden Arbeit vorgestellt.

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik des Fachbereichs Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Technischen Universität Kaiserslautern. Ich möchte mich bei allen bedanken, die mich auf meinem Weg unterstützt haben.

Zunächst bedanke ich mich bei Herrn Prof. Michael Günthner dafür, dass er meine Idee zum Thema dieser Arbeit unterstützt und mit Interesse verfolgt hat. Auch Herrn Prof. Bernd Sauer und Herrn Prof. Roman Teutsch gilt mein Dank für die Übernahme des Koreferats bzw. des Prüfungsvorsitzes sowie für das Interesse an meiner Arbeit.

Besonders möchte ich Anton Schurr, meinem direkten Bürokollegen, für die gemeinsame Zeit am Lehrstuhl und die daraus entstandene Freundschaft danken.

Ein Dank gilt meinen Kollegen des LAF, besonders Matthias Kohr, Matthias Thees, Tim Beutler, Thomas Buitkamp und Thorsten Fuchs, für den fachlichen Austausch und auch für die Auszeiten davon.

Ebenso möchte ich Gidion Maniezki für seine unermüdliche Unterstützung in der Endphase meiner Arbeit am Prüfstand danken.

Auch den Kollegen des VKM danke ich, insbesondere Frederik Lauer, Peer Lege und Christoph Hörhammer, die mich bei meinen studentischen Arbeiten unterstützt haben.

Ich bin meine Eltern dankbar, die mir das Studium ermöglicht haben. Ohne meine Frau wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Vielen Dank für deine Unterstützung und Begleitung, Kathrin!

David Woike

Kurzfassung

Es ist notwendig Brennverfahren zu entwickeln, die den jeweiligen Kraftstoff möglichst ressourcen- und umweltschonend umsetzen können, vor allem im Hinblick auf alternative und synthetische Kraftstoffe. Eine effiziente Entwicklungsumgebung ermöglicht es dabei schneller zur optimalen Lösung zu gelangen. Das Ziel der Arbeit ist es, die Methode der Gestaltung des Ladungswechsels zu optimieren, indem iterative Schleifen von Ventilhubauslegung, Messungen am Motorenprüfstand und Auswertung reduziert werden.

Kernbestandteil der Methode ist ein hochvariabler Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Nockenwellen pro Ventil, der auf der Auslassseite ein Second Event (zweites Öffnen) bietet, das in seiner Steuerzeit variiert werden kann. Der Stellbereich reicht von einem herkömmlichen Auslass-Schließen nahe dem oberen Totpunkt bis hin zu einem Auslass-Schließen zum nächsten unteren Totpunkt. Auf der Einlassseite wird eine Hub- und Steuerzeitverstellung verwendet, deren Stellbereich es ermöglicht ein frühes sowie ein spätes Einlass-Schließen darzustellen. Die individuelle Ansteuerung jedes Ventils erlaubt es, Einfluss auf die Ladungsbewegung zu nehmen. Das System ist ein mechanisches Konzept, das eine Variabilität bietet, die hydraulischen oder nockenlosen Systemen ähnelt. Zusätzlich ermöglicht es jedoch, die gleichen Ventilhübe in der späteren Anwendung in einem weniger komplexen Ventiltrieb umzusetzen.

In der vorliegenden Arbeit wird am Forschungsmotor exemplarisch eine Brennverfahrensentwicklung für ein Brennverfahren mit einem frühen Einlass-Schließen durchgeführt. Hier kann insbesondere der Einfluss der Steigerung von Ladungsbewegung und turbulenter kinetischer Energie demonstriert werden. Die Ladungsbewegung kann gesteuert werden,

ohne Einfluss auf Last, Restgasgehalt und Verbrennungsluftverhältnis nehmen zu müssen. Simulativ wird die Steuerung des Restgasgehalts über die Steuerzeit des Second Events mit der konventionellen Steuerung über die Auslassspreizung verglichen. Ferner weist das frühe Einlass-Schließen den niedrigsten Kraftstoffverbrauch im Vergleich dreier Laststeuerungsmöglichkeiten auf.

Alle gezeigten Untersuchungen verwenden die Hubkurven, die der Ventiltrieb mit der gleichen Auslegung darstellen kann. Das Ziel, ein effizientes Werkzeug zur Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung zur Verfügung zu stellen, wird somit erreicht.

Abstract

It is necessary to develop combustion processes that can convert the respective fuel in the most resource and environmentally friendly way possible, especially with regard to alternative and synthetic fuels. An efficient development environment makes it possible to reach the optimal solution faster. The aim of this study is to optimize the method of designing the charge exchange by reducing iterative loops of valve lift design, measurements on the engine test bench and evaluation.

This study's analytical/methodological core component is a highly variable valve train with two synchronously rotating camshafts per valve, which provides a second event (second opening) on the exhaust side that can be varied in its valve timing. The control range extends from a conventional exhaust closing near top dead center to an exhaust closing at the next bottom dead center. On the inlet side, a lift and control time adjustment is used whose range of adjustment makes it possible to represent an early as well as a late inlet closing. The individual control of each valve allows influencing the charge movement. The system is a mechanical concept that offers variability similar to hydraulic or camless systems. In addition, however, it allows the same valve strokes to be implemented in a less complex valve train in later applications.

In the present study, a combustion process development for a combustion process with early intake closing is carried out on a research engine. In particular, the influence of increasing charge motion and turbulence kinetic energy is demonstrated. The charge motion is controlled without having to influence load, residual gas content and combustion air ratio. Simulatively, the control of the residual gas content via the valve timing

of the second event is compared with the conventional control via the exhaust spread. Furthermore, early inlet closing exhibits the lowest fuel consumption in a comparison of three load control options.

All trials shown use lift curves which the valve train with the used cam profiles is able to perform. The goal of providing an efficient tool for designing charge exchange in the context of combustion process development is thus achieved

Inhalt

Vorwort	v
Vorwort des Herausgebers.....	iii
Kurzfassung.....	vii
Abstract	ix
Inhalt	xi
Formelzeichen und Abkürzungen	xv
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen.....	5
2.1 Ladungswechsel.....	5
2.1.1 Ventiltrieb	6
2.1.2 Ladungsbewegung.....	8
2.1.3 Restgas.....	10
2.2 Gemischbildung.....	12
2.3 Brennverfahren.....	13
3 Stand der Technik.....	17
3.1 Brennverfahrensentwicklung	17
3.1.1 Ladungswechselverluste.....	17
3.1.2 Brenndauer.....	19
3.1.3 Verdichtungsverhältnis.....	21
3.2 Variabler Ventiltrieb.....	22

3.3	Verwandte Arbeiten	23
4	Ziel der Arbeit	29
5	Entwicklung der Methodik	31
5.1	Gewünschte Funktionen.....	33
5.2	Definition der Hubkurven.....	35
5.2.1	1D-Prozessrechnung	37
5.2.2	3D-CFD-Rechnung	40
5.2.3	Exemplarische Brennverfahrensentwicklung.....	41
5.2.4	Lastfälle.....	44
5.3	Auswahl des Ventiltriebs.....	48
5.3.1	Funktionsweise.....	51
5.4	Erstellung der Ventilhubkurve	55
5.5	Generierung der Nocken sowie der Arbeitskurve	57
5.6	Kinematische Analyse.....	61
5.7	Mehrkörpersimulation.....	62
5.7.1	Co-Simulation von MKS und FEM	65
5.7.2	Simulationsabgleich.....	67
5.8	Konstruktion des Ventiltriebs	70
5.8.1	Kulissenposition.....	71
5.8.2	Zwischenhebel.....	74
5.8.3	Rückstellfedern	75
5.9	Zylinderkopfintegration	76
5.9.1	Einzelhebelanordnung	77
5.9.2	Anordnung Ventiltrieb	79

5.9.3	Spindelphasensteller	80
5.9.4	Lagerungskonzept	82
5.9.5	Nockenwellenantrieb	83
5.10	Mechanikerprobung	84
5.10.1	Hub und Steuerzeitverstellung.....	85
5.10.2	Second Event Verstellung	87
5.10.3	Spindelphasensteller	88
5.10.4	Validierung der Simulation.....	92
5.11	Ergebnis Mechanikentwicklung	94
5.12	Messungen am Motorenprüfstand.....	95
5.12.1	Druckverlaufsanalyse.....	97
6	Resultierende Funktionen des neuen Ventiltriebs	99
6.1	Dosierung Ladung	99
6.2	Dosierung Restgas	107
6.3	Anhebung der turbulenten kinetischen Energie.....	109
6.4	Form der Zylinderinnenströmung.....	113
7	Ausblick.....	115
8	Literaturverzeichnis.....	119
	Lebenslauf.....	131

Formelzeichen und Abkürzungen

Abkürzung, For- melzeichen	Bezeichnung	Ein- heit
a_{bez}	bezogene Ventilbeschleunigung	$\frac{mm}{rad^2}$
Aö	Auslass öffnet	
As	Auslass schließt	
CAD	Computer Aided Design	
CFD	Computational Fluid Dynamics	
CFR	Cooperative Fuel Research	
CO	Kohlenstoffmonoxid	ppm
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	ppm
DK	Drosselklappe	
DRS	Dual Rotating Shaft	
Eö	Einlass öffnet	
Es	Einlass schließt	
FEs	frühes Einlassschließen	
FEM	Finite-Elemente-Methode	
F_{Feder}	Federkraft	N

HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	
KE	Spezifische Kinetische Energie (massebezogen)	$\frac{m^2}{s^2}$
°KW	Grad Krubelwellenwinkel	
Lastfälle:		
REF	Referenz: Laststeuerung über Drosselklappe, Auslassphase steuert Restgasgehalt	
VVT	Laststeuerung über variables Einlass-Schließen, Auslassphase steuert Restgasgehalt	
VVTDiff-Max	analog VVT, wobei ein Einlassventil geschlossen bleibt	
VVTDiff-Mean	analog VVT, wobei Einlassventile unterschiedlich weit geöffnet sind	
2nd	Laststeuerung über variables Einlass-Schließen, Restgassteuerung über second event	
2ndDiff-Max	analog 2nd, wobei ein Auslassventil geschlossen bleibt	
2ndDiff-Mean	analog 2nd, wobei Auslassvenile unterschiedlich weit geöffnet werden	
Swirl	analog 2ndDiffMax, wobei diametral gegenüberliegende Ein- und Auslassventile geöffnet werden	

AntiSwirl	analog 2ndDiffMAX, wobei direkt gegenüber liegende Ein- und Auslassventile geöffnet werden	
L_{\min}	Mindestluftbedarf	$\frac{kg}{kg}$
LWOT	Ladungswechsel-OT	
nLWOT	nach...	
vLWOT	vor...	
m	Masse	kg
m_{red}	reduzierte Ventilmasse	kg
MKS	Mehrkörpersimulation	
n	Drehzahl	min^{-1}
NO	Stickstoffmonoxid	ppm
NO ₂	Stickstoffdioxid	ppm
NO _x	Stickstoffoxide	ppm
O ₂	Sauerstoff	%
OT	oberer Totpunkt	
PID-Regler	Proportional-, Integral- und Differenzial-Regler	
p_{mi}	indizierter Mitteldruck	bar
second event	zweites Öffnen des Ventils nach dem Haupthub	
SEs	spätes Einlass-Schließen	
SPCCI	Spark Controlled Compression Ignition	

SPS	Spindelphasensteller	
THC	Summe aller Kohlenwasserstoffe	ppm
TKE	spezifische turbulente kinetische Energie (massebezogen)	$\frac{m^2}{s^2}$
UNO	United Nations Organization	
UT	unterer Totpunkt	
v_{bez}	bezogene Ventilgeschwindigkeit	$\frac{mm}{rad}$
ZOT	Zünd-OT	
ZZP	Zündzeitpunkt	
ϵ	Verdichtungsverhältnis	-
η_{th}	theoretischer Wirkungsgrad	-
λ	Verbrennungsluftverhältnis	-
λ_{Brett}	Verbrennungsluftverhältnis errechnet aus Abgasemissionen nach Brettschneider	-

1 Einleitung

In der Automobil- sowie in der Energiebranche spielt der Verbrennungsmotor eine wichtige Rolle. Er setzt dabei chemisch gebundene Energie in mechanische Arbeit in Form einer drehenden Welle um. Als Reaktionsprodukt aus Luft und Kraftstoff entstehen Emissionen wie z.B. Kohlenstoffoxide (CO , CO_2), Stickstoffoxide (NO , NO_2), unverbrannte Kohlenwasserstoffe sowie Wasser. Wird der Motor, wie bis heute in der Mehrheit der Anwendungen üblich, mit fossilen Brennstoffen betrieben, so werden die in der Erde gebundenen Kohlenstoffverbindungen freigesetzt und als Kohlenstoffdioxid in die Atmosphäre eingebracht. Es besteht ein breiter Konsens, dass dieser Vorgang ein maßgeblicher Treiber der Klimaerwärmung ist und unterbunden werden muss. Die Länder der United Nations Organization (UNO) haben sich dazu verpflichtet, die Klimaerwärmung auf $2\text{ }^\circ\text{C}$ im Vergleich zum vorindustriellen Zeitalter zu begrenzen [1]. Weiterhin werden finanzielle Anreize geschaffen, den Kohlenstoff-Dioxid (CO_2) Ausstoß zu reduzieren bzw. zu vermeiden, indem das Recht Emissionen auszustoßen begrenzt wird und diese Rechte gehandelt werden können. Anwendungen mit niedrigen Emissionen werden dadurch finanziell attraktiver [2].

Durch die allgegenwärtige Diskussion um den sogenannten „Dieselgate“-Skandal und den Klimaschutz ist das gesellschaftliche Bewusstsein für

diese Themen deutlich gestärkt [3]. Somit fordern Kunden ressourcen- und umweltschonende Anwendungen auch über die gesetzlichen Vorgaben hinaus.

In diesem Spannungsfeld ist es notwendig, alle Energieanwendungen auf den Prüfstand zu stellen. Es gibt grundsätzlich drei Felder, die bearbeitet werden: Wird die Effizienz des Prozesses gesteigert und der *Verbrauch reduziert*, so werden Ressourcen, gleich ob fossil oder regenerativ, geschont. Weiterhin werden, bei ähnlichem Kraftstoffeinsatz, die *Emissionen* reduziert. Dies wird zum Beispiel möglich, indem die Verbrennungsparameter hinsichtlich Gemischzusammensetzung sowie Druck und Temperatur, aber auch Stoffzusammensetzung so geführt werden, dass die Entstehung der Emissionen reduziert oder sogar unterbunden wird. Durch den Einsatz *synthetischer Kraftstoffe*, die unter Einsatz regenerativ gewonnener elektrischer Energie hergestellt wurden, ist es möglich, einen geschlossenen Kohlenstoffkreislauf einzuhalten und damit den Verbrennungsmotor CO₂-neutral zu betreiben. Die deutsche Wasserstoffstrategie, die das Ziel der Klimaneutralität bis 2050 verfolgt, sieht es vor, grünen Wasserstoff in Form von synthetischen Kraftstoffen (Folgeprodukte des Wasserstoffs) zu speichern und zu transportieren. [4] Des Weiteren bieten diese Kraftstoffe die Möglichkeit deren Eigenschaften mit Hinblick auf eine saubere Verbrennung zu entwickeln und somit alt bekannte Kompromisse, wie z.B. den Trade-Off zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen beim Diesel, aufzulösen.

Deutliche Fortschritte in den beschriebenen Feldern können durch weitreichende Änderungen am Brennverfahren umgesetzt werden. Grundlegende Voraussetzung für eine erfolgreiche Brennverfahrensentwicklung sind die gezielte und reproduzierbare Steuerung von Menge, Verteilung, Druck und Temperatur von Luft, Kraftstoff sowie Verbrennungsprodukten aus dem vorangehenden Zyklus im Brennraum. Damit werden wichtige Randbedingungen der Verbrennung wie etwa

Reaktionsgeschwindigkeit sowie Zündrandbedingungen eingestellt. Ein wesentlicher Anteil dieser Steuerung wird vom Ventiltrieb übernommen, durch den die Stoffströme in den Brennraum und aus ihm heraus eingestellt werden können.

2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden werden diejenigen Eigenschaften und Funktionen des Motorprozesses erläutert, die für den in dieser Arbeit durchgeführten Optimierungsprozess relevant sind.

2.1 Ladungswechsel

Die Hauptaufgabe des Ladungswechsels ist der Austausch des Arbeitsmediums des intermittierend arbeitenden Hubkolbenmotors. Nach der Phase der Verbrennung, in der der Brennraum vollständig abgeschlossen ist, werden die Verbrennungsprodukte ausgeschoben und durch Frischladung für den nächsten Zyklus ersetzt. Es stellt sich eine Ladungsbewegung sowie ein Restgasgehalt ein. Zur Erhöhung der transportierten Ladungsmasse werden externe Aufladeeinrichtungen eingesetzt [5]. Der Zustand der Ladung hinsichtlich des Druckes und der Temperatur sowie der Stoffzusammensetzung als auch der sich ausbildende Strömungszustand haben einen erheblichen Einfluss auf die Betriebswerte des Motors und entscheiden maßgeblich über Leistungsvermögen, Wirkungsgrad und Emissionen. Bei 4-Takt Motoren erfolgt der Austausch üblicherweise über Ladungswechselventile. Diese werden von einem Ventiltrieb betätigt.

2.1.1 Ventiltrieb

Für die Güte des Ladungswechsels ist der zeitliche Verlauf der freigegebenen Querschnittsflächen der Ein- und Auslassventile entscheidend. Daraus ergibt sich die Gemischmenge und -zusammensetzung zu Beginn des Zyklus. Ein charakteristischer Verlauf der Ein- und Auslassventilhübe ist anhand eines Steuerzeitendiagramms in Abbildung 1 dargestellt. Durch die kurbelwinkelbezogene Betrachtung sind die Zahlenwerte drehzahlunabhängig und vergleichbar. Die bedeutendsten Größen für den Prozess sind die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Ladungswechselventile. Sie werden zu einem definierten Schwellenwert im Diagramm mit h gekennzeichnet ausgewertet. Übliche Werte liegen zwischen 0 mm und 1 mm . Im Folgenden sind diese Zeitpunkte abgekürzt mit:

- Eö: Einlass öffnet
- Es: Einlass schließt
- Aö: Auslass öffnet
- As: Auslass schließt

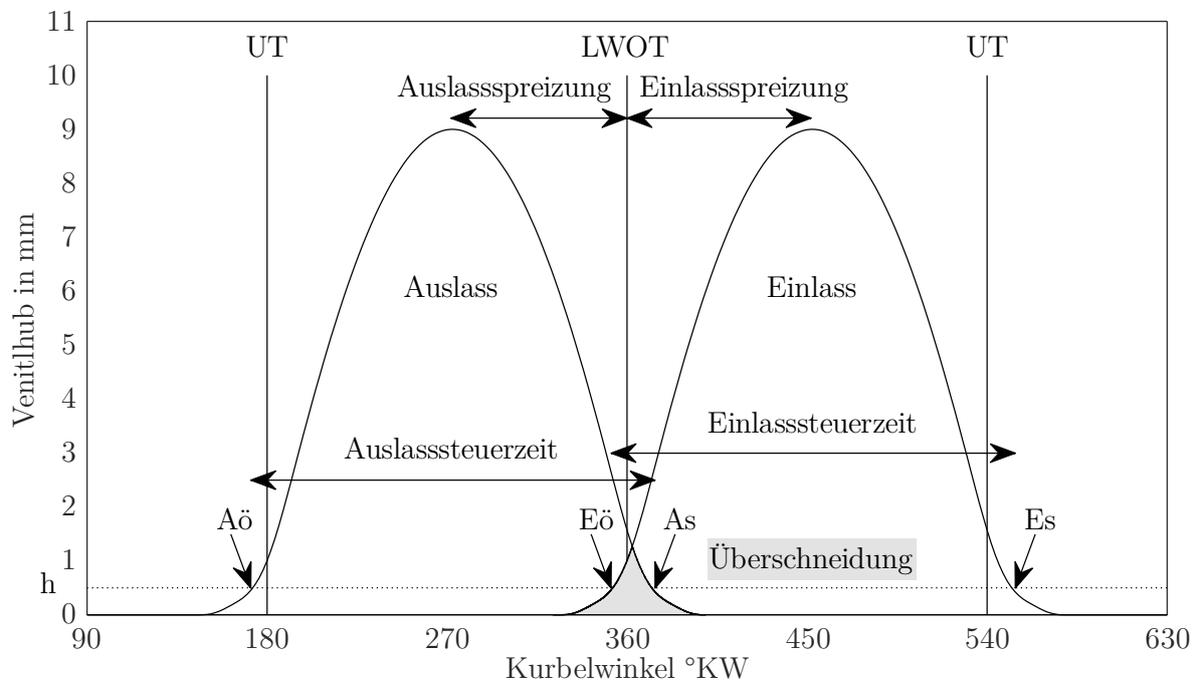


Abbildung 1 Steuerzeitendiagramm mit Kennzeichnungen für Spreizung, Öffnungs- und Schließzeitpunkte zum Hub h sowie die Überschneidung

Der während der Öffnung eines Ventils durchlaufene Kurbelwinkel wird üblicherweise als Steuerzeit definiert, wohingegen der Abstand des maximalen Ventilhubes zum oberen Totpunkt während des Ladungswechsels (LWOT) Spreizung genannt wird.

Zur Vergleichbarkeit der Ventilgeschwindigkeit bei verschiedenen Motordrehzahlen wird in dieser Arbeit die bezogene Geschwindigkeit betrachtet:

$$v_{bez} = \frac{v_{Ventil}}{\omega}$$

Analog berechnet sich die bezogene Ventilbeschleunigung wie folgt:

$$a_{bez} = \frac{b_{Ventil}}{\omega^2}$$

Hub-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverlauf können in verschiedene Phasen unterteilt werden. Diese sind in Abbildung 2 hervorgehoben. Der Hubverlauf beginnt in diesem Beispiel mit der Öffnungsrampe mit konstanter Geschwindigkeit. Nun geht der Hubverlauf über in die Öffnungsflanke, während der Verlauf der Geschwindigkeit sowie der Beschleunigung das erste Maximum erreichen. Darauf folgt das erste Minimum des Beschleunigungsverlaufs, und die Öffnungsflanke endet im maximalen Ventilhub. Wird der Hub auf einem Niveau gehalten, spricht man von einer Hubrast. Charakteristisch hierbei ist, dass Geschwindigkeit und Beschleunigung auf den Wert 0 zurück gehen. Der Verlauf schließt mit der Schließflanke und -rampe ab.

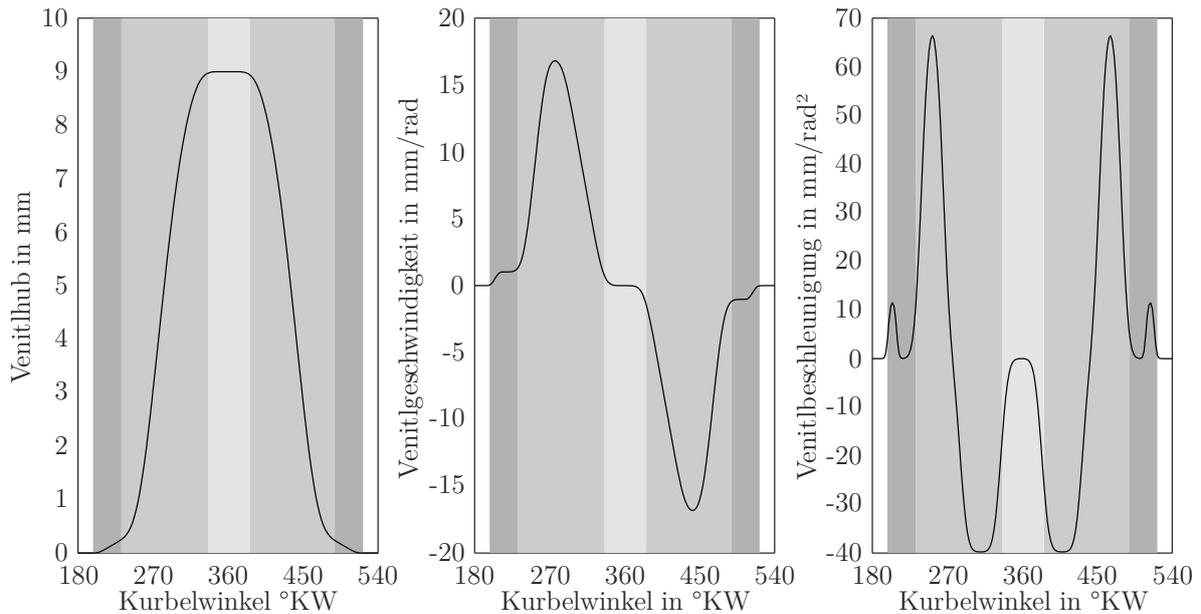


Abbildung 2 Generischer Hub-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverlauf mit farblich markierten Abschnitten: von dunkel nach hell: Öffnungs- und Schließrampe, Öffnungs- und Schließflanke, Hubrast bei Maximalhub

2.1.2 Ladungsbewegung

Die in den Zylinder einströmende Ladung erzeugt im Zylinder ein Strömungsbild. Durch gezielte Gestaltung der Ein- und Auslass-Kanäle und der Region um die Ventilsitze kann dieses Strömungsbild beeinflusst werden. Die Gestalt der Strömung wird in zwei Grundausrprägungen eingeordnet. Diese sind in Abbildung 3 dargestellt. Als Drallströmung wird sie bezeichnet, wenn die Hauptströmungsrichtung um die Zylinderhochachse verläuft. Eine solche Strömung stellt sich ein, z.B. wenn die Kanäle tangential zum Zylinder angeordnet werden. Im Gegensatz dazu bezeichnet man eine Strömung als Tumble, wenn die Hauptströmungsrichtung parallel zur Motorlängsachse. Werden die Einlasskanäle in einem flachen Winkel relativ zur Trennebene zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse geführt, so strömt der Hauptanteil der Ladung über die zur Brennraumdecke zeigende Hälfte des Einlassventiltellers und führt zu einem Wirbel um die Längsachse.

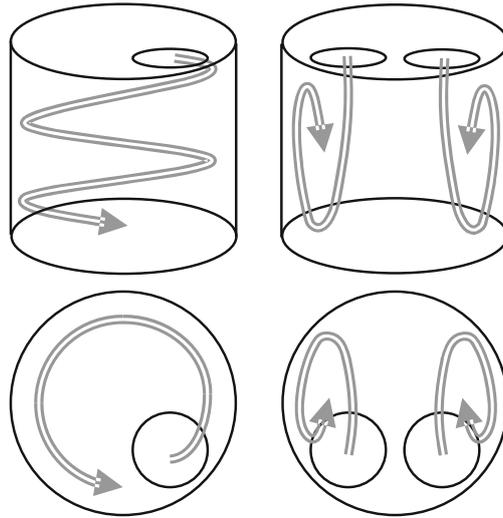


Abbildung 3 Schematische Darstellung der Zylinderinnenströmung, links: Drall bzw. Swirl, rechts: Tumble [6]

Die Intensität der globalen Strömung im Zylinder spielt in dieser Arbeit eine große Rolle. Um diese zu quantifizieren wird die Kinetische Energie (KE) verwendet. Sie stellt die spezifische, gemittelte Energie der Strömung im Zylinder dar und berechnet sich wie folgt.

$$KE = \frac{\frac{1}{2}mv^2}{m} = \frac{1}{2}(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)$$

Große gerichtete Strömungen, wie z.B. eine Drall- oder Tumble-Strömung, weisen eine große KE auf. Diese Strömungen sind stabiler und bleiben länger erhalten als ungerichtete. Sie sind zudem vorteilhaft für eine möglichst vollständige Homogenisierung der Ladung, erhöhen allerdings auch mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten die Wandwärmeverluste. Während der Kompression ändert sich die Gestalt des Brennraums und das Strömungsfeld wird dichter. Im Fall der Tumbleströmung drückt der Kolben den makroskopischen Wirbel zusammen, sodass sich die gegenüberliegenden und entgegengerichteten Strömungen aneinander reiben und zu vielen mikroskopischen Wirbeln zerfallen. Die Intensität dieser mikroskopischen Ladungsbewegung wird turbulente kinetische Energie (TKE) genannt.

2.1.3 Restgas

Als Restgas werden Verbrennungsprodukte bezeichnet, die vom vorangegangenen Zyklus am Ende des Ladungswechsels im Zylinder verbleiben. Unter Annahme einer vollständigen Verbrennung enthält das Restgas keine brennbaren Anteile und nimmt nicht direkt an der Verbrennung teil, es ändert jedoch die Eigenschaften der Ladung. Der Verbleib von Restgas im Zylinder kann beabsichtigt oder auch unbeabsichtigt sein. Es wird unterschieden zwischen internem und externem Restgas. In Abbildung 4 sind zwei Strategien dargestellt, wie internes Restgas in den Zylinder eingebracht werden kann. Es wird während des Ladungswechsels aus den Kanälen zurückgesaugt („Rücksaugen“). Dazu schließen die Auslassventile deutlich nach LWOT. Andererseits wird durch ein frühes Auslassschließen Restgas im Zylinder zurückgehalten („Rückhaltung“). Hier ist es sinnvoll das Einlassöffnen in gleichem Maße nach spät zu schieben, sodass das im Zylinder eingeschlossene Restgas nicht in den Einlasskanal ausgeschoben wird.

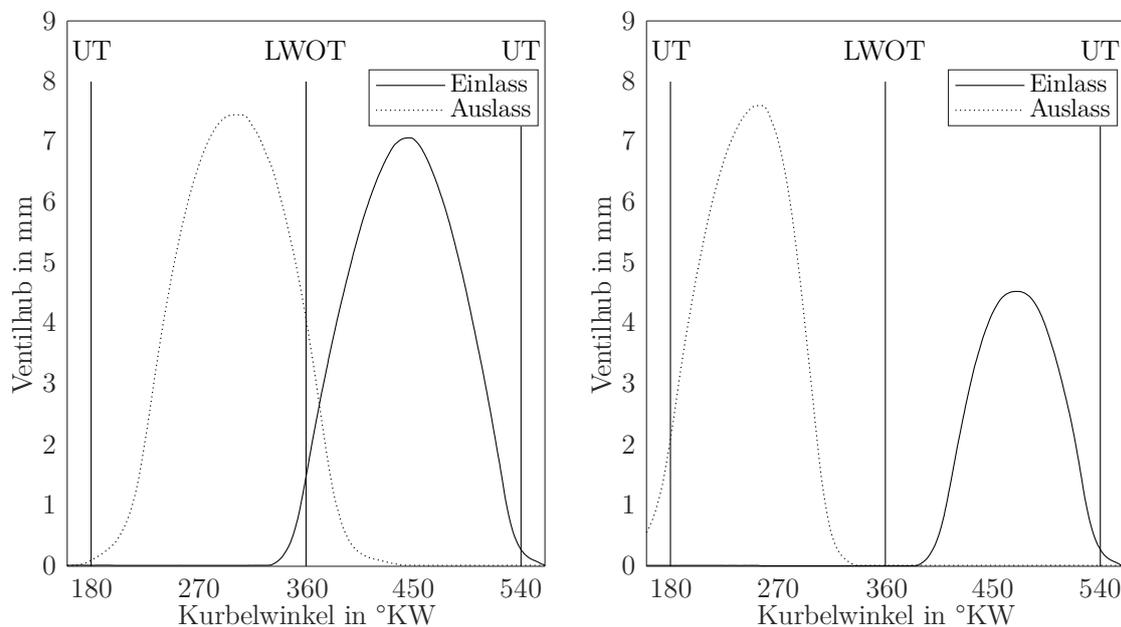


Abbildung 4 Aus- und Einlassventilhube der Restgasregelstrategien: Rücksaugen (links), Rückhalten (rechts)

Eine externe Abgasrückführung verbindet den Auslass über Ventile mit dem Einlass. Das Restgas wird dann mit der Frischladung über die Einlasskanäle angesaugt.

Im Brennraum verbleibendes Restgas nimmt zusätzlich Raum ein und mindert die mögliche Masse an Frischluft im Zylinder. So ist es bei aufgeladenen Ottomotoren nahe der Vollast üblich, den Brennraum zu spülen, um diesen möglichst vollständig mit Frischladung zu füllen und damit die Zylinderleistung zu maximieren.

Das Verdrängen von Frischluft kann jedoch auch vorteilhaft genutzt werden, indem das Restgas zur Ladungsverdünnung verwendet wird. Im niedrigen Lastbereich können die Ladungswechselverluste reduziert werden, indem die Drosselklappe weiter geöffnet wird und die für den gewünschten Lastpunkt überschüssige Luft durch Restgas ersetzt wird. Damit bleibt das Verbrennungsluftverhältnis konstant. Eine stärker verdünnte Ladung wird bei der Verbrennung von der Flammenfront langsamer durchlaufen. Dies führt zunächst zu einem verminderten Wirkungsgrad, kann aber auch gewünscht sein, wenn das Brennverfahren zu einer sehr schnellen Verbrennung führt und damit die Gefahr besteht, dass Grenzwerte von Bauteilen oder Geräuschemissionen überschritten werden.

Im Weiteren bietet die Beimischung von Restgas die Möglichkeit, Einfluss auf die Ladungstemperatur zu nehmen. Während internes Restgas die Ladung deutlich erwärmt, kann bei der externen Rückführung das Restgas zusätzlich erwärmt oder gekühlt werden. Zudem verändert beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor der Restgasanteil die Gesamtmasse der Ladung. So wird von einer Ladung mit höherem Restgasanteil mehr Wärme aufgenommen und die Verdichtungsendtemperatur sinkt. Ein aktives Steuern der Ladungstemperatur kann genutzt werden, um durch

Kühlen Klopfen vorzubeugen oder aber durch Erwärmen die nötigen Zündrandbedingungen zu erreichen.

2.2 Gemischbildung

Die Aufgabe der Gemischbildung ist es den Kraftstoffanteil und -zustand in der Ladung zu steuern. Es gilt das gewünschte Verbrennungsluftverhältnis sowie den gewünschten Grad an Homogenisierung der Ladung einzustellen.

Das Verbrennungsluftverhältnis beschreibt das Massenverhältnis zwischen der Luft im Brennraum und der Luft, die notwendig ist, um den Kraftstoff im Brennraum vollständig umzusetzen. Es berechnet sich wie folgt:

$$\lambda = \frac{m_{Luft}}{m_{Kraftstoff} L_{min}}$$

mit $L_{min} \approx 14,7$ für Ottokraftstoff (abhängig von der jeweiligen Zusammensetzung des Kraftstoffs)

Bei einem Wert von $\lambda = 1$ spricht man von einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis [7].

Verschiedene Ausführungen der gemischbildenden Systeme können nach dem Ort der Einbringung klassifiziert werden. Es wird unterschieden zwischen der inneren und äußeren Gemischbildung. Bei der inneren Gemischbildung, wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht, die bei aktuellen Ottomotoren häufig eingesetzt wird. Im Gegensatz zur äußeren Gemischbildung kann die Leistungsdichte des Motors durch eine Direkteinspritzung gesteigert werden, da statt einem Gemisch nur reine Luft angesaugt wird. Der Kraftstoff kann nach dem Schließen der Einlassventile eingebracht werden. Ein charakteristischer Vorteil der äußeren Gemischbildung durch die Einbringung des Kraftstoffs in den

Einlasstrakt ist die vergleichsweise lange Verweildauer des Kraftstoffs in der Ladung, die zu einem weitestgehend homogenen Gemisch führt.

2.3 Brennverfahren

Unter dem Brennverfahren eines Motors versteht man im Wesentlichen die Prozessführung im Brennraum zur Verbrennung des Kraftstoffs. Die Faktoren, die die Verbrennung entscheidend beeinflussen, sind:

- Temperatur(-verlauf) der Ladung sowie der Brennraumwände
- Druck(-verlauf) im Brennraum
- Kraftstoff
 - Menge
 - Ort, Zeitpunkt und Form der Einbringung
 - Druck, Aggregatzustand
 - Grad der Vermischung mit der restlichen Ladung (Homogenität)
- Restgas
 - Menge
 - Ort und Zeitpunkt der Einbringung
 - Grad der Vermischung mit der restlichen Ladung (Homogenität)
- Ladungsbewegung
- Zündung

Das Resultat der Prozessführung sind die im Zylinder erzeugte Leistung, der Wirkungsgrad sowie die Rohemissionen. Der in dieser Arbeit betrachtete Forschungsmotor wird mit einem stöchiometrischen Otto-Brennverfahren mit Direkteinspritzung betrieben. Die Ladungsbewegung ist als starke Tumble-Strömung ausgelegt. Die Ladung wird mit einer klassischen Zündkerze gezündet. Dieses Brennverfahren stellt den aktuellen Entwicklungsstand bei Pkw-Ottomotoren dar. Die Verbrennung ist charakterisiert dadurch, dass die Ladung von einer Flammenfront

durchlaufen wird. Sie erhitzt dabei den vor ihr liegenden Bereich der unverbrannten Ladung, bringt diesen letztendlich auf Zündrandbedingungen und entzündet ihn. Die Geschwindigkeit dieser Verbrennung hängt einerseits von der laminaren Brenngeschwindigkeit ab. Mit dieser Geschwindigkeit breitet sich eine Flamme in einem ruhenden Gas aus. Durch mikroskopische Wirbel wird die Flamme aufgefaltet und damit in ihrer Oberfläche vergrößert sowie zusätzlich weitertransportiert. Die TKE nimmt so entscheidend Einfluss auf die Brenndauer. Im Gegensatz dazu hat das globale Strömungsbild nur eine geringe Wirkung. Die Gesamtgeschwindigkeit der Verbrennung ist somit die vektorielle Addition der laminaren Brenngeschwindigkeit sowie der makro- und mikroskopischen Ladungsbewegung [7].

Die Brenngeschwindigkeit ist neben der Ladungsbewegung abhängig von der Zusammensetzung der Ladung. So reduziert eine Ladungsverdünnung über Restgas oder zusätzliche Frischluft, also ein höheres Verbrennungsluftverhältnis, die Brenngeschwindigkeit. Für den höchsten Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses ist eine möglichst schnelle Verbrennung anzustreben. Eine schnelle Verbrennung führt allerdings zu einem schnellen Druckanstieg im Zylinder und damit zu einem erhöhten Verbrennungsgeräusch. Zudem erreicht der Druck im Zylinder bei einem schnellen Anstieg üblicherweise einen höheren Maximalwert. Dieser maximale Zylinderdruck ist entscheidend für die Auslegung der mechanischen Belastung. Es ergibt sich somit ein Zielkonflikt zwischen einer möglichst geringen Bauteilbelastung einerseits und einem hohen Wirkungsgrad andererseits.

Die Brenngeschwindigkeit und auch deren zeitlicher Verlauf ist charakteristisch für ein Brennverfahren. Dieser Verlauf ist ein Entwicklungsziel, und kann durch den Einsatz verschiedener Technologien beeinflusst werden. Der über den Kurbelwinkel aufgelöste Verlauf des Kraftstoffumsatzes wird Brennverlauf genannt. Ein exemplarischer Brennverlauf ist in Abbildung 5 dargestellt.

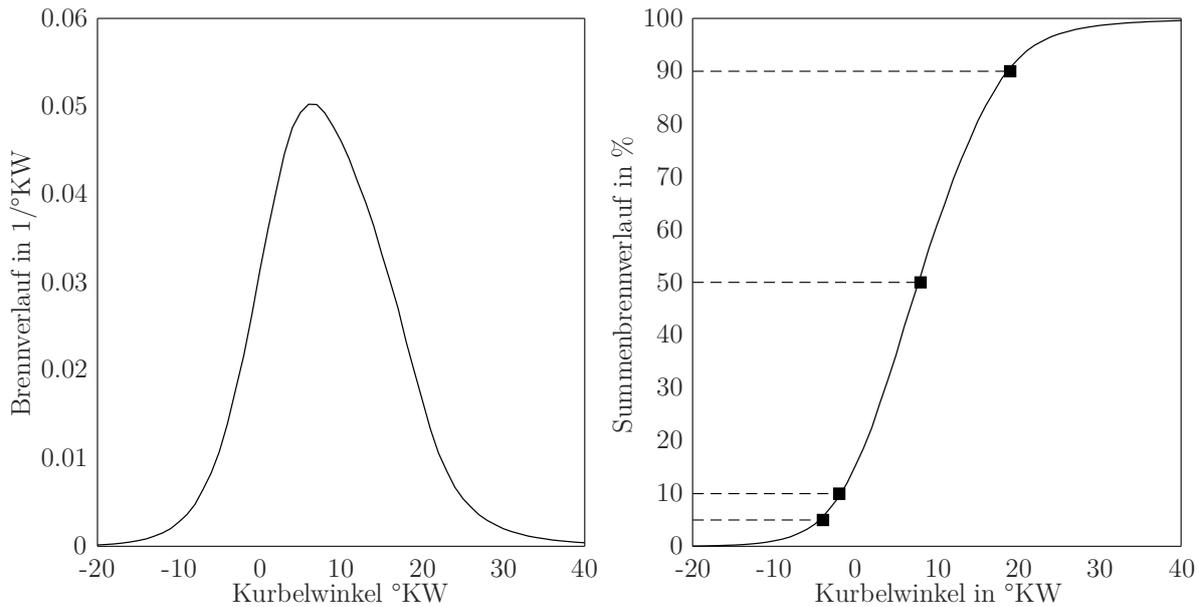


Abbildung 5 Brennvorgang und Summenbrennvorgang, Kennzeichnung der Punkte mit 5, 10, 50 und 90 % Umsatz

Zeitpunkte des Erreichens von Anteilen der kumulierten normierten verbrannten Kraftstoffmenge sind Marker für die Verbrennung. Der Zeitraum vom Zündzeitpunkt bis 5 % Kraftstoffumsatz ist kennzeichnend für den Zündverzug, währenddessen der Zündfunke zu einer Flammenfront anwächst, die in der Folge voranschreitet. Der Abschnitt von 10 bis 90 % Umsatz wird üblicherweise als Brenndauer bezeichnet, welche die Geschwindigkeit der Flammenausbreitung und damit der Verbrennung charakterisiert. Der Punkt, bei dem 50 % des Kraftstoffs umgesetzt wurden, wird als Schwerpunkt der Verbrennung bezeichnet. Für Ottomotoren mit üblichen Brenndauern liegt hier der optimale Wert kurz nach dem oberen Totpunkt (ZOT). [8]

3 Stand der Technik

3.1 Brennverfahrensentwicklung

Im Folgenden werden die aktuellen Entwicklungsrichtungen motorischer Brennverfahren diskutiert. Der Fokus liegt auf den Themen, die für den stöchiometrisch betriebenen Ottomotor relevant sind. Prinzipiell ist das Ziel der Brennverfahrensentwicklung, den Wirkungsgrad der Maschine zu steigern und die dabei entstehenden Emissionen zu minimieren. Für die Pkw-Anwendung hat sich durch die vorgegebenen Testzyklen, in denen der Motor hauptsächlich in der Teillast betrieben wird, die Entwicklung in den letzten Jahrzehnten schwerpunktmäßig auf diesen Betriebsbereich konzentriert.

3.1.1 Ladungswechselverluste

Niedrige Lasten werden eingestellt, indem die umgesetzte Kraftstoffmasse reduziert wird. Am stöchiometrisch betriebenen Motor wird gleichzeitig die Luftmasse im Zylinder reduziert. Dies geschieht in den meisten Anwendungen mit Hilfe einer Drosselklappe. Der Luftdruck vor Motor wird damit soweit abgesenkt, dass die gewünschte Luftmasse im Zylinder erreicht wird.

Dieses Vorgehen führt zu Ladungswechselverlusten, die den größten Anteil der Verluste in der Teillast bei modernen Pkw-Ottomotoren

ausmachen. Eine Stoßrichtung der Entwicklung ist die Reduktion dieser Verluste durch Entdrosselung. Dies kann über einen frühen Es (FEs) realisiert werden. Dazu wird die Drosselklappe vollständig geöffnet. Statt der Drosselklappe übernehmen die Einlassventile die Aufgabe der Ladungsdosierung und schließen zu dem Zeitpunkt, zu dem die gewünschte Masse an Frischladung in den Brennraum gesaugt wurde. Anschließend wird die Ladung expandiert und erreicht im UT einen vergleichbaren Druck wie im gedrosselten Zustand.

Statt eines frühen kann auch ein später Einlassschluss gewählt werden, um Ladungswechselverluste zu reduzieren. Die bereits in den Zylinder eingesaugte Luft wird dann während der Kompression wieder in den Ansaugtrakt zurückgeschoben.

Damit die Last möglichst stufenlos eingestellt werden kann, bedarf es einer Variabilität des Schließzeitpunktes, die beispielsweise mit einem vollvariablen Ventiltrieb auf der Einlassseite ausgeführt werden kann. Dieses Vorgehen wurde bereits 1987 grundlegend an einem Versuchsträger untersucht [9]. Später führte auch BMW grundlegende Untersuchungen durch [10] und brachte anschließend mit Hilfe des mechanisch vollvariablen Ventiltriebs Valvetronic diese Funktion in Serie [11]. Auch Toyota [12] und Nissan [13] haben bezüglich der Wirkweise vergleichbare Systeme in einer Serienanwendung eingesetzt, um Ladungswechselverluste in der Teillast zu reduzieren.

Eine Entdrosselung kann ebenfalls erreicht werden, indem die Ladung verdünnt wird. Hier wird der Brennraum neben der für den Lastpunkt gewünschten Masse an Frischladung mit zusätzlicher Luft als Magerbrennverfahren oder mit Restgas als Restgas-Brennverfahren aufgefüllt.

Ein Konzept, das gezielt auf den vollvariablen Ventiltrieb verzichtet und die Entdrosselung im Teillastbereich mit Hilfe von Restgas sowie einer

Einlasshubumschaltung einsetzt hat die Audi AG entwickelt [14]. Die Menge an Restgas wird durch einen Auslassphasensteller dosiert.

Die Mehrheit der Varianten zur Entdrosselung bringen eine verlangsamte Verbrennung mit sich. Ein FEs bedingt eine längere Zeitspanne zwischen Es und Zündung. In dieser Zeit beruhigt sich die Ladungsbewegung und führt in diesem Fall zu einem niedrigeren Niveau an TKE.

Beide Varianten der Ladungsverdünnung reduzieren die laminare Brenngeschwindigkeit, da die Verbrennungsprodukte räumlich weiter verteilt sind und die umliegende Masse an Restgas und zusätzlicher Luft miterwärmt werden muss, um die Zündtemperatur zu erreichen.

Ein frühes Einlass-Schließen wird nicht nur zur Entdrosselung in der Teillast eingesetzt, sondern auch bei höheren Lasten. Dort wird es in Kombination mit einer externen Aufladung genutzt um die Ladungstemperatur abzusenken. Die Verwendung eines frühen Einlass-Schließens wird in diesem Zusammenhang in Anlehnung an ein Patent von Ralph Miller [15] „Miller-Steuerzeit“ genannt.

3.1.2 Brenndauer

Eine andere Entwicklungsrichtung zielt auf die Optimierung der Brenndauer, die beim fremdgezündeten Otto-Motor maßgeblich von der Flammenausbreitung abhängt. Die laminare Brenngeschwindigkeit lässt sich im Motorbetrieb nur schwer beeinflussen. Zur Beschleunigung der Flammenausbreitung kann jedoch das Turbulenzniveau angehoben werden. Hierfür besteht die Möglichkeit, die Einlasskanäle selbst und deren Ausrichtung zum Einlassventil und zum Brennraum so zu gestalten, dass sie eine starke Tumble-Strömung erzeugen. Ein Vergleich zwischen einem Basiskanal mit nur schwachem Tumble und einem Hoch-Tumblekanal ist in Abbildung 6 dargestellt. Durch die Form des Brennraumdachs sowie des Kolbens kann der Zerfall in TKE optimiert werden. [16, 17]

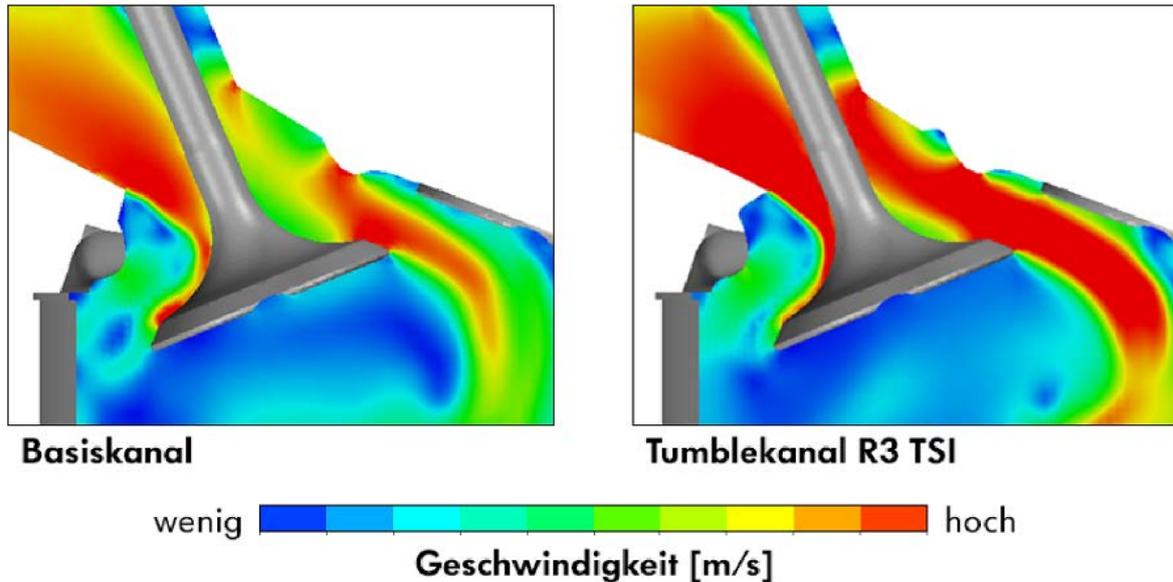


Abbildung 6 Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilschlitz eines Basiskanal mit schwachem Tumble (links) und ein Hoch-Tumblekanals (rechts) [18]

Weiterhin kann zur Reduzierung der Brenndauer eine von der konventionellen Funkenzündung abweichende Zündanlage verwendet werden. Mit Systemen wie der Corona-Zündung [19], der Laser-Zündung [20], der Mikrowellen-Zündung [21] oder der Vorkammer-Zündung [22–24] können meist größere Teile des Brennraums erfasst bzw. mehr Zündenergie eingebracht werden. Dadurch ist der initiale Energieeintrag größer bzw. es entstehen mehrere Flammen und die Brenndauer wird reduziert.

Ein anderer Ansatz wird bei der homogenen Kompressionszündung (Homogeneous Charge Compression Ignition – HCCI) verfolgt. Es wird eine homogene üblicherweise magere Ladung bis zum Erreichen der Zündbedingung komprimiert. Da diese gleichzeitig im gesamten Brennraum erreicht wird, findet auch die Verbrennung im gesamten Brennraum zeitgleich statt. Die Verbrennung eines mageren Gemischs mit Hilfe einer Fremdzündung führt in der Regel zu einer langen Brenndauer. Im Gegensatz dazu wird bei einer HCCI Verbrennung eine kurze Brenndauer erreicht, die dem idealen Prozess nahekommt und daher in Kombination mit Entdrosselung gute Wirkungsgrade erzielen kann. Zudem erreicht die Temperatur in der Flamme nicht die Grenze, ab der die Bildung von

Stickoxidemissionen deutlich ansteigt. Dieses Brennverfahren wurde schon von zahlreichen Automobilherstellern [25–27], Systemlieferanten [28] und Forschungseinrichtungen [29–32] untersucht und teilweise bis zum Fahrzeugeinsatz entwickelt. Ausschlaggebend für eine technische Umsetzung dieser Verbrennung ist die zuverlässige Steuerung der Zündung bei verschiedenen Umgebungsbedingungen. Mazda setzt eine verwandte Technik, die „Spark Controlled Compression Ignition“ (SPCCI) bei der das Gemisch nahe an die Selbstzündung gebracht wird, die Zündung aber dennoch durch eine klassische Zündkerze ausgelöst wird, bislang als einziger Fahrzeughersteller in einem Serienfahrzeug ein [33].

3.1.3 Verdichtungsverhältnis

Durch den direkten Einfluss auf den theoretischen Wirkungsgrad ist ein hohes Verdichtungsverhältnis in der Regel das Ziel jeder Entwicklung. Allerdings zieht es auch hohe Spitzendrücke nach sich, denen alle angrenzenden Bauteile standhalten müssen. Gekoppelt damit steigen auch die Temperaturen an. Das höhere Temperaturgefälle über die Wand lässt die Wandwärmeverluste ansteigen. Ab einer Temperatur von etwa 2000 K steigt zudem die NO_x Bildung deutlich an. Eine weitere Begrenzung bei der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses ist die erhöhte Klopfneigung. Diese schränkt den Betriebsbereich hin zu hohen Mitteldrücken ein. Hier gibt es einen klassischen Zielkonflikt in der Entwicklung. Zur Vermeidung von Klopfen kann z.B. zur Brennraumkühlung entweder zusätzlicher Kraftstoff (Anfettung) oder Wasser eingespritzt werden. Aufgrund strenger Vorgaben für die Schadstoffemissionen im Realbetrieb ist eine Anfettung heute jedoch kaum noch möglich. Die Realisierung einer Wassereinspritzung ist mit erheblichen Zusatzaufwand verbunden und findet deshalb bisher in Großserie keine Anwendung.

3.2 Variabler Ventiltrieb

Bei mechanisch vollvariablen Ventiltrieben wird der Schleppebel (und damit das Ventil) nicht direkt von der Nockenwelle betätigt. Stattdessen lenkt der Nocken einen Zwischenhebel aus, der die Bewegung über ein Kurvengetriebe auf den Rollenschleppebel überträgt. Durch einen Exzenter kann die Position des Zwischenhebels relativ zum Schleppebel verändert werden. Dadurch ändert sich dessen Übertragungsverhalten, und der Ventilhub kann somit variiert werden. Der Exzenter ist auf einer Stellwelle platziert und kann somit verdreht werden.

BMW hat mit der Valvetronic den ersten vollvariablen Ventiltrieb in Serie gebracht (Abbildung 7). Seitdem wurde dieser in vier Generationen optimiert und hinsichtlich des benötigten Bauraums, der Drehzahlfestigkeit sowie der Kosten verbessert [34]. In der Großserie wird das System bisher größtenteils zur Dosierung der Frischluft und damit zur Last- und Restgassteuerung von Otto-Motoren verwendet. Weiterhin wird durch den Einsatz von Masking an den Einlassventilsitzen sowie einem sogenannten „Phasing“ (Differenzhub zwischen den beiden Einlassventilen eines Zylinders) die Ladungsbewegung beeinflusst [34]. Es wird eine Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie um bis zu 80 % erreicht. Dadurch wird die Verbrennungsstabilität gesteigert und höhere Restgasraten ermöglicht. Dies führt zu niedrigeren Rohemissionen [35]. Neben diesem System hat Toyota [36] ein ähnliches System hervorgebracht. Statt mit der Exzenterwelle die Position des Zwischenhebels zu beeinflussen, werden mit einer Stellwelle über eine Schrägverzahnung die einzelnen Komponenten des Zwischenhebels zueinander verdreht (Abbildung 8).



Abbildung 7 Schematische Darstellung der BMW Valvetronic 4 [31]

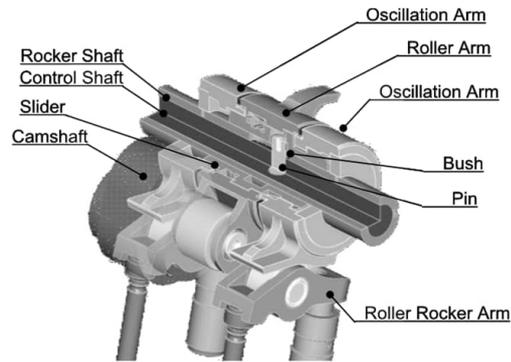


Abbildung 8 Schematische Darstellung des Toyota VVL [37]

Hyundai [38] und Nissan [39] entwickelten ebenfalls mechanisch vollvariable Ventiltriebe. Diese beiden Ausführungen haben die Besonderheit, dass sie statt der oben gezeigten Kurvengetriebe als Koppelgetriebe ausgeführt sind und somit starre Verbindungen besitzen. Daraus resultiert der Vorteil, dass diese Systeme keine Rückstellfedern für den Zwischenhebel benötigen. Nachteilig ist, dass diese Systeme meist schwerer sind und somit weniger für Anwendungen mit hohen Drehzahlen geeignet sind. Die Systeme sind in Abbildung 9 und Abbildung 10 dargestellt.

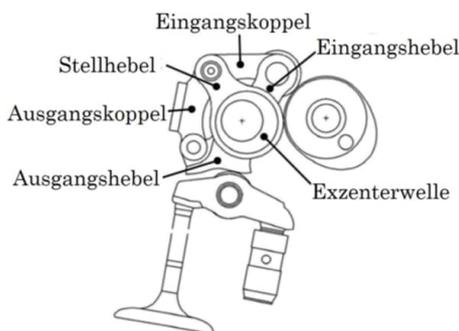


Abbildung 9 Schematische Darstellung des Hyundai CVVL [40]

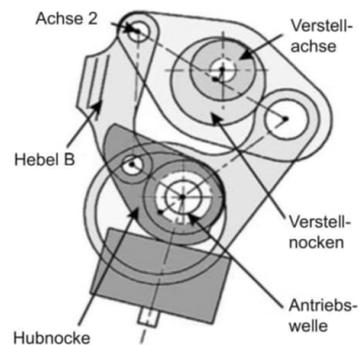


Abbildung 10 Schematische Darstellung des Nissan VVEL [39]

3.3 Verwandte Arbeiten

Am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TU Kaiserslautern wurde der mechanisch vollvariable Ventiltrieb UniValve entwickelt. Vergleicht man diesen mit der Valvetronic, so ist die Position von

Nockenrolle sowie Exzenterrolle getauscht und der Zwischenhebel beider Ventile eines Zylinders zu einem sogenannten Gabelhebel zusammengeführt (Abbildung 11). Zunächst wurde mit diesem System eine Laststeuerung für einen Otto-Motor umgesetzt und untersucht [41].



Abbildung 11 CAD Darstellung des Ventiltriebs UniValve [42]

Weiterhin wurde die Dosierung von Restgas mittels veränderlichem zweitem Hubereignis („Second Event“) des Auslassventils mit dem UniValve System umgesetzt [43]. Dabei wird der zusätzliche Hub auf die Nockenkontur aufgeprägt. Durch Stellen der Exzenterwelle können so der Haupthub sowie der Zusatzhub in Höhe und Steuerzeit variiert werden. Dabei geht mit dem Stellen des Zusatzhubes immer eine Veränderung des Haupthubes einher. Die Verringerung des Hubs kann durch eine sog. Hubrast annähernd kompensiert werden. Das Ventil wird dazu in der maximalen Auslenkung einige Grad Nockenwelle gehalten. Allerdings verringert sich die Steuerzeit weiterhin. Um den Schließzeitpunkt des Auslassventils konstant zu halten, muss mit einem Phasensteller die symmetrische Steuerzeitverkürzung korrigiert werden.

Untersuchungen am in dieser Arbeit verwendeten Versuchsmotor

Am für diese Arbeit verwendeten Versuchsmotor wurden bereits Untersuchungen mit dem Ventiltriebssystem UniValve durchgeführt. Schwerpunkte waren dabei die Kombination des vollvariablen Ventiltriebs mit variablem Verdichtungsverhältnis [44], sowie mit Erdgas als Kraftstoff [45]. Weiterhin wurden an einem Vollmotor Untersuchungen zur Kombination des Ventiltriebssystems mit einer Turboaufladung [46, 47] sowie einer Zylinderabschaltung [42, 48] durchgeführt.

Ventiltriebe mit zwei Nockenwellen

Die Variabilität des Ventiltriebs lässt sich steigern, indem zwei Nockenwellen pro Ventilreihe verwendet werden, wie z.B. beim Ventiltrieb FlexValve der Rheinmetall Automotive AG (Abbildung 12). Der Zwischenhebel tastet zwei Kurvenscheiben ab, die jeweils von einer Welle aufgenommen werden. Es wird die sogenannte „Cam-In-Cam“ Technologie eingesetzt, bei der eine Welle in der anderen gelagert ist [49]. Die Verdrehung der inneren Welle ist begrenzt durch einen Bolzen der in einem Langloch der äußeren Welle läuft. Das Stellen der Phase ist somit begrenzt auf < 90 Grad Nockenwinkel. Der Zwischenhebel ist beim FlexValve System durch eine Achse mit dem Rollenschlepphebel verbunden. Diese Verbindung führt dazu, dass die Folgerollen von Nocken und Exzenter nicht immer den Kontakt sicherstellen können. Ein häufig wiederholtes Aufsetzen der Rollen führt zu erhöhter Geräuschentwicklung und größerem Verschleiß.

Auch das Meta VVH System [50, 51] besitzt zwei Nockenwellen. Anhand Abbildung 13 ist das Funktionsprinzip zu erkennen. Beide Nockenwellen wirken auf die selbe Folgerolle. Diese ist auf einem Schlitten gelagert, der auf dem Schlepphebel linear verfahren kann.



Abbildung 12 CAD Darstellung
des Pierburg FlexValve [52]

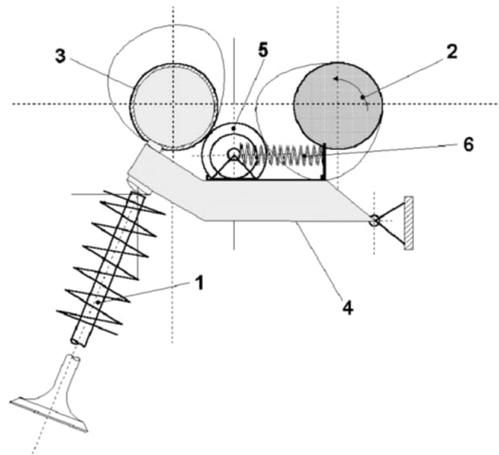


Abbildung 13 Schematische Darstellung des
Meta VVH [50]

Variabler Ventiltrieb in der Brennverfahrensentwicklung

In der Brennverfahrensentwicklung kommen oft Ventiltriebsysteme mit hohem Freiheitsgrad zum Einsatz. [53] zeigt die Entwicklung eines hydraulischen Ventiltriebs für einen Einzylinder-Forschungsmotor. Ein ähnliches System kommt in [54] mit dem Ziel zum Einsatz, ein Dieselmotorenverfahren weiterzuentwickeln. Als Beispiel solch eines hydraulischen Systems ist in Abbildung 14 das System „UniAir“ der Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG gezeigt. Ein Rollenschlepphebeltrieb wirkt auf einen Pumpenstößel. Dieser baut in einem Zwischenraum Druck auf. Dieser Druck wirkt über einen Kolben auf das Ventil und lenkt dieses aus. Mit Hilfe eines Magnetventils kann während des Hubvorgangs Hydraulikflüssigkeit aus dem Zwischenraum abgelassen werden. Mit diesem System ist es möglich den Ventilhub voll auszuführen, später zu beginnen oder frühzeitig zu beenden.

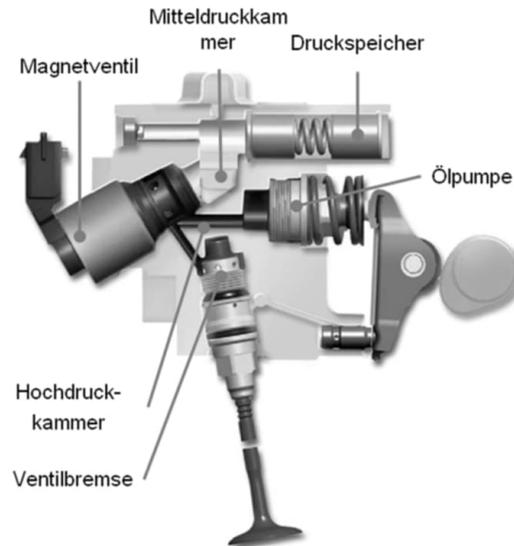


Abbildung 14 Schematische Darstellung des UniAir [55]

Insbesondere das oben beschriebene HCCI-Verfahren benötigt eine hohe Variabilität zur Dosierung der Luftmasse sowie des Restgasgehalts im Zylinder. Daher wurden für diese Anwendung zahlreiche Untersuchungen mit variablen Ventiltrieben durchgeführt. Mit Hilfe eines hydraulischen Ventiltriebs wurden Betriebsstrategien erarbeitet [56–58]. In weiteren Untersuchungen kamen ebenso mechanische [27] wie auch pneumatische [59] Systeme zum Einsatz. Durch eine zyklusgenaue Ansteuerung des variablen Ventiltriebs ist es möglich die Zyklusschwankungen dieses Brennverfahrens besser zu beherrschen. Eine simultane Regelung des Zylinder-spitzendrucks sowie der Verbrennungslage wurde erreicht durch ein echtzeitfähiges Verbrennungsmodell sowie der gezielten Ansteuerung des Restgasgehalts und des effektiven Verdichtungsverhältnisses [60]. Mit Hilfe verschiedener Ladungswechselstrategien kann die Verteilung von Restgas sowie Kraftstoff im Brennraum gesteuert und somit die Verbrennungsrate des HCCI-Verfahrens beeinflusst werden [61].

Ladungsbewegung

In [62] wurde der Einfluss von FEs und SEs auf Ladungsbewegung und Gemischbildung untersucht. Der Ansatz in [63] zielt darauf ab, das niedrige TKE-Niveau bei FEs durch selektive Ansteuerung der Einlassventile

anzuheben und damit die Verbrennungsgeschwindigkeit wieder zu beschleunigen. In [64] wird der Einfluss der Brennraumform auf den Zerfall der makroskopischen Strömung an einem Nutzfahrzeug-Erdgasmotor betrachtet. Die Ladungsbewegung hat ebenfalls einen Einfluss auf die frühe Flammenentwicklung unmittelbar nach Zündung. [65] Die Erhöhung der Ladungsbewegung bzw. der TKE ist nicht immer zielführend, denn sie kommt in der Regel mit mehr Strömungsverlusten einher. Die Verbrennung in der Volllast kann so schnell ablaufen, dass es zu stärkeren ungewollten Zündereignissen kommt als im Vergleich zu einer Konfiguration mit einem geringeren Tumble. [66] Daher ist es erforderlich, im Rahmen der Entwicklung zu ermitteln, welches Maß an Ladungsbewegung für das angestrebte Verfahren zielführend ist.

Restgas

Zur Steuerung des Restgasgehalts an einem Dieselmotor wurde in [67] ein Zusatzhub auf der Auslassseite eingesetzt. Weiterführend wurde in [68] die interne Abgasrückführung sowie eine Zylinderabschaltung mit Hilfe eines vollvariablen Ventiltriebs umgesetzt. Ein Ziel der Untersuchungen ist es, wie auch in [69], vor allem bei kleinen Lasten die Abgas-temperatur anzuheben, um diese im Betriebsfenster der Abgasnachbehandlung zu halten.

Als Beispiel für einen Vollmotor mit hoher Variabilität ist [70] zu nennen. Hier wurde ein mechanisch vollvariabler Ventiltrieb auf der Einlassseite zur Laststeuerung und auf der Auslassseite zur Ansteuerung der zweistufigen Aufladung eingesetzt. Weiterhin verwendet der Motor ein in zwei Stufen variables Verdichtungsverhältnis.

4 Ziel der Arbeit

Für eine gezielte Brennverfahrensentwicklung sind insbesondere in der frühen Phase möglichst große Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Ladungswechsels wünschenswert. Hierzu bieten sich variable Ventiltriebe an. In der vorangehend diskutierten Literatur finden sich einige Anwendungen von hydraulisch vollvariablen oder nockenlosen Ventiltrieben im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung, die vor allem aufgrund ihrer sehr hohen Flexibilität zum Einsatz kamen. Andererseits werden zum Teil auch mechanische Ventiltriebe mit geringerer Variabilität eingesetzt, mit dem Ziel, die gewonnenen Ergebnisse möglichst direkt auf den realen Anwendungsfall zu übertragen. Es besteht somit bislang ein Zielkonflikt hinsichtlich der eingesetzten Systeme zwischen hoher Variabilität und realitätsnaher Abbildung der Charakteristik eines serientauglichen mechanischen Ventiltriebs.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es deshalb, die Methodik der Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung an Prototypenmotoren zu optimieren. Hierzu soll ein neuer hochvariabler mechanischer Ventiltrieb entwickelt und in einen Forschungs-Einzyylinder-Motor integriert werden, der ein möglichst breites Spektrum an Untersuchungen erlaubt. Der Ventiltrieb soll eine exakte Dosierung der Menge an Frischluft sowie an Restgas erlauben. Darüber hinaus soll er so

ausgeführt werden, dass eine direkte Einflussnahme auf die Ladungsbe-
wegung im Zylinder ermöglicht wird, um damit einen zusätzlichen Frei-
heitsgrad in der Brennverfahrensentwicklung am betrachteten For-
schungsmotor zu schaffen. Gleichzeitig soll dabei das Augenmerk auf re-
alitätsnahen Ventilhubverläufen liegen, die mit herkömmlichen mechani-
schen Ventiltrieben abbildbar sind.

Dabei wird im Folgenden der gesamte Entwicklungsprozess des Ventil-
triebs inklusive der mechanischen und thermodynamischen Aspekte auf-
gezeigt. Die Eignung des neuen Ventiltriebs wird anhand einer exempla-
rischen Brennverfahrensentwicklung am befeuerten Motorenprüfstand
nachgewiesen. Die zugrundeliegende, in Teilen neue Entwicklungsmetho-
dik wird nachfolgend detailliert erläutert, um den Prozessablauf nach-
vollziehbar zu machen.

5 Entwicklung der Methodik

In dieser Arbeit wird ein Werkzeug diskutiert, das die Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung beschleunigen soll. Abbildung 15 zeigt schematisch die bisherige sowie im Vergleich die neue Methodik.

Die bisherige Methode startet mit der Definition des Messprogramms. Die zur Umsetzung nötigen Ventilhübe werden ausgelegt. Im Anschluss werden die entsprechenden Bauteile gefertigt und validiert. Nun werden die geplanten Messpunkte am Motorenprüfstand vermessen. Je nach Untersuchung muss dieser Vorgang mehrfach iterativ durchlaufen werden, wenn nicht alle Messpunkte mit einer Ventilhübauslegung dargestellt werden können. Die Messergebnisse werden ausgewertet und ggf. durch Simulationsrechnungen untersucht. In der Regel werden Motorsteuerungsparameter wie z.B. Ventilhubspreizung, -steuerzeit, Klappenstellungen (z.B. Drosselklappenstellung) variiert, sodass die zu untersuchenden Punkte abgebildet werden. Typische Variationsparameter sind beispielsweise Last, Drehzahl, Verbrennungsluftverhältnis, Restgasgehalt sowie Verbrennungsschwerpunktlage. Sind diese nicht hinreichend genau abgebildet, werden Motorversuche mit verfeinerten Parametervariationen durchgeführt.

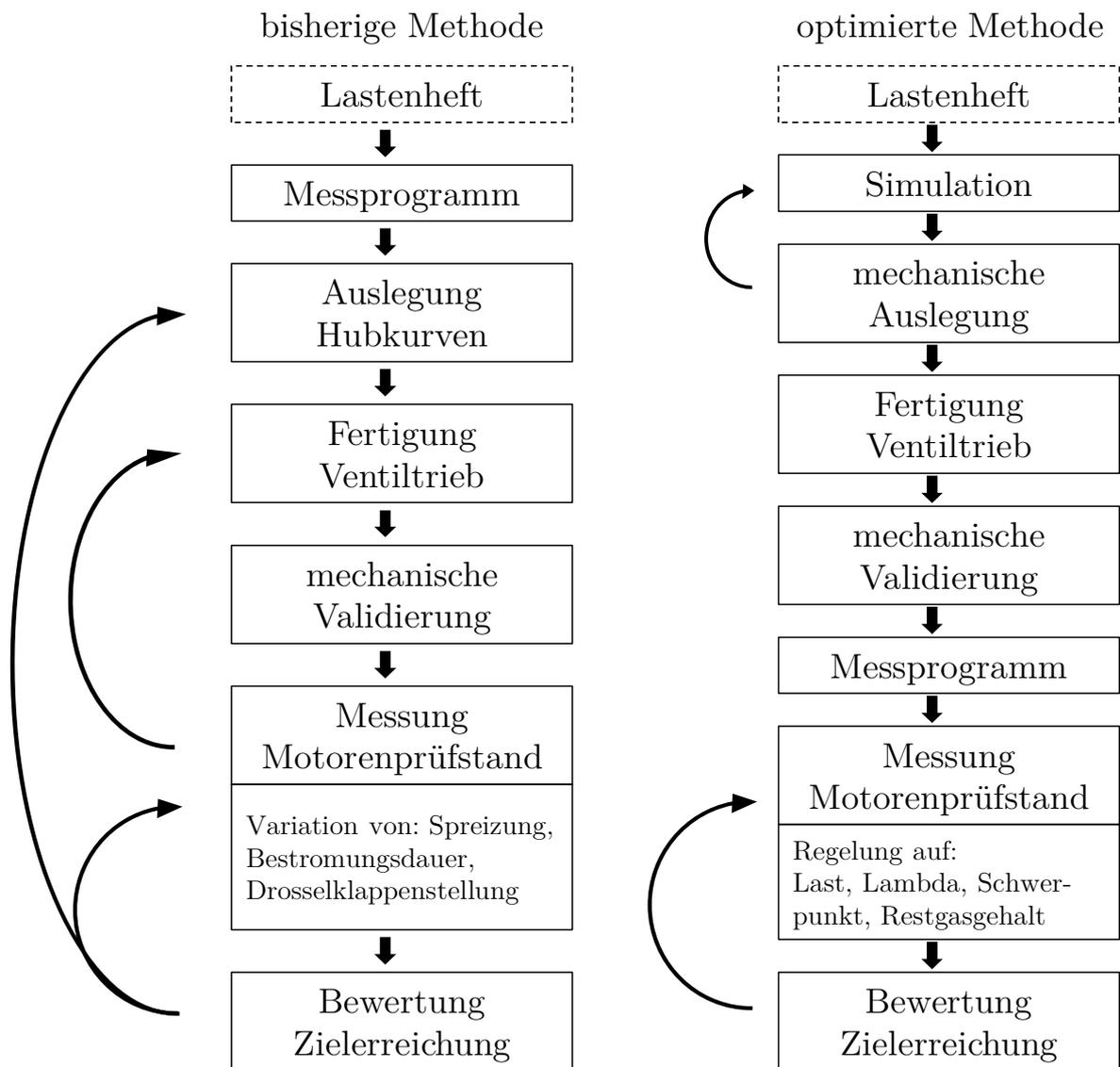


Abbildung 15 Vergleich der bisherigen zur optimierten Methode zur Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung

Im Gegensatz dazu werden nach der in dieser Arbeit dargestellten Methodik im ersten Schritt Ventilhubkurven ausgelegt, die es ermöglichen, eine breite Spanne an Untersuchungen durchzuführen. Möglich wird das durch den Einsatz eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs, der eine besonders hohe Variabilität aufweist. Dieser wird einmalig gefertigt und validiert. Das Messprogramm wird anhand der Untersuchungsziele aufgestellt und am Motorenprüfstand durchgeführt.

Der Nutzen der gezeigten Methode wird gesteigert indem die Messdatenerfassung inklusive Zylinderdruckindizierung sowie die Prüfstands- und Motorsteuerung vernetzt werden. Durch die Kommunikation der Systeme untereinander werden Regler eingerichtet, mit denen die Messpunkte zielgerichtet angefahren werden. Es wird ermöglicht, indizierte Last, Verbrennungsluftverhältnis und Verbrennungsschwerpunkt einzuregeln. Eine Schnittstelle zur Druckverlaufsanalyse liefert periodisch detaillierte Ergebnisse, wie etwa Restgasgehalt. Das Messprogramm kann somit schneller abgeschlossen werden, ohne zusätzliche Schleifen über nachgelagerte Auswertungen und Simulationen.

5.1 Gewünschte Funktionen

Der als Ausgangsbasis für diese Arbeit verwendete Einzylinder-Forschungs-Motor kam zuvor bereits zur Brennverfahrensentwicklung und Ladungswechseleoptimierung zum Einsatz. Dieser Motor ist ein- und auslassseitig mit dem mechanisch vollvariablen Ventiltrieb „UniValve“ ausgestattet. Es wurden umfangreiche Untersuchungen zu den Themen variabler Ventiltrieb, variables Verdichtungsverhältnis sowie homogene Kompressionszündung angestellt. Auf Basis dieser Erkenntnisse sowie aus vorläufigen grundlegenden 1D-Simulationen werden die gewünschten Grundfunktionen des neuen Ventiltriebs wie folgt definiert:

- Ladung dosieren
- Restgas dosieren
- Ladungsbewegung einstellen

Der Motor soll über eine drosselfreie Laststeuerung verfügen. Dabei ist für die Dosierung der Luftmasse vorrangig das Einlass-Schließen verantwortlich. Dieser Zeitpunkt soll möglichst entkoppelt vom Einlass-Öffnen variiert werden können. Im Zusammenspiel mit der Drosselklappe sollen bei gleicher Ladung unterschiedliche Schließzeitpunkte möglich sein. Diese Funktionen waren bereits mit dem Vorgängersystem möglich.

Allerdings soll im Unterschied dazu der Öffnungszeitpunkt konstant bleiben, und es sollen schlankere Teilhübe möglich sein, um die entsprechenden Potentiale bestmöglich auszunutzen.

In aktuellen Pkw-Motoren finden häufig auch Phasensteller auf der Auslassseite Anwendung. Sie werden dazu verwendet, die Überschneidungsphase von Ein- und Auslassventilhüben zu variieren und damit den internen Restgasgehalt einzustellen.

Für den Forschungsmotor soll hierfür ein anderer Weg genutzt werden: ein sogenanntes Second Event auf der Auslassseite. Durch das erneute Öffnen des Auslassventils während des Ansaugtaktes lässt sich der interne Restgasgehalt in weiten Grenzen steuern. Im Gegensatz zur reinen Phasenverstellung kann bei dieser Variante der Zeitpunkt des Auslass-Öffnens konstant bleiben. So bleibt die unerwünschte Erhöhung der Expansionsverluste wie beim Einsatz einer klassischen Phasenverstellung aus. Ebenfalls kann bei gegebener Auslegung ein deutlich späteres As realisiert werden, da der Sicherheitsabstand zum Kolben nahe OT gewahrt wird. Es ist somit mittels „Second Event“ möglich, mehr Restgas zurück zu saugen, was die Erforschung von Brennverfahren mit einem sehr hohen Bedarf an heißem Restgas erlaubt. Neben der damit erzielten Entdrosselung ist außerdem interessant, dass durch eine Temperaturänderung über die Beimengung von Restgas, Einfluss auf die Zündrandbedingungen des Gemischs genommen werden kann. Dadurch können auch schwer zu entzündende Gemische zuverlässig zur Zündung gebracht werden.

Bei bisherigen Untersuchungen war es nicht möglich, während des Betriebs die Ladungsbewegung maßgeblich zu beeinflussen. Dieser Parameter ist jedoch von entscheidender Bedeutung für das Brennverfahren und wirkt sich stark auf die Verbrennungsgeschwindigkeit, die Zündrandbedingungen sowie den Wärmeübergang aus. Im Zusammenspiel mit dem

zeitlichen Verlauf der Direkteinspritzung soll es ebenso möglich sein, Einfluss auf die Homogenisierung zu nehmen. Daher ist es ein Ziel, die Intensität der Ladungsbewegung variabel zu gestalten. Der verwendete Zylinderkopf weist Einlasskanäle auf, die einen starken Tumble im Brennraum erzeugen. Die Brennraumform ist ebenfalls dafür optimiert, aus dieser Zylinderströmung ein möglichst hohes TKE-Niveau zu generieren. Von dieser Basis aus soll mit Hilfe eines Differenzhubs der Ein- oder / und Auslassventile die Ladungsbewegung verringert oder auch weiter erhöht werden können. Dazu sollen die Ventile mit unterschiedlichen Hüben angesteuert werden, sodass die Strömung gezielt unsymmetrisch in den Zylinder strömt ohne jedoch die Gesamtmasse im Vergleich zum symmetrischen Fall zu verändern. Abweichend von der Tumble-Strömung im symmetrischen Fall entsteht so eine Mischform aus Tumble- und Drall-Strömung.

5.2 Definition der Hubkurven

Die Realisierung ist ein iterativer Prozess, bei dem ein Kompromiss zwischen der gewünschten Funktion und der mechanischen Machbarkeit bzw. Betriebssicherheit gefunden werden muss. Einige theoretisch mögliche Ventilhübe eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs sind in Abbildung 16 dargestellt und entsprechen folgenden mechanischen Funktionen:

- Reine Steuerzeitvariation
- Steuerzeit- und Hubvariation
- Second Event-Variation
- Differenzhub zwischen zwei Ventilen

Diese Funktionen sind jedoch nur teilweise sinnvoll kombinierbar. Deshalb wurde aus diesen Funktionen für die Einlassseite die Steuerzeit- und Hubvariation gewählt, da hier das Öffnen und Schließen unabhängig voneinander einstellbar sind. Für die Auslassseite wurde die Second Event-

Variation gewählt. So steht es offen, ob die Untersuchung mit einem klassischen Auslassventilhub durchgeführt wird oder mit einem späten Auslass-Schließen. Auch hier sind Öffnen und Schließen unabhängig, sodass z.B. der Restgasgehalt eingestellt werden kann, ohne Einfluss auf die Expansions- bzw. Ladungswechselverluste nehmen zu müssen.

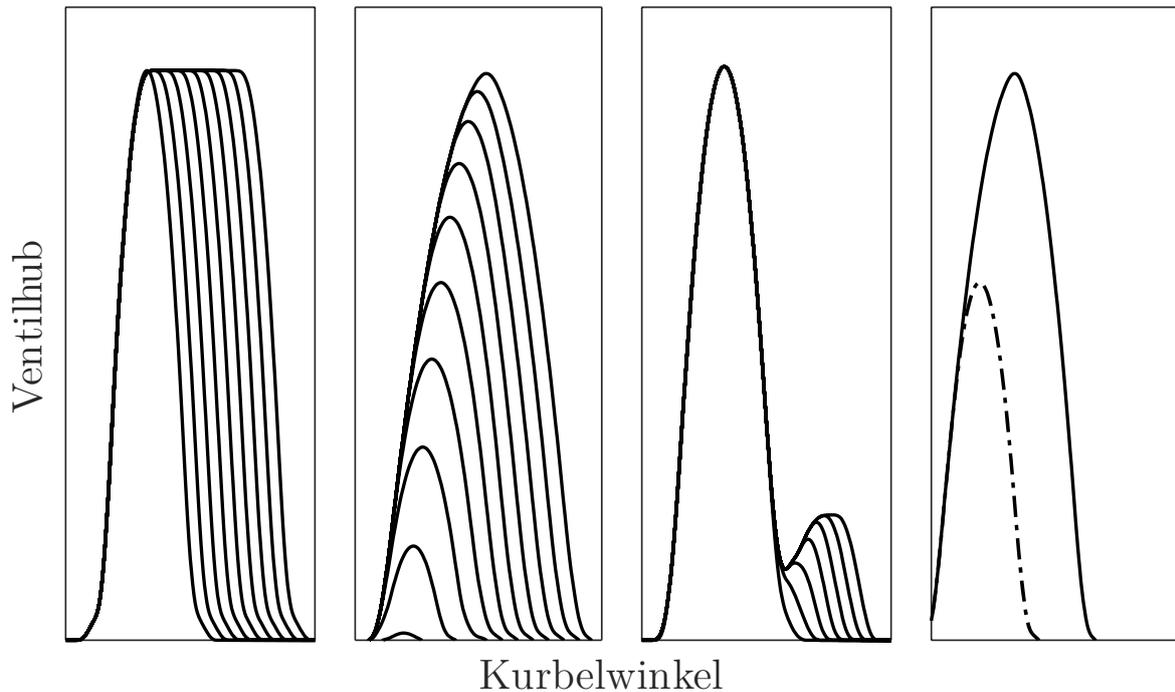


Abbildung 16 Mögliche Ventilhubvariationen von links nach rechts: reine Steuerzeitvariation, Hub- und Steuerzeitvariation, Second Event-Variation, Differenzhub zwischen zwei Ventilen

Die reine Steuerzeitvariation wird im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Mit dieser Funktion ist es möglich, auf der Einlassseite ein sehr spätes Einlass-Schließen umzusetzen, d.h. kurz vor ZOT. Dies ist für Sonderanwendungen sinnvoll, allerdings nicht für das Ziel, eine Basis für eine breite Brennverfahrensentwicklung umzusetzen. Zudem kann mit der Hub- und Steuerzeitvariation auch ein spätes Einlass-Schließen nach UT erreicht werden. Darüber hinaus werden Ein- und Auslassseite mit einem Phasensteller ausgerüstet. Dieser ermöglicht zusätzlich zu den gezeigten Variationen einen Phasenversatz des ganzen Hubereignisses.

5.2.1 1D-Prozessrechnung

In der frühen Phase der Entwicklung ist es wichtig, verschiedene Konzepte mit geringem Zeitaufwand zu bewerten. Hierfür eignet sich im Besonderen die 0- bzw. 1-dimensionale Prozessrechnung. Hierbei werden Rohrleitungen in 1-dimensionale Segmente unterteilt und der Zylinder als 0-dimensionaler Behälter angenommen (d.h. der Zylinder wird nicht in Teilvolumina aufgeteilt, sondern als ein einziges perfekt durchmischtes Volumenelement ohne räumliche Auflösung betrachtet). Zu diskreten Zeitschritten werden Zustandsänderungen in den Volumina, Massentransporte, Mischungen von Stoffen und Wärmeübergänge in die Wände errechnet. Über empirische und / oder physikalische Modelle wird die Verbrennung im Brennraum beschrieben und die Umsetzung des Kraftstoffs simuliert. Damit ist es möglich, Motorbetriebswerte wie z.B. Leistung, Kraftstoffverbrauch, Luftmassenstrom, Ladungszusammensetzung und Verluste vorauszuberechnen. Für diese Prozessrechnung wird im vorliegenden Fall die kommerzielle Software GT-Power eingesetzt. Ein wichtiger Bestandteil der Untersuchung ist der Einfluss der Ladungsbewegung auf die Verbrennung. Damit die Prozessrechnung diesen berücksichtigt, wird ein prädiktives Verbrennungsmodell aufgebaut. Die hierfür genutzte Methodik wurde in [71] präsentiert und ist in Abbildung 17 dargestellt.

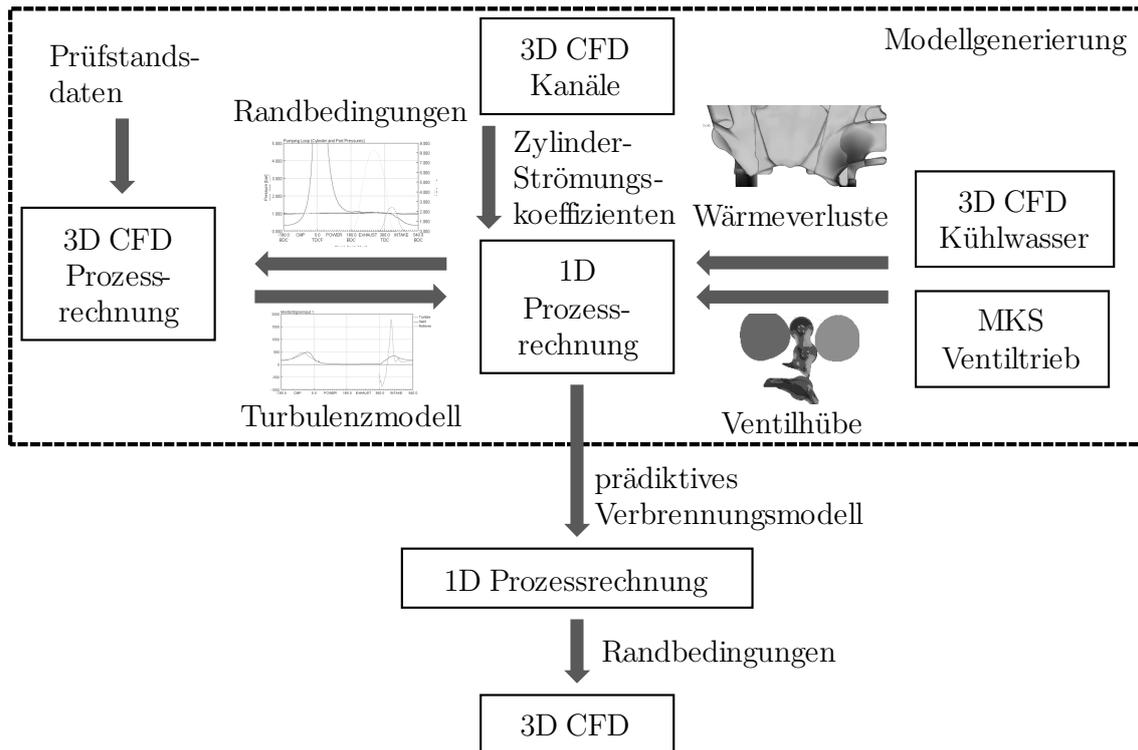


Abbildung 17 Methodik zur Parametrisierung eines prädiktiven Verbrennungsmodells in der 1D-Prozessrechnung

Das Strömungsbild im Zylinder wird hauptsächlich durch die eintretende Strömung geprägt. Um diese Strömungscharakteristik zu erfassen und durch Kennzahlen abzubilden, wird eine stationäre 3D-CFD-Berechnung durchgeführt. Im vorliegenden Fall werden nur die Ein- und Auslasskanäle, die Ventile und das Zylindervolumen abgebildet. Daraus werden Durchflusskoeffizienten ermittelt, die die Reibung beschreiben, und Tumble- sowie Swirl-Koeffizienten bestimmt. Die letztgenannten Koeffizienten beschreiben den Einfluss der eintretenden Strömung auf die Ladungsbewegung im Zylinder. Demzufolge kann die Ladungsbewegung im Verbrennungsmodell berücksichtigt werden.

Die Strömung im Zylinder hat Einfluss auf den Wärmeübergang über die Brennraumwand. Um ihn abzubilden, wird ein räumlich diskretisiertes Wandmodell eingesetzt, das die Wandtemperatur und den Wärmeübergang bestimmt. Zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten über die Wand in das Kühlmedium wird eine 3D-CFD-Simulation des

Wassermantels herangezogen. In Abbildung 18 sind für einen beispielhaften Berechnungsfall am Versuchsträger die Wärmeübergangskoeffizienten vom Brennraum ins Kühlmedium als Farbskala dargestellt. Es wird deutlich, dass die Übergangskoeffizienten im Bereich des Zylinderkopfs sehr homogen sind. Der Kühlmantel der Laubuchse ist im oberen Bereich aus konstruktiven Gründen durch vier über den Umfang verteilte Durchbrüche zum Zylinderkopf realisiert. Hier treten hohe Strömungsgeschwindigkeiten und damit hohe Übergangskoeffizienten auf.

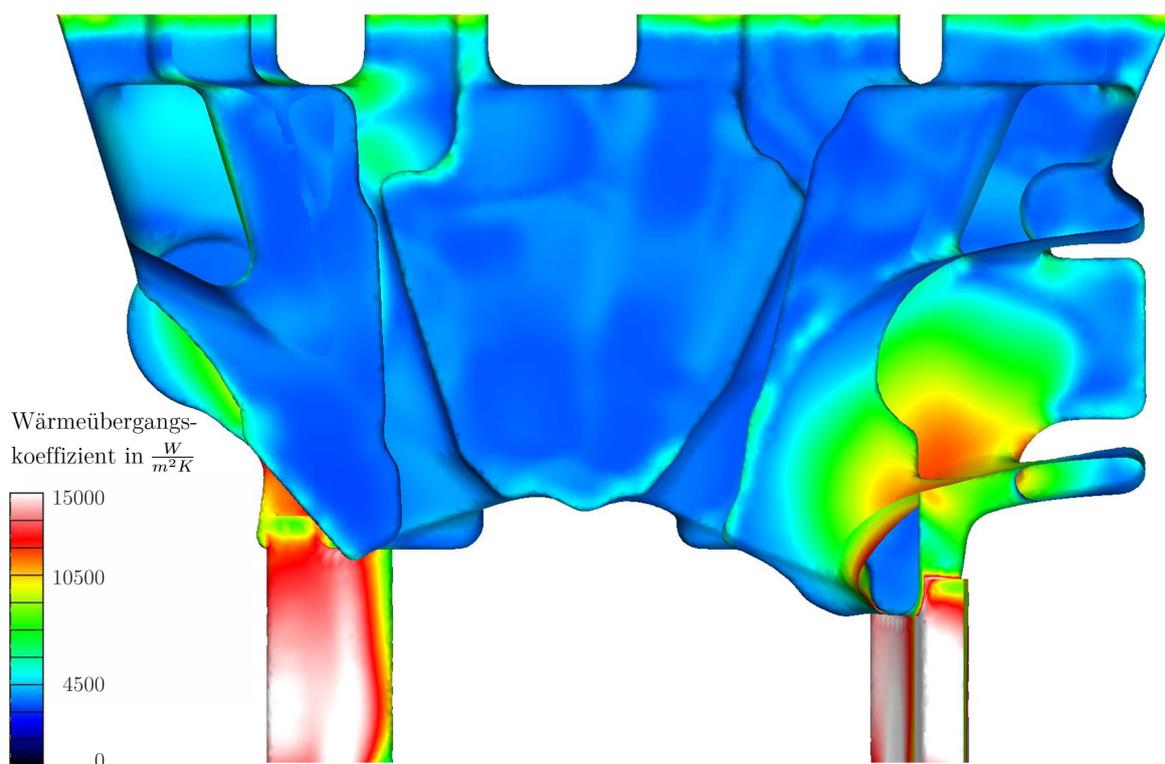


Abbildung 18 Ergebnis der 3D-CFD-Simulation des Wassermantels: Wärmeübergangskoeffizienten vom Brennraum in das Kühlmedium

In einem weiteren Schritt werden die Ventilhubkurven erzeugt. Mittels der in Abschnitt 5.7.1 vorgestellten Mehrkörpersimulation des Ventiltriebs werden Kurvenscharen mit möglichen Ventilhubkurven für Ein- und Auslass erstellt. Zur Auswahl der geeigneten Kurve werden PID-Regler eingesetzt, die die gewünschte Last bzw. den gewünschten Restgasgehalt einregeln.

Zu diesem Punkt ist es dem Modell lediglich möglich, die makroskopische Ladungsbewegung abzubilden. Welcher Anteil davon durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens in TKE umgesetzt wird, wird anhand einer weiteren 3D-CFD-Simulation abgeglichen. Dazu werden aus der 1D-Prozessrechnung Randbedingungen erzeugt. Die Verbrennung in der 3D-CFD wird bezüglich Brenndauer und Schwerpunkt mit Ergebnissen von Prüfstandsdaten aus vergleichbaren Projekten kalibriert. Der dort berechnete TKE-Verlauf wird dann in der 1D-Simulation nachgebildet.

Somit erhält man ein prädiktives Verbrennungsmodell, das unterschiedlichste Ventilhubkonzepte bewerten kann. Dieses Modell liefert im Weiteren die Randbedingungen für die zugehörigen 3D-CFD-Simulationen.

5.2.2 3D-CFD-Rechnung

Die beschriebenen 1D-Rechnungen gehen von einer instantanen und vollkommenen Durchmischung der verwendeten Volumina aus und können damit einige Effekte nicht bzw. nicht ausreichend genau modellieren. Für weitere Erkenntnisse werden 3D-CFD-Rechnungen in AVL Fire durchgeführt. Bei diesem numerischen Lösungsansatz werden grundsätzlich die drei Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie verwendet, um strömungstechnische Aufgaben zu bearbeiten. Diese Gleichungen bilden die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen [72]. Dieses gekoppelte, nichtlineare Gleichungssystem lässt sich abgesehen von Spezialfällen nur numerisch lösen.

Im Gegensatz zur 1D-Prozesssimulation wird hier die tatsächliche geometrische Ausprägung des Brennraums und der Ladungswechselkanäle berücksichtigt. Damit ist es möglich, die Homogenität des Gemischs zu bewerten. Eine weitere Detaillierung, die die 1D-Rechnung nicht zulässt, ist die Betrachtung der räumlichen Bewegung und der Bewegungsintensität der Ladung im Zylinder.

Für die Rechnung wird ein bewegtes Netz eingesetzt. Dies ermöglicht die Abbildung des gesamten Zyklus inklusive Ladungswechsel. Die Kolbenoberfläche wird entsprechend dem Motorbetrieb bewegt. Das Netz wird im Bereich des Zylinders entsprechend erweitert. Die Bewegung der Ventile wird durch eine Netzanpassung am Ventilschaft abgebildet. In dieser Untersuchung werden Ventilhuber mit unterschiedlichen Differenzhuben betrachtet. Dies beinhaltet verschiedene Kombinationen aus geöffneten und geschlossenen Ventilen. Es ergeben sich somit neun unterschiedliche Kombinationen von geöffneten und geschlossenen Ventilen, die jeweils ein eigenständiges Teilnetz erfordern. Während der Simulation wird zu den entsprechenden Zeitpunkten ein Netzwechsel durchgeführt. Die Direkteinspritzung ist hinsichtlich Einzel- und Gesamtspraywinkel mit den geometrischen Daten des verwendeten Bosch-Mehrloch-Injektors abgebildet [73].

5.2.3 Exemplarische Brennverfahrensentwicklung

Die Möglichkeiten, die sich durch die gewählten Funktionen ergeben, werden nachfolgend simulativ anhand einer exemplarischen Brennverfahrensentwicklung mit dem Ziel „Ladungswechselverluste reduzieren und Ladungsbewegung anheben“ untersucht. Für dieses Beispiel wird eine homogene, fremdgezündete Flammenfrontverbrennung ausgewählt, die bei einem sehr niedrigen Lastpunkt durch Entdrosselung mit Hilfe eines frühen Einlass-Schließens sowie durch Anheben des Restgasgehalts optimiert wird. Der Restgasgehalt soll zunächst über die Auslassspreizung eingestellt werden. Anschließend wird die Bereitstellung von Restgas über ein variables Auslass-Schließen realisiert und die beiden Fälle gegenübergestellt. Die Ladungsbewegung wird über den Differenzhub der Ein- bzw. Auslassventile gesteuert. Für jeden Fall wird eine Verlustanalyse durchgeführt. Ausgehend davon werden für den nächsten Schritt neue Ventilhubkurven ausgewählt, um die entsprechenden Verluste zu minimieren.

Verlustanalyse

Grundlegende motorische Zusammenhänge können mit Hilfe eines Vergleichsprozesses ohne Quereinflüsse anderer Faktoren analysiert werden. Für die ottomotorische Verbrennung wird hierfür üblicherweise der Gleichraumprozess herangezogen. Dieser besteht aus vier Zustandsänderungen:

1. Isentrope Kompression
2. Isochore Wärmezufuhr
3. Isentrope Expansion
4. Isochore Wärmeabfuhr

Mit Hilfe dieser Annahmen kann der Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses reduziert werden auf:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

mit ε : Verdichtungsverhältnis und κ : Isentropenexponent

Der reale Arbeitsprozess in einem Ottomotor weicht jedoch von dem gezeigten idealen Vergleichsprozess ab. Im Rahmen einer Verlustanalyse werden die vereinfachenden Annahmen des Vergleichsprozesses schrittweise ersetzt durch die realen Größen und jeweils eine neue Prozessrechnung durchgeführt. Die Differenz der Wirkungsgrade zeigt den partiellen Verlust aufgrund der Abweichung vom Idealfall. Die Beurteilung des realen Prozesses kann so zielgerichtet für jeden Verlustanteil durchgeführt werden. In dieser Arbeit sind die Verluste in folgende Kategorien gegliedert:

- Reale Ladung
- Ladungswechsel
- Verbrennung
- Wandwärme

- Reibung

Unter realer *Ladung* wird zusammengefasst, dass der Brennraum nicht vollkommen mit Frischgas gefüllt ist, sondern der Druck durch die Strömungsverluste durch Kanäle und Ventile absinkt, dass die Ladung sich durch Interaktion mit der Wand aufwärmt, sowie dass die Ladung nicht nur aus Luft, sondern aus Frischluft, Restgas und Kraftstoff besteht, wobei die Stoffeigenschaften nicht konstant, sondern temperaturabhängig sind.

Für die Bewertung der Wirkungsgradverluste durch realen *Ladungswechsel* wird zunächst ein idealer Ladungswechsel mit gemittelten, konstanten Drücken während des Ausschubens und des Ansaugens statt des isochoren instantanen Austauschs angenommen. Im nächsten Schritt wird für die reale Ladungswechselerarbeit der kurbelwinkelaufgelöste Druckverlauf verwendet. Abschließend werden die tatsächlichen Steuerzeiten für Aö und Es berücksichtigt.

Unter realer *Verbrennung* werden mehrere Verluste zusammengefasst. Hierzu zählt zunächst der Wirkungsgradverlust, der durch eine Verbrennung verursacht wird, die nicht bis zum chemischen Gleichgewicht durchgeführt werden kann, und damit unvollkommen ist. Es kommt zu einer unvollständigen Verbrennung, wenn nicht genügend Luft zur Verfügung steht. Weiterhin wird berücksichtigt, dass die Verbrennung nicht schlagartig abläuft, sondern ein realer Brennverlauf vorliegt und damit auch der Verbrennungsschwerpunkt nicht zwingend thermodynamisch optimal liegt.

Wandwärme bezeichnet die Verluste aufgrund des Wärmestroms in die Brennraumwand, im Unterschied zur Annahme einer isentropen Expansion beim Gleichraumprozess. Diese Wärme steht dem Prozess nicht mehr zur Verfügung und muss über das Kühlsystem abgeführt werden.

Die Differenz zwischen der Arbeit des Gases am Kolben und der am Motorabtrieb verfügbaren Arbeit unterscheidet sich um den Anteil der Verluste aufgrund von *Reibung*.

5.2.4 Lastfälle

Eine Übersicht der eingesetzten Ventilhuber zeigt Abbildung 19. Alle Fälle werden beim gleichen Lastpunkt verglichen. Dazu wird ein Vergleichspunkt mit einer Motordrehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$ und einem Restgasgehalt von 24% ausgewählt. Dies stellt herausfordernde Randbedingungen für eine Brennverfahrensentwicklung dar, da in diesem Lastpunkt durch die ausgedünnte Ladung und die niedrige Ladungsbewegungsintensität die Verbrennung bereits stark verlangsamt ist.

Den Ausgangspunkt bildete der mit *REF* bezeichnete Fall mit klassischer Laststeuerung über eine externe Drosselklappe. Der Restgasgehalt wird über die Auslassphase eingestellt. Damit repräsentiert dieser Referenzfall den aktuellen Stand der Technik für den Großteil der Pkw-Anwendungen. Die Ergebnisse dieser Analysen sind in Abbildung 20 dargestellt. Wie es typisch für die externe Laststeuerung durch Drosselung bei kleinen Lasten ist, fallen große Ladungswechselverluste an. Die Brenndauer ist dank der optimierten Tumble-Einlasskanäle trotzdem vergleichsweise kurz.

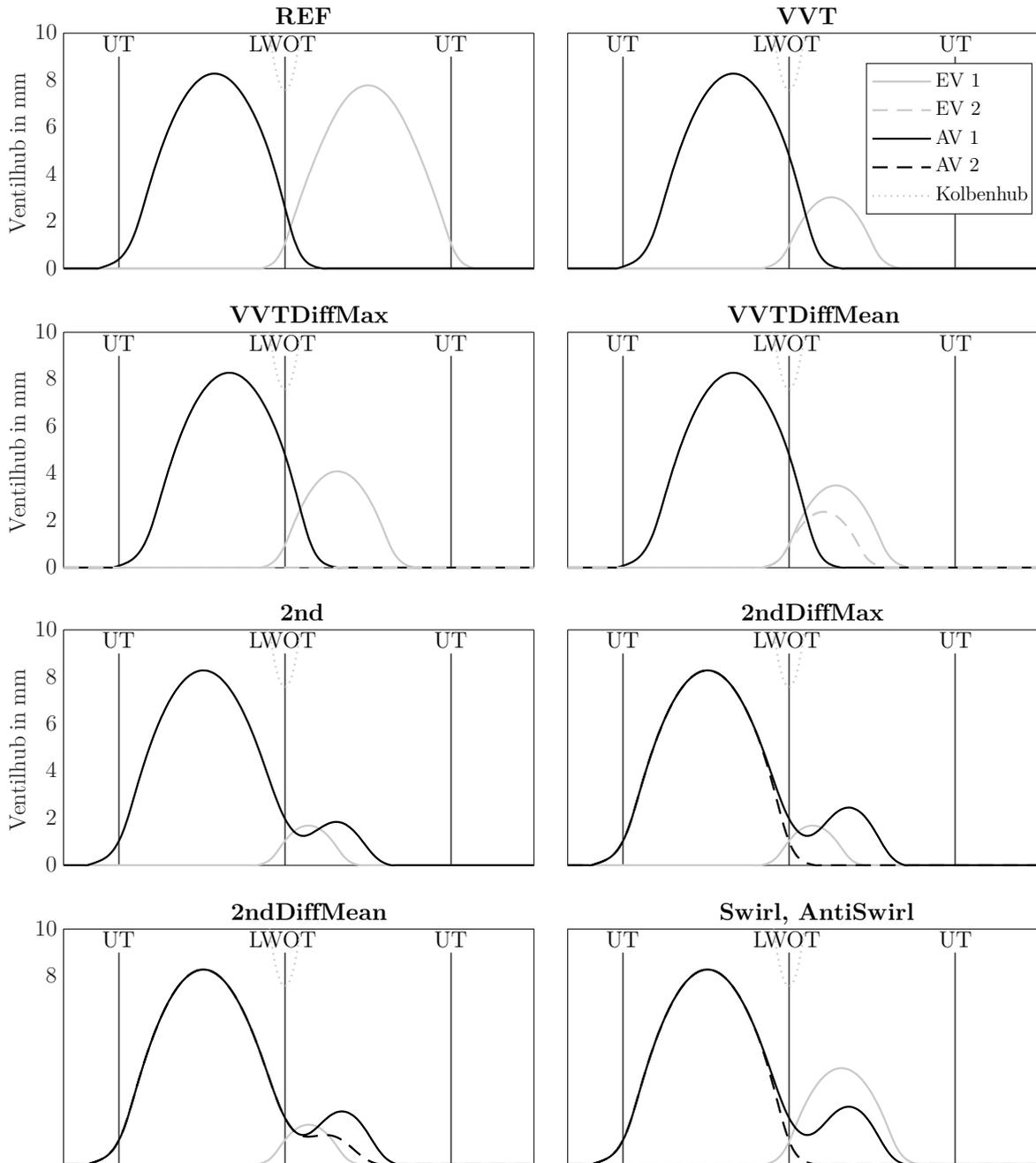


Abbildung 19 Übersicht der untersuchten Fälle: Ein- (EV) und Auslassventilhübe (AV)

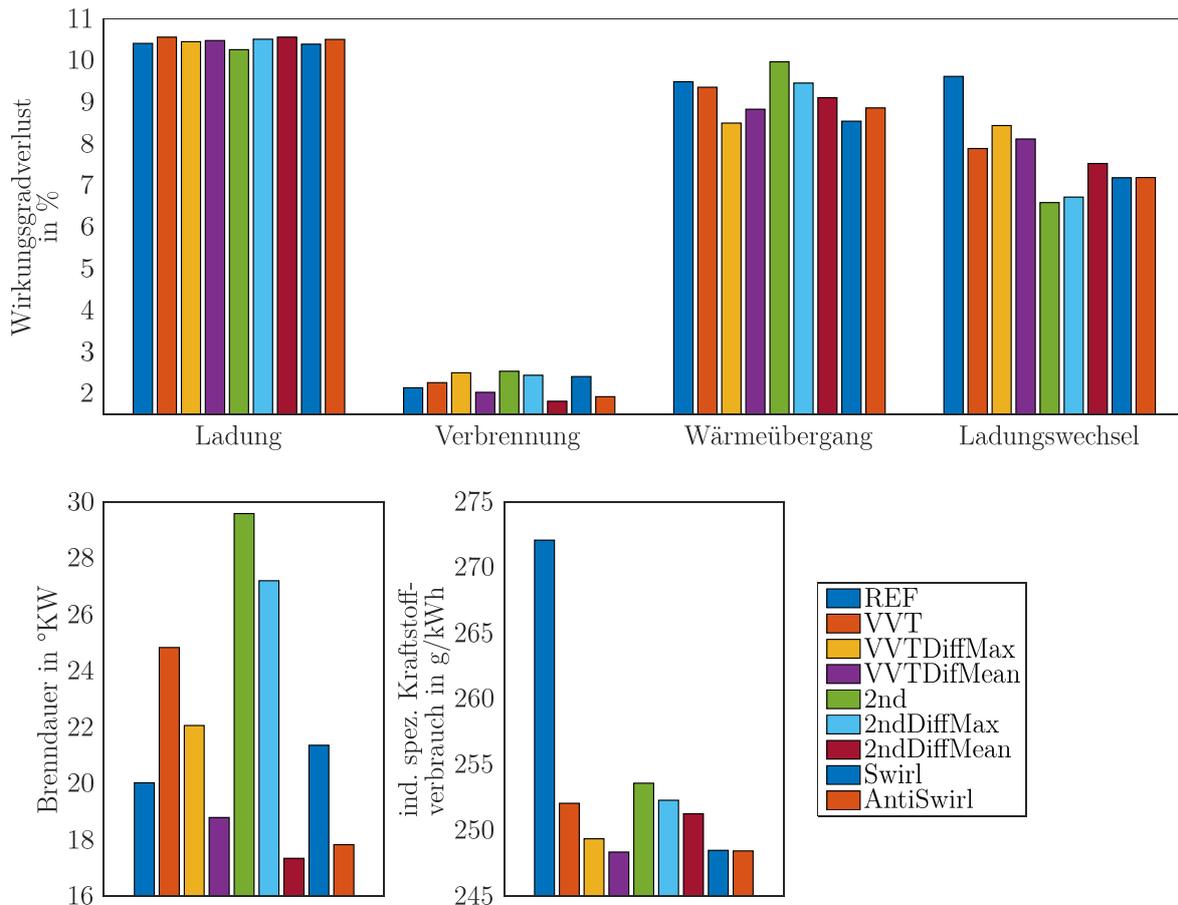


Abbildung 20 Ergebnis der 1D-Prozesssimulation: Verlustanalyse, Brenndauer und spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch der untersuchten Fälle

Der Fall *VVT* adressiert die hohen Ladungswechselverluste mit einer Entdrosselung über die Ladungswechselstrategie „frühes Einlassschließen“ (FEs). Die Last wird hierbei durch den Einlassschluss bestimmt und eingestellt. Die Restgaststeuerung erfolgt weiterhin über die Auslassphase. Das frühe Schließen des Einlassventils reduziert die Ladungswechselverluste deutlich, hat aber auch zu Folge, dass die Ladungsbewegung vergleichsweise viel Zeit hat, sich zu beruhigen. Der damit einhergehende Abfall der TKE resultiert in einer längeren Brenndauer und dadurch weniger effizienten Verbrennung. Der Gewinn in der Ladungswechselarbeit überwiegt jedoch den Nachteil in der Verbrennung deutlich und führt letztendlich zu einem besseren indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Der vorangegangene *VVT*-Fall reduziert wie gewünscht die Ladungswechselverluste, er erhöht jedoch auch die Verbrennungsverluste. Im Fall *VVTDiffMax* wurde die Möglichkeit des Differenzhubes zwischen den beiden Einlassventilen genutzt, um ein höheres Maß an Ladungsbewegung zu erzeugen. Im betrachteten Fall bleibt ein Einlassventil komplett geschlossen, das zweite steuert alleine die Last. Die damit wieder angehobene TKE verkürzt die Brenndauer und kompensiert teilweise die Verbrennungsverluste. Das Ansaugen der Ladung durch ein einziges Ladungswechselventil erhöht jedoch die Ladungswechselverluste im Vergleich zur Strategie *VVT* wieder.

Einen Kompromiss zwischen den beiden vorangegangenen Fällen soll der nächste Fall zeigen. Statt ein Einlassventil komplett zu schließen, wird bei *VVTDiffMean* ein Einlassventil etwas weniger und eines etwas mehr geöffnet als im *VVT*-Fall. Dadurch reduzieren sich die Ladungswechselverluste wieder. Insgesamt erreicht dieser Fall den besten indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch der Fälle mit FEs.

Die weiter oben beschriebene Restgassteuerung über ein Second Event mit konstantem Aö im UT wird durch Fall *2nd* dargestellt. Auch hier wird die Last über das Einlassschließen gesteuert. Im Vergleich zum *VVT*-Fall sind die Ventile über einen längeren Zeitraum geöffnet. Bei gleicher Ladung und gleichem Restgasgehalt resultiert dies in kleineren Strömungsgeschwindigkeiten und damit auch geringerer Ladungsbewegung.

Analog zu den *VVT*-Fällen wird auch über einen Differenzhub auf der Auslassseite versucht die Ladungsbewegung im Zuge der Abgasrücksaugung zu beeinflussen. Einmal geschieht das in größtmöglicher Auswirkung mit *2ndDiffMax* und in einem Zwischenschritt mit *2ndDiffMean*.

Schließlich werden noch zwei weitere Fälle untersucht. Dazu wird ein Einlassventil geschlossen, das andere übernimmt die Laststeuerung. Ein

Auslassventil wird nach dem Hauptereignis geschlossen, das andere übernimmt durch das Second Event die Restgassteuerung. Als weiteres Unterscheidungsmerkmal dient nun die Position der geöffneten Ventile. Im *Swirl*-Fall liegen diese diametral gegenüber, wodurch sich die Strömungen zur Ausbildung einer Drall-Strömung ergänzen sollen. Dahingegen liegen bei der Konstellation *AntiSwirl* die geöffneten Ventile direkt gegenüber. Dadurch treffen die Strömungen aufeinander, wodurch die Ausbildung einer vorherrschenden Strömung im Brennraum verhindert werden soll.

5.3 Auswahl des Ventiltriebs

Für den bisherigen Aufbau des Forschungsmotors wurde der Ventiltrieb UniValve auf der Ein- sowie Auslassseite verwendet. Die Entwicklung und Anwendung dieses Ventiltriebs wurde bereits umfassend diskutiert [74–76]. Das UniValve System kann prinzipbedingt die gewünschten Funktionen wie in Abbildung 16 gezeigt nicht darstellen. Die wesentlichen neuen Anforderungen sind dabei die gewünschten schlanken Teilhübe (und damit hohe Ventilbeschleunigungsmaxima bei einer Hubabsenkung) sowie die unabhängige Steuerung des Öffnens und Schließens der Ventile. Daher wird in dieser Arbeit eine Weiterentwicklung des UniValve-Systems durchgeführt. Der zusätzliche Freiheitsgrad wird geschaffen, indem die Exzenterwelle nicht mehr fest steht und zur Ansteuerung verdreht wird, sondern synchron mit der Nockenwelle rotiert. Zur Verstellung der Hübe kann die Phase zwischen Nockenwelle und Exzenterwelle verändert werden.

Der eingesetzte Ventiltrieb ist ein mechanisch vollvariables Konzept und baut auf einem Rollenschlepphebeltrieb mit hydraulischem Ventilspielausgleich auf, welcher exemplarisch in Abbildung 21 gezeigt ist. Die Nockenwelle lenkt anhand der Nockenkontur den Nockenfolger aus. Dieser ist als Rollenschlepphebel ausgeführt, um im Vergleich zu einem

Gleitabgriff Reibung einzusparen. Der Schlepphebel stützt sich auf einer Seite auf den hydraulischen Ventilspielausgleich ab. Dieser reduziert mit Hilfe des Öldrucks alle auftretenden Spiele auf ein Minimum. Während des Ventilhubes schließt der Ausgleich mit Hilfe eines Rückschlagventils. Mit der gegenüberliegenden Seite drückt der Schlepphebel auf das Ladungswechselventil und öffnet es damit. Die Ventildfeder wird beim Öffnen komprimiert und führt das Ventil im Anschluss zurück.

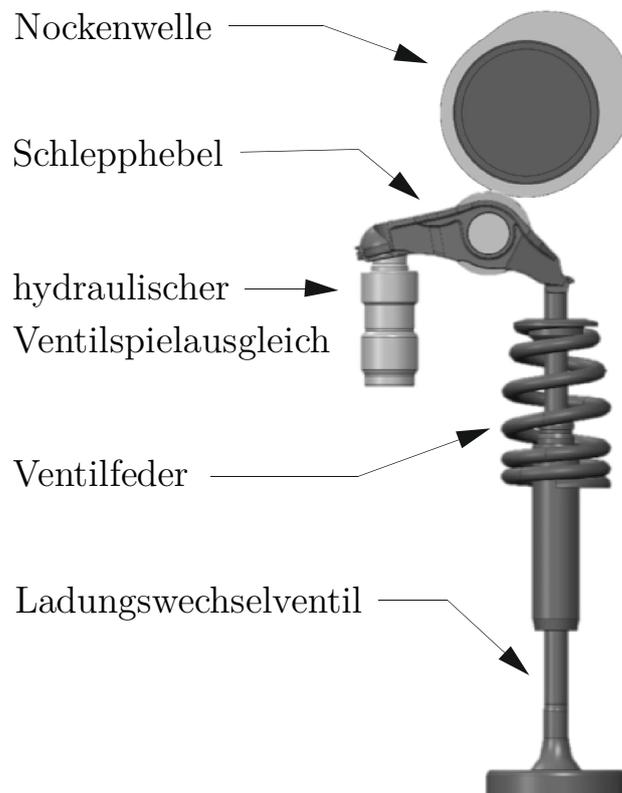


Abbildung 21 Aufbau eines Rollenschlepphebeltriebs mit hydraulischem Ventilspielausgleich

Abbildung 22 zeigt den Aufbau eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs am Beispiel des UniValve Systems. Bei diesem betätigt die Nockenwelle nicht direkt den Schlepphebel, sondern einen Zwischenhebel. Dieser stützt sich an der Kulisse und dem Exzenter der Exzenterwelle ab und überträgt seine Schwenkbewegung über die Arbeitskurve auf den Schlepphebel. Die Auslenkung des Schlepphebels führt letztendlich zum Ventilhub. Durch eine Verdrehung der Exzenterwelle kann der

Anlagepunkt des Zwischenhebels am Exzenter verändert werden. Damit wird während des Nockenhubes ein anderer Bereich der Arbeitskurve durchlaufen, und die Übertragungsfunktion zwischen den Bewegungen des Zwischen- und des Schleppehebels ändert sich.

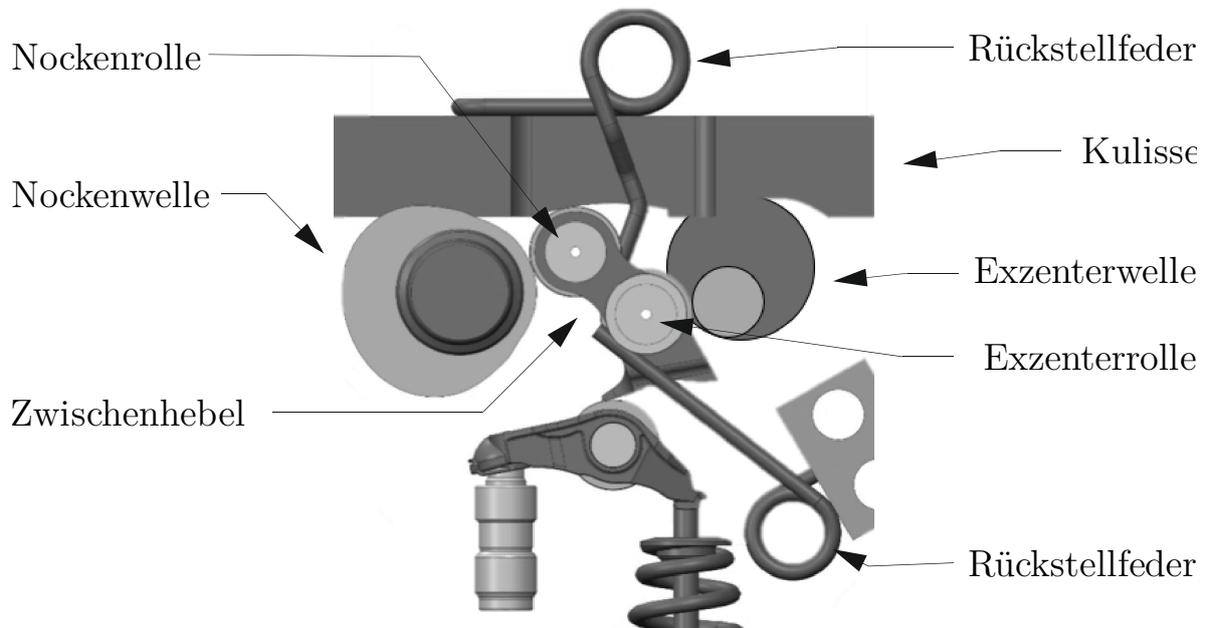


Abbildung 22 Aufbau eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs am Beispiel des Uni-Valve Systems

Als Weiterentwicklung wird statt einer statischen Exzenterwelle eine rotierende eingesetzt. Dieses System wurde erstmalig in [77] vorgestellt. Da der Ventiltrieb nun über zwei rotierende Nockenwellen verfügt, trägt er den Namen **Dual Rotating Shaft (DRS)**. Weiterhin wird der kreisförmige Exzenter durch eine zweite Nockenscheibe ersetzt. Die Nockenhubbe bei der Nockenwellen und damit die Bewegungen der jeweiligen Nockenfolger überlagern sich zu einer Schwenkbewegung des Zwischenhebels. Dadurch entsteht ein weiterer Freiheitsgrad, der es ermöglicht, die zeitliche Abtastung der Arbeitskurve präziser zu steuern. Auf eine Unterscheidung zwischen Nockenwelle und Exzenterwelle wird im Folgenden verzichtet, da nun beide Nockenwellen gleichbedeutend zum Ventilhubverlauf beitragen. Die Nockenwelle, die die obere Nockenrolle auslenkt wird erste Nockenwelle genannt. Die Nockenwelle, die den Exzenter ersetzt, wird zweite

verbleibt, wird kein Ventilhub ausgelöst. Sobald die Auslenkung durch die beiden Nocken groß genug ist, wandert der Kontaktpunkt in den Hub-Bereich. Dieser weicht von der gedachten Kreisbahn des Nullhub-Bereichs ab und führt dann zu einem Ventilhub. Beim DRS System wird dieser Mechanismus genauso genutzt, allerdings wird hier der verwendete Bereich der Arbeitskurve nicht statisch eingestellt, sondern mit jeder Umdrehung erneut durchlaufen.

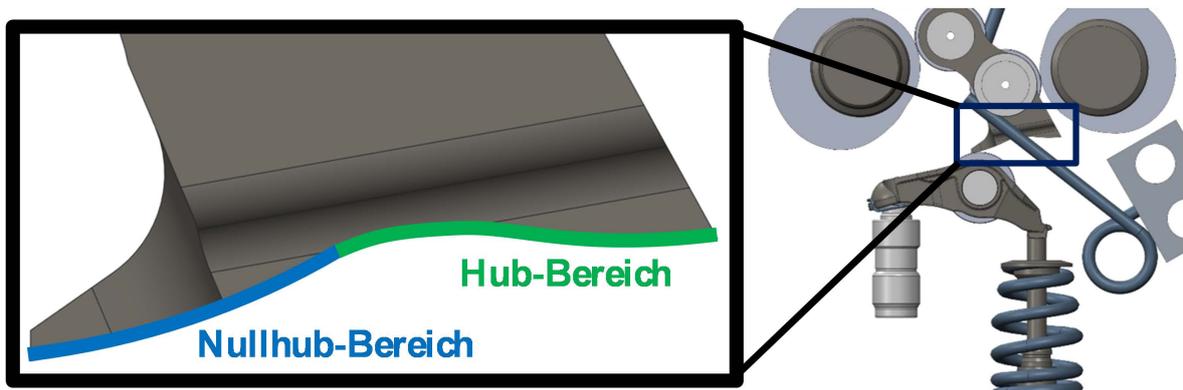


Abbildung 24 DRS Ventiltrieb: Detailausschnitt der Arbeitskurve mit Nullhub- und Hub-Bereich

Die Aufgabe der Positionierung des Zwischenhebels ist nicht mehr der Exzenterwelle zugeordnet, sondern kann jeweils von beiden Nockenwellen übernommen werden. Ein dem Zwischenhebel zugewandter Exzenter ist zu vergleichen mit einer Nockenwelle im maximalen Hub, und ein abgewandter Exzenter ist zu vergleichen mit einer Nockenwelle auf dem Grundkreis. In Abbildung 25 sind vier charakteristische Positionen des Ventiltriebs während einer Umdrehung dargestellt. Position 1 entspricht dem Ausgangszustand bei geschlossenem Ventil. Beide Kontaktpunkte der Nockenfolger mit dem entsprechenden Nocken liegen auf dem Grundkreis und der Kontaktpunkt der Arbeitskurve mit dem Schleppehebel ist am Anfang des Nullhub-Bereichs. Sobald nun eine Nockenwelle in ihren maximalen Hub übergeht, durchläuft der Kontaktpunkt der Arbeitskurve den gesamten Nullhub-Bereich und steht nun genau am Anfang des Hub-Bereichs. Während dieses Vorgangs wird kein Hub am Ventil ausgeführt.

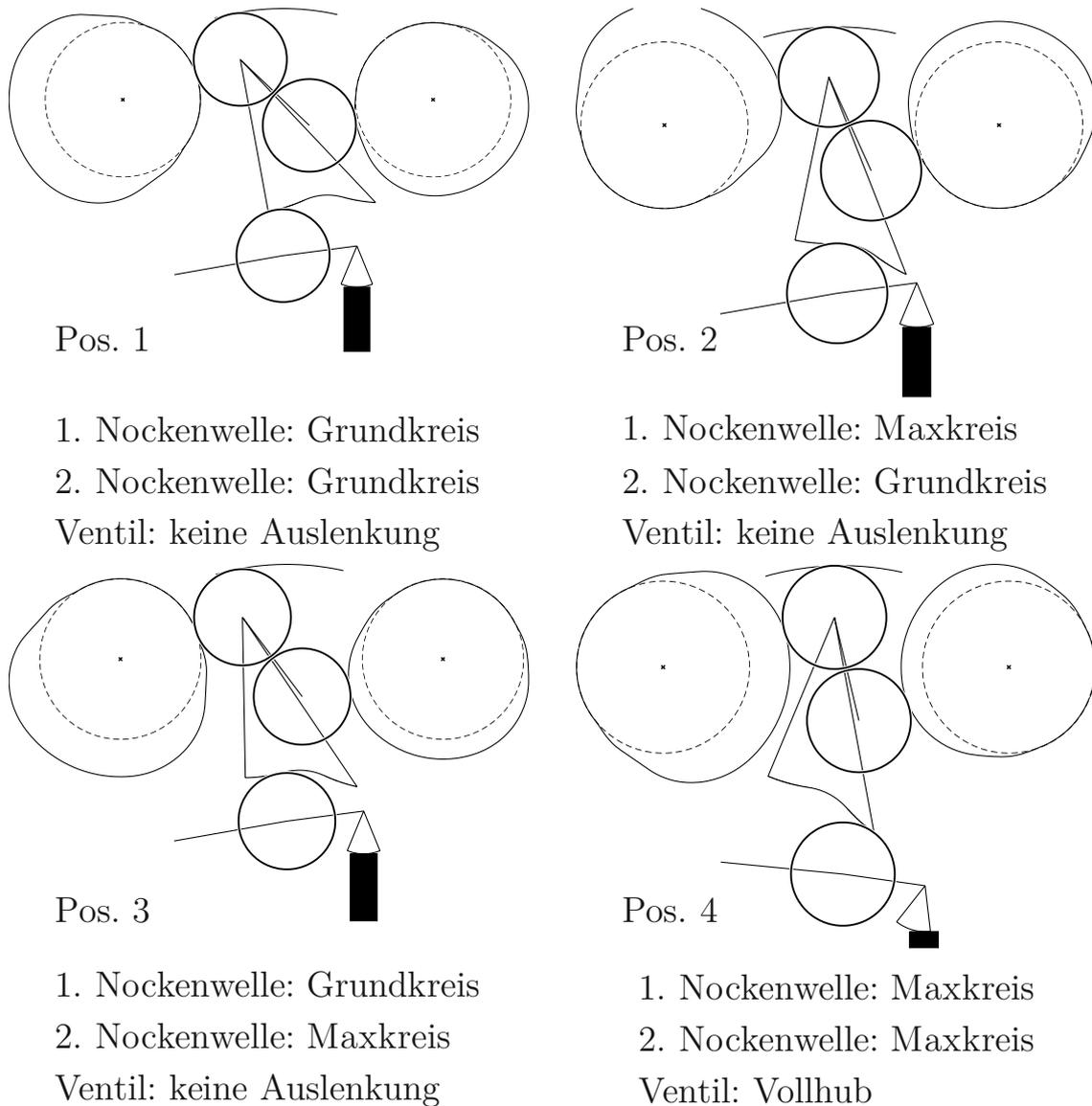


Abbildung 25 Vier charakteristische Stellungen des Ventiltriebs und deren Auswirkung auf den Ventilhub

Das System erreicht Position 2, wenn diese Bewegung von der ersten Nockenwelle ausgeführt wird, und Position 3, wenn sie von der zweiten Nockenwelle ausgeführt wird. Beide Positionen sind funktional gleichwertig. Solange eine Nockenwelle ihren maximalen Nockenhub ausführt, kann die jeweils andere Nockenwelle ihren Hub direkt auf das Ventil weitergeben. Erreichen beide Nockenwellen ihren maximalen Hub, wird Position 4 erreicht.

Für das Durchlaufen eines exemplarischen Öffnungszyklus stellt z.B. die erste Nockenwelle auf ihren maximalen Hub. Dies bringt lediglich den Zwischenhebel in Position und führt noch nicht zu einem Ventilhub. Die zweite Nockenwelle öffnet nun das Ventil bis zum Vollhub. Somit wird der Ventilhubverlauf bis zum maximalen Hub ausschließlich von der öffnenden Flanke der zweiten Nockenkontur gesteuert. Solange beide Nockenhub maximal sind, verharrt das Ventil in der Hubrast. Die erste Nockenwelle schließt nun das Ventil. Auch hier wird der Verlauf über die Schließflanke der ersten Nockenkontur direkt gesteuert. Anschließend fährt auch die zweite Nockenwelle wieder zurück auf ihren Nullhub. Es lassen sich so die Öffnungs- und Schließmechanismen komplett voneinander trennen. Durch eine Änderung der Phase zwischen beiden Nockenwellen kann das Öffnen und das Schließen weiter voneinander entfernt werden, was zu einer größeren Steuerzeit und ggf. einer Verlängerung der Hubrast führt. Wird im Gegensatz dazu das Öffnen und Schließen zusammengeführt, so überlagern sich die Vorgänge und es entstehen Teilhübe, bis letztendlich auch ein Nullhub möglich ist.

5.4 Erstellung der Ventilhubkurve

Der erste Schritt bei der Entwicklung eines Ventiltriebs ist die Erzeugung der Hubfunktion für das Ladungswechselventil. Es gilt zum einen die thermodynamischen und zum anderen die mechanischen Anforderungen zu erfüllen. Dabei müssen geeignete Werte für die folgenden charakteristischen Merkmale gefunden werden:

- maximaler Ventilhub
- Steuerzeit
- maximale und minimale Beschleunigung
- Form und Höhe der Rampen.

Aus thermodynamischer Sicht soll in möglichst kurzer Zeit eine definierte Menge an Gas über das Ventil strömen. Das theoretische Maximum stellen rechteckförmige Hubkurven dar. Aus mechanischer Sicht bedeuten große Beschleunigungen direkt große Kontaktkräfte und Flächenpressungen. Um Reibung und Verschleiß gering zu halten, sollten diese also möglichst klein sein. Als Kompromiss wird hier die größte mechanisch ertragbare Beschleunigung gewählt und in einem iterativen Prozess während der Entwicklung festgelegt. Die negative Beschleunigung wird maßgeblich durch die Masse der bewegten Teile sowie der Ventildfeder bestimmt. Die Feder stellt den Kontakt zwischen Ladungswechselventil und Nocken sicher. Genügt die Federkraft nicht, um die Masse gleichermaßen zu beschleunigen, während der Nocken eine negative Beschleunigung ausführt, kommt es zum Kontaktverlust. Um diesen Fall zu vermeiden, können mit Hilfe der reduzierten Masse vereinfachte Abschätzungen zur dynamischen Sicherheit getroffen werden. Aus der Masse bzw. dem Trägheitsmoment (bei rein rotatorisch bewegten Teilen) aller Komponenten im Ventiltrieb wird eine Ersatzmasse errechnet, die als Masse des Ladungswechselventils angenommen wird. Mit dem gewünschten Hubverlauf des Ventils und der reduzierten Masse lassen sich somit anhand der folgenden Formel die

erforderlichen Beschleunigungen errechnen und Abschätzungen über die Federkräfte treffen [40].

$$F_{Feder} \geq m_{red} a_{bez}$$

In Tabelle 1 sind die Ergebnisse einer ersten Berechnung dargestellt. Die Werte für die reduzierte Masse, Hub und Federkraft bei maximalem Hub sind an typische Werte für einen PKW-Otto-Motor angelehnt. Bei einer Motordrehzahl von 6000 min^{-1} kann eine Beschleunigung von $-64 \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2}$ ertragen werden. Bei gleicher Drehzahl kann für ein Second Event mit 3 mm Hub durch die reduzierte Federkraft nur noch eine Beschleunigung von $-41 \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2}$ erreicht werden. Bei der Auslegung ist zu berücksichtigen, dass durch das Schwingungsverhalten der Bauteile die real auftretenden Beschleunigungen die ausgelegten deutlich übersteigen. Für die spätere Anwendung im Forschungsmotor muss allerdings lediglich eine Grenzmotordrehzahl von 2000 min^{-1} erreicht werden. Die ertragbaren Beschleunigungen steigen damit deutlich.

Tabelle 1 (Betragsmäßig) maximale negative Ventilbeschleunigung

		Hubmaximum		Second Event	
Drehzahl Nockenwelle	min^{-1}	3000	1000	3000	1000
reduzierte Masse	g	73.3	73.3	73.3	73.3
Hub	mm	9	9	3	3
Federkraft	N	460	460	300	300
max. negative Beschleunigung	$\frac{\text{mm}}{\text{rad}^2}$	-64	-572	-41	-373

Neben dem gewünschten Ventilhub werden ebenfalls die Bewegungsgesetze nach gleicher Methodik erstellt. Diese Bewegungsgesetze sind Hilfsgrößen und können beispielsweise die Bahn der Nockenfolgerrolle beschreiben. Als Beispiel ist in Abbildung 26 das Bewegungsgesetz der beiden Nockenfolgerrollen für die Hub- und Steuerzeitverstellung dargestellt. In dieser Variante sind beide Bewegungsgesetze identisch. Die Hubhöhe ist jeweils bezogen auf den festgelegten maximalen Ventilhub,

sodass sich auf Basis der Geometrie unterschiedliche Hubhöhen für beide Nockenscheiben ergeben. Die Beschleunigung wird zum Hubmaximum auf $0 \frac{mm}{rad^2}$ zurückgeführt. Es ergibt sich damit ein Hubplateau, das in seiner Steuerzeit auch nachträglich noch beeinflusst werden kann, ohne einen neuen Beschleunigungsverlauf zu generieren.

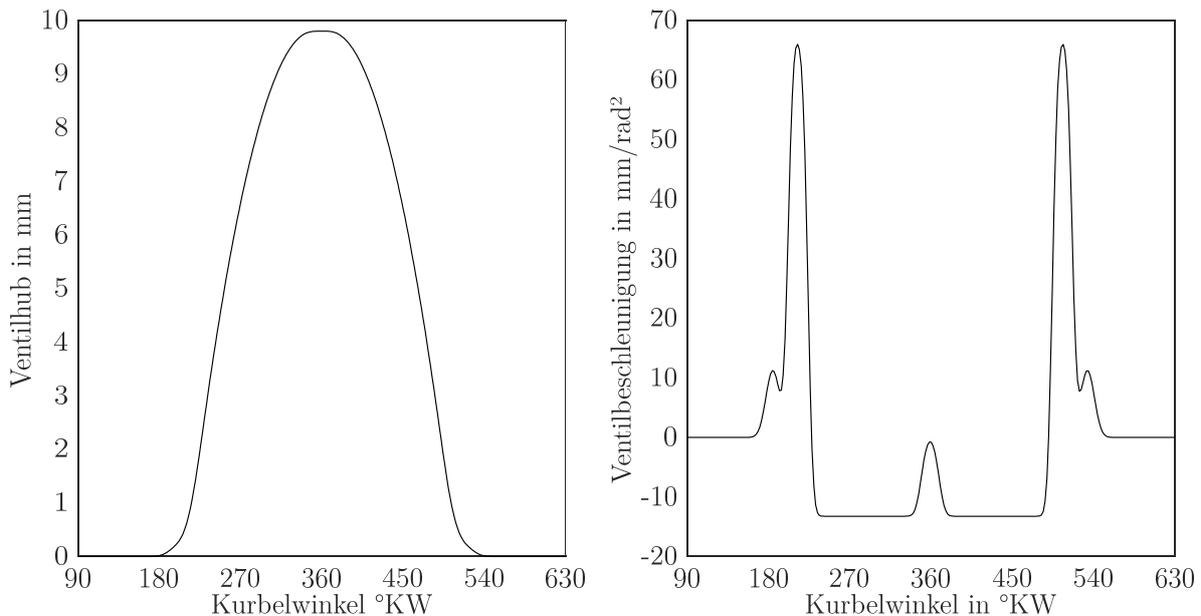


Abbildung 26 Hub- und Beschleunigungsverlauf des Bewegungsgesetzes der beiden Nockenrollen für eine Hub- und Steuerzeitverstellung

5.5 Generierung der Nocken sowie der Arbeitskurve

Der Ventiltrieb kann abstrakt als ebenes Kurvengetriebe eingeordnet werden. Die zu Grunde liegende Methode zur Generierung von Arbeitskurven für mehrgliedrige Kurvengetriebe ist bekannt [78] und wird hier angewendet, um die Punktwolken für die Nockenscheiben sowie die Arbeitskurve zu errechnen. Am Beispiel eines Rollenschlepphebeltriebs ist das Vorgehen zur Generierung der Nockenscheibe wie folgt:

- Der vorgegebene Ventilhub wird in festgelegter Diskretisierung für eine Umdrehung der Nockenwelle durchlaufen und dem Schlepphebel aufgeprägt.

- Die Bewegung des Schleppehebels wird ausgedrückt als Rotation um den Drehpunkt über den Winkel seiner relativen Position zur Ruhelage.
- Aus den trigonometrischen Beziehungen des Drehpunkts des Hebels und der Position der Schleppehebelrolle in der Ruhelage sowie in der ausgelenkten Lage wird die Bahn der Schleppehebelrolle als Punktwolke erstellt.
- Eine Koordinatentransformation dieser Punktwolke aus dem ortsfesten Koordinatensystem in ein inkrementweise gedrehtes Koordinatensystem der Nockenscheibe liefert die Punktwolke der Rollenmittenbahn um den Nocken.
- Durch die Verschiebung der Punkte um den Radius der Abnehmerrolle entlang der jeweils Senkrechten auf der Rollenmittenbahn ergibt sich schließlich die Nockenkontur.

In Abbildung 27 sind die charakteristischen Kurven der schematischen Darstellung eines Ventiltriebs zu sehen. Dabei sind die Nockenkontur sowie die Folgerrolle reelle Bauteile. Entlang der Rollenmittenbahn bewegt sich der Mittelpunkt einer Rolle. Dieser kann, wie im Beispiel geschehen, im globalen Koordinatensystem beschrieben werden, oder im nockenfesten Koordinatensystem. In diesem Fall mäandert die Bahn um die Nockenkontur mit dem Abstand des Rollenradius. Des Weiteren sind noch die Krümmung sowie der Grundkreis dargestellt. Die Krümmung einer Kurve beschreibt die Intensität ihrer Richtungsänderung. Der Grundkreis ist der Kreis um den Mittelpunkt des Nockens, dessen Radius dazu führt, dass die Folgerrolle das Ventil genau geschlossen hält. Die Erstellung aller Konturen für einen mechanisch vollvariablen Ventiltrieb gestaltet sich zwar komplexer, läuft jedoch immer nach dem oben beschriebenen Verfahren ab.

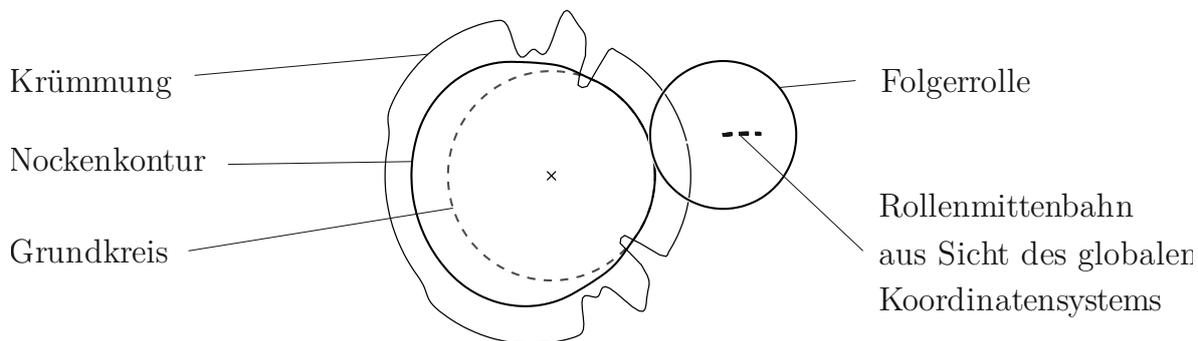


Abbildung 27 Kennzeichnung der Kurven einer schematischen Darstellung eines Ventiltriebs

Die bisher für UniValve genutzte Auslegungsmethodik gibt einen Nockenhub sowie einen Ventilhub für den gewünschten Vollhub vor. Aus diesen beiden Vorgaben und der räumlichen Lage der Bauteile zueinander (im Folgenden Geometrie genannt) ergeben sich die Nockenkontur und im nächsten Schritt die Arbeitskurve aus der öffnenden Flanke der Nockenkontur und dem Ventilhub. Damit werden nur während der Öffnungsphase die gewünschten Größen des Beschleunigungsverlaufs korrekt umgesetzt. Der Verlauf während der Schließphase wird durch eine kinematische Analyse bestimmt und kann nicht gezielt gesteuert werden.

Im Gegensatz dazu wird bei DRS die Arbeitskurve als erstes erzeugt. Durch die Vorgabe des Durchmessers der Grundkreise sowie der Maximalhubkreise der beiden Wellen ergeben sich die maximal möglichen Positionen des Zwischenhebels während der Schwenkbewegung. Als weitere geometrische Randbedingung fließt die Position der Schleppebelrolle bei minimal und maximal ausgelenktem Ventil ein. Die Krümmung der Arbeitskurve wird im nächsten Schritt durch einen Optimierungsprozess so gesteuert, dass kein Doppelkontakt mit der Schleppebelrolle auftritt. Somit können die Form und Krümmung der Arbeitskurve direkt gesteuert werden. Dies war bei UniValve nur durch geschickte Wahl von Nocken- und Ventilhub möglich. Im Weiteren werden dann durch Vorgabe der Arbeitskurve sowie des Ventilhubs die beiden Nockenscheiben

generiert. Je nach Auslegungsstrategie können verschiedene oder gleiche Ventilhube für die jeweiligen Nockenscheiben vorgegeben werden.

Ein weiterer Unterschied zur bisherigen Auslegungsmethodik ist, dass sich nicht alle Kurven durch einen direkten Zusammenhang ergeben. Der Zwischenhebel hat nun keinen festen Drehpunkt während des gesamten Ventilhubes mehr, sondern rollt auf der zweiten Nockenwelle ab. Zur Erstellung der Nockenrollenbahn aus der Schleppebelauslenkung pro Inkrement muss für die Arbeitskurve und für den Nocken simultan ein Schnittpunkt gefunden werden. Dies wird mit Hilfe eines Optimierungsprozesses gelöst. Die Methode wurde in [79] dargestellt.

Die beschriebene Vorgehensweise wird in einem Solver umgesetzt. Dies ist ein Computerprogramm, das mathematische Probleme numerisch löst. In Abbildung 28 ist exemplarisch die Ausgabe des Solvers dargestellt. Diese umfasst neben den Kurvenscheiben und der Arbeitskurve die jeweils zugehörigen Krümmungskurven, die Grundkreise der Nocken, die Rollenmittenbahnen der beiden Nockenrollen sowie die Kulissee. Im letzten Schritt werden Ausgabedateien generiert, welche die Geometrie sowie die Punktwolken der Kurvenscheiben enthalten. Diese Dateien werden von den weiteren Entwicklungswerkzeugen im weiteren Auslegungsprozess direkt genutzt.

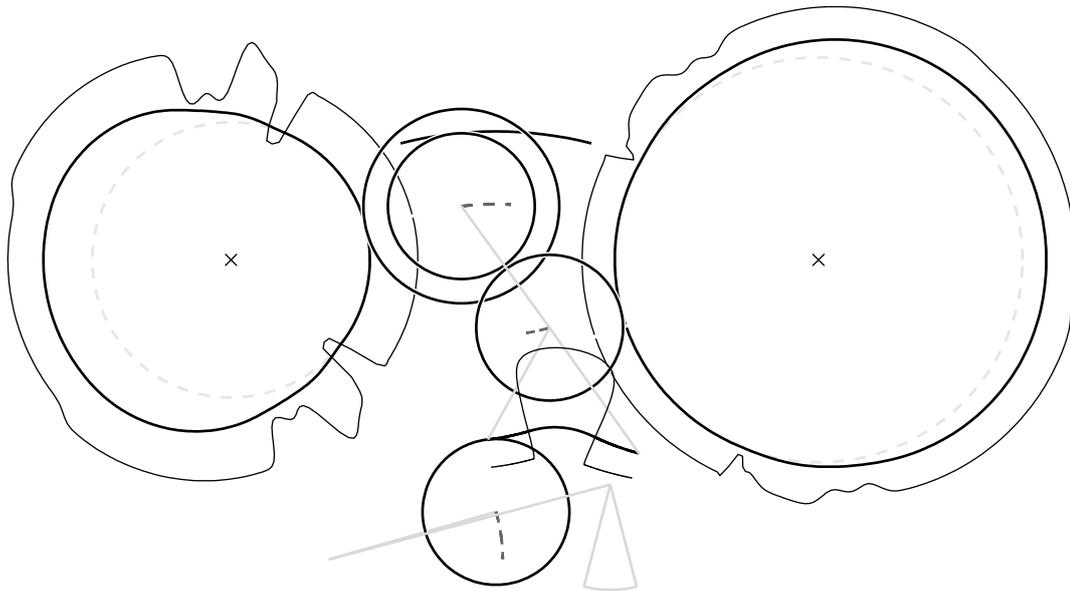


Abbildung 28 Ergebnis der Generierung der Kurvenscheiben am Beispiel der Hubvariation: Nockenscheiben und Arbeitskurve inklusive Krümmung, Position der Folgerollen des Zwischenhebel sowie Position des Schlepphebels

5.6 Kinematische Analyse

Im Anschluss an die Erstellung der Kurven werden diese in einer kinematischen Analyse validiert. Dazu wird der Ventiltrieb in einer Umgebung dargestellt, die dem Solver zur Generierung der Kurven ähnelt. Die Bauteile werden im Zweidimensionalen auf ihre entscheidenden Funktionsflächen reduziert und statisch zusammengebaut. Die Kontakte zwischen den Bauteilen werden als unendlich steif angenommen und ein Abheben wird nicht zugelassen. Durch eine inkrementweise Rotation der Nockenscheiben wird zu jedem Berechnungsschritt die Auslenkung des Zwischenhebels, des Rollenschlepphebels und des Ventils ermittelt.

Die Hauptaufgabe der kinematischen Analyse ist die Validierung der Auslegung. Der vorgegebene Ventilhub sowie die Ausgabe der Analyse werden gegeneinander abgeglichen. Eine exemplarische Ausgabe ist in Abbildung 29 dargestellt. Zur detaillierteren Bewertung werden die Kräfte im System aufgrund der Ventilfeeder berechnet. Die Federkraft

wird über unterschiedliche Hebelverhältnisse verstärkt und bestimmt somit die stationäre Belastung der Kontakte. Durch Änderungen der Geometrie wird hier ein Minimum an Kontaktkräften gesucht. Zudem wird in der kinematischen Analyse eine erste Kollisionsprüfung durchgeführt. Auch ohne 3D-Konstruktion können hier Fehler wie z.B. eine Kollision zwischen einer Nockenscheibe und der Arbeitskurve (also dem späteren Zwischenhebel) überprüft werden.

An diesem Punkt der Entwicklung kann nun die Variabilität des Ventiltriebs untersucht werden. In diesem Fall werden für verschiedene Phasenwinkel zwischen den Nockenwellen die resultierenden Hubkurven simulativ ermittelt. Diese sind nicht immer direkt ersichtlich, da bei einigen Auslegungsvarianten die Bewegungen der Nockenhübe überlagert werden.

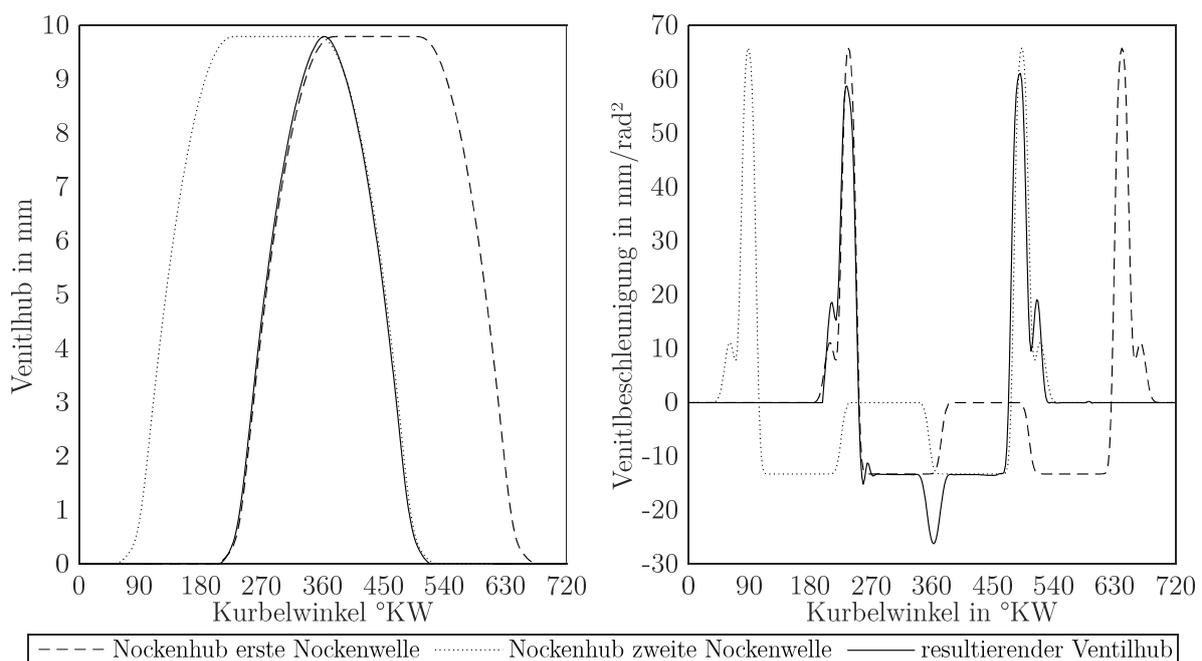


Abbildung 29 Ausgabe der kinematischen Analyse am Beispiel der Hubvariation: Bewegungsgesetze der beiden Nockenfolgerollen sowie resultierender Ventilhub

5.7 Mehrkörpersimulation

Mit Hilfe der Mehrkörpersimulation (MKS) wird das dynamische Verhalten des Systems bewertet. Im Gegensatz zur kinematischen Analyse

können hier alle Körper, Kontakte, Lager und Federn mit einer Steifigkeit und einer Dämpfung abgebildet werden. Weiterhin können Körper mit Masse und Massenträgheitsmomenten modelliert und damit auch die Dynamik des Systems simuliert werden. Wie bei jeder Modellierungsaufgabe muss ein Kompromiss zwischen Detaillierung mit der damit verbundenen Abbildungsgenauigkeit und Berechnungsaufwand getroffen werden. Die Mehrkörpersimulation wird im Laufe der Arbeit an drei Stellen mit einer jeweiligen Detaillierung durchgeführt. Im frühen Stadium der Entwicklung ist es essentiell, verschiedene Konzepte und Auslegungen schnell miteinander vergleichen zu können. Daher werden in diesem Schritt einige vereinfachende Annahmen getroffen, die die Simulation beschleunigen und dennoch ausreichend genaue Ergebnisse liefern:

- nur ein Ventil wird betrachtet
- das System ist planar
- die Masse und das Massenträgheitsmoment werden geschätzt
- Kontakte und Lager sind reibungsfrei
- die Schmierung wird nicht berücksichtigt
- die Kontaktsteifigkeiten werden auf Basis überschlägig dimensionierter Bauteile modelliert
- Zwischenhebel und Schleppebel sind starr
- die Rollen bilden keine eigenständigen Körper, sondern sind fest mit den Hebeln verbunden
- der hydraulische Ventilspielausgleich wird durch eine starre Achse ersetzt
- die Nockenwelle wird mit konstanter Drehzahl angetrieben

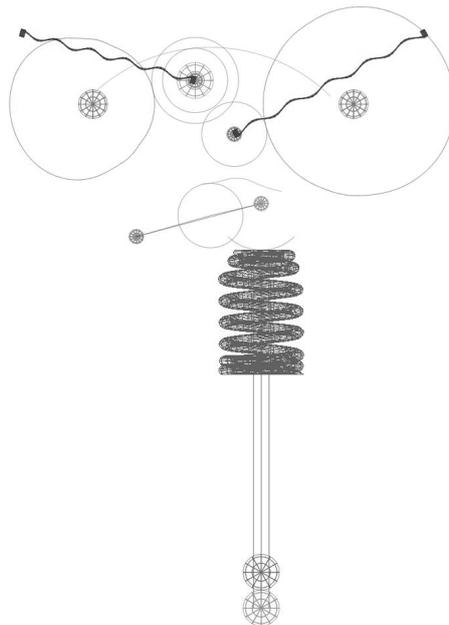


Abbildung 30 Mehrkörpersimulationsmodell im einfachsten Detaillierungsgrad

Etwa $\frac{2}{3}$ der Masse der Ventilfeeder kann als bewegt angenommen werden. [76] Darüber hinaus weisen Ventilfeeder relativ niedrige Eigenfrequenzen von $500 - 800 \text{ Hz}$ auf. Daher ist der Einfluss der Ventilfeeder auf das dynamische Verhalten des kompletten Systems dominierend. Dem wird Rechnung getragen, indem die Ventilfeeder ab dem ersten Simulationsmodell als Balkenmodell abgebildet wird. Dieses unterteilt die Feder in viele kleine Balkenelemente, die jeweils miteinander verbunden sind und die entsprechenden Eigenschaften bezüglich Geometrie und Material besitzen. So ist es möglich, in einer effizienten Entwicklung erste Abschätzungen über das spätere dynamische Verhalten des Ventiltriebs vorzunehmen.

Sobald Messdaten aus einer Erprobung verfügbar sind, wird das System in die nächst höheren Detaillierungsstufe überführt. Diese beinhaltet die Kontaktsteifigkeiten, die mit den konkreten geometrischen Abmessungen nach einer überschlägigen Berechnung der Hertzischen Pressung modelliert werden. Die Verbindung zwischen der Rollenaußenkontur und dem jeweiligen Hebel wird mit einem kraftbasierten Lagermodell abgebildet. Durch die Angabe von Steifigkeit sowie Dämpfung wird eine Auslenkung

der Rollen ermöglicht. Damit wird die Steifigkeit der Nadellager sowie die Bauteildeformation von Zwischenhebel und Rollenschlepphebel nachgebildet. Einen exemplarischen Vergleich der Hubkurven jeweils aus der kinematischen Analyse sowie der MKS Simulation zeigt Abbildung 31.

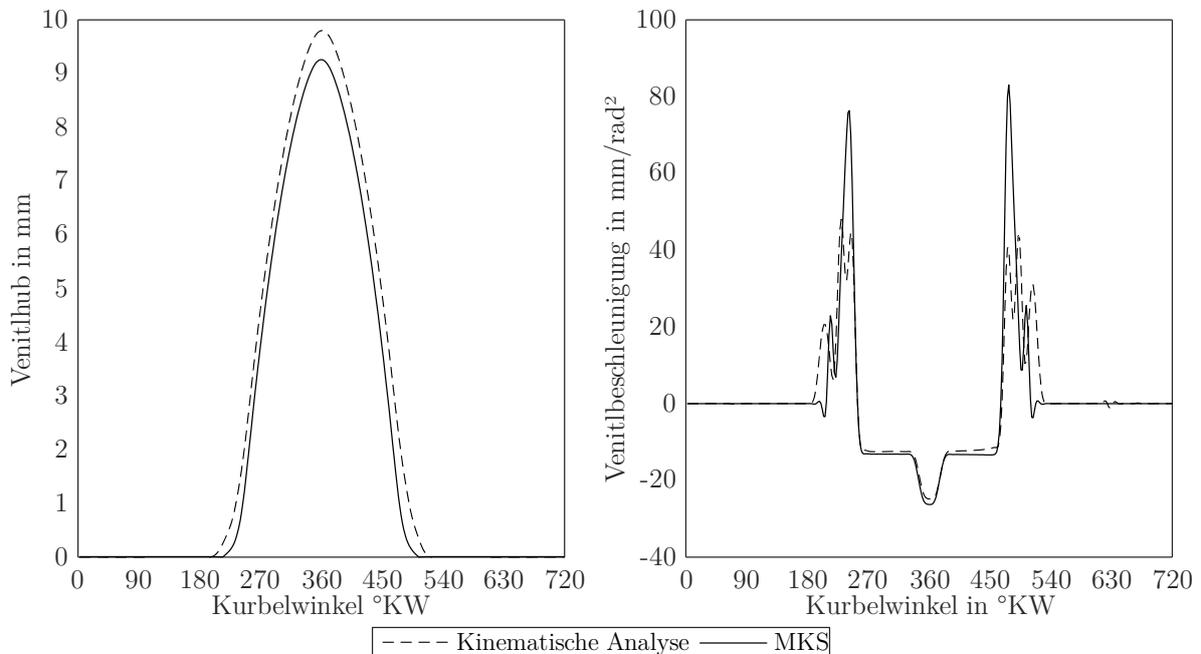


Abbildung 31 Ergebnis der Mehrkörpersimulation am Beispiel der Hubverstellung im Vergleich zur Kinematischen Analyse

5.7.1 Co-Simulation von MKs und FEM

Für den höchsten verwendeten Detaillierungsgrad der MKs-Simulation kommt eine Co-Simulation mit Finite-Elemente-Methoden (FEM) zum Einsatz. Diese führt zu jedem Berechnungszeitschritt der MKs eine FEM-Rechnung der elastischen Körper durch. Der Solver berücksichtigt für die Gleichgewichtsbedingungen neben den üblichen Größen die Deformation der elastischen Elemente. Für das gezeigte System werden der Schlepp- sowie der Zwischenhebel als elastisch angenommen. Die Kulisse, das Ventil sowie die Nockenscheiben und Nockenwellen werden weiterhin als starr modelliert. Durch die Verwendung der realen Geometrie ist das System nun nicht mehr planar. Die Körper werden dennoch durch Zwangsbedingungen in der Ebene gehalten. Die elastische Definition von

Körpern erfordert einige abweichende Modellierungsansätze. Die Kontakte werden nun nicht mehr über die planare Außenkontur, sondern über Segmente der Oberflächennetze definiert. Die Kräfte aus den Lagern werden gleichmäßig verteilt an Elementknoten auf der Oberfläche eingebracht. Am Beispiel der Nadellager werden die Knoten auf der Rollennenseite sowie die Knoten auf der jeweiligen Zylinderfläche der Bohrung durch den Hebel ausgewählt. In der Modelldarstellung entsteht ein spinnetartiges Gebilde, das den Kraftereinleitungspunkt auf der Rollennachse mit den ausgewählten Elementknoten verbindet. Diese sind in der Ansicht des Co-Simulationsmodells in Abbildung 32 zu sehen. Neben der mechanischen Validierung können die Ergebnisse der Simulation genutzt werden, um das System steifer zu gestalten und somit die Abweichung des Ventilhubes gegenüber der Auslegung zu reduzieren. Als ein exemplarisches Ergebnis ist in Abbildung 33 der Konturplot der Spannung auf den flexiblen Bauteilen zum Zeitpunkt des maximalen Ventilhubes dargestellt. Als kritischste Stelle ist der Bereich des Zwischenhebels zwischen unterer Nockenrolle und Arbeitskurve zu erkennen. Dieser benötigt eine starke Aussparung um eine Kollision mit der zweiten Nockenscheibe zu verhindern, und ist damit nicht kraftflussgerecht gestaltet. Das relative Optimum stellt die kleinstmögliche Ausnehmung unter Einhaltung des benötigten Sicherheitsabstands zum Nocken dar.

Der simulierte Ventilhub weicht im Vergleich zur Simulation mit starren Körpern vor allem im Bereich des maximalen Ventilhubes ab. Hier sind die Kräfte am größten und damit auch die Bauteildeformationen. Dies ist im Ergebnis in Abbildung 34 zu sehen. Der Beschleunigungsverlauf der Co-Simulation zeigt, dass die Rampen weiter verschwinden und sich mit der Hauptbeschleunigung überlagern. Die Maxima der Beschleunigungen sind sehr ähnlich, der Bereich dazwischen weist aber deutlich mehr Schwingungen auf.

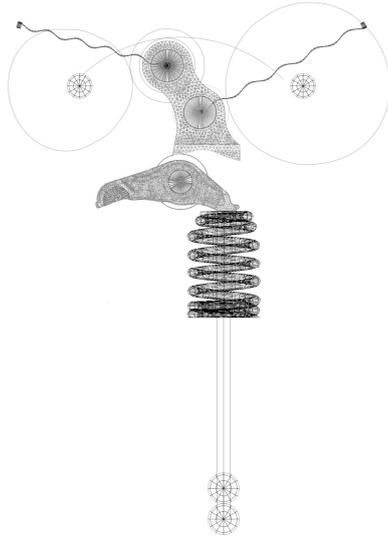


Abbildung 32 Mehrkörpersimulationsmodell im höchsten verwendeten Detaillierungsgrad inklusive elastischer Körper für Zwischen- und Schleppebel

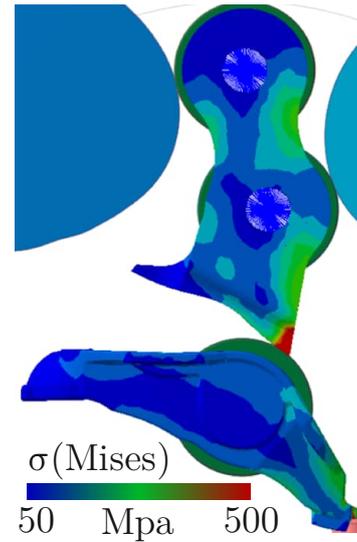


Abbildung 33 Konturplot der Vergleichsspannung σ nach Mises während des maximalen Ventilhubes: Schwarz: Minimum, Hellgrau: Maximum

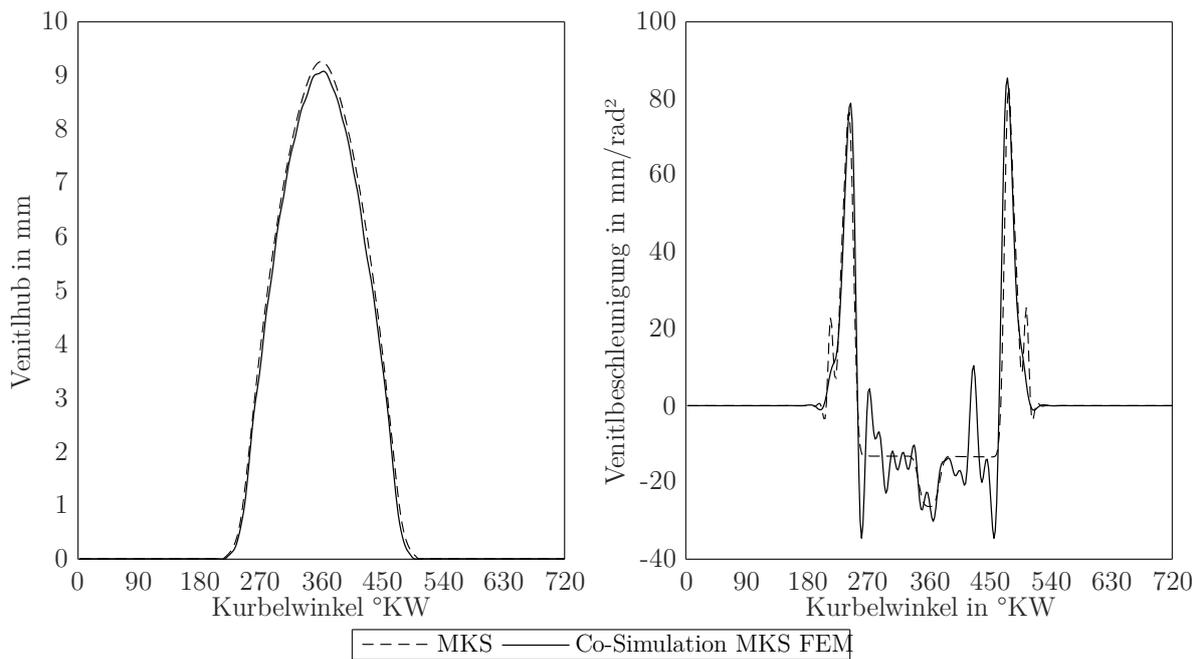


Abbildung 34 Ergebnis der Co-Simulation aus Mehrkörpersimulation und Finite Element Methoden am Beispiel der Hubverstellung im Vergleich zur reinen MKS

5.7.2 Simulationsabgleich

Der Ventiltrieb wird in einem Systemzylinderkopf aufgebaut und validiert. Dieser Zylinderkopf trägt lediglich den Ventiltrieb und ist modular

aufgebaut, sodass verschiedene Geometrien mit wenigen Neuteilen umgesetzt werden. Die Nockenwelle wird durch einen Elektromotor angetrieben und der Ventilhub wird mittels Laser-Doppler-Vibrometer aufgezeichnet. Der gleiche Aufbau wird verwendet, um den Ventiltrieb im vollständigen Zylinderkopf zu erproben. Er wird im Detail in Abschnitt 5.10 beschrieben. Mit den Messdaten des ersten Versuchsträgers werden die vorangehenden Entwicklungsschritte validiert.

In Abbildung 35 ist der Einlasshub dargestellt. Die erste Variante ist das Ergebnis der Kinematikanalyse und im Diagramm als „Auslegung“ gekennzeichnet. Das Ergebnis des MKS Modells weicht leicht von der Auslegung ab. Vor allem im Bereich der Schließrampe weicht die Simulation ab, da hier erste dynamische Effekte auftreten.

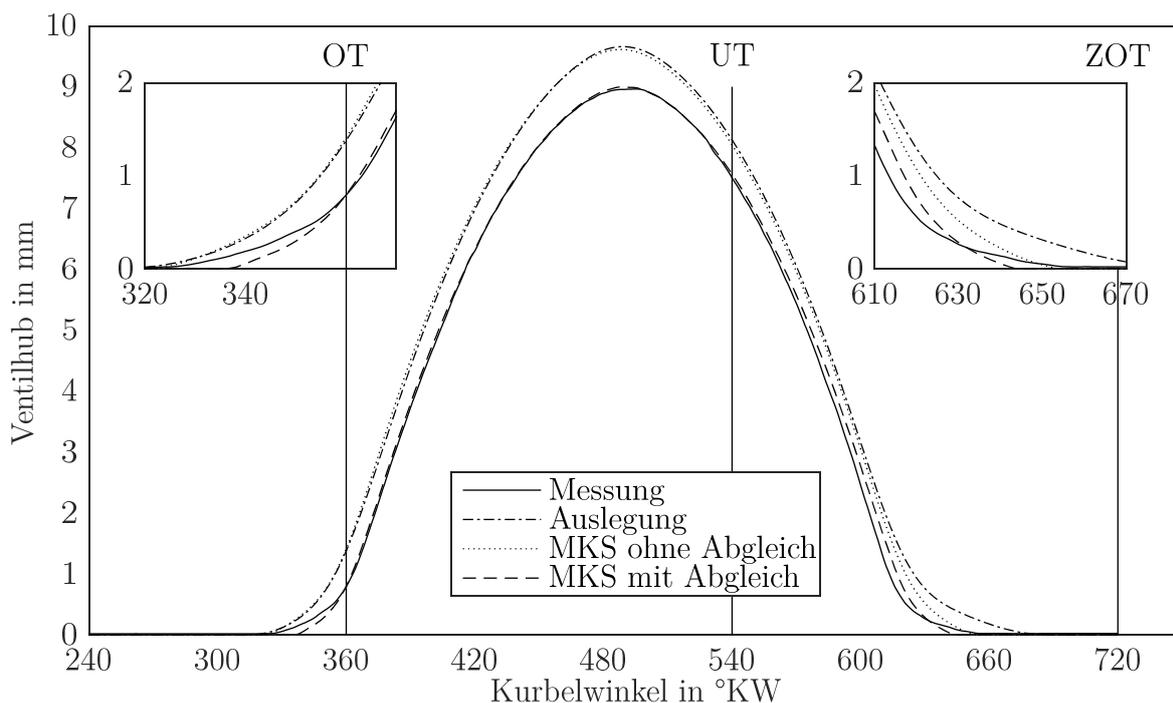


Abbildung 35 Vergleich der Mehrkörpersimulation mit und ohne Abgleich zum gemessenen Ventilhub bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Der am Systemzylinderkopf gemessene Ventilhub weicht deutlicher ab. Der maximale Ventilhub ist um 0.6 mm geringer und die Steuerzeit ist entsprechend kürzer. Das MKS Modell wurde angepasst, um den

simulierten Ventilhub an den gemessenen anzugleichen. Dazu wurden insbesondere die kraftbasierten Lagermodelle für die Rollenlager in ihrer Steifigkeit angepasst. Diese Methodik fasst die Steifigkeit der Nadellager, der Achse sowie die Hebel an einem Punkt zusammen.

Die fallende Flanke ist etwas in Richtung kürzerer Steuerzeit versetzt. Die Ursache hierfür ist das Spiel der Phase zwischen den beiden Nockenwellen. Für die Simulation wird eine absolut winkeltreue Verbindung angenommen. Im Gegensatz dazu weist die Verzahnung in der Realität ein Flankenspiel auf. Obwohl die Verzahnung eine hohe Qualität besitzt, wirkt sich dieses geringe Spiel sehr sensitiv auf den Ventilhub aus. Die Abweichung folgt der gleichen Charakteristik wie eine beabsichtigte Steuerzeitreduzierung. Somit weist die fallende Flanke der Messung eine vergleichbare Schließrate auf wie der ausgelegte Ventilhub.

Im Bereich des Öffnens und Schließens reagiert das Modell mit einer zu steilen Rampe. Dies ist der Annahme geschuldet, den hydraulischen Ventilspielausgleich vernachlässigen zu können. Ab einem Ventilhub von etwa $0,7 \text{ mm}$ ist die Kraft auf den Spielausgleich so groß, dass dieser absinkt. Dies ist im Modell mit einem einfachen Spiel dargestellt, das im Gegensatz zum Spielausgleich ohne Dämpfung durchfahren wird. Ist dieses Spiel überwunden, decken sich die Verläufe wieder. Diese Vereinfachung wird weiterhin beibehalten, da die Modellbildung für den Spielausgleich deutlich mehr Aufwand erfordern und nur marginale zusätzliche Modellqualität erbringen würde.

Der Abgleich kann somit über den gesamten Hubverlauf mit Ausnahme der Rampen als gelungen bewertet werden. Die öffnenden und schließenden Flanken und damit die Hauptbeschleunigungen sowie der maximale Ventilhub werden gut getroffen. Damit weist das Simulationsmodell eine Güte auf, mit der weiterführende Änderungen am Ventiltrieb zuverlässig bewertet werden können.

5.8 Konstruktion des Ventiltriebs

Die Konstruktionsarbeiten erfolgten alle mit der Software PTC Creo 2.0. Diese CAD-Software wurde bereits am Lehrstuhl eingesetzt, wodurch bei Bedarf auf bestehende Baugruppen zurückgegriffen werden kann.

Die grundlegenden geometrischen Kenngrößen werden parametrisch hinterlegt. Wird in der Auslegung eine Geometrieänderung durchgeführt, so erneuert der Solver die Ausgabedateien. Diese werden dann erneut eingelesen, und das CAD-Modell aktualisiert sich weitestgehend automatisch. Um dies zu ermöglichen, muss beim Aufbau der Modelle auf eine konsequente Hierarchie geachtet werden. Diese schnelle Schnittstelle ist essentiell für einen effizienten Entwicklungsprozess. In gleicher Zeit können mehr Iterationen durchlaufen und die bestmögliche Variante gefunden werden.

Die erste Detailkonstruktion der Ventiltriebskomponenten soll Aufschluss über die Machbarkeit, den Bauraumbedarf sowie das dynamische Verhalten des Konzepts geben. Dazu wird der Ventiltrieb zunächst in einen Prototypenzylinderkopf integriert. Diese Vorrichtung besteht hauptsächlich aus einer großen Grundplatte, die viele mögliche Punkte für Verschraubungen und Ölversorgung bietet. Darauf können dann nach Bedarf Lagerstellen aufgebaut werden. Die Grundplatte nimmt zwei Ventilmodule auf, die jeweils ein Ladungswechselventil inklusive Sitzring, Ventilsfeder und Federteller tragen. Diese Module erleichtern es, verschiedene Konfigurationen in Ventilen und Ventilabstand schnell zu realisieren. Abgeschlossen wird der Kopf mit einer Haube, die Raum für Durchtriebe lässt. Im vorliegenden Fall wurde aus einem vorangegangenen Projekt die Ventilbaugruppe für einen turboaufgeladenen PKW-Motor übernommen. Die Nockenwellen wurden in gebauter Form ausgeführt. Bei einer neuen Auslegung müssen dann für die Nockenwellen lediglich die Kurvenscheiben neu angefertigt und auf die bestehende Welle montiert werden.

Im Vergleich zur Entwicklung und Fertigung von Prototypen, beschleunigt die Verwendung von bereits bestehenden Bauteilen den Entwicklungsprozess erheblich. Daher wurden in diesem Beispiel die Rollenschlepphebel sowie Ventildfedern jeweils von Serienmotoren mit passender Geometrie übernommen. Sollten für einen Anwendungsfall die vorliegenden Bauteile nicht geeignet sein, so können diese auch neu ausgelegt werden.

5.8.1 Kulissenposition

Die Positionierung der Kulissenbahn ist elementar für die Gestaltung des Ventiltriebs. Hierfür zeigen bereits ausgeführte Systeme mehrere Möglichkeiten auf. Vier Beispiele sind in Abbildung 36 dargestellt: Zunächst die erste Generation der BMW Valvetronic, bei der die Kulissenbahn auf dem Zwischenhebel aufgebracht ist und die Exzenterwelle als Kontakt dient. Der Kontakt zum Exzenter sowie zur Nockenscheibe ist jeweils auf einer zusätzlichen eigenen Achse realisiert. Bei allen folgenden Versionen der Valvetronic sowie den anderen Systemen ist dieser Kontakt zur Kulisse umgekehrt, indem die Kulissenbahn ortsfest im Zylinderkopf untergebracht ist und der Zwischenhebel eine Rolle als Kontaktpartner trägt. Weiterhin ist die Kulissenrolle auf einer Achse mit der Nocken- oder Exzenterrolle gelagert. Zwischen Valvetronic 2 und UniValve ist in Bezug auf die Anordnungen der Rollen lediglich die Funktion von Nocken- und Exzenterwelle vertauscht. Die Kulissenrolle wird jeweils auf der Achse der oberen Rolle geführt.

Die Rheinmetall Automotive AG hat auf Basis des UniValve Systems eine Weiterentwicklung namens UpValve vorgestellt [80]. Die Kulissenrolle und damit auch die Kulisse wurden von der Nockenrollenachse auf die Exzenterrollenachse verlegt. Somit erhält der Zwischenhebel einen festen Drehpunkt und rollt während eines Ventilhubs nicht mehr auf der Exzenterrolle ab. Das grundsätzliche Verhalten bleibt jedoch gleich. Das System wurde bis zur Serienreife entwickelt [81].

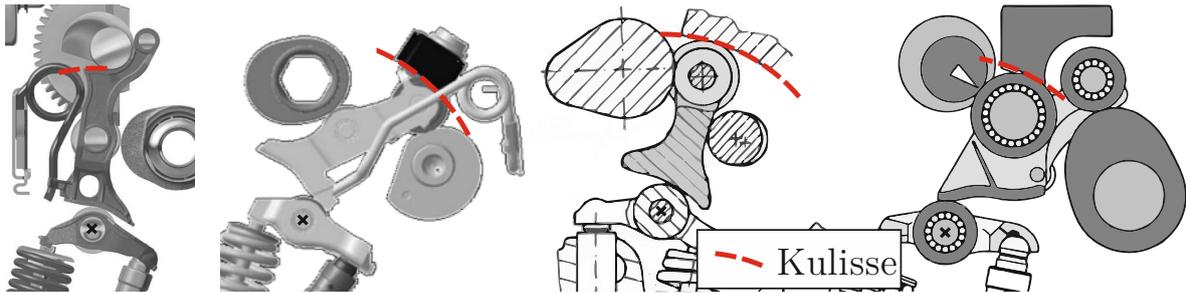


Abbildung 36 Vergleich der Kulissenposition zwischen (v.l.) Valvetronic 1 [82], Valvetronic 2 [82], UniValve [83] sowie Upvalve [84]

Es wird für den zu realisierenden Ventiltrieb eine möglichst kompakte Bauform angestrebt und daher von der ersten gezeigten Lösung abgesehen. Unter Berücksichtigung der Besonderheit eines Ventiltriebs mit zwei synchron rotierenden Nockenwellen entsteht ein Zwischenhebel mit zwei Nockenfolgerrollen und ohne statische Abstützung an einer Exzenterwelle. Mit dieser Änderung gibt es im grundsätzlichen Aufbau keinen Unterschied zwischen dem System UniValve und Valvetronic 2 und höher. Damit bleiben nun noch zwei Varianten, bei denen die Kulissenrolle entweder auf der Achse der oberen Nockenrolle oder auf der Achse der unteren Nockenrolle mitgeführt wird. Diese beiden Varianten wurden in einer Konzeptstudie untersucht. In Abbildung 37 sind die jeweiligen Kurvenscheiben dargestellt.

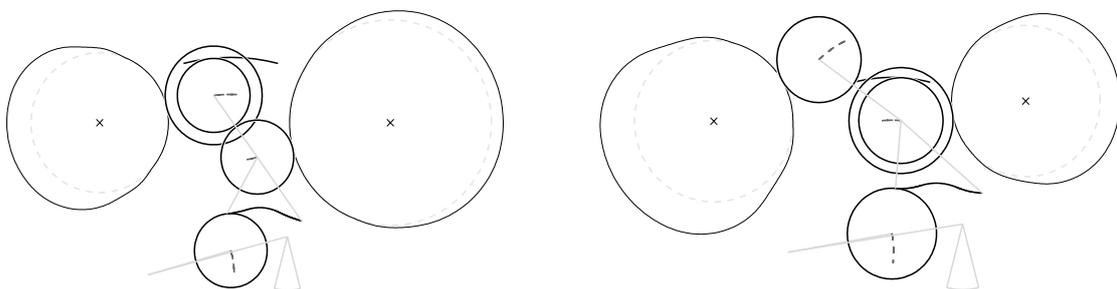


Abbildung 37 Ausgabe des Solvers zur Generierung der Kurvenscheiben, links: Kulissenrolle auf Achse der oberen Nockenrolle, rechts: Kulissenrolle auf Achse der unteren Nockenrolle

Die Geometrien wurden mit Hilfe der MKS-Simulation bewertet. Die Ergebnisse werden in Abbildung 38 anhand der minimalen Kontaktkraft am unteren Nockenrollenkontakt verglichen. In Bezug auf Kontaktverlust aufgrund von Dynamik ist der Kontakt der unteren Nockenrolle am kritischsten, da an dieser Stelle die geringste Sicherheitsreserve vorliegt. Sinkt die Kontaktkraft auf 0, so hebt der Zwischenhebel ab, was zu einer deutlichen Reduktion der Haltbarkeit und erhöhtem Geräusch führt, was zu vermeiden ist. Die Option der Kulissenrolle auf der Achse der unteren Nockenrolle zeigt eine deutlich niedrigere maximale Drehzahl und erweist sich als nicht vorteilhaft, da durch das Verschieben der Kulissenrolle an der kritischsten Stelle des Systems zusätzliche Masse hinzugefügt wird. Trotz zahlreicher Optimierungen konnte für diese Variante keine Geometrie gefunden werden, die den Anforderungen entspricht.

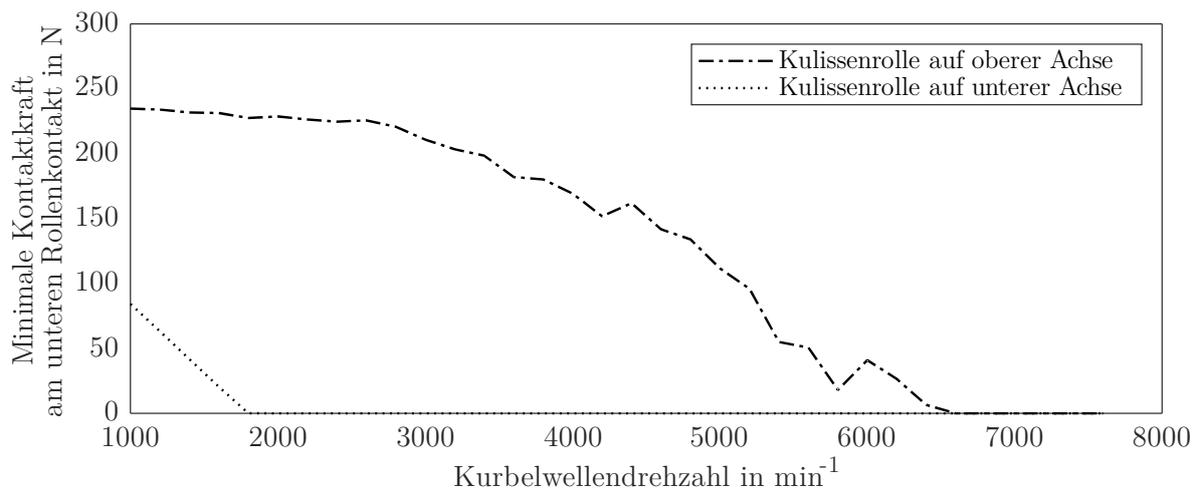


Abbildung 38 Minimale Kontaktkraft am unteren Zwischenhebelrollenkontakt als Ergebnis einer MKS Simulation: Vergleich zwischen Kulissenrollenposition

Auch wenn [84] dynamische Vorteile des Systems UpValve im Gegensatz zu UniValve aufzeigt, die im Wesentlichen den Unterschied der Kulissenposition haben, sind diese nicht für ein System mit zwei synchron rotierenden Nockenscheiben übertragbar. Daher wurde im Folgenden die Variante der Kulissenrolle auf der Achse der oberen Nockenrolle weiterverfolgt.

5.8.2 Zwischenhebel

Der Zwischenhebel kann ähnlich dem UniValve-System als Gabelhebel ausgeführt werden. Für diese Lösung wird die Achse, auf der die oberen Nockenrollen beider Ventile eines Zylinders laufen, gemeinsam genutzt. Es bietet sich dann an, in der Mitte zwischen beiden Ventilen die Kulissenrolle zu platzieren. Somit ist eine freiere Gestaltung der Nockenhübe möglich, da hier nicht auf eine Kollision mit der Kulisse geachtet werden muss. Weiterhin ist der Zwischenhebel gut abgestützt und weist ein geringeres Risiko auf zu kippen. Als Nachteil ist jedoch zu nennen, dass die Hübe der beiden Ventile nicht stark voneinander abweichen dürfen, da sonst der Hebel kippt und die Kontaktfläche von Zwischenhebel und Rollenschlepphebel und damit die Tragfähigkeit reduziert.

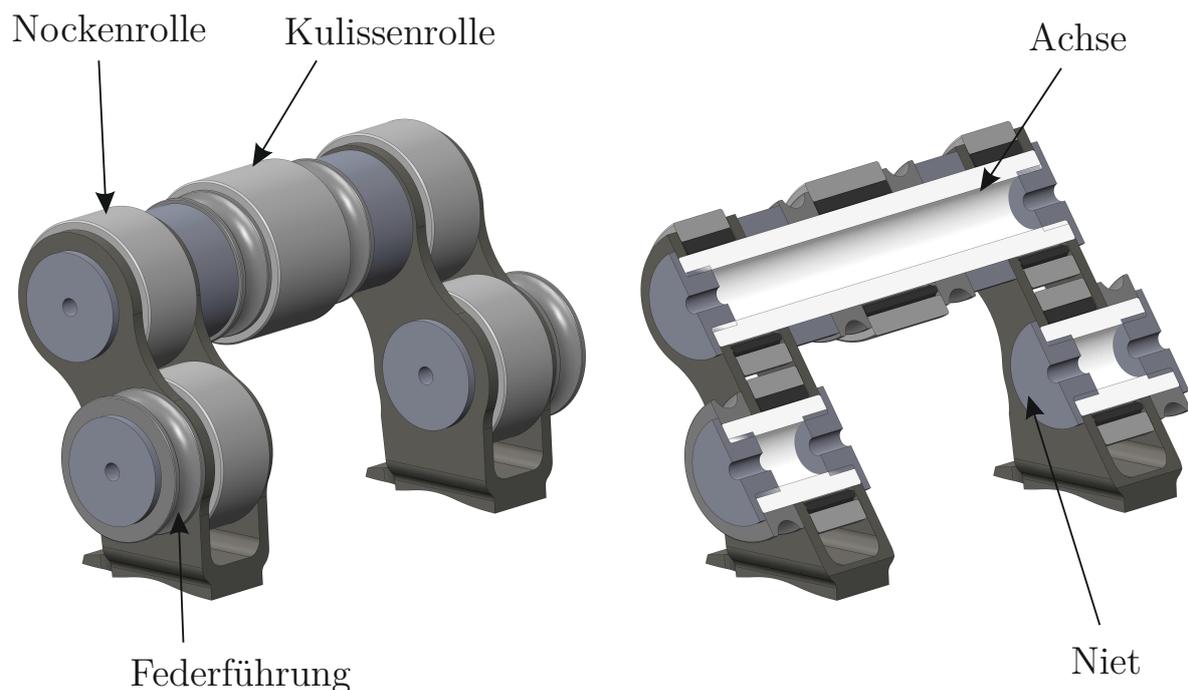


Abbildung 39 Zwischenhebel als Gabelhebel ausgeführt als CAD Modell und geschnittenes CAD Modell

Allerdings ist es für das angestrebte Konzept essentiell, auf beiden Ventilen unterschiedliche Hübe darstellen zu können, um damit Einfluss auf die Ladungsbewegung zu nehmen. Daher wurde für die Anwendung im

Zylinderkopf eine Einzelhebelanordnung abgeleitet. Diese wird in Abschnitt 5.9.1 erläutert.

5.8.3 Rückstellfedern

Als Rückstellfeder des oberen Nockenrollenkontakts wird zunächst eine Federform weiterverwendet, die dem UniValve-System entspricht, da die Bauform des Zwischenhebels an dieser Stelle ähnlich ist und auf bestehende Komponenten und Entwicklungen zurückgegriffen werden kann. Für den unteren Nockenrollenkontakt genügte es beim UniValve System, einfache Bügelfedern einzusetzen. Der neue Ventiltrieb weist jedoch auch an diesem Kontakt eine deutliche Dynamik auf. Um den Kontakt sicherzustellen, wurden deshalb auch für die zweite Nockenwelle Schenkelfedern eingesetzt, die am Zwischenhebel in den seitlich angebrachten Federführungen eingreifen. Für die Voruntersuchung wurde ein Standardteil eingesetzt, für einen späteren Einsatz im Zylinderkopf ist dies aus Bauraumgründen jedoch nicht möglich.

Abbildung 40 zeigt den kompletten Ventiltrieb im Aufbau für die Integration in den Prototypenzylinderkopf. Die zweite Nockenwelle wird von der ersten über ein Stirnradgetriebe angetrieben. Die Phase zwischen beiden Nockenwellen wird durch eine Stirnverzahnung zwischen Abtriebsrad und zweiter Nockenwelle eingestellt. Im Betrieb wird die Verzahnung durch eine Zentralschraube in der Welle gesichert.

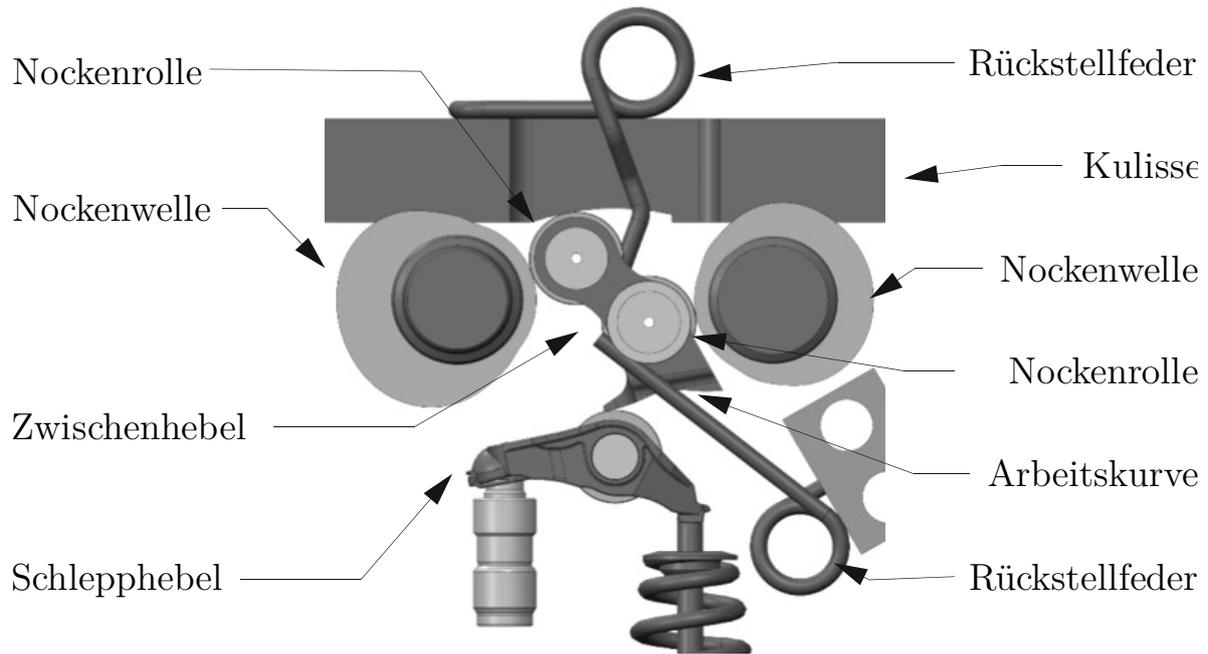


Abbildung 40 CAD Bild des Ventiltriebsystems DRS

5.9 Zylinderkopfintegration

Der Grundmotor entstammt einem „Cooperative Fuel Research“ (CFR)-Versuchs-Motor zur Bestimmung der Klopfintensität von Otto-Kraftstoffen. Nach einer genormten Testmethode [85] wird in diesem Motor der zu prüfende Kraftstoff mit Referenzkraftstoffen bzw. Mischungen daraus verglichen. Dabei wird das Kompressionsverhältnis soweit angehoben bis die entsprechende Klopfintensität erreicht ist. Über die Kraftstoffanteile in der Mischung bei gleicher Klopfintensität wird die Oktanzahl bestimmt. Für diesen Test ist der Einzylinder-Motor mit einer Verstellmöglichkeit des Kompressionsverhältnisses ausgestattet. Dazu ist am Zylinderrohr außerhalb des Wassermantels ein Gewinde aufgebracht. Dieses greift in eine Mutter, die im Kurbelgehäuse gehalten wird. Durch eine Verdrehung dieser Mutter wird das Zylinderrohr inklusive des Zylinderkopfs angehoben bzw. abgesenkt. Darüber hinaus ist der Kurbeltrieb dafür ausgelegt, einer klopfenden Verbrennung Stand zu halten. Damit bietet das Aggregat eine variable und zugleich solide Basis für den Forschungsmotor.

Als Zylinderkopf wird ein Verbund aus Zylinderkopfscheibe und Ventiltriebsmodul verwendet. Die Kopfscheibe enthält den Ein- und den Auslasskanal, die Ventilführungen und den Wassermantel. Damit können beispielsweise Kanäle unabhängig vom Ventiltrieb ausgetauscht werden. Dieses modulare Konzept reduziert die Entwicklungskosten und -zeit.

5.9.1 Einzelhebelanordnung

Eine essentielle Anforderung an den neuen Ventiltrieb ist die Fähigkeit, einen Differenzhub zwischen den beiden Einlass- bzw. Auslassventilen darzustellen, um damit Einfluss auf die Ladungsbewegung zu nehmen. Für die Voruntersuchung wurde noch ein Gabelhebel als Zwischenhebel eingesetzt, wie es beim UniValve System üblich ist. Ein deutlicher Differenzhub ist damit nicht möglich. Daher wurde eine Einzelhebelanordnung entwickelt. Das CAD-Modell des Einzelhebels ist in Abbildung 41 im Vergleich zur Ausführung als Gabelhebel wie beim Prototypenzylinderkopf dargestellt.

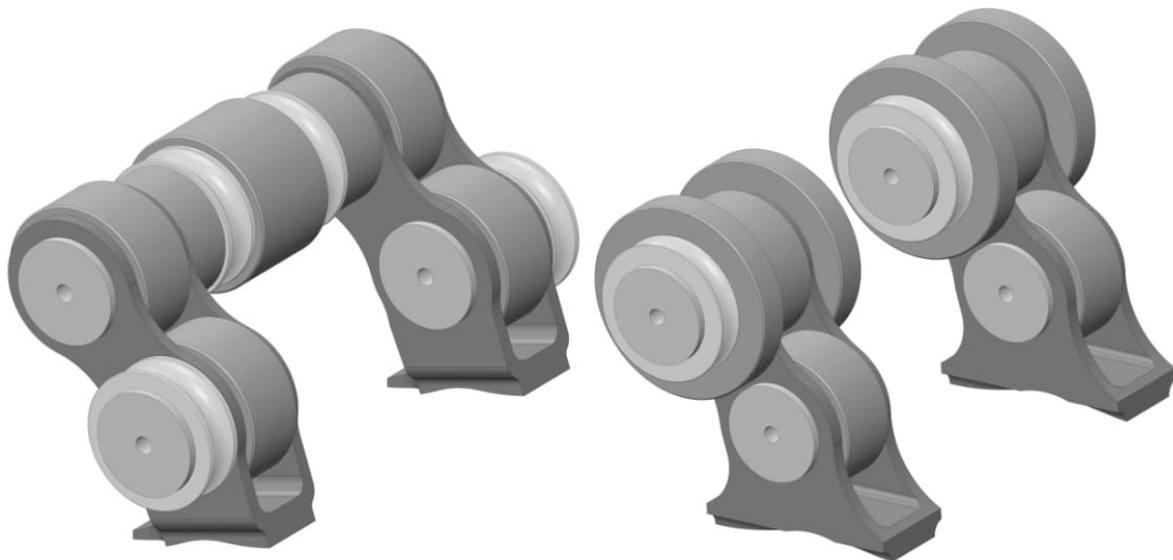


Abbildung 41 CAD Modell des Zwischenhebels links: als Gabelhebel, rechts: als Einzelhebel mit der Kulissenrolle auf der Achse der oberen Rolle

Die Kulissenrolle verbleibt auf der oberen Achse des Zwischenhebels, ist nun aber mittig im Hebel platziert. Jeweils eine Nockenfolgerrolle ist zu

beiden Seiten mit einem größeren Durchmesser als die Kulissenrolle ausgeführt. Diese Rollen umschließen damit die Kulissee und führen den Einzelhebel an der Kulissee. Am Ende der oberen Achse ist auf beiden Seiten jeweils eine Führung für eine Schenkelfeder angebracht. Die Feder, die den Kontakt zur zweiten Nockenwelle sicherstellt, greift in einer Nut am Ende der Arbeitskurve direkt am Hebel an.

Die beiden Konzepte wurden mit Hilfe der MKS anhand der Kontaktkraft an der unteren Nockenrolle in Abbildung 42 verglichen.

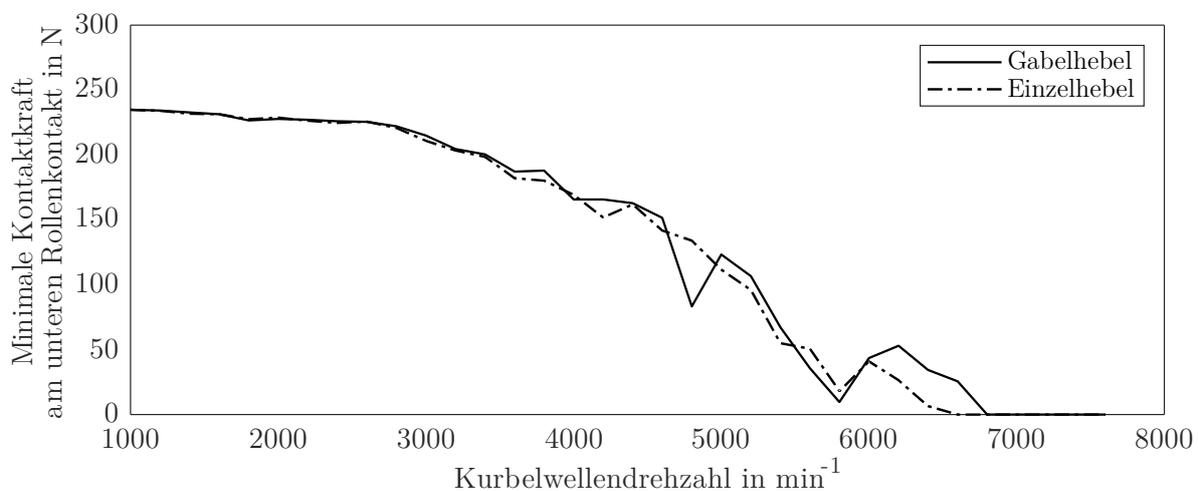


Abbildung 42 Minimale Kontaktkraft am unteren Zwischenhebelrollenkontakt als Ergebnis einer MKS Simulation: Vergleich zwischen Einzelhebel und Gabelhebel

Wie erkennbar unterscheiden sich die beiden Varianten kaum. Die Variante des Einzelhebels mit der Kulissenrolle auf der oberen Achse ermöglicht somit die freie Wahl des Differenzhubs, während das dynamische Verhalten im Vergleich zum Gabelhebel nicht beeinträchtigt ist. Abbildung 43 zeigt die Anordnung des Ventiltriebs auf dem Zylinderkopf des Forschungsmotors. Durch die Anordnung der Zylinderkopfscheibe und des Ventiltriebsmoduls sind die Ventile ungewöhnlich lang ausgeführt. In Verbindung mit dem großen Ventilwinkel führt dies zu einem großen Abstand zwischen Ein- und Auslassnockenwelle.

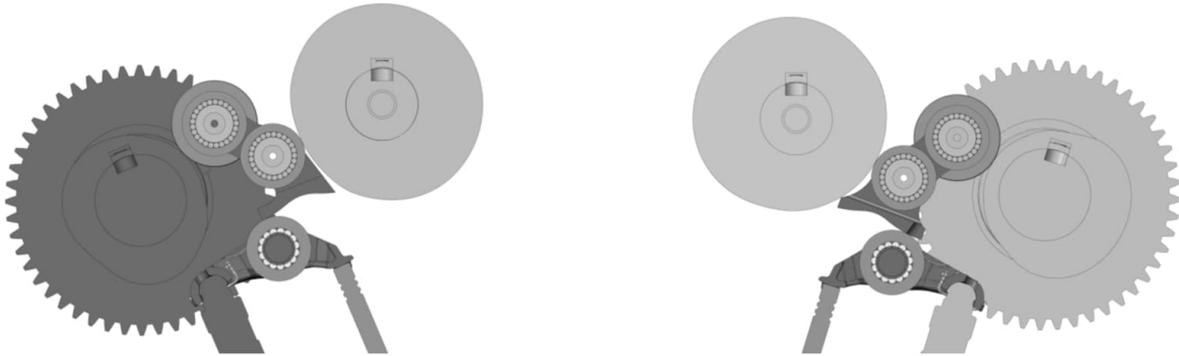


Abbildung 43 Schnitt durch das CAD Modell des Ventiltriebs für ein Aus- sowie ein Einlassventil

5.9.2 Anordnung Ventiltrieb

Eine grundlegende Anforderung an die Neu-Entwicklung besteht darin, dass alle Ventilhübe unabhängig voneinander variiert werden können. Für den eingesetzten Ventiltrieb lässt sich daraus ableiten, dass pro Ventil eine unabhängige zweite Nockenwelle mit jeweiligem Phasensteller gefordert ist. Damit lassen sich alle Schließzeitpunkte unabhängig voneinander variieren. Die Öffnungszeitpunkte der beiden Einlass- bzw. der beiden Auslassventile sind prinzipbedingt jeweils identisch. Für die geplanten Untersuchungen war diese Variation des Öffnungszeitpunkts nicht relevant und wurde daher nicht weiterverfolgt. Eine Untersuchung mit diesem Ziel kann jedoch durch eine Verdrehung der beiden Nockenscheiben auf den Nockenwellen relativ zueinander erreicht werden. Eine mögliche technische Umsetzung hierfür wäre ein weiterer Phasensteller in Kombination mit einer CamInCam Nockenwelle, wie in [49] gezeigt. Neben der Variation der Hubkurven ist ebenfalls eine Phasenverschiebung im Bezug zur Kurbelwelle gefordert. Diese wird entsprechend der gängigen Praxis mit hydraulischen Phasenstellern an den Stirnseiten der Nockenwellen umgesetzt. Die Steller entstammen aus einer Pkw-Anwendung und besitzen einen Verstellbereich von $57^\circ KW$ auf der Einlass- und $72^\circ KW$ auf der Auslassseite. Aus diesem Aufbau ergeben sich sechs Phasensteller. Eine Übersicht der Anordnung zeigt Abbildung 44.

als eine der ersten Versionen ihres VANOS Systems in [86] vorgestellt. Statt eines Kugelgewindetriebs wurde dort jedoch eine Schrägverzahnung eingesetzt, die von einem Hydraulikkolben betätigt wurde.

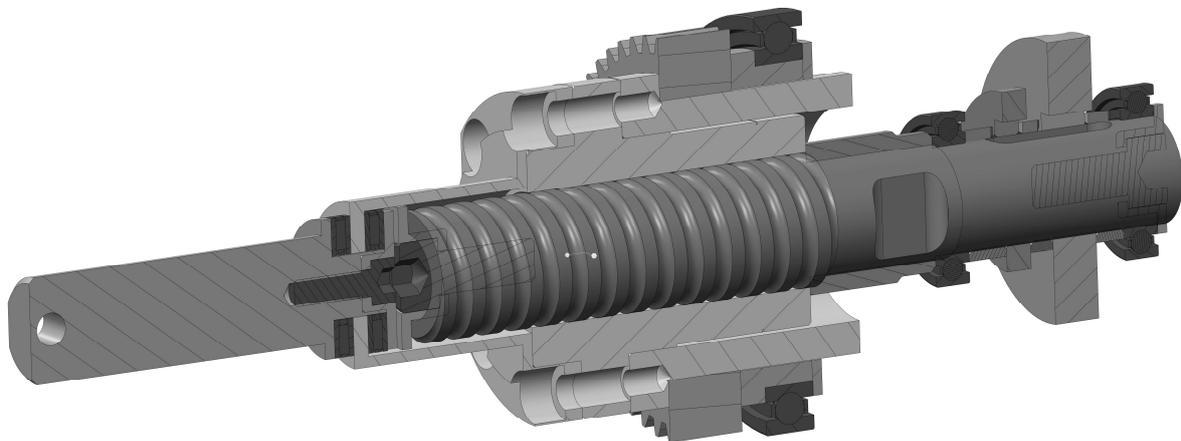


Abbildung 45 Aufbau und Schnittdarstellung des Spindelphasenstellers

Um die Mutter des Spindelphasenstellers (SPS) auf dem gesamten axialen Verfahrweg anzutreiben, ist sie auf der Außenseite mit einer Keilwellenverbindung ausgestattet. Das Gegenstück bildet das Antriebszahnrad, das von einem weiteren Lager in der Ebene gehalten wird. Die Spindel nimmt direkt die zweite Nockenscheibe auf und ersetzt damit die zweite Nockenwelle vollständig. Zur Ansteuerung des Stellers ist ein Zapfen an der Mutter über ein Axiallager befestigt. Dadurch wird der Zapfen von der Rotation entkoppelt und kann stillstehen. Ein Linearmotor auf der Oberseite des Zylinderkopfs schiebt den Schlitten einer Linearführung. Darauf ist ein Arm montiert, der ebenfalls den Zapfen des Spindelphasenstellers greift. Diese Konstruktion ermöglicht es, die Verbindung zwischen Linearmotor und Steller möglichst steif zu gestalten.

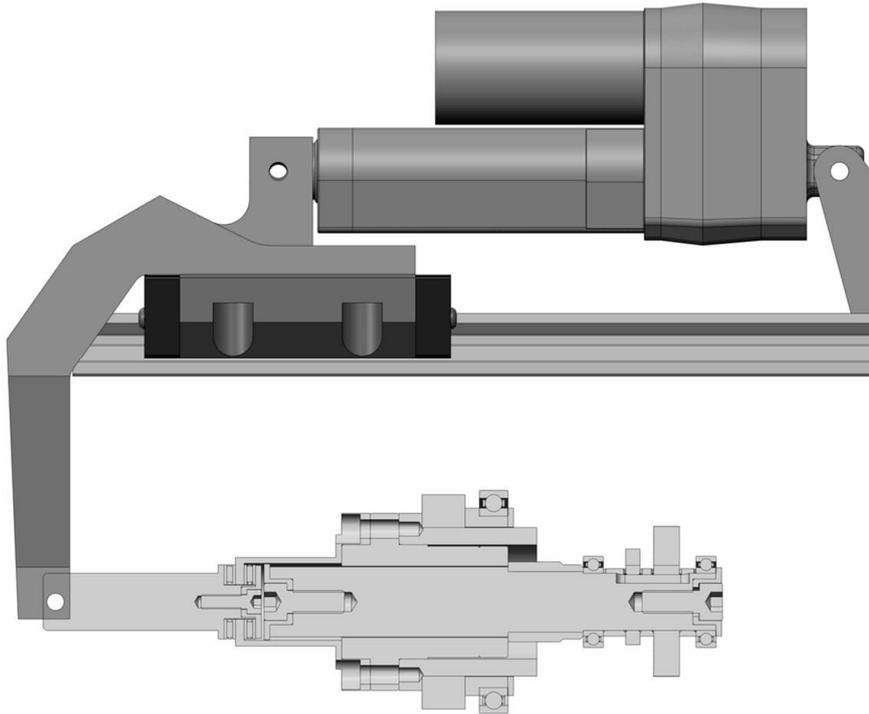


Abbildung 46 CAD Darstellung eines Spindelphasenstellers im Schnitt sowie der zugehörigen Aktuatorik mit Verbindungsarm, Schlitten und Linearaktor

5.9.4 Lagerungskonzept

Als Phasensteller für die Nockenwellen werden hydraulische Steller aus der PKW-Anwendung verwendet. Die Phasenstellerventile sind in diesem Fall zentral in der Nockenwellenschraube integriert. Diese werden jeweils über die ersten Lager der Nockenwellen nach dem Antrieb mit Öl versorgt. Diese Lager sind als Axial- sowie Radialgleitlager ausgeführt. Alle weiteren Lagerstellen sind mit Wälzlagern ausgestattet. Die Nockenwellen wurden jeweils zwischen den beiden Nocken sowie hinter der zweiten Stirnradstufe nochmals in Radiallagern aufgenommen. Die Lagerung der zweiten Nockenwellen wurde bereits in Abschnitt 5.9.3 beschrieben. Zwei Lager umschließen den Nocken, und ein weiteres Lager trägt das Antriebsrad und führt die Mutter des Spindelphasenstellers.

5.9.5 Nockenwellenantrieb

Die Nockenwellen werden über einen Kettentrieb von der Kurbelwelle angetrieben. Durch das Anheben des Zylinderkopfs zur Einstellung des Kompressionsverhältnisses ändert sich somit auch die Lage der Nockenwellen. Der Antrieb muss diese Änderung kompensieren. In vorangehenden Aufbauten des Forschungsmotors wurde eine technische Lösung erarbeitet und in [87] veröffentlicht. Dieses Konzept wurde übernommen und an die geänderte Geometrie angepasst. Der aktualisierte Aufbau ist in Abbildung 47 dargestellt.

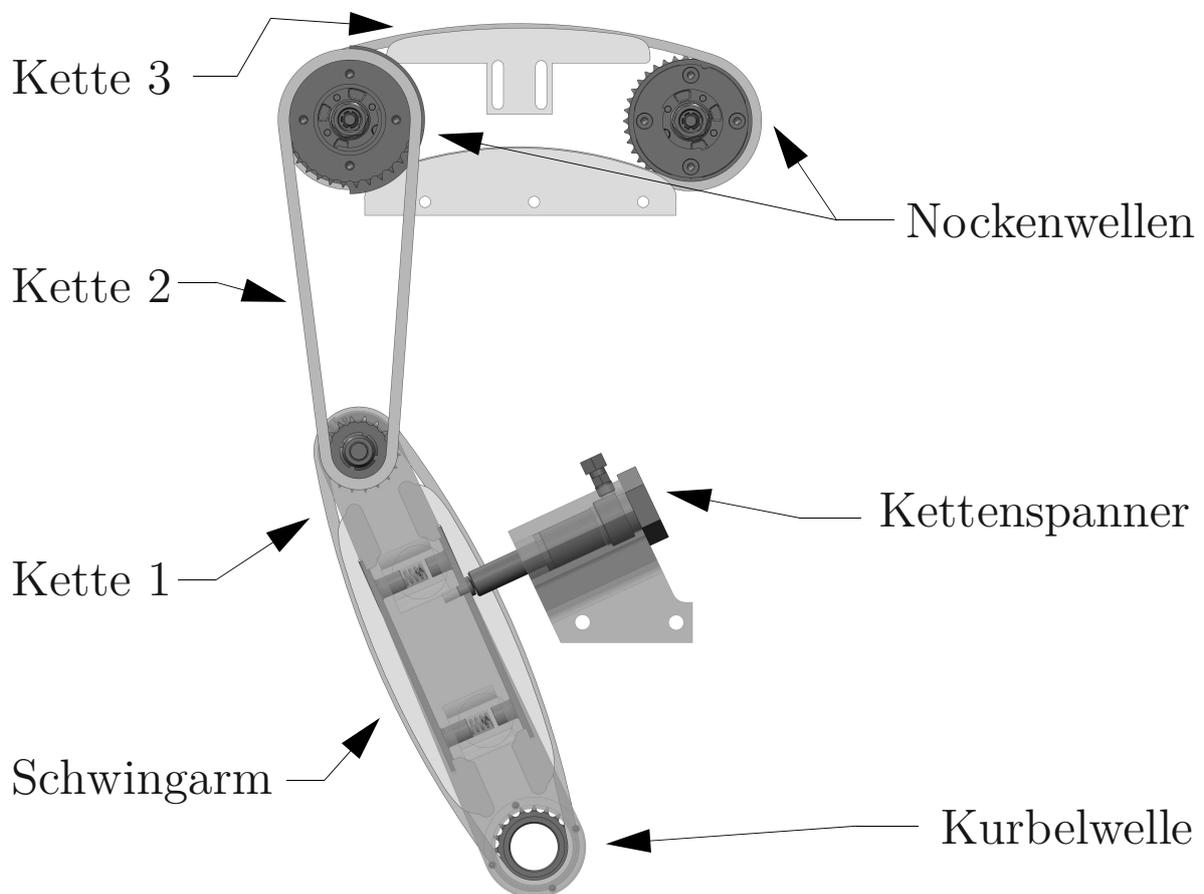


Abbildung 47 Dreiteiliger Kettentrieb als Antrieb der Nockenwellen unter Berücksichtigung der variablen Nockenwellenposition

Der Antrieb erfolgt über einen dreiteiligen Kettentrieb. Die erste Kette wird von dem sogenannten Schwingarm getragen. Er nimmt zwei Kettenschielen auf, welche die Kette durch zwei hydraulische Zylinder

spannt. Der Schwingarm ist auf der Kurbelwelle gelagert und kann die Zwischenwelle auf einer Kreisbahn um diese herum führen. Die zweite Kette verbindet die Zwischenwelle mit dem Phasensteller der Auslassnockenwelle. Schließlich treibt die Auslassnockenwelle die Einlassnockenwelle über eine dritte Kette an. Der Motor dreht gegen den Uhrzeigersinn. Um den Zugtrum der zweiten Kette zu spannen, drückt ein Kettenspanner den Schwenkarm gegen den Uhrzeigersinn. Die Kettenschienen der dritten Kette weisen lediglich eine statische Verstellung der Vorspannung auf.

5.10 Mechanikerprobung

Bevor der Zylinderkopf am Forschungsmotor zum Einsatz kam, wurde dieser am Komponentenprüfstand erprobt. Neben der Validierung der Ventilhuben wurden an diesem Prüfstand auch die hydraulischen Phasensteller in Betrieb genommen, die den gesamten Ventilhub relativ zur Kurbelwelle verstellen. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 48 dargestellt. Die Nockenwelle wird über einen externen Elektromotor angetrieben. In diesem Antrieb ist eine Drehmomentmesswelle verbaut. Der Zylinderkopf wird durch eine externe Ölkonditioniereinheit versorgt. Diese stellt den gewünschten Öldruck sowie die -temperatur ein. Alle Versuche wurden mit dem Öl „Titan Supersyn SAE 5W-40“ der Firma Fuchs Schmierstoffe GmbH durchgeführt. Auf ein Ventil ist ein Laserdopplervibrometer gerichtet und misst dessen Geschwindigkeit. In der zugehörigen Auswerteeinheit wird dieses Signal zu einem Ventilhubverlauf integriert. Am gegenüberliegenden Ende des Elektromotors ist ein Inkrementalgeber angebracht. Zu jeder Flanke wird eine Analog-Digital-Wandlung der Messwerte in der Messdatenerfassung (National Instruments PCI MIO16E4) ausgelöst. Dadurch erhält man die analogen Messwerte der Messgeräte in nockenwinkelsynchroner Auflösung. Die verwendete Messtechnik ist in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2 Messmittel Voruntersuchung Prototypenzylinderkopf

Physikalische Größe	Messgerät
Ventilhub	Laserdopplervibrometer Polytec HSV 2000
Drehmoment	Messwelle Kistler 4503A
Lage der Nockenwelle	Inkrementalgeber Heidenhain 720 Marken
Phasenlage	Hallsensoren
Druck	Endress&Hauser Absolutdrucksensor
Temperatur	PT100 1/3 DIN

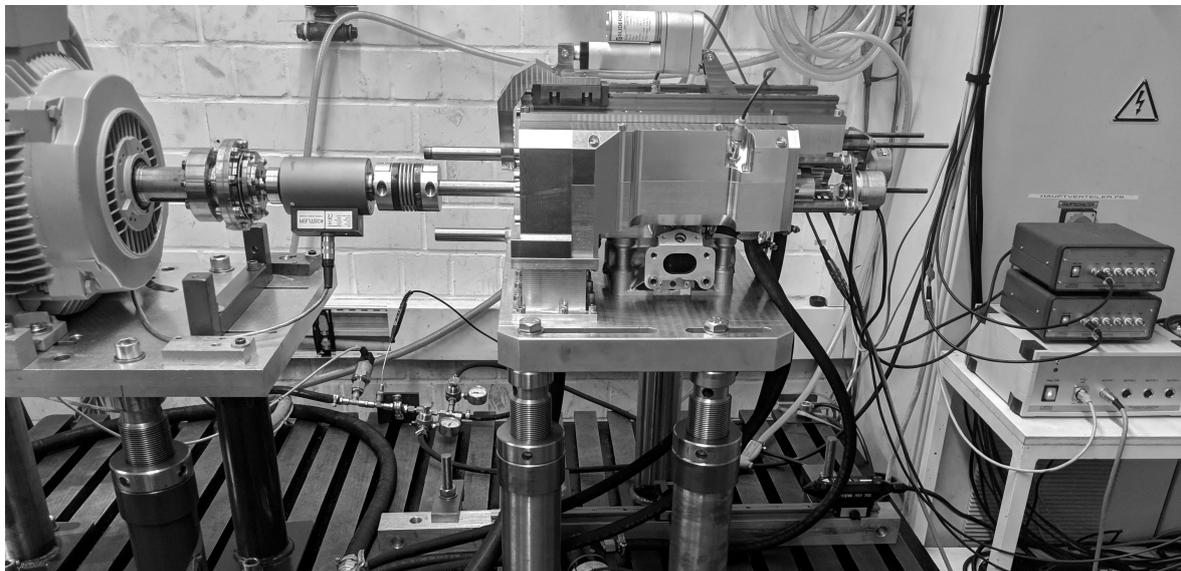


Abbildung 48 Foto des Prüfstandaufbaus des Komponentenprüfstands

5.10.1 Hub und Steuerzeitverstellung

Auf der Einlassseite wird eine kombinierte Steuerzeit- und Hubverstellung eingesetzt. In Abbildung 49 sind die gemessenen Ventilhubbe in exemplarischen Stellungen dargestellt. Für die durchgezogen gezeichneten Ventilhubbe sind im rechten Diagramm die zugehörigen Ventilbeschleunigungen abgebildet. Im Diagramm der Ventilbeschleunigung bildet die gepunktete Linie die Einhüllende über alle Maximalwerte der zweiten Hauptbeschleunigung der gemessenen Kurven und zeigt somit den Verlauf der maximalen Ventilbeschleunigung während der Verstellung.

Die Ergebnisse ähneln hinsichtlich ihrer Charakteristik denen der Voruntersuchung. Insbesondere wurde eine deutliche Steuerzeitreduktion für die Teilhübe mit reduziertem Maximalhub erreicht. Die Schließbeschleunigungen sind bei der längsten Steuerzeit maximal. Zu kleineren Maximalhuben und bis zu einem Hub größer 4.5 mm bleiben die Schließbeschleunigungen auf einem Plateau bei etwa $80 \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2}$. Die negativen Beschleunigungen reichen bis $-40 \frac{\text{mm}}{\text{rad}^2}$. Die Minimal-Stellung ermöglicht einen Nullhub. Es ist eine Steuerzeit bei 1 mm von 0 bis $255 \text{ }^\circ\text{KW}$ darstellbar.

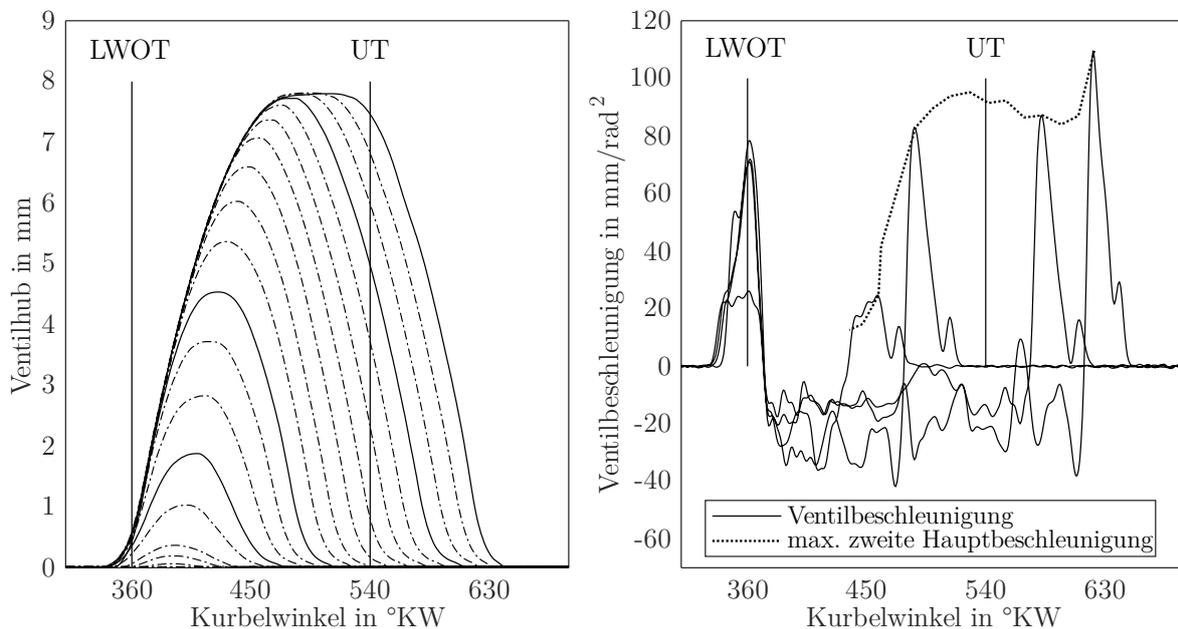


Abbildung 49 Messung am Komponentenprüfstand der Hub- und Steuerzeitverstellung: Ventilhub und -beschleunigung sowie die jeweilige maximale zweite Hauptbeschleunigung bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Ventilhübe mit einem Maximum unter 1 mm weisen eine sehr flache Charakteristik auf und entsprechen nicht den gewünschten Anforderungen. Eine weitere Optimierung ist nicht möglich, ohne gleichzeitig einen Kompromiss für größere Ventilhübe einzugehen. Da diese kleinen Hübe für die vorliegende Zielsetzung nur selten genutzt werden, wurde von einer solchen Anpassung abgesehen.

5.10.2 Second Event Verstellung

Die Auslegung des Second Event wurde im Vergleich zur Voruntersuchung deutlich überarbeitet und insbesondere die Höhe des Zusatzhubs unter Berücksichtigung der möglichen Beschleunigungen so groß wie möglich gestaltet. In Abbildung 50 sind die Messergebnisse der Second Event-Verstellung dargestellt. Wie auch die Voruntersuchung bereits bestätigt, können die Steuerzeit und der maximale Hub des Zusatzhubs unabhängig vom Haupthub verstellt werden. Die gesamte Steuerzeit beträgt minimal $174^\circ KW$ und (inklusive dem Zusatzhub) maximal $350^\circ KW$.

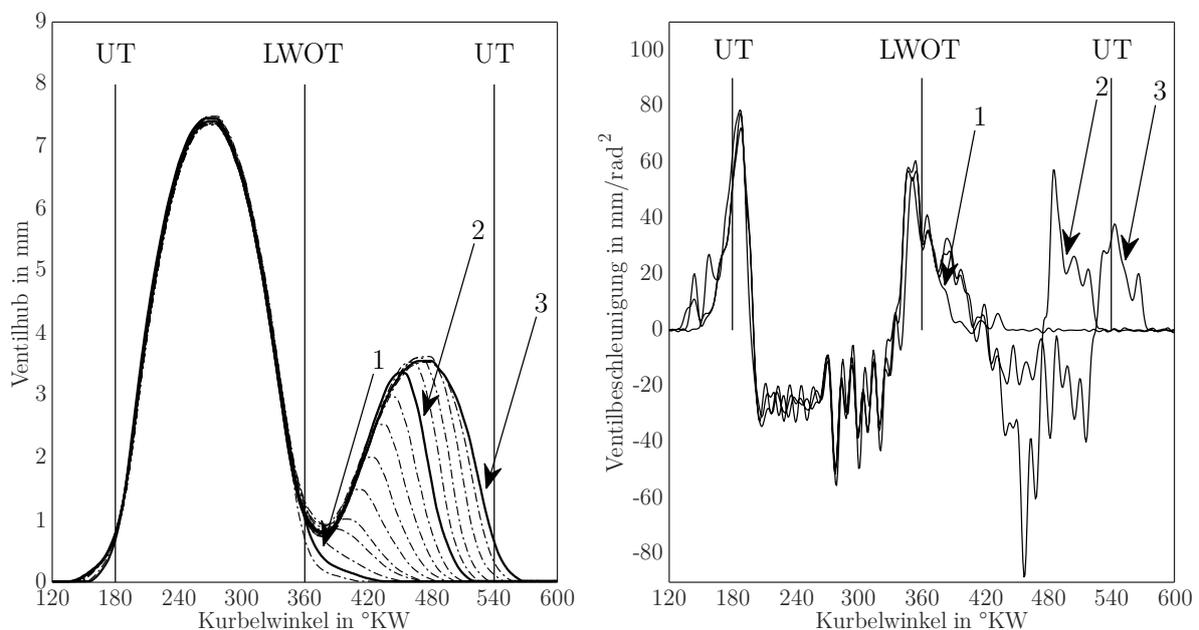


Abbildung 50 Messung am Komponentenprüfstand: Ventilhub und drei ausgewählte Ventilbeschleunigung (mit 1 - 3 gekennzeichnet) der Second Event Verstellung bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Die negative Beschleunigung während des Zusatzhubs erreicht einen Extremwert von etwa $-80 \frac{mm}{rad^2}$. Im Vergleich zu im Automobilbereich üblichen Werten ist dieser betragsmäßig ungewöhnlich groß. Dies ist bedingt durch die Überlagerung der schließenden Flanken der beiden Nockenwellen, die in diesem Fall zeitgleich durchlaufen werden. Für die Anwendung am Versuchsmotor ist dieser Wert ertragbar, siehe Kapitel 5.3. Für eine

Anwendung mit höherer Drehzahl müsste hier jedoch eine weitere Optimierung durchgeführt werden. Diese würde zunächst die Formung der Beschleunigungsverläufe optimieren und gegebenenfalls den maximalen Hub des Second Event Hubs reduzieren.

5.10.3 Spindelphasensteller

Im Zylinderkopf kommt der Spindelphasensteller erstmalig zum Einsatz. Daher wurde auch dieser in seiner Funktion und Eigenschaft überprüft. Zunächst sollte die Kraft gemessen werden, die aufgebracht werden muss, um den Steller in einer Stellung zu halten. Anschließend wurde der Phasenwinkelfehler zwischen den beiden Nockenwellen vermessen.

Stellkräfte

Die Stellkraft gibt Aufschluss über die im System vorherrschenden Belastungen. Damit werden die Auslegung der Antriebe, der Phasensteller sowie der Aktuatorik validiert. Die Messung wird durchgeführt, indem die zweite Nockenwelle vom Aktuator gelöst und über eine Druckmessdose axial fixiert wird. Das Messsignal wird parallel zu den bestehenden Signalen winkelbasiert aufgezeichnet. Das Messergebnis für Ein- sowie Auslassseite ist in Abbildung 51 dargestellt. Für die Einlassseite ist exemplarisch ein Vollhub dargestellt, für die Auslassseite ein Hub ohne Second Event.

Die größten Kräfte im Ventiltrieb wirken nahe des Ventilvollhubs, da der Großteil der Belastung auf die Ventilfeeder zurückzuführen ist. Überlagert wirken Rückstellkräfte der Federn am Zwischenhebel. Diese sind abhängig von der eingestellten Phase zwischen den Wellen und somit dem Betätigungszeitpunkt. Die Aktuatorkraft weist auch bei Nullhub eine Vorspannung auf. Die Kräfte aus dem Ventiltrieb reduzieren diese während des Hubverlaufs. Die höchste auftretende Kraft liegt mit 90 N im Erwartungsbereich und damit unter der maximal zulässigen Kraft des Aktuators von 500 N .

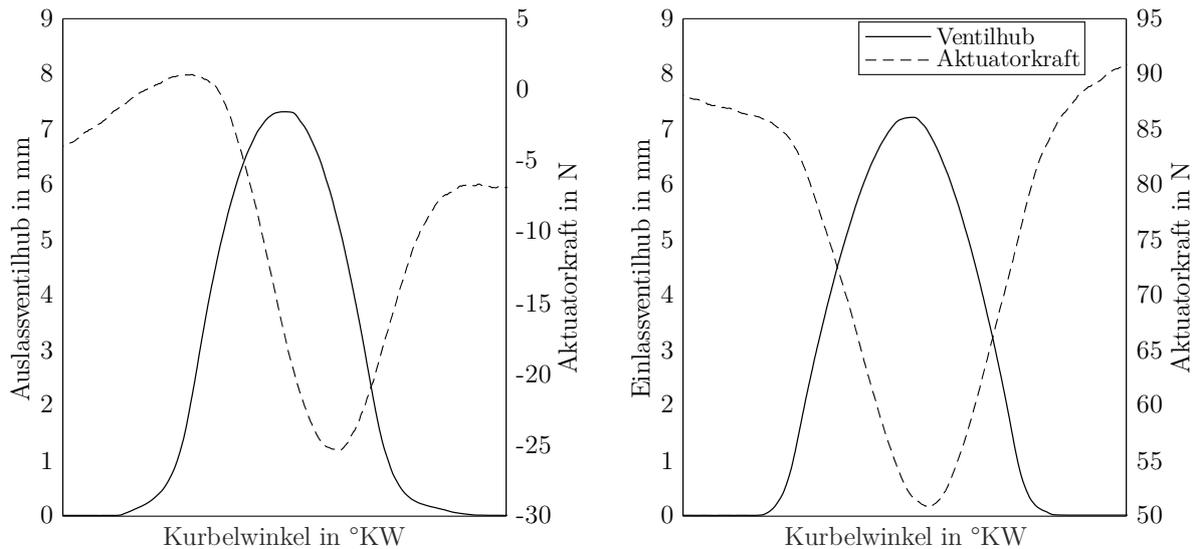


Abbildung 51 Messung der Aktuatorkraft am Komponentenprüfstand für den Aus- und Einlassventiltrieb bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Phasenfehler

Weiterhin wurde die Winkeltreue des Stellers und der Aktuatorik untersucht. Dazu wurden die Nockenwelle sowie jeweils eine Exzenterwelle mit einem Inkrementalgeber versehen, um dann parallel zu der Ventilhubmessung ebenfalls die Winkel der beiden Wellen aufzuzeichnen. Jeder aufgezeichnete Puls entspricht einem Inkremental. Diese Pulse werden durch die Messdatenerfassung dem aktuellen Winkel des Antriebs zugewiesen. Durch eine Integration dieses Signals erhält man die aktuelle Winkellage der Wellen. Die Subtraktion beider Winkel ergibt den Differenzwinkel zwischen den beiden Nockenwellen. Wird eine steife Verbindung angenommen, sollte diese Differenz konstant null betragen, solange der Ventiltrieb nicht über den Aktuator verstellt wird. In Realität weichen die Phasen leicht voneinander ab. Im Folgenden wird die Differenz als Phasenwinkelfehler bezeichnet. In Abbildung 52 ist als Messergebnis neben dem Auslassventilhub und dem Antriebsmoment der Phasenwinkelfehler aufgetragen.

Während der Öffnungsflanke des Ventilhubes steigt der Phasenwinkelfehler auf einen konstanten Wert von etwa $1,25^\circ \text{NW}$ an. Auffällig ist ein

Umschlagen des Fehlers in den negativen Wertebereich während der Schließflanke des Ventilhubes. Dies bedeutet, dass während des Hubevents das gesamte Spiel des Aktuators sowie des Spindelphasenstellers durchlaufen wird und es so zu einer ungewollten Beeinflussung des Ventilhubverlaufs kommt.

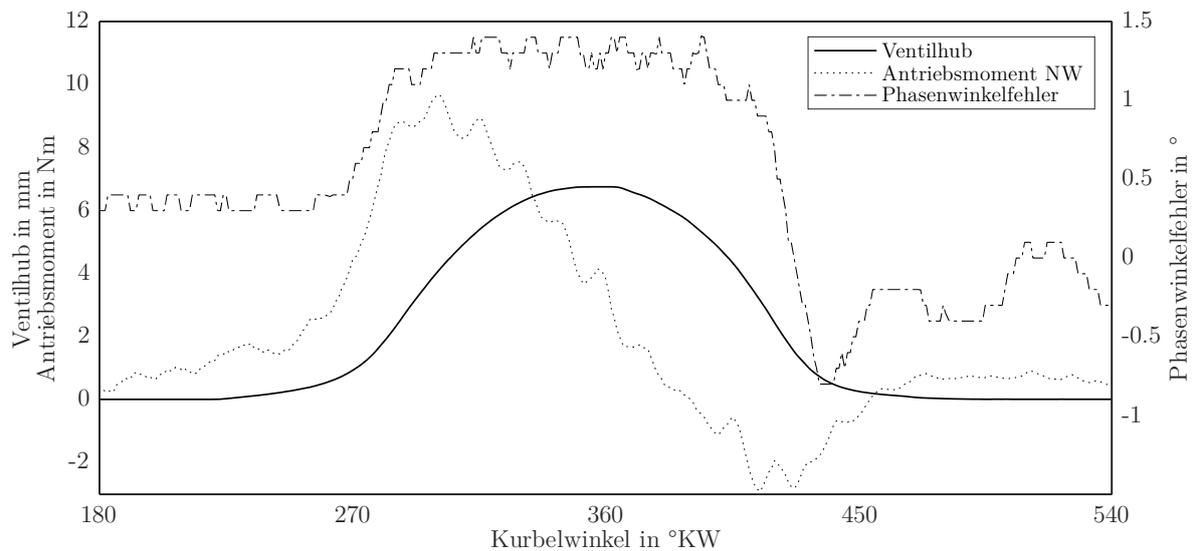


Abbildung 52 Verlauf des Auslassventilhubes, des Antriebsmoments sowie des Phasenwinkelfehlers zwischen den beiden Nockenwellen aus einer Messung am Komponentenprüfstand bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Reproduzierbarkeit

Der Einfluss des Phasenwinkelfehlers zwischen den beiden Nockenwellen auf den Ventilhub wurde detailliert betrachtet. Dazu wird in Abbildung 53 ein Vergleich der Messungen des Einlassventilhubes zwischen dem Betrieb mit Aktuatorik und einer sehr steifen Anbindung des Spindelphasenstellers an den Zylinderkopf gezogen. Hierfür wurde der Spindelphasensteller mit einer speziellen Vorrichtung direkt mit dem Zylinderkopf verschraubt. Bis auf eine Ausnahme besitzen die Ventilhübe, die mit einer fixierten zweiten Nockenwelle gemessen wurden, ein höheres Maximum und eine größere Steuerzeit. Dies bedeutet, dass der eingesetzte Aktuator sowie die Verbindung zum Spindelphasensteller eine begrenzte Steifigkeit aufweisen, die zu einer signifikanten Änderung führt. Im mittleren sowie unteren Stellbereich sind die Hübe annähernd deckungsgleich. Hier findet

aufgrund der vorherrschenden Dynamik offensichtlich kein Anlagenwechsel des Stellers statt.

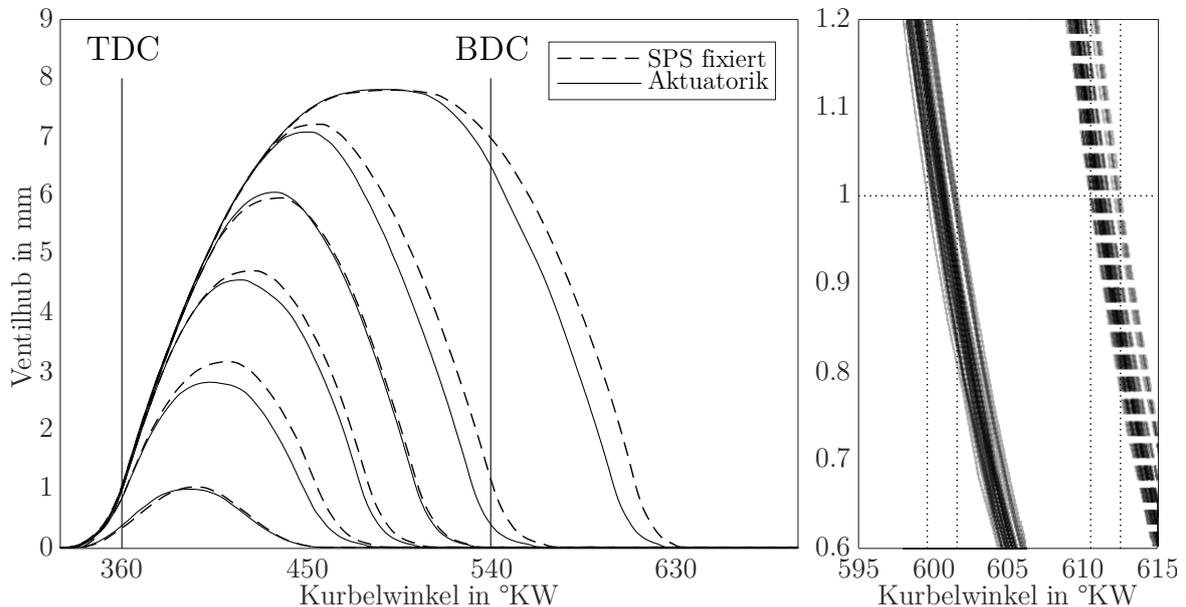


Abbildung 53 Messung des Einlassventilhubes mit und ohne Aktuatorik sowie der Schließflanke über 50 Arbeitsspiele am Komponentenprüfstand bei $n_{Motor} = 800 \text{ min}^{-1}$

Zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit sind im rechten Teil der Abbildung die Ventilhübe von 50 aufeinanderfolgenden Zyklen dargestellt, jeweils mit vollständiger Aktuatorik und mit fixiertem Spindelphasensteller. In beiden Fällen streut die Schließflanke bei 1 mm Ventilhub um den gleichen Betrag von 2°KW und liegt damit in der Größenordnung eines üblichen hydraulischen Phasenstellers. Das bedeutet, dass das Spiel der Aktuatorik während jedem Ventilhub einen Anlagenwechsel vollzieht, dieser aber zum entscheidenden Zeitpunkt, nämlich bei Schließen des Ventils, abgeschlossen ist. Somit kommt durch die Aktuatorik keine zusätzliche Abweichung hinzu, und eine reproduzierbare Schließflanke wird erreicht. Der häufige Anlagenwechsel bringt jedoch Probleme hinsichtlich Akustik sowie Verschleiß mit sich. Diese Themen sind für die Anwendung am Forschungsmotor zweitrangig und werden deshalb im Weiteren nicht weitergehend adressiert.

Stellzeiten

Die Stellzeit des Spindelphasenstellers ist maßgeblich von der Stellzeit des Aktuators abhängig. Für den Forschungsmotor war dies kein bestimmender Faktor. Der elektrische Linearantrieb weist eine Geschwindigkeit von $14.6 \frac{mm}{s}$ auf. Im Fall der Hub- und Steuerzeitvariation der Einlassseite sind von Vollhub bis zum Nullhub 25 mm Verstellweg notwendig. Daraus ergibt sich eine Stellzeit von etwa 1.7 s . Dies ist für die Anwendung am Prüfstand ausreichend. Für eine instationäre Anwendung sollte ein schnellerer Aktuator verwendet werden.

Die Abweichung, die durch eine endlich steife Aktuatorik hervorgerufen wird, ist als signifikant anzusehen. Allerdings zeigt sich, dass nach einem Anlagenwechsel zeitlich nahe am maximalen Ventilhub die Schließflanken der aufeinanderfolgenden Ventilhübe nur gering streuen. Der Spindelphasensteller inklusive Aktuatorik ist somit geeignet für den Betrieb am Forschungsmotor.

5.10.4 Validierung der Simulation

Wie oben beschrieben erreicht der Ventilhub das in der Vorauslegung prognostizierte Ventilhubmaximum nicht. In der Simulation wurde immer von einer idealen und damit steifen Aktuatorik ausgegangen. Dies erwies sich als Fehlannahme. Abweichend von der gezeigten Methode wurde eine zusätzliche Mehrkörpersimulation durchgeführt, um diesen Einfluss zu bewerten. Abbildung 54 zeigt den Vergleich der Simulationsergebnisse mit der Messung. Vergleicht man zunächst die Messung mit fixiertem Spindelphasensteller und somit steifer Aktuatorik mit der MKS, so decken sich die Kurven gut. Ähnlich dem Abgleich der Voruntersuchung wird der Hub mit Ausnahme des genauen Rampenverlaufs gut vorhergesagt. Den Verlauf der Messung mit Aktuatorik trifft die Simulation, sobald ein Winkelfehler von 5°NW vorgesehen wird. Ein Fehler von 2°NW kann der Aktuatorik zugeschrieben werden. Dass der

restliche Fehler durch den Phasensteller verursacht wird, ist unrealistisch, da dann der Unterschied zwischen fixiertem und aktuiertem Phasensteller nicht so deutlich wäre. Deshalb muss vielmehr davon ausgegangen werden, dass die einzelnen Aktuatoren unterschiedlich viel Spiel aufweisen. Konstruktionsbedingt konnten die Messungen mit fixiertem Phasensteller und die Messungen des Winkelphasenfehlers nicht am selben Ventiltrieb durchgeführt werden.

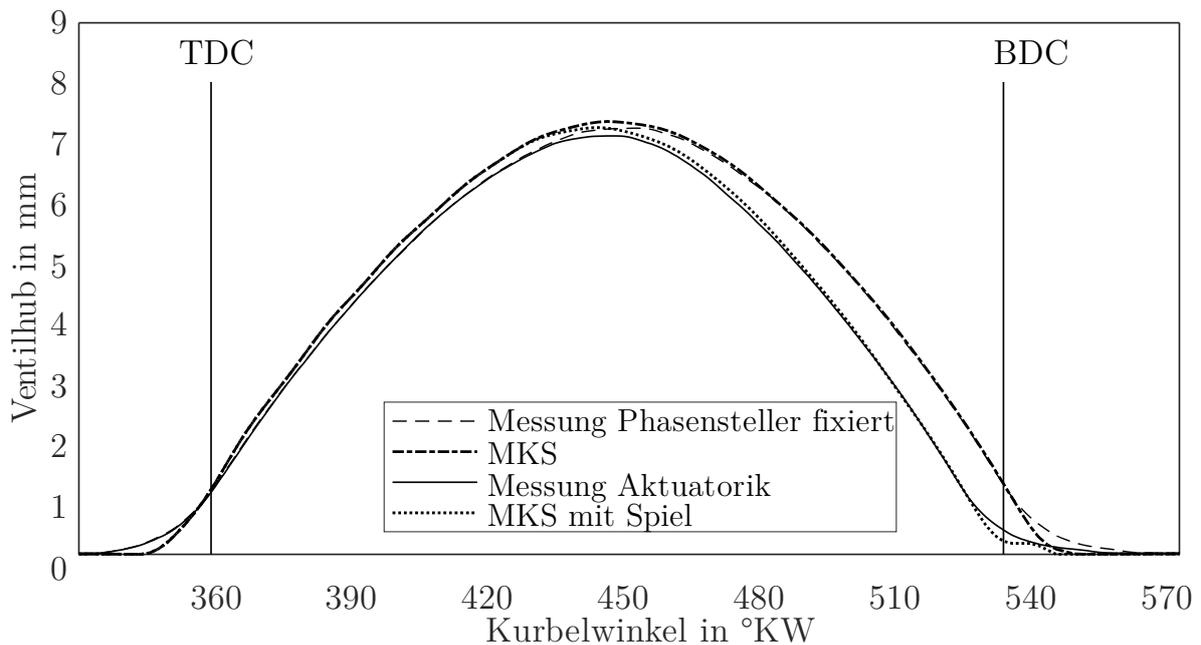


Abbildung 54 Abgleich der Messungen vom Komponentenprüfstand mit der Mehrkörpersimulation, jeweils mit und ohne Aktuatorik bei $n_{Motor} = 800 \frac{1}{min}$

Dennoch bestätigt das Ergebnis die angewandte Methodik und deren Fähigkeit, den resultierenden Ventilhubverlauf zu prognostizieren. Die Verläufe der Hubkurven mit und ohne Spiel zwischen den Wellen zeigen jeweils eine gute Übereinstimmung. Für folgende Nockenauslegungen mit gleichbleibender Aktuatorik muss in der Simulation von einem Winkelphasenfehler von $5^\circ NW$ ausgegangen werden, um die Ventilhübe korrekt voranzurechnen.

5.11 Ergebnis Mechanikentwicklung

Die Anforderungen aus der Brennverfahrensentwicklung an die Ventilhübe konnten vollständig umgesetzt und deren Funktionsfähigkeit demonstriert werden. Auf der Auslassseite wird ein Second Event eingesetzt, das in Steuerzeit und Hubmaximum variiert werden kann. Der Haupthub bleibt dabei konstant. Der Stellbereich von etwa $180^\circ KW$ reicht von einem herkömmlichen Verlauf mit Auslass-Öffnen nahe UT und Auslass-Schließen nahe OT bis hin zu einem Auslass-Schließen erst zum nächsten UT.

Auf der Einlassseite wird eine Hub- und Steuerzeitverstellung verwendet, deren Stellbereich vom Nullhub bis zu einer Steuerzeit von etwa $270^\circ KW$ reicht. Dies ermöglicht einen frühen sowie einen späten Einlass-Schluss. Zusätzlich können beide Hubscharen in der Phase verschoben werden, wobei eine minimale Spreizung von jeweils $45^\circ KW$ eingehalten wird. Abbildung 55 fasst die umgesetzten Hubscharen zusammen.

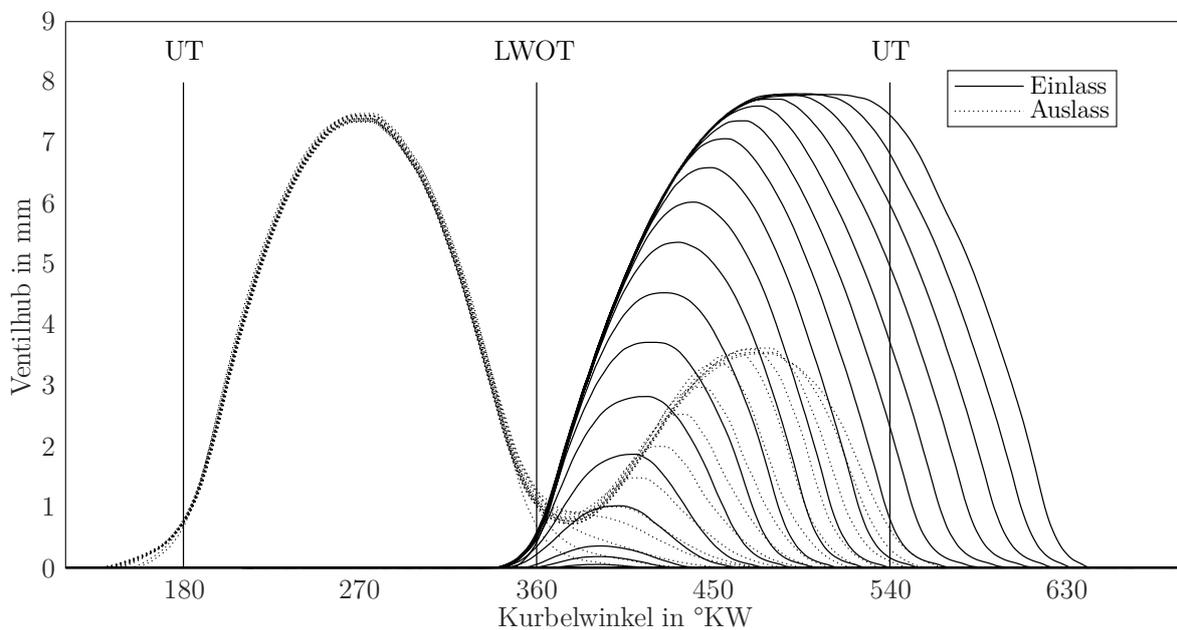


Abbildung 55 Übersicht der verwendeten Ventilhubkurvenscharen als Resultat der Mechanikentwicklung

5.12 Messungen am Motorenprüfstand

Der befeuerte Motorenprüfstand stellt einen Abgleich der simulativen Ergebnisse zur Realität her. Der verwendete Ventiltrieb sowie der Grundmotor wurden in Kapitel 5.9 beschrieben. Im Folgenden liegt der Fokus auf dem weiteren Prüfstands Aufbau. Abbildung 56 zeigt hierzu eine schematische Übersicht. Der Luftpfad führt von der Umgebung (am linken Rand) durch den Motor bis zum Abgassystem (auf der rechten Bildseite). Dabei werden an charakteristischen Positionen, wie etwa den beiden Ausgleichsbehältern in der Ansaug- und Abgasstrecke sowie direkt vor und nach dem Zylinder, Druck und Temperatur gemessen. Die Drücke vor und nach dem Zylinder sowie im Zylinder werden über die Zylinderdruckindizierung kurbelwinkelsynchron aufgenommen. Im Abgassystem werden über eine Breitbandlambdasonde das Verbrennungsluftverhältnis gemessen und mit Hilfe der Abgasanalyse die Konzentrationen der wichtigsten Emissionen ermittelt.

Der zugeführte Kraftstoff wird auf Druck und Temperatur konditioniert und durch eine Kraftstoffverbrauchs-Messanlage geführt. Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs wird der Kraftstoffmassenstrom gemessen.

Die Ölzufuhr wird ebenfalls hinsichtlich Druck und Temperatur konditioniert. Mehrere Druckminderer versorgen die verschiedenen Kreisläufe mit dem entsprechenden Druck. So können die hydraulischen Phasensteller mit höherem Druck versorgt werden als beispielsweise die Öldusche des Ventiltriebs oder die Grundlager.

Das Kühlwasser wird über einen Wärmetauscher durch das Laborkühlsystem gekühlt und die Temperatur mit einem Thermostat eingeregelt. Die Temperatur im Zu- und Rücklauf des Motors wird mit je einem Temperatursensor gemessen. Abbildung 57 zeigt ein Foto des Aufbaus, mit

dem Versuchsmotor auf dem Prüfstand sowie der Prüf- und Steuerungstechnik.

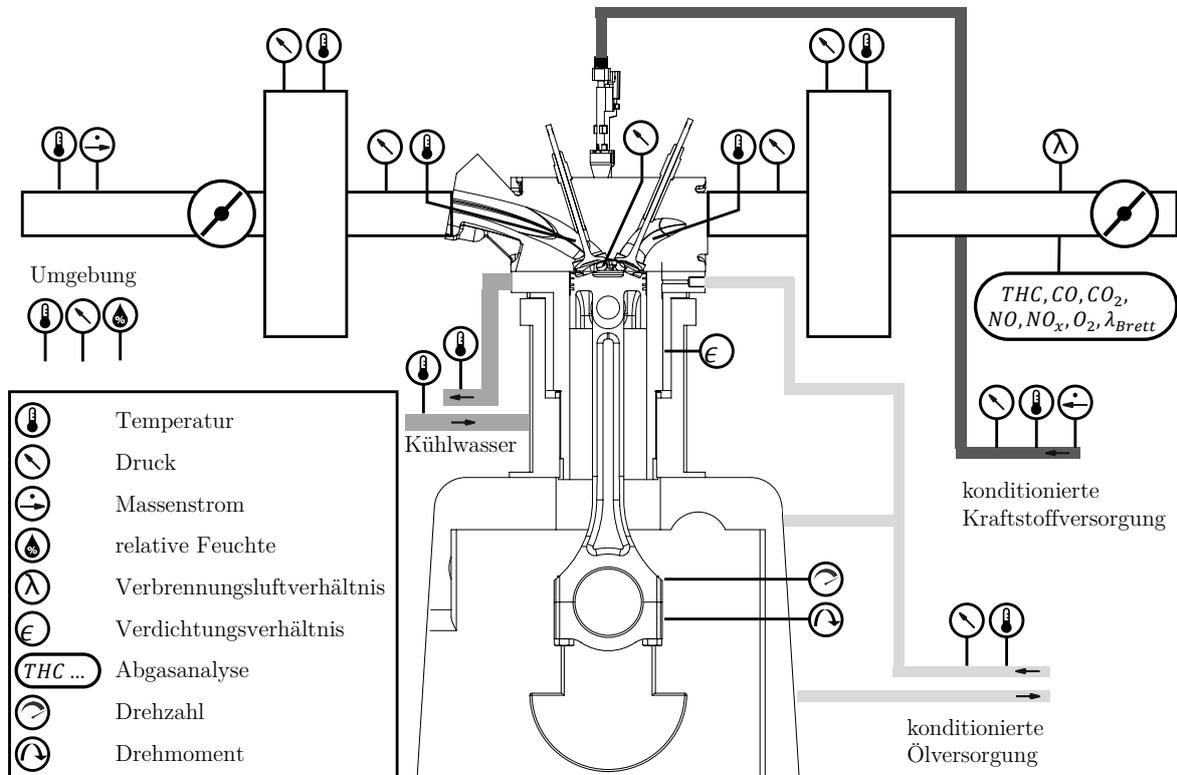


Abbildung 56 Schematische Übersicht der Messstellen am Versuchsmotor

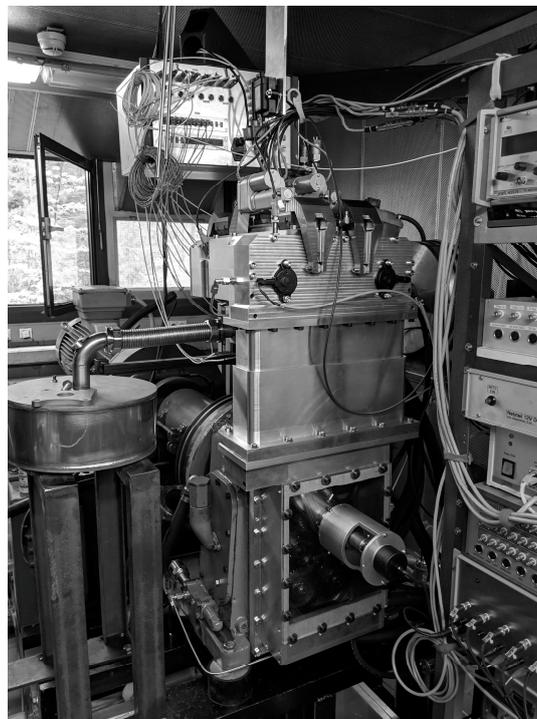


Abbildung 57 Foto des Versuchsmotors auf dem Prüfstand

5.12.1 Druckverlaufsanalyse

Die Messergebnisse der Prüfstandsmessungen werden im Anschluss mit Hilfe einer Druckverlaufsanalyse plausibilisiert und detailliert. Es wird der Brennverlauf errechnet, der wichtige Kenngrößen der Verbrennung wie Schwerpunkt, Brenndauer und Zündverzug liefert. So können Werte errechnet werden, die am Prüfstand nicht messbar sind, wie z.B. der Anteil an internem Restgas. Ein wichtiger Bestandteil der Analyse ist die Verlustteilung, die ähnlich wie in Kapitel 5.2 verwendet wird, um die Simulationsergebnisse zu analysieren.

6 Resultierende Funktionen des neuen Ventiltriebs

Die Darstellung der Ergebnisse ist im Nachfolgenden nach den geforderten Funktionen gegliedert. Dazu werden sowohl Messdaten als auch Simulationsergebnisse herangezogen. Die Daten sind jeweils entsprechend gekennzeichnet.

6.1 Dosierung Ladung

Die erste gewünschte Funktion des Ventiltriebs ist die Laststeuerung über das Dosieren der Frischluft mit Hilfe der Einlassventile.

Vergleich zum Vorgängerkonzept

Zunächst soll ein Vergleich zwischen dem neuen und dem bisherigen Ventiltriebssystem vom Typ UniValve bezüglich der thermodynamischen Auswirkungen von Form und Lage der Teilhübe gezogen werden. Um verschiedene Ausrüstungszustände des Forschungsmotors nicht in diesen Vergleich mit einfließen zu lassen, ist dieser Vergleich lediglich simulativ möglich. Für beide Systeme wurde mit den gleichen Modellannahmen ein MKS-Modell aufgebaut und eine Hubschar erstellt. Damit wurde jeweils ein 1D-Modell erzeugt und der Ventilhub ausgewählt, der bei gleichem Einlass Öffnen zum selben Lastpunkt führt. In Abbildung 58 sind die entsprechenden Hübe innerhalb der Hubscharen hervorgehoben.

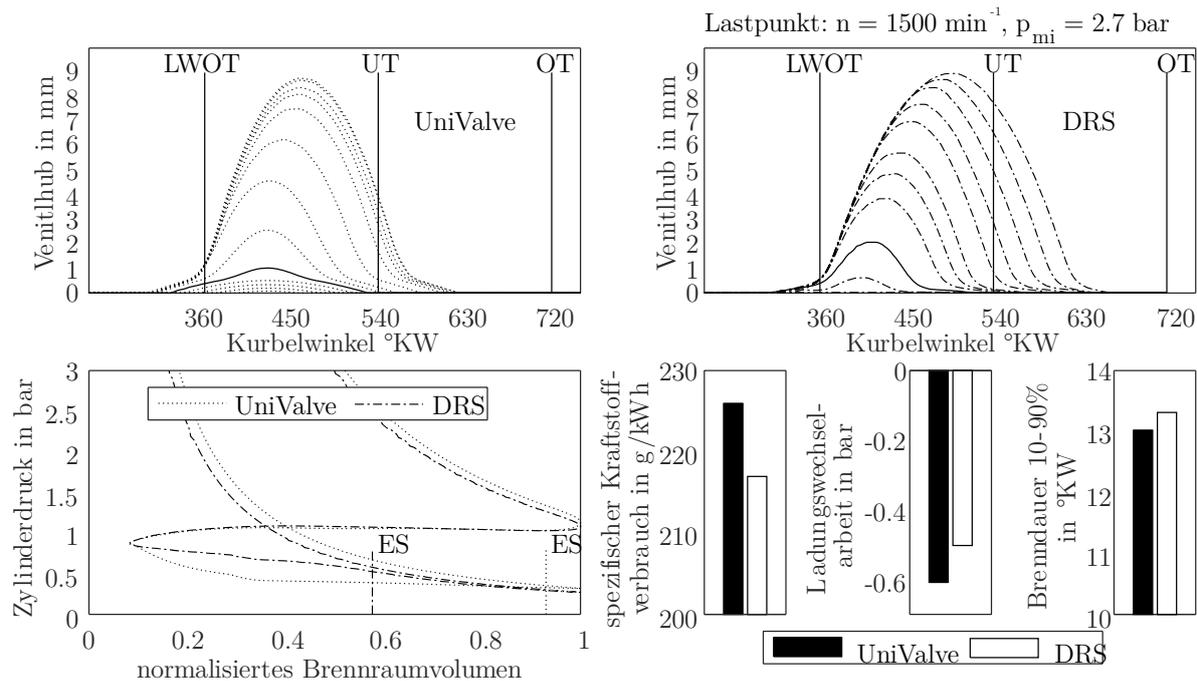


Abbildung 58 1D-Prozesssimulation: MKS Hubscharen der Hubverstellung mit dem UniValve- sowie DRS-System (verwendeter Hub hervorgehoben); p-V-Diagramm mit Kennzeichnung des jeweiligen Einlassschließenzeitpunkts; Vergleich der beiden Systeme im Vergleichspunkt anhand von Verbrauch, Ladungswechselarbeit und Brenndauer

Die im Zuge der Mechanikentwicklung diskutierten Vorteile der hohen Ventilbeschleunigungen bei den Teilhüben zeigen sich nun im Motorprozess. Durch höhere Hübe wird die gewünschte Ladungsmasse früher erreicht, und die Einlassventile wurden damit früher geschlossen. Im p-V-Diagramm sind die Druckverläufe für den Bereich des Ladungswechsels abgebildet. Während beim UniValve-System die Einlassventile fast über den kompletten Ansaugtakt geöffnet sind und damit der Saugrohrdruck mittels Drosselklappe abgesenkt werden muss, um den Lastpunkt zu erreichen, entsteht beim DRS System eine typische Ladungswechselschleife für einen frühen Es. Der Zylinderdruck fällt nach dem Einlass-Schließen bis zum UT ab. Der Hochdruckprozess startet bei geringerem Druck und geringerer Temperatur. Die Ladungswechselarbeit und damit auch der indizierte Mitteldruck des Hochdruckanteils sind erkennbar geringer. Es wird weniger Gemischmasse im Zylinder benötigt um den Lastpunkt

darzustellen, somit liegt die Kompressionslinie von DRS unterhalb derer von UniValve. Der indizierte Kraftstoffverbrauch ist geringer.

In den Balkendiagrammen sind charakteristische Ergebnisse dargestellt. Die Ladungswechselarbeit für DRS ist geringer, durch das frühere Einlass Schließen und eine längere Zeitspanne, in der die Ladungsbewegung sich beruhigt, ist die Brenndauer jedoch länger. Obwohl die Verbrennung weniger effizient ist, ist der Kraftstoffverbrauch beim DRS-System geringer, da der Vorteil der geringeren Ladungswechselarbeit überwiegt. Damit kann gezeigt werden, dass die Teilhübe des DRS-Systems für die Anwendung eines frühen Einlass-Schließens besser geeignet sind. Ein anhand des UniValve Systems in der Brennverfahrensentwicklung definierter Einlasshub würde deshalb auch bei einer Umsetzung in Form eines vereinfachten Ventiltriebs (z.B. durch eine zweistufige Hubumschaltung), nicht umgesetzt, da der hierauf ausgelegte Ventiltrieb thermodynamisch günstigere Hübe darstellen kann. Im Gegensatz dazu kann das DRS System diese schlanken Teilhübe direkt und realitätsnah darstellen.

Prüfstandsergebnis

Zielsetzung der Untersuchung ist eine Reduzierung der Ladungswechselarbeit im Vergleich zum Referenzfall mit einer externen Laststeuerung durch eine Drosselklappe. Mit dem verwendeten Versuchsaufbau ist es mit der externen Laststeuerung nicht möglich, den ausgewählten Lastpunkt $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$ anzufahren. In diesem Sonderfall wird der Vergleich zwischen der externen und internen Laststeuerung bei einem Lastpunkt von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$ durchgeführt. Dafür sind die Fälle *REF* sowie *VVT* inklusive dreier Zwischenschritte in Abbildung 59 dargestellt. (Definition der Fälle siehe Abschnitt 5.2.4)

Der Auslassventilhub bleibt bei allen Fällen konstant. Auf der Einlassseite blieb das Einlass-Öffnen ebenfalls konstant, das Einlass-Schließen jedoch wanderte nach früh in Richtung LWOT. Gleichzeitig regelt die

Drosselklappe den gewünschten Lastpunkt ein und öffnet dabei immer weiter, bis sie letztlich beim *VVT* Fall komplett geöffnet ist. Im *p-V*-Diagramm ist dieser Vorgang anhand des Druckverlaufs während des Ansaugtaktes zu sehen, welcher durch den Druck im Sammler geprägt ist. Bei der Laststeuerung über die Drosselklappe wird dort ein entsprechend niedriger Druck eingestellt.

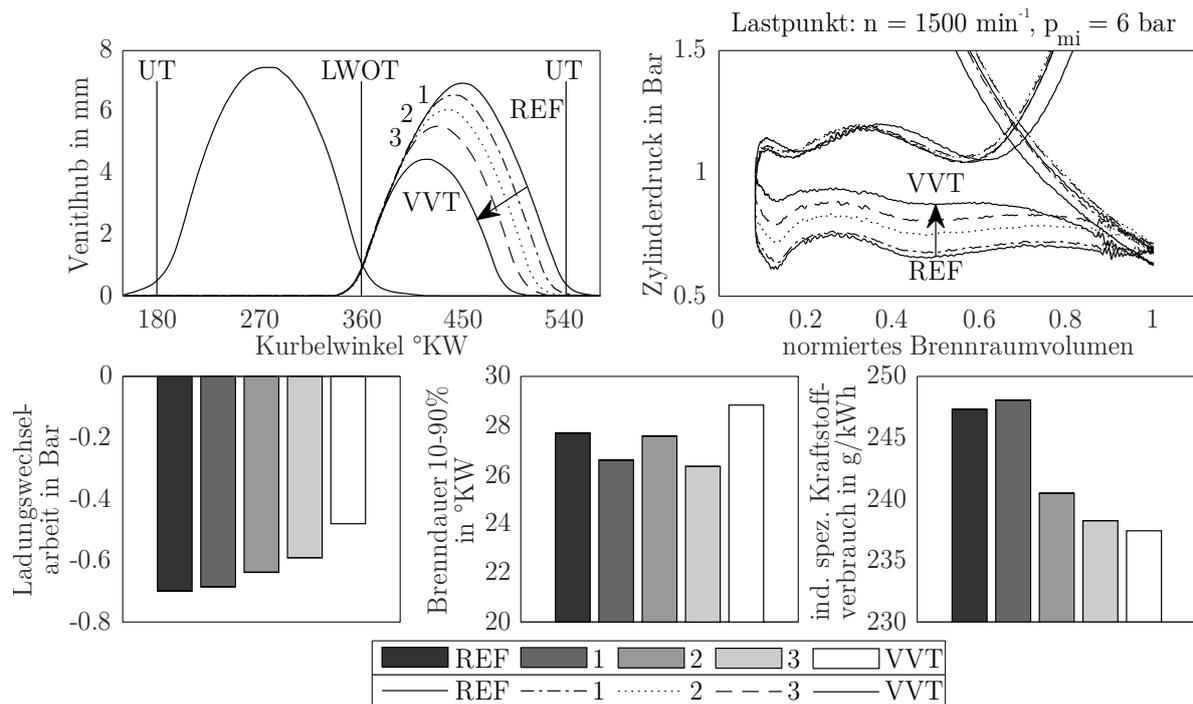


Abbildung 59 Messergebnis: Übergang vom REF zum VVT Fall, sowie drei Zwischenschritte (1-3): Hubkurven; Ladungswechselschleife im *p-V*-Diagramm; Ladungswechselschleife; Brenndauer sowie indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch

Durch ein frühes Einlass-Schließen kann die Drosselklappe weiter geöffnet werden, der Druck im Sammler steigt und damit auch der Druck während der Ansaugphase. Die Ladungswechselschleife wird deutlich kleiner. Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch wird insgesamt reduziert. Abbildung 60 zeigt die Verlustteilung der oben gezeigten Messpunkte. Analog der absoluten Ladungswechselschleife ist auch in den Verlusten des Ladungswechsels der Trend zu niedrigeren Werten bei *VVT* zu sehen. In den anderen Kategorien sind keine einheitlichen Trends über alle Messpunkte erkennbar. Die Schwankungen werden hauptsächlich

durch etwas unterschiedliche Restgasgehalte bzw. Ladungsmengen hervorgerufen. Es tritt bei diesem Lastpunkt keine nennenswerte Verschlechterung der Verbrennung für frühere Einlass Schließt Zeitpunkte auf.

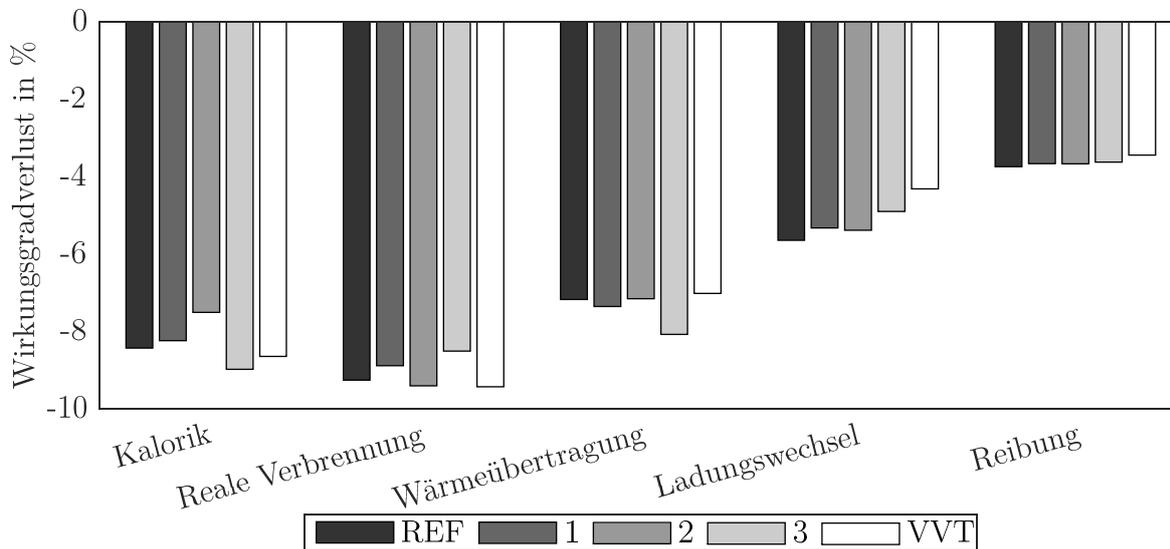


Abbildung 60 Verlustteilungsanalyse der Messungen am Versuchsmotor in den Punkten REF und VVT mit drei Zwischenschritten (1-3)

Spätes Einlass-Schließen

Die Dosierung der Ladung kann auch mit einem spätem Einlass-Schließen (SEs) realisiert werden. Dazu werden die Einlassventile erst während des Kompressionstaktes geschlossen, die überschüssige Ladung wird wieder zurück in den Einlass geschoben. Somit stehen am Versuchsmotor drei Arten der Ladungsdosierung zur Verfügung: Die des klassisch gedrosselten Motors über die Drosselklappe sowie die beiden Varianten über den Ventiltrieb mit frühem Einlass-Schließen und spätem Einlass-Schließen. Der aktuelle Forschungsstand weist für die Variante frühes Einlass-Schließen die geringsten Ladungswechselverluste, und für SEs eine bessere Verbrennung aus, da die Ladung später einströmt und damit die TKE zum Zündzeitpunkt höher ausfällt und die Gemischaufbereitung verbessert und die Flammenausbreitung beschleunigt wird.

Mit Hilfe der 1D-Prozessrechnung wird ein Versuch über das Einlass-Schließen durchgeführt. Dabei wird der Einlasshub vom Nullhub bis zum Maximalhub mit einer Steuerzeit von $230^\circ KW$ bezogen auf 1 mm Ventilhub in 17 Schritten variiert. Die Einlassspreizung wird entsprechend des Verstellbereichs des hydraulischen Phasenstellers von $16^\circ nLWOT$ bis $184^\circ nLWOT$ in 16 Schritten variiert. Daraus resultieren 272 Rechnungen. Der Vergleichspunkt von $p_{mi} = 2,7\text{ bar}$ und 24% Restgasgehalt wird in jedem Punkt über die Drosselklappe und den Schließzeitpunkt des Second Events eingestellt. In den Grenzfällen ist die Drosselklappe komplett geöffnet und die Ladung wird rein über den Ventiltrieb dosiert. Die Einlass- sowie Auslassventile führen jeweils den gleichen Ventilhub aus. Alle Rechnungen, die den Vergleichspunkt nicht erreichen, z.B. weil mit den gegebenen Ventilhubkurven die Last nicht einstellbar ist, werden aus der Ergebnisbetrachtung herausgenommen.

Das Ergebnis der 218 verbleibenden Rechnungen ist in Abbildung 61 dargestellt. Die oberen drei Diagramme zeigen die Ladungswechselarbeit, die Brenndauer sowie den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch über dem Kurbelwinkel des Einlass-Schließens. Die Ladungswechselarbeit wurde nach der angepassten UT-UT Methode nach Shelby [88] berechnet, da sonst der Vergleich zwischen FEs und SEs nicht möglich ist. Diese Methode bezieht den in diesem Fall relevanten Kompressionsverlust mit ein. Der Absolutwert der Ladungswechselarbeit ist minimal für frühes Es und steigt an bis UT. Danach fällt er wieder ab, wobei das geringe Niveau des FEs nicht mehr erreicht wird. Die Brenndauer verhält sich analog zum vorangehenden Beispiel gegensätzlich zur Ladungswechselarbeit. Die Brenndauer ist für Es nahe UT minimal und steigt zum FEs sowie SEs an. Hier ist der aus der Literatur bekannte Trend ersichtlich, dass ein SEs tendenziell mehr Ladungsbewegung zum Zünd-Zeitpunkt (ZZP) verursacht und damit eine kürzere Verbrennung mit sich bringt. Im Kraftstoffverbrauch wird allerdings ersichtlich, dass die geringere

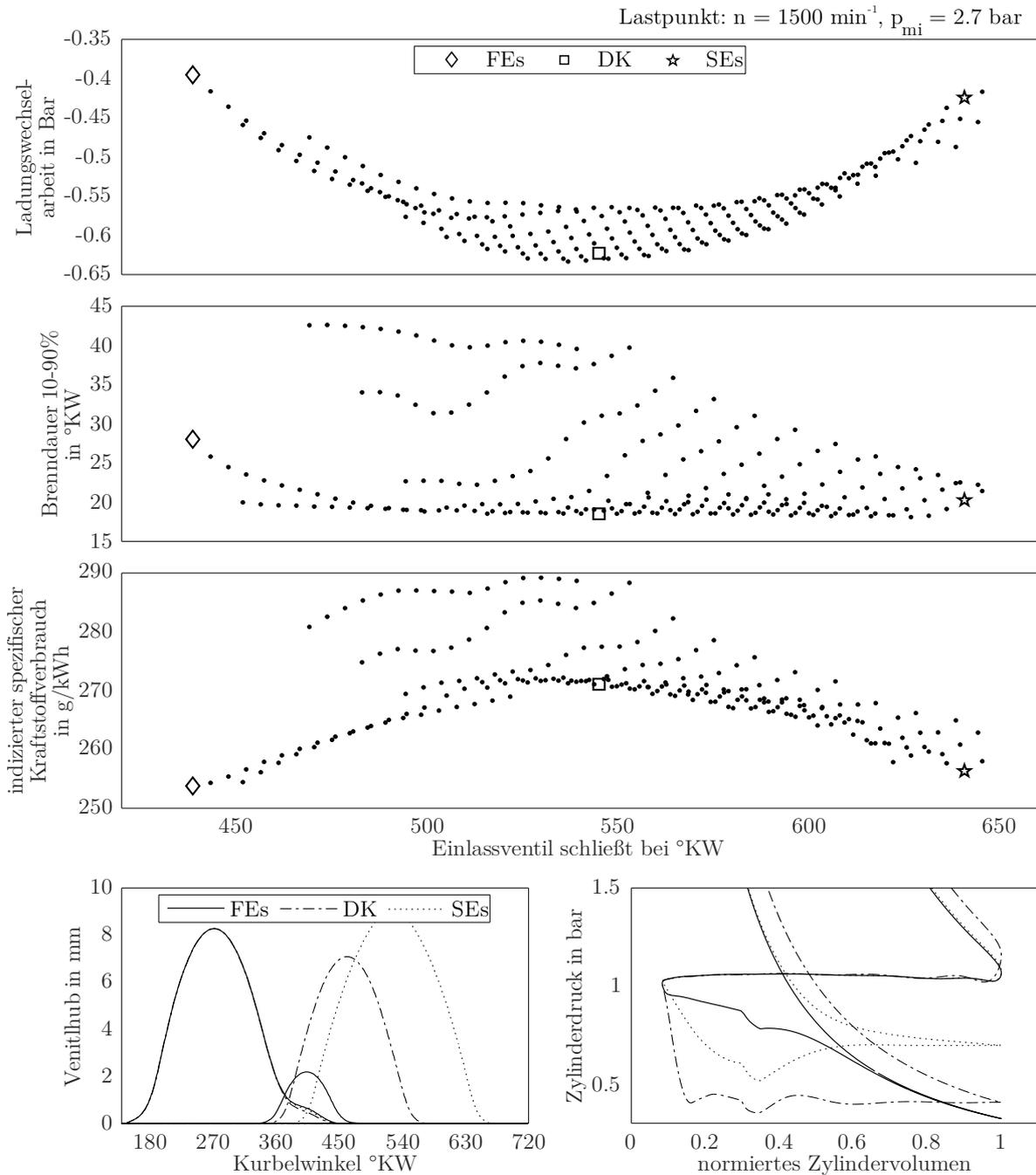


Abbildung 61 1D-Prozesssimulation: Einfluss der Variation des Es bezüglich Ladungswechselerarbeit, Brenndauer und indiziertem spezifischem Kraftstoffverbrauch, Ventilhubkurven und Ladungswechselschleife von drei exemplarischen Fällen für ein frühes Einlassschließen (FEs), eine konventionelle Laststeuerung (DK) und ein spätes Einlassschließen (SEs)

Ladungswechselerarbeit des FEs einen größeren Einfluss hat als die kürzere Brenndauer des SEs. Der Kraftstoffverbrauch ist beim Es bei UT maximal und sinkt in beide Richtungen ab, erreicht dann aber beim FEs das

Minimum. Drei Fälle werden anhand der unteren beiden Diagramme, den Ventilhubkurven sowie der Ladungswechselschleife genauer betrachtet: FEs, DK sowie SEs.

Die Auslassventile öffnen bei allen Fällen gleich. Der Schließzeitpunkt variiert nur geringfügig, um den Restgasgehalt einzustellen. Der Einlasshub des FEs ist ein niedriger und kurzer Hub, ähnlich dem *VVT* Fall. Der Es nahe UT entspricht dem konventionell über die Drosselklappe (DK) gedrosselten Betrieb. Für den SEs wird die Kombination aus einer langen Steuerzeit und einer späten Spreizung gewählt. Dadurch öffnet das Einlassventil erst deutlich nach LWOT.

Im p-V-Diagramm zeigt der Fall DK eine typische Ladungswechselschleife eines gedrosselten Motors. Hier wird bei einem stark abgesenkten Einlassdruck angesaugt, die Kompression beginnt nahe UT. Dagegen wird bei FEs nahe Umgebungsdruck angesaugt und ab Es die Ladung bis UT expandiert und anschließend komprimiert. Bei SEs wird ebenfalls nahe Umgebungsdruck angesaugt, die Ladung jedoch wieder in den Einlasskanal bis zum Es zurückgeschoben. Die Kompression startet deutlich nach UT. Bei den Fällen FEs sowie SEs fallen die Kompressionslinien sowie die gesamte Hochdruckschleife ähnlich aus. Dies zeigt, dass die Ladungsdosierung mit zwei sehr verschiedenen Strategien zum gleichen Ergebnis kommt. Beide Strategien führen im Vergleich zu DK zu einem reduzierten Kraftstoffverbrauch. Wobei FEs insgesamt den niedrigsten Kraftstoffverbrauch zeigt. Geringe Abweichungen der Hochdruckschleifen von FEs und SEs treten auf Grund der diskutierten Unterschiede in Ladungswechselsarbeit und Verbrennungsqualität auf.

6.2 Dosierung Restgas

Die nächste erwünschte Funktion ist das Einstellen des Restgasgehalts. Mit den am Versuchsmotor umgesetzten Funktionen ist dies auf zwei Arten möglich: Durch das Verändern der Auslassspreizung mittels Auslassphasensteller bei festem Auslassventilhub oder durch die Wahl des passenden Auslassventilhubs bei fester Auslassspreizung. Der Vergleich wird mit Hilfe der 1D-Simulation mit vorgegebenen gleichbleibenden Brennverläufen durchgeführt und rein auf den Ladungswechsel beschränkt, um den Einfluss der Verbrennung einer Ladung mit hohem Restgasgehalt auszuschließen. Dies führt zu einem abstrahierten Vergleich der beiden Arten zur Steuerung des Restgasgehalts. Im Fall der Steuerung über die Auslassspreizung müsste zudem ein großer Freigang zum Kolben gewährleistet werden, da der Auslassventilhub mit seiner maximalen Öffnungshöhe über den LWOT hinweg verschoben wird. Für beide Methoden werden jeweils zehn Fälle über den jeweiligen Stellbereich gerechnet. Über das variable Einlass-Schließen wird der gleiche Lastpunkt für jeden Fall eingeregelt. Die Einlassspreizung bleibt dabei konstant bei einem Einlass-Öffnen im LWOT.

In Abbildung 62 sind die Ergebnisse der Prozessrechnung dargestellt: auf der linken Seite die Variation der Auslassspreizung, auf der rechten Seite die Variation des As. Der Verstellbereich der Auslassspreizung ist durch den verwendeten hydraulischen Phasensteller auf $55^\circ KW$ festgelegt und reicht damit bei frühem As von einer leichten Abgas-Rückhaltung bis zu einem Rücksaugen bei spätem As. Für den frühesten As ist in der Ladungswechselschleife eine typische Druckerhöhung im LWOT zu sehen. Hier sind vor Erreichen des OT alle Ventile geschlossen, das verbleibende Restgas wird vom Kolben komprimiert und anschließend expandiert, bis die Einlassventile öffnen. Dieses Verhalten wird auch Rekompensation genannt. Ausgehend von diesem Punkt fällt der Restgasgehalt in Richtung spätes As bis zum LWOT ab. Hier ist die beste Spülung des Zylinders

erreicht. Anschließend führt das weitere Verschieben des As zu einem Rücksaugen von Restgas aus dem Auslasskanal zu erneut ansteigendem Restgasgehalten bis zu einem Maximum von etwa 30 %. Während dieses Verlaufs fällt die Ladungswechselerarbeit kontinuierlich ab.

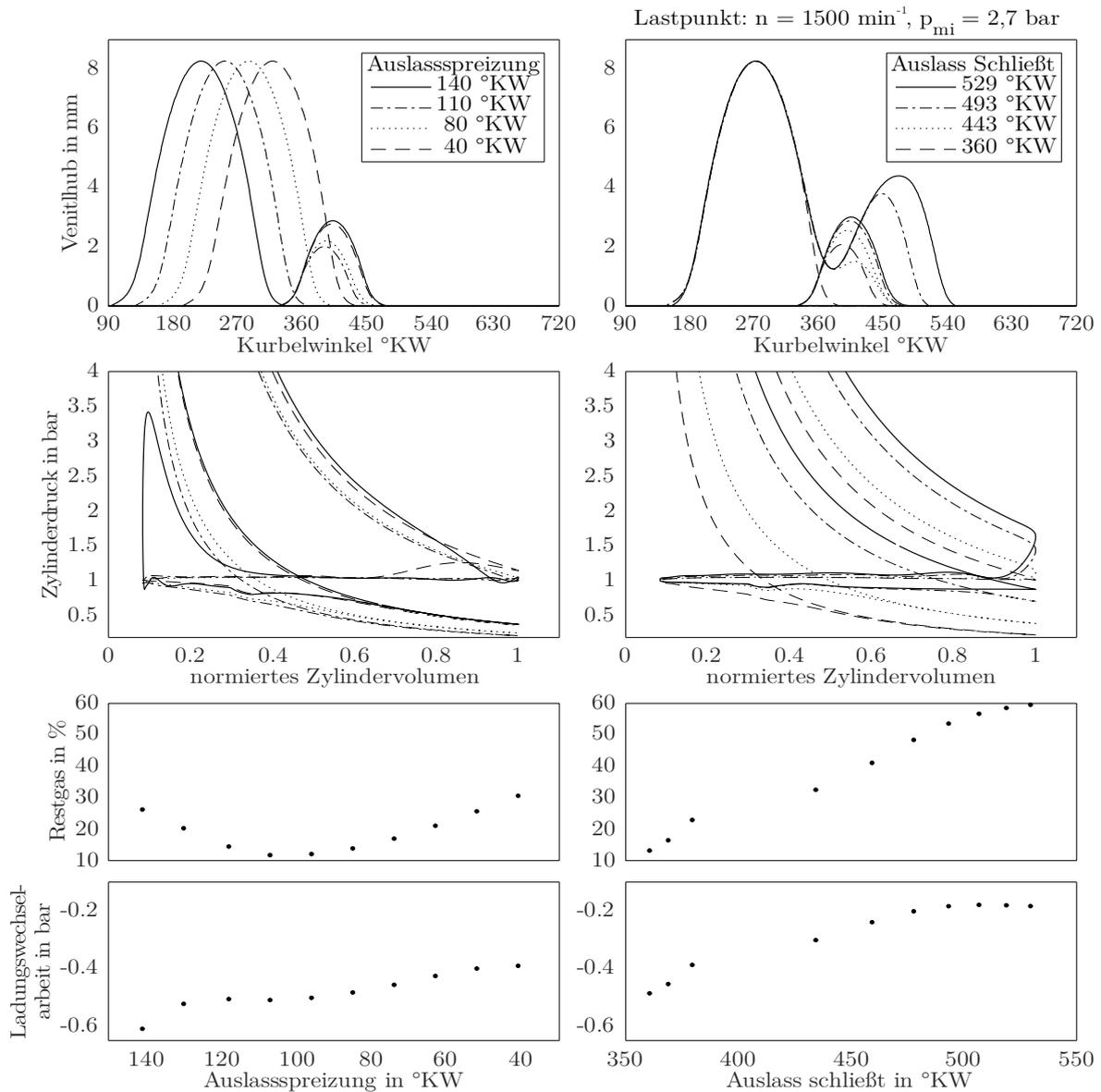


Abbildung 62 1D-Prozesssimulation: Vergleich zweier Methoden der Dosierung von Restgasgehalt: Auslassspreizung (links) und Auslass (rechts) bezüglich Ventilhubkurven, Ladungswechselschleife, erreichtem Restgasgehalt und Ladungswechselerarbeit

Die Variation des As beginnt mit einem Auslassventilhub ohne Second Event und einem As nahe dem LWOT und ähnelt damit dem Fall der

Variation der Auslassspreizung bei minimalem Restgasgehalt. Durch die Wahl größerer Second Event Hübe verschiebt sich der As zu einem späteren Zeitpunkt bei konstantem Haupthub. Damit wird immer mehr Restgas rückgesaugt und der Restgasgehalt steigt bis zu einem Maximum von etwa 60 %. Dabei fällt die Ladungswechselerbeit stetig ab. Bei einem vergleichbaren Restgasgehalt von jeweils 30 % erreicht der variable As eine 25 % niedrigere Ladungswechselerbeit als die variable Auslassspreizung.

Die Dosierung von Restgas mit Hilfe der Auslassspreizung erreicht nicht das hohe Niveau an Rückführaten wie die Dosierung mit Hilfe des SAs. Jedoch wurden für diesen Vergleich lediglich Ventilhübe ausgewählt, die in der aktuellen Auslegung und Ausrichtung am Versuchsmotor möglich sind. Mit einer größeren Auslassspreizung können auch höhere Restgasraten durch Abgas-Rückhaltung erreicht werden. Das durchgehend im Zylinder verbleibende Restgas ist dann heißer und damit reaktionsförderlicher als jenes, das aus dem Abgaskanal zurückgesaugt wird. Dies erschließt ein weiteres Hilfsmittel in der Brennverfahrensentwicklung. So kann in die Rekompresseion bereits Kraftstoff eingespritzt werden, sodass hier Vorreaktionen stattfinden, freie Radikale gebildet werden und die spätere Verbrennung beschleunigt wird.

Dennoch wird in dem Vergleich deutlich, dass die Ladungswechselerbeit im Falle des variablen Auslass-Schließens deutlich reduziert ist. Mit den verwirklichten Variabilitäten ist es möglich, hohe Restgasraten zu erreichen, ohne durch Veränderung der Hubkurven Kompromisse für andere Anwendungsfälle einzugehen.

6.3 Anhebung der turbulenten kinetischen Energie

Den Ausgang dieser Untersuchung bildet der Fall *2nd* aus der in Kapitel 5.2.4 diskutierten Simulationsrechnung, bei dem die Last über den Einlass-Schluss bei konstantem Einlass-Öffnen und der Restgasgehalt über

den Auslass-Schluss bei konstantem Auslass-Öffnen eingestellt wird. Als Vergleichspunkt wird wieder $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$ und 24 % Restgasgehalt gewählt. Abbildung 63 zeigt die Ergebnisse vom Motorenprüfstand. Für die Ventilhubkurven der Einlassseite ist exemplarisch nur ein Ventilhub dargestellt. Die Änderungen durch die Laststeuerung sind nur gering. Für die Auslassseite ist ebenfalls exemplarisch nur eine Kurve für das erste Ventil dargestellt, dazu die Kurve für das zweite Ventil des jeweiligen Falls. Diese Hubkurve ändert sich vom Parallelbetrieb mit dem anderen Auslassventil bis hin zum Schließen nach dem Hauptevent.

Beim Blick auf die Ladungswechselschleife fällt auf, dass mit zunehmendem Differenzhub die Kompression auf einem niedrigeren Niveau beginnt. Dies spricht dafür, dass die Hochdruckarbeit bei gleichem Lastpunkt geringer ausfällt. Während des Ansaugens verläuft der Zylinderdruck allerdings auf einem geringeren Niveau, was für mehr Drosselverluste spricht. Diese Effekte sind auch in den Betriebswerten wiederzufinden. Die Ladungswechselsarbeit steigt an, da mit zunehmendem Differenzhub die zur Verfügung stehende Querschnittsfläche über die Ladungswechselventile sinkt. Dafür kann die Verbrennung positiv beeinflusst werden. Die Brenndauer fällt deutlich ab und erreicht bei maximalem Differenzhub wieder ein Niveau des Referenzfalles. Der Kraftstoffverbrauch wird ausgehend vom *2nd*-Fall reduziert. Da die beiden Effekte entgegengesetzt zu einander verlaufen, erreicht ein Zwischenschritt den minimalen Kraftstoffverbrauch.

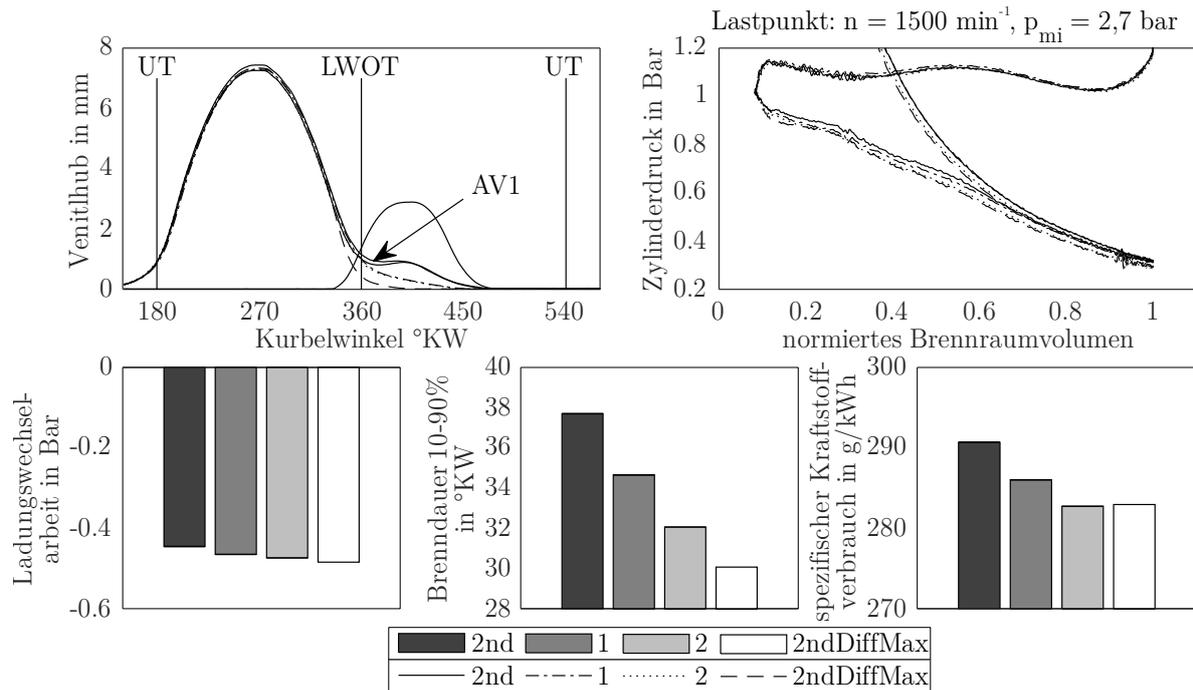


Abbildung 63 Messergebnis: Übergang vom 2nd zum 2ndDiffMax Fall, sowie zwei Zwischenschritte (1-2): Hubkurven; Ladungswechselschleife im p-V-Diagramm; Ladungswechselsarbeit; Brenndauer sowie spezifischer Kraftstoffverbrauch

Die detaillierte Betrachtung der Fälle mit Hilfe der 3D-CFD zeigt Abbildung 64. Als Basis ist zu den gezeigten Fällen noch der Fall *VVT* aus dem vorangehenden Abschnitt eingefügt. Die Intensität der Strömungen in allen Richtungen ist für die *2nd*-Fälle geringer, da auch der Beitrag der Strömung aus dem Auslass zurück in den Zylinder durch das Second Event geringer ausfällt. Die Verläufe von KE und TKE liegen unterhalb denen des *VVT* Falls. Die Brennraten sind vergleichbar und erreichen etwas später das Maximum.

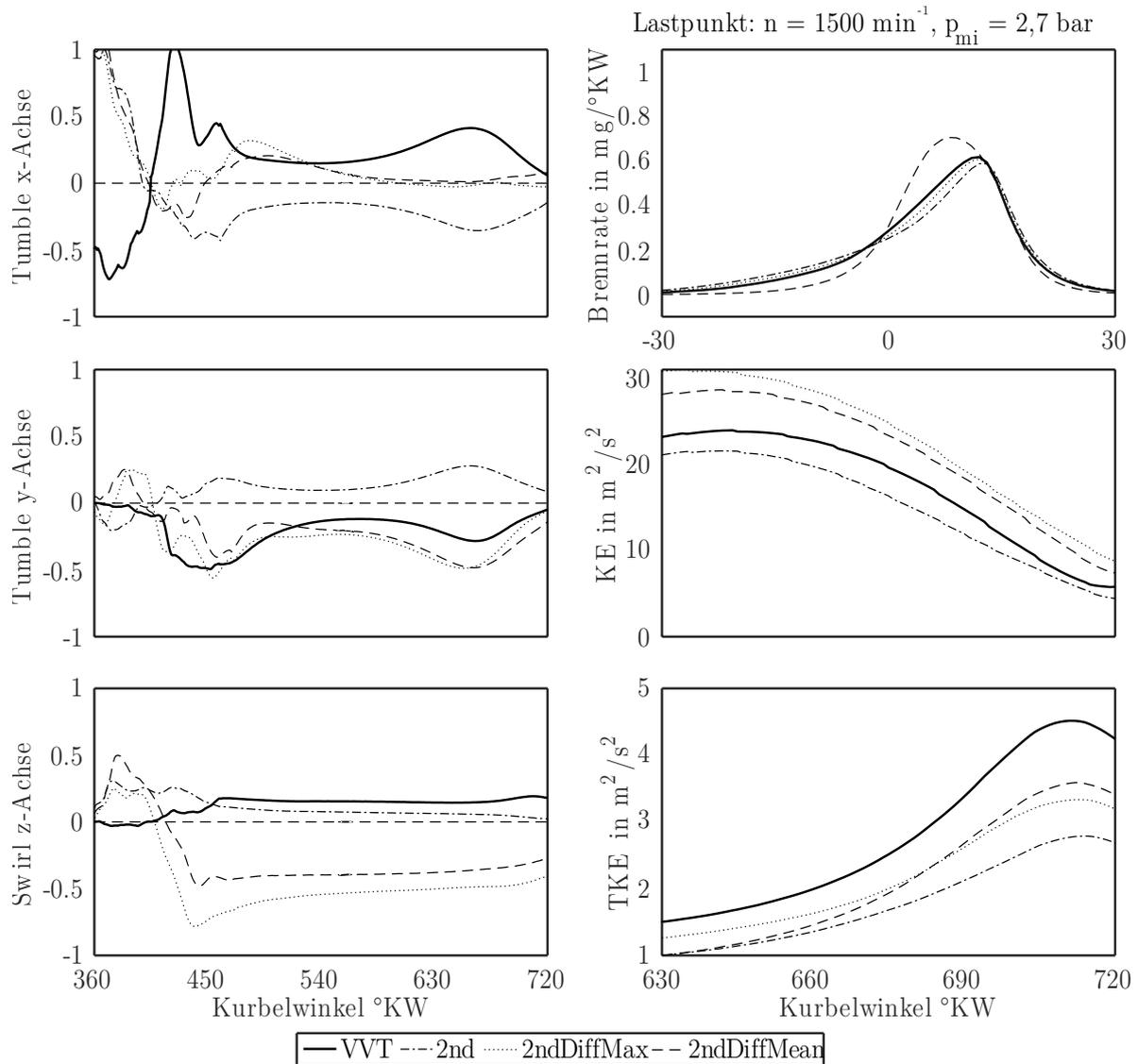


Abbildung 64 Ergebnis der CFD Simulation: Tumble speed um x-Achse (parallel Kurbelwellenachse) und y-Achse (senkrecht zu Kurbelwellenachse), Swirl um Zylinderhochachse, Brennrate, kinetische Energie (KE) und turbulent kinetische Energie (TKE)

Durch den Differenzhub entstehen wieder deutliche Swirl-Strömungen und in Kombination mit der Tumble-Strömung aus dem Einlass entstehen nennenswerte Tumble-Strömungen parallel zur Kurbelwellenachse. Das Niveau von KE kann über das des Vergleichfalls angehoben werden, die Höhe der TKE erreicht aber nicht das Niveau des *VVT*-Falls. Der Fall *2ndDiffMean* zeigt den besten Verlauf der Brennrate.

6.4 Form der Zylinderinnenströmung

Der Einfluss auf die Form der Zylinderströmung wird anhand der Fälle *Swirl* und *AntiSwirl* mit Hilfe der 3D-CFD-Ergebnisse detailliert betrachtet. Abbildung 65 zeigt für beide Fälle sowie den Fall *VVT* die Geschwindigkeit der Zylinderinnenströmung als Kontur- sowie als Streamlineplot im UT sowie zum ZZP. Weiterhin ist die TKE zum ZZP dargestellt.

Der Zeitpunkt UT wurde betrachtet, um die Ladungsbewegung nach Es zu bewerten. Hier bildet sich für *VVT*, wie in Kapitel 5.2.4 beschrieben, ein schwacher Tumble aus. Die Strömung ist nicht global gleichförmig ausgebildet. Im Gegensatz dazu ist die Strömung im *Swirl*-Fall global deutlich als Swirl zu erkennen. *AntiSwirl* zeigt zwar auch eine globale Ausprägung der Swirlströmung, allerdings ist die Geschwindigkeit deutlich niedriger als bei *Swirl*.

Zum ZZP ist zu erkennen, dass bei *VVT* der Tumble weiterhin besteht und an das Brennraumdach gedrückt wird. Bei *Swirl* ist das Strömungsbild stabil, wohingegen bei *AntiSwirl* die Strömung sehr ungeordnet ist.

Ausgehend vom Fall *VVT* steigt die TKE zu *Swirl* an und fällt zu *AntiSwirl* ab. Das zeigt, dass durch eine gezielte Steuerung des Differenzhubs die TKE sowohl angehoben als auch abgesenkt werden kann.

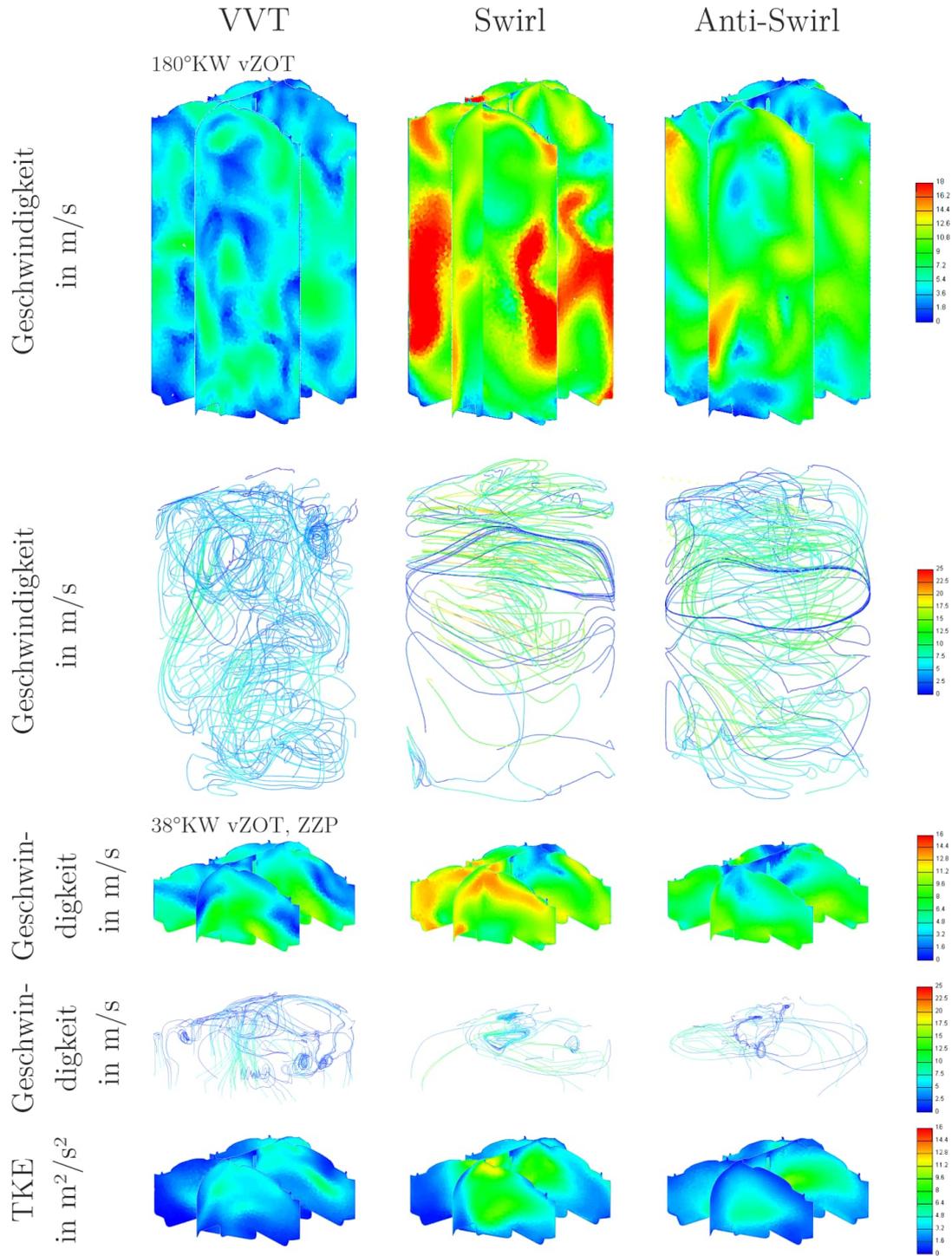


Abbildung 65 Ergebnis der 3D-CFD-Rechnung: Geschwindigkeitsfeld bei

7 Ausblick

Mit der vorliegenden Arbeit wurde eine Grundlage geschaffen, um zielgerichtete Untersuchungen zur Brennverfahrensoptimierung an einem Forschungsmotor durchzuführen. Beispielfhaft können folgende Themen damit zukünftig untersucht werden:

HCCI-Brennverfahren

Dieses Brennverfahren zeichnet sich durch eine sehr schnelle Verbrennung aus. Diese kann zu Überschreitungen von zulässigen Zylinderdrücken oder auch unerwünschten Verbrennungsgeräuschen führen. Eine mögliche Strategie, die am Versuchsmotor erarbeitet werden kann, ist die Beeinflussung der Brenngeschwindigkeit über die Steuerung der Ladungsbewegung bzw. der TKE und im Zusammenspiel mit der Direkteinspritzung die Homogenisierung des Gemischs. Weiterhin ist die Steuerung der Verbrennung über die oben genannte zyklusgenaue Regelung von Restgasgehalt und effektivem Verdichtungsverhältnis [60] möglich. Der verwendete Zylinderkopf bietet die Möglichkeit an drei Stellen Kraftstoff einzubringen: Einmal in den Einlasskanal sowie eine zentrale und eine seitliche Position für eine Direkteinspritzung. Somit bietet es sich an, mit einer variablen Mischung von zwei Kraftstoffen mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten im Zylinder eine weitere Art der Verbrennungsregelung darzustellen [89, 90].

Synthetische Kraftstoffe

Der Einsatz von synthetischen Kraftstoffen erfordert je nach dessen Spezifikation eine Anpassung der bisherigen Brennverfahren. Hier kann beispielsweise das erforderliche Niveau an Ladungsbewegung für verschiedene Kraftstoffe bewertet werden. Weiterhin könnten gänzlich neue Ansätze verfolgt werden, wie etwa eine Diffusionsverbrennung von Wasserstoff. Hierbei wird der Großteil des Kraftstoffs während der Verbrennung eingebracht. Gezündet werden kann beispielsweise mit einem Zündstrahl aus Flüssigkraftstoff [91]. Damit kann einer ungewollten Frühzündung der Ladung entgegengewirkt werden. Verschiedene Intensitäten an Ladungsbewegung können hier in Kombination mit einem gezielt vorgegebenem Einspritzverlauf Hebel für die Brennverfahrensentwicklung sein.

Kanalgeometrie

Die Basis für die Beeinflussung der Ladungsbewegung bildet immer die Konfiguration des Zylinderkopfs mit dessen Kanälen, Ventilstellungen und Brennraumgestaltung. Es wäre denkbar, auch die Auslasskanäle so zu formen, dass das rückgesaugten Restgas aus dem Auslasskanal zu der Ausbildung einer globalen Tumble- oder Swirlströmung beiträgt. Da im Allgemeinen die Auslasskanäle für ein bestmögliches Ausströmen gestaltet sind, müssen hier Kompromisse erzielt werden.

Ventiltriebsoptimierung

Der Ventiltrieb zeigt eine ausreichende Drehzahlfestigkeit für den Einsatz am Forschungsmotor. Eine Erhöhung der Drehzahl ist möglich, indem die Krümmung der Nockenscheiben optimiert wird. Die Methodik des Festlegens einer Krümmung zu Beginn der Geometrieerzeugung erfordert viele Iterationen der Optimierung. Stattdessen kann für jedes Inkrement an Nockenwinkel eine Optimierung durchgeführt werden, für die der geforderte Hub aufgeteilt auf Arbeitskurve sowie Nockenkurve wird. Eine Vorgabe der maximalen Krümmung sowie eine Gewichtung zwischen den Kurven ist möglich.

8 Zusammenfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der gezielten Beeinflussung des Ladungswechsels, der Ladungsbewegung und deren Nutzung in der Brennverfahrensentwicklung. Dazu wird ein mechanisch vollvariabler Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Nockenwellen entwickelt und an einem Forschungsmotor eingesetzt. Hierbei wird die komplette Entwicklungskette von der Solverprogrammierung, Auslegung der Nockenkurven, Mehrkörpersimulation, FEM Simulation, Konstruktion und der Mechanikerprobung aufgezeigt. Ergänzend dazu verdeutlicht die thermodynamische Untersuchung die Vorgehensweise zur Auswahl der Hubkurven, der Durchführung von 1D-Prozessrechnungen und 3D-CFD-Simulationen sowie von Versuchen am befeuerten Motorenprüfstand. Aus der Kombination beider Abläufe ergibt sich eine Methodik für eine zielgerichtete und effiziente Vorbereitung und Durchführung von Versuchen am Motorenprüfstand zur Entwicklung neuer Brennverfahren.

Es wird exemplarisch gezeigt, dass es möglich ist, die Hubkurven und Verstellcharakteristiken heute üblicher variabler Ventiltriebe zu verbessern. Es sind für die Einlassseite deutlich schlankere Teilhübe sowie eine Hubverstellung ohne Einfluss auf $E\ddot{o}$ möglich. Für die Auslassseite wurde ein Hubverlauf mit einem Second Event (also einem zweiten Auslassöffnen) realisiert, bei dessen As-Variation der Haupthub sowie der

Zeitpunkt des Aö unverändert bleibt. Der Ventilhub wurde in einer Voruntersuchung im Systemzylinderkopf sowie abschließend im Zylinderkopf am Komponentenprüfstand erprobt und validiert.

Der Einfluss der Steigerung von Ladungsbewegung und TKE konnte insbesondere bei einem Brennverfahren mit FEs aufgezeigt werden. Hierbei kann die Ladungsbewegung gesteuert werden, ohne Einfluss auf Last, Restgasgehalt und Verbrennungsluftverhältnis nehmen zu müssen. Weiterhin kann im Zusammenspiel mit dem Einspritzzeitpunkt der Direkteinspritzung die Homogenisierung sowie der Anteil des verdampften Kraftstoffs dosiert werden. Wie dies verdeutlicht, steht somit ein effizientes Werkzeug zur Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung zur Verfügung.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Vereinte Nationen, *Übereinkommen von Paris*, 2015. Zugriff am: 6. April 2021. [Online]. Verfügbar unter: https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtdsg_no=XXVII-7-d&chapter=27&clang=_en
- [2] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, und nukleare Sicherheit. “Emissionshandel.” <https://www.bmu.de/themen/klima-energie/klimaschutz/emissionshandel/> (Zugriff am: 6. Apr. 2021).
- [3] Tagesschau, *Fünf Jahre "Dieselgate" - und heute?* Zugriff am: 6. April 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.tagesschau.de/wirtschaft/fuenf-jahre-dieselgate-101.html>
- [4] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, “Die Nationale Wasserstoffstrategie,” 2020.
- [5] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*, 1. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 2005, doi: 10.1007/3-540-27490-1.
- [6] E. Köhler und R. Flierl, *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, doi: 10.1007/978-3-658-24541-2.
- [7] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble, *Verbrennung*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2001, doi: 10.1007/978-3-642-56451-2.
- [8] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Aufl., 2009, ISBN: 9783211992760.

- [9] P. Kreuter und N. Wellmann, “Hydraulische Einlassventilsteuerung mit Lastregelfunktion bei Ottomotoren,” in *1. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 1987.
- [10] M. Klütting, R. Flierl und H. Unger, “Drosselfreie Laststeuerung - ein Motorkonzept zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen,” in *20. Internationales Wiener Motorensymposium*, 1999.
- [11] C. Schausberger, P. Bachmann, K. Borgmann, R. Hofmann und J. Liebl, “Die neue BMW Ottomotoren Generation,” in *10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2001.
- [12] M. Sugiyama, T. Inoue und F. Hosoda, “Toyotas neue Ottomotoren-Reihe und deren Umwelttechnologien für nachhaltige Mobilität,” in *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik*, 2008.
- [13] T. Fujita, K. Onogawa, S. Kiga, Y. Mae, Y. Akasaka und K. Tomogane, “Development of Innovative Variable Valve Event and Lift (VVEL) System,” in *SAE World Congress 2008*, doi: 10.4271/2008-01-1349.
- [14] R. Wurms, R. Budack, M. Grigo, G. Mendl, T. Heiduk und S. Knirsch, “Der neue Audi 2.0l Motor mit innovativem Rightsizing - ein weiterer Meilenstein der TFSI-Technologie,” in *36. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2015, doi: 10.1007/s35778-015-0028-7.
- [15] Ralph Miller, “Supercharged Engine,” United States Patent 581713, 1956.
- [16] M. Söder, “Creation and destruction of in-cylinder flows: Large eddy simulations of the intake and the compression strokes,” Dissertation, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2015.
- [17] B. Johansson und K. Olsson, “Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion,” in *SAE Technical Paper Series*, 1995, doi: 10.4271/950469.

- [18] F. Eichler, H. Middendorf, C. Helbing, L. Hentschel, J. Scherf und W. Wendt, “Der neue 1,0l 3-Zylinder TSI®,” in *36. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2015, doi: 10.1007/s35778-015-0028-7.
- [19] L. Wang, Q. Tan, S. Yu, X. Yu, X. Chen und M. Zheng, “A Framework for the Active Control of Corona Ignition Systems,” in *SAE Technical Paper Series*, 2019, doi: 10.4271/2019-01-2157.
- [20] B. Geringer, J. Graf, D. Klawatsch, H. P. Lenz, G. Liedl, D. Schuöcker, M. Jetzinger, W. Piock und P. Kapus, “Laserinduzierte Zündung an einem Otto-DIBrennverfahren der zweiten Generation,” in *24. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2003.
- [21] T. Wolf, “Alternative ottomotorische Zündsysteme und Entflammung,” Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2019, doi: 10.5445/IR/1000096203.
- [22] P. Holand, N. Böckhoff, T. Kremser, A. Knafl und G. Stiesch, “Die Entwicklung der MAN Gasmotoren mit Blick auf die steigenden Marktanforderungen an Effizienz und Dynamik,” in *22. Aufladetechnische Konferenz*, 2017.
- [23] S. Kammerstätter, S. Bauer und T. Sattelmayer, “Jet-Penetration in Prechamber-Ignited Lean Large-Bore Natural Gas Engines,” in *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2012, doi: 10.1115/ICEF2012-92031.
- [24] S. Kammerstätter und T. Sattelmayer, “Influence of Prechamber-Geometry and Operating-Parameters on Cycle-to-Cycle Variations in Lean Large-Bore Natural Gas Engines,” in *ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference*, Torino, Piemonte, Italy, 2012, S. 111–120, doi: 10.1115/ICES2012-81180.
- [25] W. Steiger, C. Jelitto und S. Schmerbeck, “GCI und CCS - Zwei neue Brennverfahren von Volkswagen,” in *29. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2008, S. 35–52, ISBN: 978-3-18-367212-7.

- [26] M. Alt, U. D. Grebe, J. R. Dulzo, P. Kafarnik und P. M. Najit, “HCCI - vom Labor auf die Straße,” in *29. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2008, ISBN: 978-3-18-367212-7.
- [27] M. Suess, M. Guenther, M. Schenk und H.-S. Rottengruber, “Investigation of the potential of corona ignition to control gasoline homogeneous charge compression ignition combustion,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 226, Nr. 2, S. 275–286, 2012, doi: 10.1177/0954407011416905.
- [28] A. Kulzer, J.-P. Hathout, C. Sauer, W. Fischer, R. Karrelmeyer, A. Löffler und A. Christ, “Das Verbrauchskonzept CAI – Verbrennung und Regelung für das CAI-Brennverfahren mit BDE-Technologie und vollvariablem Ventiltrieb,” in *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2007.
- [29] M. Günthner, “Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff,” Dissertation, Universität Karlsruhe, 2004, ISBN: 978-3-8325-0788-6.
- [30] W. Sauter, S. Hensel, U. Spicher, A. Schubert und U. Maas, *Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-Benzinbetrieb im Hinblick auf NO_x und HC-Rohemissionen unter Berücksichtigung der Kennfeldtauglichkeit*. Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 831, 2007.
- [31] H. Stoffels und N. Collings, “Effect of gasoline homogeneous charge compression ignition on engine acoustics and vibration,” *International Journal of Engine Research*, Jg. 8, Nr. 1, 2007, doi: 10.1243/14680874JER02706.
- [32] P. A. Caton, “Combustion phasing of residual-effected homogeneous charge compression ignition,” *International Journal of Engine Research*, Jg. 8, Nr. 1, 2007, doi: 10.1243/14680874JER01406.

- [33] E. Nakai, T. Goto, K. Ezumi, Y. Tsumura, K. Endou, Y. Kanda, T. Urushihara, M. Sueoka und M. Hitomi, “MAZDA SKYACTIV-X 2.0L Gasoline Engine,” in *28. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2019, ISBN: 978-3-00-060311-2.
- [34] B. Klaus, H. Fischer, J. Lerch, D. Leinhos und D. Wabbals, “BMW VALVETRONIC – Ladungswechselsteuerung von Teillast bis Voll-last,” in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2015.
- [35] H. Unger, C. Schwarz, J. Schneider und K.-F. Koch, “Die Valvetronic,” *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 69, 7-8, 2008, doi: 10.1007/BF03227471.
- [36] J. Harada, T. Yamada und K. Watanabe, “The new L4 gasoline engines with VALVEMATIC system,” in *29. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2008, ISBN: 978-3-18-367212-7.
- [37] K. Shimizu, N. Fuwa und Y. Yoshihara, “Die neue Toyota Ventilsteuerung für variable Steuerzeiten und Hub,” in *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2007.
- [38] K.-P. Ha, D. Han und W. T. Kim, “Development of Continuously Variable Valve Lift Engine,” in *SAE Technical Paper Series*, 2010, doi: 10.4271/2010-01-1187.
- [39] S. Kiga und S. Tsuruta. “Development of Variable Valve Event and Lift System (VVEL).” <https://www.jsme.or.jp/jsme/uploads/2016/12/awardn08-03.pdf> (Zugriff am: 3. Apr. 2019).
- [40] Mahle GmbH, *Ventiltrieb: Systeme und Komponenten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, doi: 10.1007/978-3-8348-2491-2.
- [41] R. Flierl, C. Kausch, D. Kairies, M. Jubelt und W. Hannibal, “Potential of a Mechanical Fully-Variable Valve Train. Results of Simulated and Actual Engine Operation for the New UniValve System,” in *SAE Technical Paper Series*, 2005, doi: 10.4271/2005-01-0768.

- [42] F. Lauer, “Drosselfreie Laststeuerung und Zylinderabschaltung mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb am turboaufgeladenen Ottomotor,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, ISBN: 978-3-943995-44-2.
- [43] R. Flierl, P. Lege, D. Hosse und A. Temp, “Nächste Entwicklungsschritte im Ventiltrieb von Nutzfahrzeug- Dieselmotoren,” Baden-Baden, 18. und 2014.
- [44] D. Wabbals, “Potenziale der Kombination von kontinuierlich verstellbarem Verdichtungsverhältnis und variabler Ventilsteuerung,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, ISBN: 978-3-943995-45-9.
- [45] A. Barrois, “Potenziale zur Reduzierung der CO₂-Emissionen mittels vollvariablem Ventiltrieb und Erdgasdirekteindüsung an einem 1-Zylinder Ottomotor,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, ISBN: 978-3-943995-36-7.
- [46] M. Paulov, “Analyse eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs an aufgeladenen Ottomotoren mit Saugrohr- und Direkteinspritzung,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, ISBN: 978-3-943995-11-4.
- [47] S. Schmitt, “Potentiale durch Ventiltriebsvariabilität auf der Auslassseite am drosselfrei betriebenen Ottomotor mit einstufiger Turboaufladung,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2011, ISBN: 978-3-941438-85-9.
- [48] R. Flierl, F. Lauer, M. Breuer und W. Hannibal, “Cylinder Deactivation with Mechanically Fully Variable Valve Train,” *SAE Int. J. Engines*, Jg. 5, Nr. 2, S. 207–215, 2012, doi: 10.4271/2012-01-0160.
- [49] R. Cutrona, R. Dingelstadt, P. Genieser und F. Schneider, “Was kann die „CamInCam“-Technologie beim Otto- und Dieselmotor?,” in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2011.

- [50] P. Kreuter, P. Heuser, J. Reinicke-Murmann, R. Erz und U. Peter, "The Meta VVH System - The Advantages of Continuously Mechanical Variable Valve Timing," in *SAE Technical Paper Series*, 1999, doi: 10.4271/1999-01-0329.
- [51] P. Kreuter, P. Heuser und J. Reinicke-Murmann, "The Meta VVH System - A Continuously Variable Valve Timing System," in *SAE Technical Paper Series*, 1998, doi: 10.4271/980765.
- [52] I. Methley, "FlexValve: CVVA System for Diesel Engines: Optimisation of air-path systems and EATS thermal management," [Online]. Verfügbar unter: <http://www2.eng.ox.ac.uk/engines/uniceg-presentations/methley##>, University of Nottingham, 2018.
- [53] Z. Sun und X. He, "Development and Control of Electro-hydraulic Fully Flexible Valve Actuation System for Diesel Combustion Research," in *SAE Technical Paper Series*, 2007, doi: 10.4271/2007-01-4021.
- [54] P. A. Dittrich, F. Peter, G. Huber und M. Kuehn, "Thermodynamic Potentials of a Fully Variable Valve Actuation System for Passenger-Car Diesel Engines," in *SAE Technical Paper Series*, 2010, doi: 10.4271/2010-01-1199.
- [55] N. Elsner, M. Günther, T. Spannaus, M. Scheidt, C. Brands und M. Lang, "Brennverfahrensaspekte bei Realisierung einer Miller- / Atkinson-Strategie am Downsizing-Konzept," in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2014.
- [56] G. Babic und M. Bargende, "Operating strategies on HCCI combustion," *MTZ worldwide*, Jg. 71, Nr. 9, 2010, doi: 10.1007/BF03227047.
- [57] G. Babic, "Untersuchung verschiedener Betriebsstrategien zur Benzinselbstzündung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung und vollvariablen Ventiltrieb," Dissertation, Universität Stuttgart, 2011.

- [58] M. Bargende und G. Babic, "Betriebsstrategien Benzinselbstzündung," in *FVV Abschlussbericht Vorhaben 883*, Frankfurt am Main: FVV, 2009.
- [59] S. Trajkovic, A. Milosavljevic, P. Tunestål und B. Johansson, "FPGA Controlled Pneumatic Variable Valve Actuation," in *SAE Technical Paper Series*, 2006, doi: 10.4271/2006-01-0041.
- [60] G. M. Shaver, M. J. Roelle, P. A. Caton, N. B. Kaahaaina, N. Ravi, J.-P. Hathout, J. Ahmed, A. Kojic, S. Park, C. F. Edwards und J. C. Gerdes, "A physics-based approach to the control of homogeneous charge compression ignition engines with variable valve actuation," *International Journal of Engine Research*, Jg. 6, Nr. 4, 2005, doi: 10.1243/146808705X30512.
- [61] S. Pischinger, K. G. Stapf, D. Seebach, C. Bücken, P. Adomeit und J. Ewald, "Controlled Auto-Ignition: Kontrolle der Verbrennungsrates durch gezielte Schichtung," in *29. Internationales Wiener Motoren-symposium*, 2008, ISBN: 978-3-18-367212-7.
- [62] S. Pischinger, W. Salber, J. Dilthey und Adomeit, "Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung," in *FVV Vorhaben 718*, Frankfurt am Main: FVV, 2000.
- [63] M. Riess, A. Benz, M. Wöbke und M. Sens, "Intake Valve Lift Strategies for Turbulence Generation," *MTZ worldwide*, Jg. 74, 7-8, 2013, doi: 10.1007/s38313-013-0074-8.
- [64] L. Adlercreutz, A. Cronhjort und O. Stenlaas, "Variation in Squish Length and Swirl to Reach Higher Levels of EGR in a CNG Engine," in *SAE Technical Paper Series*, 2019, doi: 10.4271/2019-01-0081.
- [65] D. L. Lord, R. W. Anderson, D. D. Brehob und Y. Kim, "The Effects of Charge Motion on Early Flame Kernel Development," in *SAE Technical Paper Series*, 1993, doi: 10.4271/930463.

- [66] H. Ruhland, T. Lorenz, J. Dunstheimer, A. Breuer und M. Khosravi, “A Study on Charge Motion Requirements for a Class-Leading GTDI Engine,” in *SAE Technical Paper Series*, 2017, doi: 10.4271/2017-24-0065.
- [67] A. Temp, “Potenziale einer variablen Auslasssteuerzeit mit Ventilhubphasing und eines 2nd Events des Auslassventils an einem Commonrail Dieselmotor,” Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern, 2014, ISBN: 978-3-943995-63-3.
- [68] T. Buitkamp, M. Günthner und P. Pickel, “Hocheffizientes Dieselmotorenkonzept (HDMK) – Potenziale eines Dieselmotors mit variablem Ventiltrieb und Zylinderzuschaltung in einem Traktor,” *Internationale VDI-Tagung „Land. Technik 2018“*, doi: 10.51202/9783181023327-139.
- [69] M. Diezemann, R. Pohlke, M. Brauer und C. Severin, “Anhebung der Abgastemperatur am Dieselmotor durch variablen Ventiltrieb,” *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 74, Nr. 4, 2013, doi: 10.1007/s35146-013-0075-9.
- [70] A. Schloßhauer, J. Fryjan, K. Habermann und T. Uhlmann, “Multi-variable Gasoline Engine for Lowest CO₂ Emissions,” *MTZ worldwide*, Jg. 79, Nr. 11, 2018, doi: 10.1007/s38313-018-0098-1.
- [71] D. Woike, M. Guentner und A. Schurr, “Development of a Highly Flexible Variable Valvetrain System for Combustion System Investigations,” in *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2019, S. 306–314, doi: 10.4271/2019-01-0069.
- [72] S. Lecheler, *Numerische Strömungsberechnung: Schneller Einstieg in ANSYS CFX 18 durch einfache Beispiele*, 4. Aufl. (SpringerLink Bücher). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, doi: 10.1007/978-3-658-19192-4.
- [73] F. Köpple, *Untersuchung der Potentiale der numerischen Strömungsberechnung zur Prognose der Partikelemissionen in*

- Ottomotoren mit Direkteinspritzung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, doi: 10.1007/978-3-658-11138-0.
- [74] A. Kronich, "Methodik zur Entwicklung eines vollvariablen Ventiltriebes," Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, ISBN: 978-3-936890-91-4.
- [75] M. A. Mohr, "Dynamische Optimierung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebes mittels Mehrkörpersimulation," Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2006, ISBN: 978-3-939432-11-1.
- [76] B. Volpert, "Hochdrehzahlkonzept für einen Einzylindermotorradmotor mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb und manueller drosselfreier Laststeuerung," Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, ISBN: 978-3-939432-88-3.
- [77] D. Woike und A. Schurr, "Gezielte Steuerung des Ladungswechsels mittels vollvariablem Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Kurvenscheiben," in *VDI Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf*, 2017.
- [78] J. Volmer, Hg. *Getriebetechnik: Kurvengetriebe*, 1. Aufl. Berlin: Verl. Technik, 1976.
- [79] M. Kohr, D. Woike und M. Guenther, "Methodology for the Geometric Layout of a Mechanically Fully Variable Valve Train with Two Synchronously Rotating Cam Disks," in *SAE Technical Paper Series*, 2021, doi: 10.4271/2021-01-0684.
- [80] S. Schmitt, M. Breuer, K. Grimm und S. Moormann, "Aktuelle Entwicklungsarbeiten an mechanisch vollvariablen Ventiltrieben," in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, 2016, doi: 10.1007/978-3-658-19198-6_8.
- [81] M. Breuer, K. Grimm, S. Schmitt und D. Hunkel, "Serienentwicklung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs," *MTZ - Motor-technische Zeitschrift*, Jg. 78, Nr. 2, 2017, doi: 10.1007/s35146-016-0167-4.

- [82] B. Klaus, H. Fischer, J. Lerch, D. Leinhos und D. Wabbals, “BMW VALVETRONIC – Ladungswechselsteuerung von Teillast bis Vollast,” in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2015.
- [83] R. Flierl, W. Hannibal, D. Gollasch und A. Barrois, “Mechanisch vollvariabler Ventiltrieb am Turbomotor - Verbrauchsvorteil und Vollastverhalten,” in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2007.
- [84] S. Schmitt, M. Breuer, K. Grimm und S. Moormann, “Aktuelle Entwicklungsarbeiten an mechanisch vollvariablen Ventiltrieben,” in *MTZ-Tagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor*, Stuttgart: Springer Vieweg, 2016.
- [85] D02 Committee, *Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel*. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2018, doi: 10.1520/D2699-18A.
- [86] R. Flierl und M. Klütting, “The Third Generation of Valvetrains - New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control,” in *SAE Technical Paper Series*, 2000, doi: 10.4271/2000-01-1227.
- [87] R. Flierl, S. Schmitt, D. Wabbals und G. Kleinert, “Fully variable valve train and variable compression ratio,” *MTZ worldwide*, 2009, doi: 10.1007/BF03226972.
- [88] M. H. Shelby, R. A. Stein und C. C. Warren, “A New Analysis Method for Accurate Accounting of IC Engine Pumping Work and Indicated Work,” in *SAE Technical Paper Series*, 2004, doi: 10.4271/2004-01-1262.
- [89] Y. Hou, Z. Huang, X. Lu, J. Fang und L. Zu, “Fuel design real-time to control HCCI combustion,” *CHINESE SCI BULL*, Jg. 51, Nr. 21, 2006, doi: 10.1007/s11434-006-2153-6.
- [90] C. Wilhelmsson, P. Tunestal und B. Johansson, “Operation strategy of a Dual Fuel HCCI Engine with VGT,” in *SAE Technical Paper Series*, 2007, doi: 10.4271/2007-01-1855.

- [91] S. Frankl, S. Gleis, S. Karmann, M. Prager und G. Wachtmeister, “Investigation of ammonia and hydrogen as CO₂-free fuels for heavy duty engines using a high pressure dual fuel combustion process,” *International Journal of Engine Research*, Jg. 22, Nr. 10, 2021, doi: 10.1177/1468087420967873.

Lebenslauf

David Woike

Name	David Woike
Geburtsort	Bad Kreuznach
Staatsangehörigkeit	Deutsch

Bildungsweg

06.2015-05.2019	Promotionsanwärter am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik der TU Kaiserslautern
10.2007-04.2015	Abschluss Diplom, Studiengang: Maschinenbau - Schwerpunktfächer: Fahrzeugtechnik und Konstruktionstechnik TU Kaiserslautern
03.2007	Allgemeine Hochschulreife, Göttenbach-Gymnasium Idar-Oberstein

Praktische Tätigkeit

08.2019-heute	Entwicklungsingenieur Thermodynamik, MAN Energy Solutions
06.2015-05.2019	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Antriebe in der Fahrzeugtechnik (ehemals Verbrennungskraftmaschinen) der TU Kaiserslautern

Vor allem im Hinblick auf alternative und synthetische Kraftstoffe ist es notwendig, Brennverfahren zu entwickeln, die den jeweiligen Kraftstoff möglichst ressourcen- und umweltschonend umsetzen. Eine effiziente Entwicklungsumgebung ermöglicht es, dabei schneller zur optimalen Lösung zu gelangen. Das Ziel der Arbeit ist es, die Methode der Gestaltung des Ladungswechsels zu optimieren, indem iterative Schleifen von Ventilhubauslegung, Messungen am Motorenprüfstand und Auswertung reduziert werden.

Kernbestandteil der Methode ist ein hochvariabler Ventiltrieb mit zwei synchron rotierenden Nockenwellen pro Ventil. Die individuelle Ansteuerung jedes Ventils erlaubt es, Einfluss auf die Ladungsbewegung zu nehmen. In der vorliegenden Arbeit wird am Forschungsmotor exemplarisch eine Brennverfahrensentwicklung für ein Brennverfahren mit einem frühen Einlass-Schließen durchgeführt. Hier kann insbesondere der Einfluss der Steigerung von Ladungsbewegung und turbulenter kinetischer Energie demonstriert werden. Die Ladungsbewegung kann gesteuert werden, ohne Einfluss auf Last, Restgasgehalt und Verbrennungsluftverhältnis nehmen zu müssen. Alle gezeigten Untersuchungen verwenden die Hubkurven, die der Ventiltrieb mit der gleichen Auslegung darstellen kann. Das Ziel, ein effizientes Werkzeug zur Gestaltung des Ladungswechsels im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung zur Verfügung zu stellen, wird somit erreicht.

Logos Verlag Berlin

ISBN 978-3-8325-5678-5

ISSN 2941-4326