

**Variables Verdichtungsverhältnis
beim Verbrennungsmotor durch
Ausnutzung der im Triebwerk wirksamen Kräfte**

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Karsten Wittek

aus

Bochum

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter W. Gold

Tag der mündlichen Prüfung: 04. Dezember 2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten, die von der FEV Motorentchnik GmbH in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen durchgeführt wurden.

Herrn Prof. Dr.-Ing. S. Pischinger gilt mein besonderer Dank für die Förderung dieser Arbeit sowie für seine wohlwollende Unterstützung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. P. W. Gold danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Korreferates.

Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. W. Bick und Herrn Dipl.-Ing. C. Tiemann für die Anregung zu der Themenstellung sowie die Betreuung dieser Arbeit.

Ein besonderer Dank geht an meinen ehemaligen Kollegen Herrn Dr.-Ing. K. I. Yapici sowie an meinen Kollegen und Freund Herrn Dipl.-Ing. M. Kalenborn für die vielen interessanten Diskussionen und Anregungen.

Aachen, im April 2007

Meinen Eltern gewidmet

1	Einleitung	1
2	Motivationen zur Variation des Verdichtungsverhältnisses	3
2.1	Ottomotoren	3
2.2	Dieselmotoren	5
3	Konzeptfindung	7
3.1	Einteilung der VCR Systeme	7
3.2	Ausgeführte Motorkonzepte mit variabler Verdichtung	8
3.3	Kostenoptimales VCR-Konzept	13
3.3.1	Vergleich der Exzenteranordnungen	17
3.3.2	Vergleich der Bewegungsformen Ein- und Mehrzyklusprinzip	34
3.3.3	Vergleich der Rücklaufsperrn (Mehrzyklussteller)	34
3.3.4	Vergleich der Betätigungsarten	36
3.3.5	Konzeptauswahl	39
4	Auslegung und Konstruktion der Versuchsträger	41
4.1	Hauptgeometrieparameter	42
4.2	Einzyklussteller	43
4.2.1	Exzenter und Sperrklinken	44
4.2.2	Mechanischer Schalter und Betätigung	45
4.2.3	Umschalten auf „hohe Verdichtung“	47
4.2.4	Umschalten auf „niedrige Verdichtung“	47
4.2.5	Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“	48
4.2.6	Kurvenscheibe „ ε -Verringern“	54
4.2.7	Betätigung der Kurvenscheiben	55
4.2.8	Simulation des Umschaltvorganges	60
4.3	Mehrzyklussteller	68
4.3.1	Abstützmechanik	70
4.3.2	Blenden	72
4.3.3	Betätigung	74
4.3.4	Simulation des Umschaltvorganges	76
5	Prüfstandserprobung	82
5.1	Einzyklussteller	82
5.1.1	Bauteile und Prüfstandsaufbau	82
5.1.2	Ergebnisse der Umschaltversuche	84
5.1.3	Dauerlaufuntersuchung	87
5.2	Mehrzyklussteller	89
5.2.1	Bauteile und Prüfstandsaufbau	89
5.2.2	Ergebnisse der Umschaltversuche	91
5.2.3	Dauerlaufuntersuchung	93
6	Ausblick auf weitere konstruktive Detailansätze	95
6.1	Endlagendämpfung für den Einzyklussteller	95
6.2	Rücklaufsperrre mit interner Ölübergabe für den Mehrzyklussteller	99
6.3	Gewichtsoptimiertes Mehrzyklus-VCR-Pleuel	100
7	Kosten zu Nutzen Analyse	103
7.1	Einzyklussteller	103
7.2	Mehrzyklussteller	104
8	Zusammenfassung und Ausblick	106
9	Anhang	109
9.1	Gasdruckverläufe eines 4-Takt-Saug-Ottomotors	109
9.2	Zusammenhang Verbrauchszunahme zur Reibungszunahme	109

9.3	Konstruktive Entwürfe zur Exzenteranordnung „var. r“	110
9.4	Öldrücke am Pleuellager	112
9.5	Maximale Stützdrücke	112
9.6	Vereinfachungen des Simulationsmodells.....	113
9.7	Technische Daten der Versuchsträger	115
9.8	Weitere konstruktive Entwürfe zum Mehrzyklusprinzip	117
9.9	Zusätzliche Herstellkosten	120
9.10	Abkürzungen und Formelzeichen.....	122
9.11	Literaturverzeichnis	128

1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor nach Hubkolbenbauart stellt zur Zeit den meist verbreiteten Fahrzeugantrieb dar. Gründe dafür sind die hohe Leistungsdichte bei hohem Wirkungsgrad, der geringe Wartungsbedarf, geringe Herstellkosten, sowie die Möglichkeit unterschiedliche fossile und erneuerbare Energieträger einsetzen zu können.

Besonders der Dieselmotor hat in den letzten 15 Jahren einen großen technologischen Wandel vollzogen hin zu höherer Leistungsdichte und höherem Wirkungsgrad (etwa 25 % geringerer Verbrauch als ein leistungsgleicher Ottomotor) und erfreut sich daher in den letzten Jahren besonders in Europa großer Beliebtheit in allen PKW Klassen. Dem gegenüber stehen beim Dieselmotor die steigenden technologischen Anstrengungen, welche es zur Einhaltung der stetig strenger werdenden Abgasgrenzwerte zu unternehmen gilt. Dies betrifft insbesondere Abgasnachbehandlungssysteme zur Reduktion der Partikel- und der NO_x-Emissionen. Beim homogen betriebenen Ottomotor hingegen werden die Abgasgrenzwerte auch in Zukunft noch mit der seit etwa 20 Jahren in Serie befindlichen 3-Wegekatalysatortechnik sicher beherrschbar bleiben. Vor diesem Hintergrund werden daher verbrauchssenkende Technologien beim Ottomotor in Zukunft bei der Neuentwicklung noch stärker berücksichtigt werden als es bislang der Fall ist.

Eine der effektivsten Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion stellt das „Downsizing“ durch „Hochaufladung“ dar. Dabei soll ein freisaugender Motor durch einen aufgeladenen, aber hubraumkleineren Motor ersetzt werden. Das Leistungs- und Drehmomentangebot soll dabei gleich bleiben. Auf diese Weise findet eine Betriebspunktverschiebung in wirkungsgradgünstigere Kennfeldpunkte statt, was je nach „Downsizinggrad“ Verbrauchsabsenkungen von 10 bis 18 % ermöglicht, [4], [26].

In Kombination mit einem während des Betriebes variabel einstellbaren Verdichtungsverhältnisses lässt sich eine weitere Verbrauchsabsenkung von bis zu 8 % erschließen, [21].

Während einige Hersteller bereits schon seit einigen Jahren aufgeladene Ottomotoren in Serie produzieren, hat die VCR-Technologie (variable compression ratio) noch keinen Einzug in die Großserie gehalten. Dies liegt zum großen Teil daran, dass die bislang verfolgten Lösungsansätze sehr aufwändig und teuer sind, gemessen an der erzielbaren Verbrauchsverbesserung. Zudem erfordern diese VCR-Lösungen mitunter sehr weit reichende Änderungen der bestehenden Motorkonstruktion. Entsprechend groß wären die Investitionen in neue Fertigungseinrichtungen.

Ziel der Arbeit

Vor dem Hintergrund des dargestellten technisch-ökonomischen Spannungsfeldes ist das Ziel dieser Arbeit konstruktive Lösungsmöglichkeiten für VCR-Systeme zu finden, die sich mit geringem Änderungsaufwand in existierenden Motorkonzepten integrieren lassen und damit eine realistische Chance auf einen nahen Serieneinsatz haben.

Zum Erreichen dieses Zieles wird das Prinzip der Ausnutzung der im Triebwerk wirksamen Kräfte und Momente zur Verstellung des Verdichtungsverhältnisses genutzt.

Als ein weiterer Schritt zur Senkung der Komplexität soll der Übergang von einem voll variablen zum so genannten 2-Punkt-VCR-System erfolgen. Dabei kann zwischen einer hohen und einer niedrigen Verdichtungseinstellung gewechselt werden.

Nach einer Darstellung der zu erwartenden Verbrauchsvorteile beim Ottomotor unter besonderer Berücksichtigung von 2-Punkt-VCR-Systemen sowie der Motivationen eines variablen Verdichtungsverhältnisses beim Dieselmotor soll der Stand der Technik anhand ausgewählter ausgeführter Versuchsmotoren dargestellt werden.

Aufbauend auf einem systematischen Lösungsfindungsprozess werden dann die vielversprechendsten Konzepte hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit unter motorischen Randbedingungen eines aufgeladenen Ottomotors untersucht.

Für die sich als umsetzbar herauskristallisierenden Konzepte sollen Versuchsträger ausgelegt, konstruiert und gebaut werden. Der Nachweis der Funktionsfähigkeit soll sowohl anhand von Simulationsrechnungen erfolgen als auch anhand von Prüfstandsuntersuchungen.

Durch die Analyse der Fertigungskosten unter üblichen Großserienbedingungen einerseits und durch eine Abschätzung des Kraftstoffeinsparpotenzials der 2-Punkt-Verstellung andererseits soll das Kosten-Nutzen-Verhältnis bestimmt und konkurrierenden Technologien gegenübergestellt werden.

2 Motivationen zur Variation des Verdichtungsverhältnisses

Sowohl für den Otto- als auch für den Dieselp Prozess gilt, dass der thermische Wirkungsgrad mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis steigt. Beim Ottomotor ist der limitierende Faktor die Klopfestigkeit des Kraftstoffes, während das Verdichtungsverhältnis beim Dieselmotor durch die mechanische Belastbarkeit der Motorkonstruktion begrenzt wird [65], [62], [71].

2.1 Ottomotoren

Die motorschädigende klopfende Verbrennung (unkontrollierte Selbstzündung) tritt bei hohen Drücken und Temperaturen im noch unverbrannten Gemisch auf, welche durch hohe Füllung, hohe Verdichtung und einen frühen Zündzeitpunkt, vor allem bei niedrigen Drehzahlen steigen [65], [62], [71].

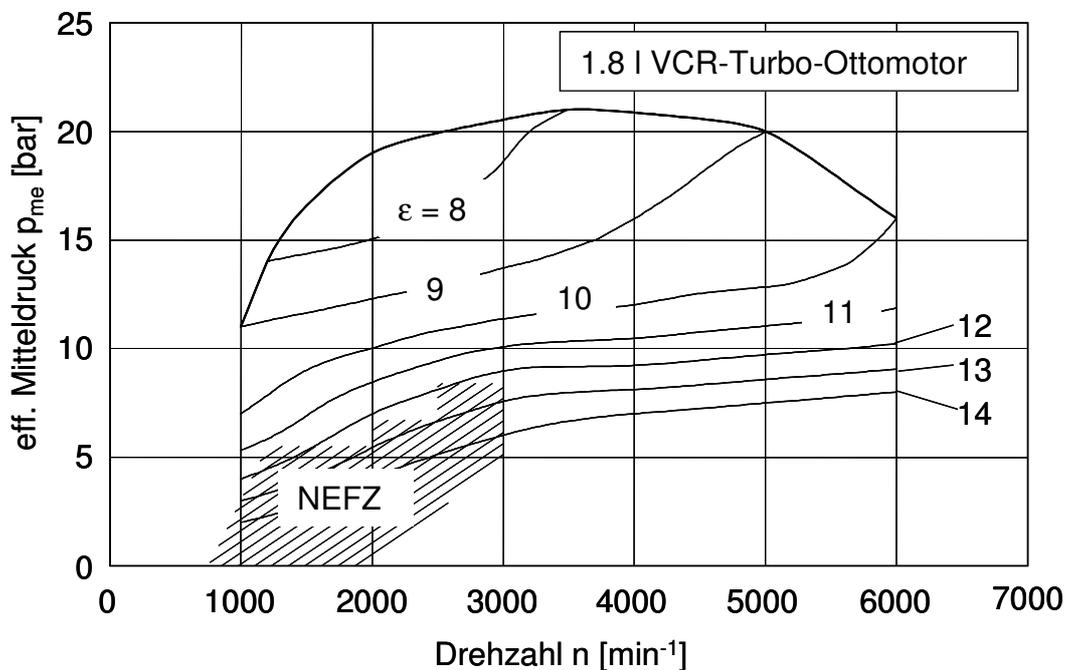


Bild 1: ϵ -Kennfeld für ein vollvariables VCR-System, [21]

Durch die Wahl einer hohen Verdichtung kann in der Teillast ein hoher Wirkungsgrad erzielt werden. In Betriebsbereichen mit hoher Last muss der Zündzeitpunkt entsprechend von seiner optimalen Lage ausgehend in Richtung spät gelegt werden, um klopfende Verbrennung zu vermeiden. Der Wirkungsgrad verschlechtert sich als Folge der ungünstigen Schwerpunktlage der Verbrennung. Wird eine niedrige Verdichtung gewählt kann der Zündzeitpunkt im Extremfall zwar auch bei hohen Lasten noch wirkungsgradoptimal eingestellt werden, jedoch bleibt bei Teillast viel Potenzial ungenutzt. Dieser Zielkonflikt tritt bei aufgeladenen Ottomotoren aufgrund der durch Aufladung erhöhten Ladungsdichte besonders stark in Erscheinung. Durch ein kontinuierlich einstellbares Verdichtungsverhältnis (vollvariables VCR-System) kann diesem Zielkonflikt ausgewichen werden, indem für jeden Betriebspunkt eine wirkungsgradoptimale Kombination aus Zündzeitpunkt und Verdichtung eingestellt werden kann, Bild 1, [1], [4], [14], [2].

Über die erzielbaren Verbrauchsvorteile im NEFZ eines hochaufgeladenen VCR-Motors bezogen auf eine leistungsgleiche Saugvariante existieren leicht unterschiedliche Angaben:

Quelle	FEV [4] und [26]	SAAB [7]	META [14]
Saugmotor	3,0 l, 6-Zylinder	3,0 l, 6-Zylinder	3,8 l
aufgeladener Motor	1,8 l, 4-Zylinder	1,6 l, 5-Zylinder	1,8 l
Aufladung	ATL	mechanisch	mechanisch
Verbrauchsreduktion	27 %	30 %	23 – 33 %

Tabelle 1: Verbrauchsvorteile im NEFZ durch „Downsizing“ und VCR

Bei der Wahl der Maximalverdichtung ist zu beachten, dass der Kolben je nach Motorkonstruktion mit zunehmender Maximalverdichtung auch stärker zerklüftet wird. Besonders bei kurzhubigen Motoren in Kombination mit großen Ventilwinkeln ergeben sich aufgrund des einzuhaltenden Ventilsfreiganges besonders ungünstige Brennraumformen mit einem großen Oberflächen/Volumen-Verhältnis, was sich negativ auf den Wirkungsgrad und die Emissionen auswirkt.

Potenzial einer Zweipunktverstellung

Bei einer Zweipunktverstellung (2-Punkt-VCR-System) können nur zwei Verdichtungsstufen eingestellt werden. Die Auswahl geeigneter Werte für hohe und niedrige Verdichtung hängt neben dem Aufladegrad sowie den geometrischen Grunddaten des Motors sehr stark von der vorgesehenen Betriebsweise des Motors ab. Wird beispielsweise Priorität auf geringen Verbrauch bei tiefer Teillast gelegt, ist es sinnvoll eine relativ hohe Maximalverdichtung auszuwählen. Dies hat jedoch zur Folge, dass bei mittlerer Teillast schon früh auf die niedrige Verdichtung umgeschaltet werden muss und somit entsprechend viel Potenzial gegenüber der vollvariablen Verdichtungseinstellung ungenutzt bleibt. Es kann daraus gefolgert werden, dass der Verstellbereich einer 2-Punkt-Verstellung geringer gewählt werden sollte als im Falle einer vollvariablen Verstellung. Wird als Minimalwert die Verdichtung des Basismotors gewählt, gibt es im Kennfeld Bereiche mit einer Wirkungsgradverbesserung gegenüber dem Basismotor und Bereiche in denen der Wirkungsgrad unverändert bleibt. Wird jedoch besonderen Wert auf niedrigen Verbrauch bei sehr hoher Last gelegt kann es auch sinnvoll sein für die Minimalverdichtung einen niedrigeren Wert vorzusehen. Dabei wird zwangsläufig in Kauf genommen, dass es Kennfeldbereiche gibt, bei denen gegenüber dem Basismotor mit einer Verbrauchsverschlechterung zu rechnen ist, so dass auch hier wieder ein geeigneter Kompromiss gefunden werden muss.

Zur Abschätzung des Potenzials eines 2-Punkt-VCR-Systems werden für unterschiedliche ε_{\min} - ε_{\max} -Kombinationen Fahrzeugverbrauchssimulationen im NEFZ durchgeführt. Dabei wird zunächst jeder ε_{\min} - ε_{\max} -Kombination eine Umschaltlinie zugeordnet. Diese Umschaltlinie ist die Aneinanderreihung der Betriebspunkte bei denen eine Umschaltung von ε_{\min} nach ε_{\max} und umgekehrt erfolgt. Für den realen Fahrbetrieb muss eine Hysterese vorgesehen werden, um die Häufigkeit der Umschaltungen so gering wie möglich zu halten, was im Rahmen der Potenzialabschätzung jedoch keine Berücksichtigung findet. Bei der Bestimmung der Umschaltlinien wird auf den Datenbestand der Prüfstandsuntersuchungen zurückgegriffen, der auch zur Bestimmung des in Bild 1 dargestellten ε -Kennfeldes verwendet worden ist. In

der folgenden Tabelle sind die simulierten Verbräuche im NEFZ unterschiedlicher ϵ_{\min} - ϵ_{\max} -Kombinationen dargestellt:

	Basis $\epsilon = 9$	VCR vollvariabel $\epsilon = 8-14$	VCR 2-Punkt $\epsilon = 8, 14$	VCR 2-Punkt $\epsilon = 9, 14$	VCR 2-Punkt $\epsilon = 8, 13$	VCR 2-Punkt $\epsilon = 9, 13$
NEFZ Verbrauch [l/100 km]	8,45	7,93	8,01	7,99	8,08	8,08
Einsparung	Basis	6,2 %	5,2 %	5,4 %	4,4 %	4,4 %

Tabelle 2: Verbrauchseinsparpotentiale unterschiedlicher ϵ_{\min} - ϵ_{\max} -Kombinationen

Unter diesen Randbedingungen erweist sich für einen 2-Punkt-Steller die Kombination $\epsilon = 9, 14$ im NEFZ Zyklus als die effektivste. Das Potenzial des vollvariablen VCR-Systems wird dabei zu 87 % ausgenutzt. In [14] wird das Verbrauchseinsparpotenzial eines 2-Punkt-VCR-Systems zu 60 - 70 % des Potenzials eines vollvariablen VCR-Systems beziffert, unter der Randbedingung eines Motors mit mittlerem Aufladegrad.

2.2 Dieselmotoren

Bei den verbrauchsgünstigen Dieselmotoren stellt die gleichzeitige Minderung der Stickoxidemissionen (NO_x) und der Partikelemissionen (PM) eine besondere Herausforderung dar. Bei Nutzfahrzeug- und Industriedieselmotoren werden zudem im Gegensatz zu PKW Dieselmotoren auch Vollast und vollastnahe Betriebspunkte in den jeweiligen Abgastestzyklen berücksichtigt. Tabelle 3 zeigt die zukünftigen EU-Grenzwerte für Stickoxide (NO_x) und Partikel (PM) beispielhaft für Nutzfahrzeugdieselmotoren:

Stufe	EURO I	EURO II	EURO III	EURO IV	EURO V
Gültigkeit	1992	10/1998	10/2000	10/2005	10/2008
NO_x [g/kWh]	8,0	7,0	5,0	3,5	2,0
PM [g/kWh]	0,36	0,15	0,10	0,02	0,02

Tabelle 3: Entwicklung der EU-Grenzwerte (gültig für den stationären Testzyklus) für Nutzfahrzeugdieselmotoren [65]

Die Abgasrückführung (AGR) stellt eine sehr wirkungsvolle Maßnahme zur Senkung der NO_x -Emissionen dar. Die Wirkung der Abgasrückführung beruht im Wesentlichen auf der Reduzierung der Sauerstoffkonzentration in der Frischladung durch die Vermischung der Luft mit Inertgas (Abgas). Zur Beibehaltung des selben Mitteldruckes und zur Vermeidung von ansteigenden Partikelemissionen, muss das Verbrennungsluftverhältnis jedoch konstant gehalten werden, was durch eine Steigerung des Ladedrucks erreicht wird, [24], [25], [36]. Als Folge der Ladedrucksteigerung ergeben sich ein höherer Kompressionsenddruck und damit ein entsprechend höherer Spitzendruck bei der Verbrennung. Bei hohen Lasten würde auf diese Weise die zulässige Höchstgrenze für den Spitzendruck überschritten. Der höheren Gaskraftbelastung (Übergang auf Spitzendrücke von 180 bar ausgehend auf 220 bar und mehr) muss sowohl werkstoffseitig durch Verwendung höherfesterer Materialien als auch konstruktiv durch Wandstärkenvergrößerung und Vergrößerung von Lagerflächen Rechnung getragen werden. Letztere Maßnahme führt zwangsläufig zu einer Vergrößerung der Reibung. Je nach Lösungsweg werden sich diese Maßnahmen auch negativ auf Motorgewicht und Herstellkosten auswirken.

Die variable Verdichtung stellt für die hier skizzierten Randbedingungen eine Alternative zum „hochdruckfesten“ Motor dar, indem der Motor bei hoher Last mit niedrigerer Verdichtung betrieben wird.

Einfluss des vergrößerten Quetschspaltes

Bei fast allen VCR-Konzepten basiert die Variation der Verdichtung auf einer Variation der OT-Lage der Kolbenoberkante, wodurch sich der Quetschspalt entsprechend ändert. In wie weit der dieselmotorische Verbrennungsprozess durch eine so große Quetschspaltvergrößerung negativ beeinflusst wird, stellt eine bisher nicht relevante Fragestellung dar, da ausgeführte direkteinspritzende Dieselmotoren minimal mögliche Spalte aufweisen, um ein Minimum an Schadvolumen darzustellen.

Zur Klärung dieser Fragestellung werden Grundlagenversuche an einem aufgeladenen direkteinspritzenden 1-Zylinder-Versuchsmotor mit einem konventionellen Brennverfahren durchgeführt. Die niedrige Verdichtung von $\varepsilon = 13,8$ anstelle von vorher $\varepsilon = 17,5$ wird durch Verwendung eines um 2 mm verkürzten Pleuels fest eingestellt. Die Kraftstoffeinbringung erfolgt über eine 6-Lochdüse mit einem Strahlwinkel von 155° . Für den Vollastbetriebspunkt bei $n = 1950 \text{ min}^{-1}$ mit AGR ergeben sich folgende Zusammenhänge:

Die Veränderung der Brennraumgeometrie durch eine Absenkung der Kolbenmulde und die Vergrößerung des Quetschspaltes führt im untersuchten volllastnahen Betriebspunkt zu keinem signifikanten Nachteil für das Brennverfahren. Die festgestellten Unterschiede bei den Emissionen und dem Kraftstoffverbrauch sind im Wesentlichen auf die gewollte Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses zurückzuführen.

Die Darstellung eines variablen Verdichtungsverhältnisses durch eine Absenkung des Kolbens wird von konventionellen Nutzfahrzeug-Brennverfahren mit flachen Strahlwinkeln offensichtlich toleriert.

3 Konzeptfindung

3.1 Einteilung der VCR Systeme

Das geometrische Verdichtungsverhältnis eines Hubkolbenmotors, im Folgenden nur mit Verdichtungsverhältnis oder mit ε bezeichnet, ist definiert als Quotient aus maximalem und minimalem Brennraumvolumen:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad \text{Gl. 1}$$

Eine Variabilität des Verdichtungsverhältnisses eines Hubkolbenmotors kann auf unterschiedliche Weise erreicht werden. Die unterschiedlichen Lösungsansätze können wie folgt eingeteilt werden:

Einteilung nach Art des Triebwerkes

- zweigliedriger Kurbeltrieb (konventionell)
- mehrgliedriger Kurbeltrieb

Einteilung nach Art der Volumenvariation

- Variables Zusatzvolumen
- Variation der Kolbentotpunktlagen

Einteilung nach Ort des variablen Zusatzvolumens

- im Zylinderkopf
- im Zylinderkurbelgehäuse
- im Kolben

Einteilung nach Art der Variation der Kolbentotpunktlage

- Verlagerung der Lagerstellen
- Variation kinematisch wirksamer Längen

Einteilung nach Art der Verlagerung der Lagerstellen

- Verlagerung der Kurbelwelle
- Verlagerung des Zylinderkopfes

Einteilung nach Art der Variation der kinematisch wirksamen Längen

- Variation des Kurbelradius
- Variation der Pleuellänge
- Variation der Kompressionshöhe

Einteilung nach Art der Umsetzung einer Lagerstellenverlagerung oder einer Längenvariation

- Exzentrische Lagerstellen
- Translatorische Getriebeglieder (Linearführungen)

Einteilung nach Art der ε -Stufung

- kontinuierlich
- 2-stufig
- mehrstufig

Einteilung nach Art der Energiezufuhr

- direkt mit Aktuatoren
- Nutzung der Kräfte und Momente im Triebwerk

Einteilung nach Art der Steuer/Regelbarkeit

- selbsttätige ε -Einstellung (passive Systeme)
- frei wählbare ε -Einstellung (aktive Systeme)

Einteilung nach Dauer des Eingriffes auf das bewegte System (Voraussetzung: Bauteil mit Variabilität ist Bestandteil des Triebwerkes, Betätigung ist Bestandteil der ruhenden Struktur)

- permanenter Eingriff
- nicht permanenter Eingriff

3.2 Ausgeführte Motorkonzepte mit variabler Verdichtung

VCR-Systeme mit mehrgliedrigem Kurbeltrieb

Zur Darstellung eines variablen Verdichtungsverhältnisses kann ein weiteres Getriebeglied ins Triebwerk eingefügt werden (Übergang vom konventionellen 2-gliedrigen auf einen 3-gliedrigen Kurbeltrieb). Der bekannteste Kurbeltrieb dieser Art wird in der Literatur als „Anlenkpleuel-“, „Knickpleuel-“ oder als „Doppelpleuel-Motor“ bezeichnet. Die beiden Pleuel sind gelenkig miteinander verbunden, wobei entweder am oberen oder am unteren Pleuel eine weitere Stange (Anlenkstange) angelenkt ist, die gehäuseseitig örtlich variabel gelagert ist. Durch Verlagerung des gehäuseseitigen Anlenkpunktes kann auf die OT-Lage und damit auf das Verdichtungsverhältnis Einfluss genommen werden, [12], [22], [34], [43], [48]. Infolge der zusätzlichen Gelenkstellen ergibt sich zwangsläufig eine Erhöhung des Reibmitteldruckes solcher Motoren.

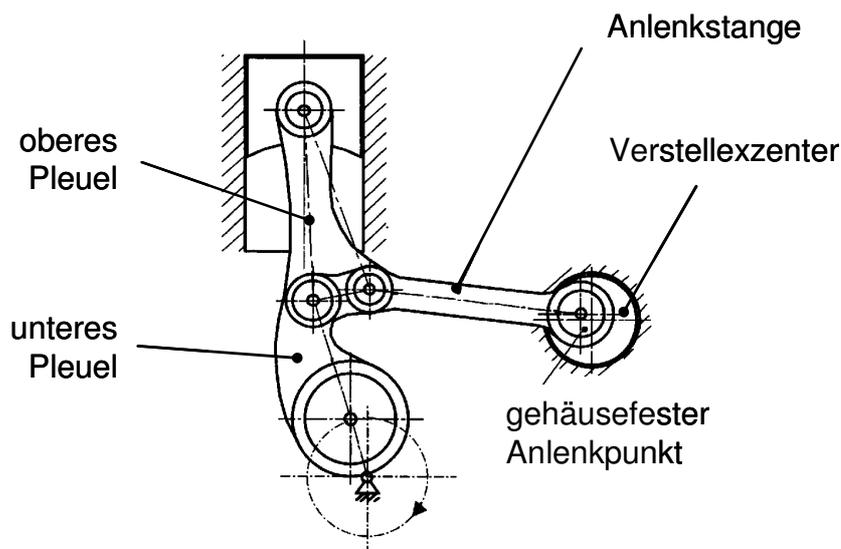


Bild 2: VCR-System mit Anlenkpleuel [48]

Das MCE-5-Konzept verfolgt ebenfalls den Ansatz eines nicht konventionellen Kurbeltriebes. Dabei befindet sich am kleinen Pleuelauge ein Ritzel, welches auf der einen Seite in eine erste kolbenfeste Zahnstange und auf der anderen Seite in eine zweite gegenüber dem Block höhenverschiebbare Zahnstange eingreift, Bild 3.

Durch Verschieben dieser zweiten Zahnstange, was bei [23] mit Hilfe von Hydraulikkolben geschieht, ändert sich die OT-Lage des Kolbens. Nach [23] soll dieses Triebwerk Reibungsvorteile gegenüber einem konventionellen Triebwerk aufweisen, was mit dem Entfall der Seitenkraft auf den Kolben begründet wird. Aufgrund der sehr genau zu fertigenden Verzahnungen ist dieses System hinsichtlich Kosten als sehr unvorteilhaft einzustufen.

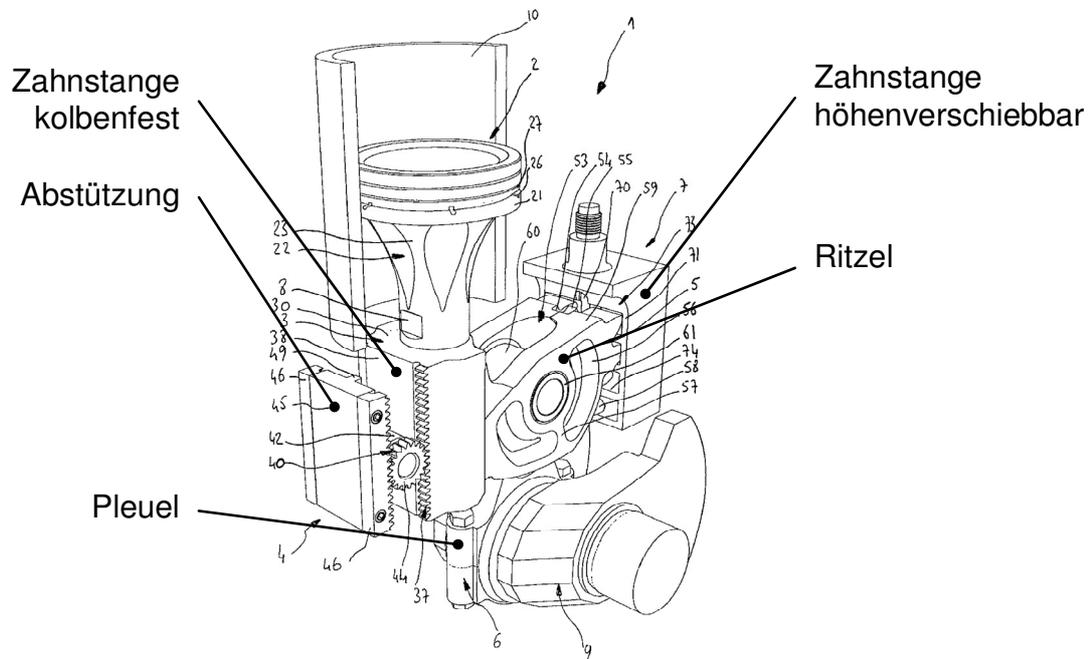


Bild 3: MCE-5-System mit Zahnstangentrieb [23], [54]

Variables Zusatzvolumen

Die Integration eines Zusatzvolumens in die ruhende Motorstruktur (Zylinderkopf oder Block) erscheint als besonders nahe liegende Lösung, da keinerlei Einfluss auf bewegliche Bauteile genommen werden muss und dadurch eine besonders simple und robuste Konstruktion geschaffen werden kann. In [1], [37] und [55] wird über einen Versuchsmotor mit variablem Zusatzvolumen im Zylinderkopf einer 2V-Konstruktion berichtet. Bei der heutzutage üblichen 4-Ventilbauweise jedoch ist zwischen den Ventilen kein ausreichender Bauraum mehr vorhanden, um ein ausreichend großes Zusatzvolumen unterzubringen. Auch im oberen Bereich des Zylinders bieten verstellbare radiale Ausnehmungen bei heute üblichen Hub/Bohrungsverhältnissen nicht genügend Volumenvariation. Selbst wenn es in besonderen Fällen möglich ist die nötigen Zusatzvolumina unterzubringen (z.B. im Zylinderkopf bei 2V-Konstruktionen), ergibt sich bei niedriger Verdichtung ein sehr zerklüfteter Brennraum mit einem sehr großen Oberflächen/Volumen-Verhältnis, was sowohl hinsichtlich des thermischen Wirkungsgrades als auch hinsichtlich der Entstehung von HC-Emissionen negative Auswirkungen hat. Durch Integration eines Zusatzvolumens im Kolben könnten diese geschilderten Probleme auch im Falle von 4V-Konstruktionen zwar weitestgehend eliminiert werden, allerdings wirkt dieser Ansatz das Problem einer schwierig zu beherrschenden zusätzlichen Abdichtung zwischen Brennraum und Kurbelraum auf.

Verlagerung der Kurbelwelle

Unter einer Variation der Kolbentotpunktlagen mittels Verlagerung der Lagerstellen wird eine Veränderung des Abstandes zwischen Kurbelwelle und dem Zylinderkopf verstanden. Dies wird bei der Kurbelwellenverlagerung vorteilhafterweise mit exzentrischen Hauptlagerungen realisiert, [40], [46], [56], [57]. Bei dem von der Fa. FEV gegen Ende der neunziger Jahre entwickelten VCR-Versuchsmotor mit Kurbelwellenverlagerung wird der Achsversatz zwischen Kurbelwelle und Getriebeeingangswelle bzw. zum Steuertrieb mit Hilfe eines Parallelkurbelgetriebes überbrückt. Um eine Fluchtung der Hauptlager zu gewährleisten sind die Exzenter torsionssteif miteinander verbunden. Diese Exzentereinheit wird durch einen elektrischen Aktuator betätigt. Der Vorteil dieses Konzeptes besteht darin, dass am Triebwerk keinerlei Veränderungen erforderlich sind und das Kurbelgehäuse bis auf einen vergrößerten Lagertunnel unverändert bleiben kann [4], [26], [40], [47].

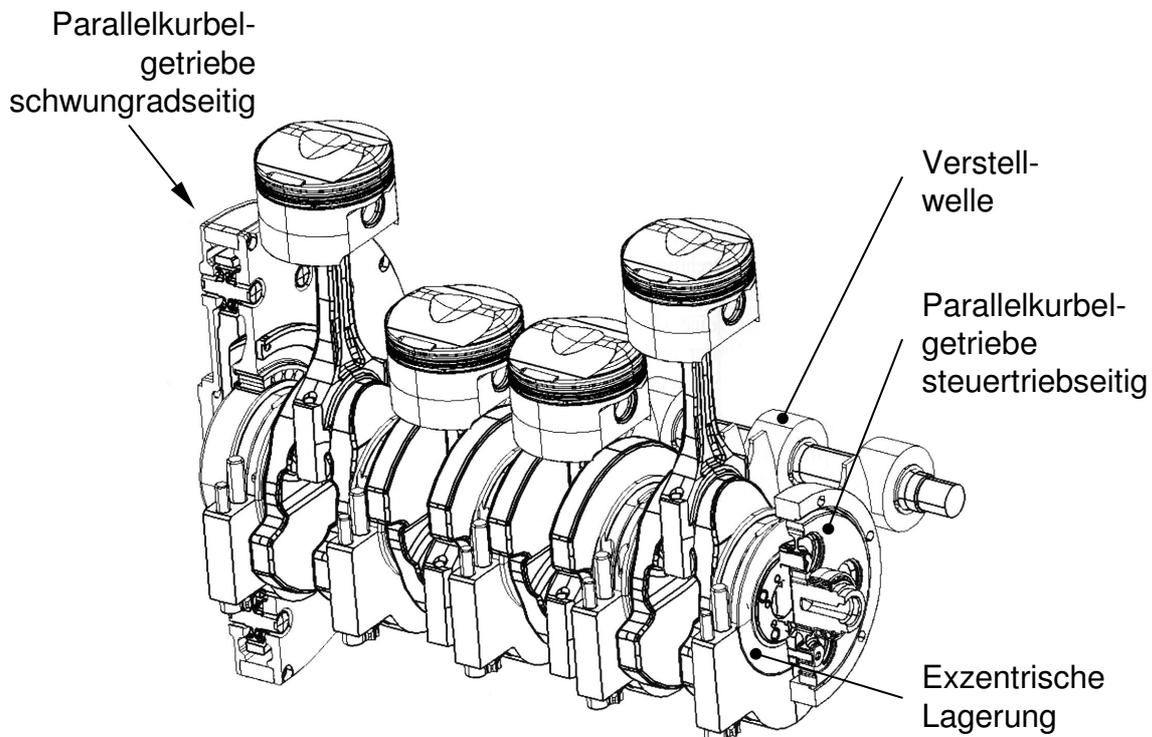


Bild 4: FEV-Konzept mit exzentrischer Kurbelwellenverlagerung [40]

Verlagerung des Zylinderkopfes

Der derzeit wohl bekannteste Versuchsmotor mit variabler Verdichtung ist der von der Fa. SAAB zu Beginn der neunziger Jahre entwickelte VCR-Motor, basierend auf einem gegenüber dem Kurbelgehäuse schwenkbaren „Monohead“ (Bezeichnung einer Bauweise bei der die Zylinderrohre und der Zylinderkopf aus einem Stück bestehen). Die Schwenkachse befindet sich in etwa auf Höhe des UT neben dem Zylinderrohr, Bild 5. Auf der anderen Seite wird der „Monohead“ über fünf exzentrisch gelagerte Schubstangen abgestützt und kann so um bis zu 4° kontinuierlich geschwenkt werden. Auf diese Weise ändert sich der Abstand zwischen der Kurbelwelle und dem Zylinderkopf. Die Abdichtung des „Monohead“ zum Kurbelgehäuse erfolgt

mittels eines Faltenbalges. Auch hier besteht der große Vorteil darin, dass das Triebwerk unverändert bleibt und die Motorreibung nicht zunimmt. Als nachteilig sind der insgesamt große Bauaufwand und die Notwendigkeit einer kompletten Neukonstruktion einzustufen. Ein zusätzliches Problem ergibt sich dadurch, dass die Abgasanlage und die Saugstrecke entsprechend flexibel auszuführen ist. Die Abstützung des „Monohead“ wird zudem der kompletten Gaskraft ausgesetzt und ist dementsprechend sehr steif auszuführen [6], [7], [51]. Eine weitere Ausführungsform dieses VCR-Prinzips ist in [16] zu finden.

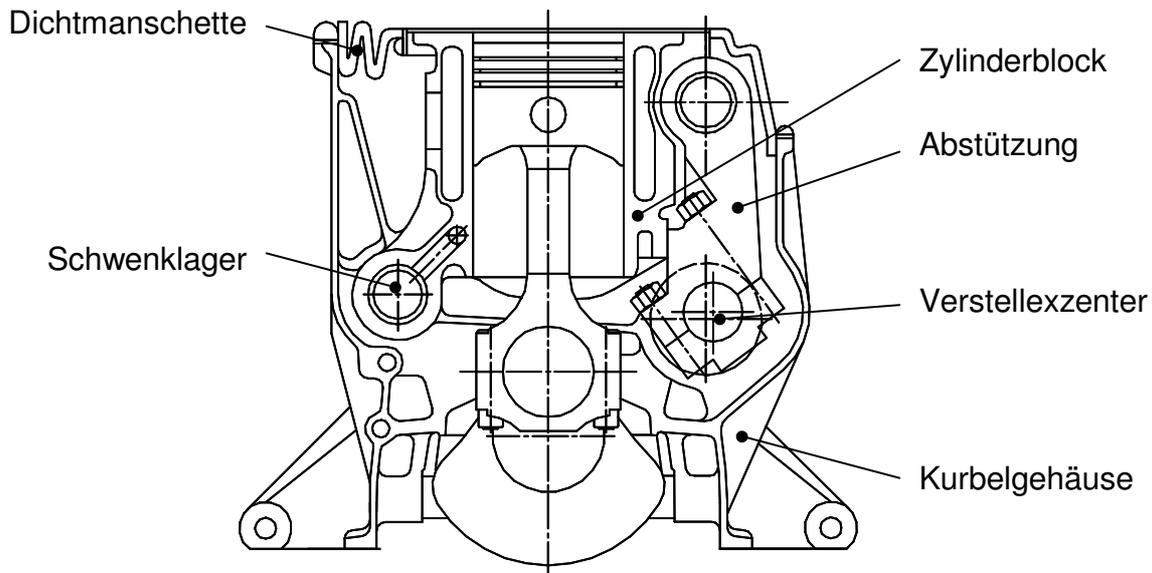


Bild 5: SAAB-VCR-Versuchsmotor mit schwenkbarem Monohead (oberer Teil des Monohead nicht dargestellt) [6], [7], [51]

Sowohl beim Lösungsansatz von SAAB, als auch von FEV ist es gelungen sehr standfeste Konstruktionen darzustellen, was nicht zuletzt auch daran liegt, dass das Triebwerk unverändert beibehalten werden konnte. Allerdings sind die notwendigen Veränderungen an der Gesamtmotorkonstruktion nicht unerheblich, was sich letztendlich in nur einem „befriedigenden“ Kosten-Nutzen-Verhältnisses widerspiegelt.

Beim Prinzip der Variation kinematisch wirksamer Längen wird die Verdichtungsänderung ebenfalls durch Variation der Pleuellagerlagen herbeigeführt. Allerdings muss hierbei die Verstellmechanik an ein bewegtes Bauteil appliziert werden, welche vom ruhenden System aus betätigt werden muss. Gegenüber dem Prinzip der Lagerstellenverlagerung besteht jedoch der große Vorteil, dass die Hauptbauteile des Motors, nämlich das Zylinderkurbelgehäuse und der Zylinderkopf im wesentlichen unverändert belassen werden können und auch keine zusätzlichen kraftführenden Bauteile zwischen der Pleuellagerwelle und dem Getriebe erforderlich sind. Damit weist diese Gruppe von Lösungsansätzen das größere Potenzial auf, ein besonders kostengünstiges VCR-System darzustellen.

Kolben mit variabler Kompressionshöhe

Das Prinzip der Variation der Kompressionshöhe wurde von der Fa. Continental Aviation (USA) bereits in den 60er-Jahren bei einem luftgekühlten 12-Zylinder-Dieselmotor eingesetzt, mit dem Ziel die Leistungsausbeute unter Beibehaltung der mechanischen Strukturbeanspruchung zu steigern. Der Pleuellager besteht dabei aus

zwei Teilen, einem äußeren Kolben, welcher im Zylinderrohr geführt wird und die Brennraummulde aufnimmt und einem inneren Teil welcher mit dem Kolbenbolzen verbunden ist (Bild 6). An der oberen und unteren Stirnfläche des inneren Kolbens befinden sich Druckräume auf denen sich die Gas- bzw. die nach oben gerichtete Massenkraft des Kolbenaußenteils abstützen kann. Beide Druckräume werden mit jeweils einem Rückschlagventil mit Oil gespeist. Zusätzlich ist der obere Druckraum mit einem federbelasteten Ventil versehen (Druckbegrenzungsventil), während der untere Druckraum über einen festen hydraulischen Widerstand (Blende) mit dem Kurbelraum verbunden ist. Durch diese hydraulische Verschaltung der Druckräume (Stützkammern) vergrößert sich die Kompressionshöhe und damit das Verdichtungsverhältnis selbsttätig so lange, bis ein fest eingestellter Öldruck in der oberen Kammer erreicht ist. Auf diese Weise wird der Motor zu jedem Betriebspunkt mit der maximal möglichen Verdichtung betrieben. Aufgrund von Leckage einerseits und des Widerstandes an der unteren Kammer andererseits, vollführt das Kolbenaußenteil gegenüber dem Innenteil permanent eine Relativbewegung. Auf diese Weise findet ein permanenter Austausch der Ölfüllung in den Kammern statt, was einer unzulässig hohen Erwärmung des Öls vor allem in der oberen Kammer entgegenwirkt [10], [17], [30], [31].

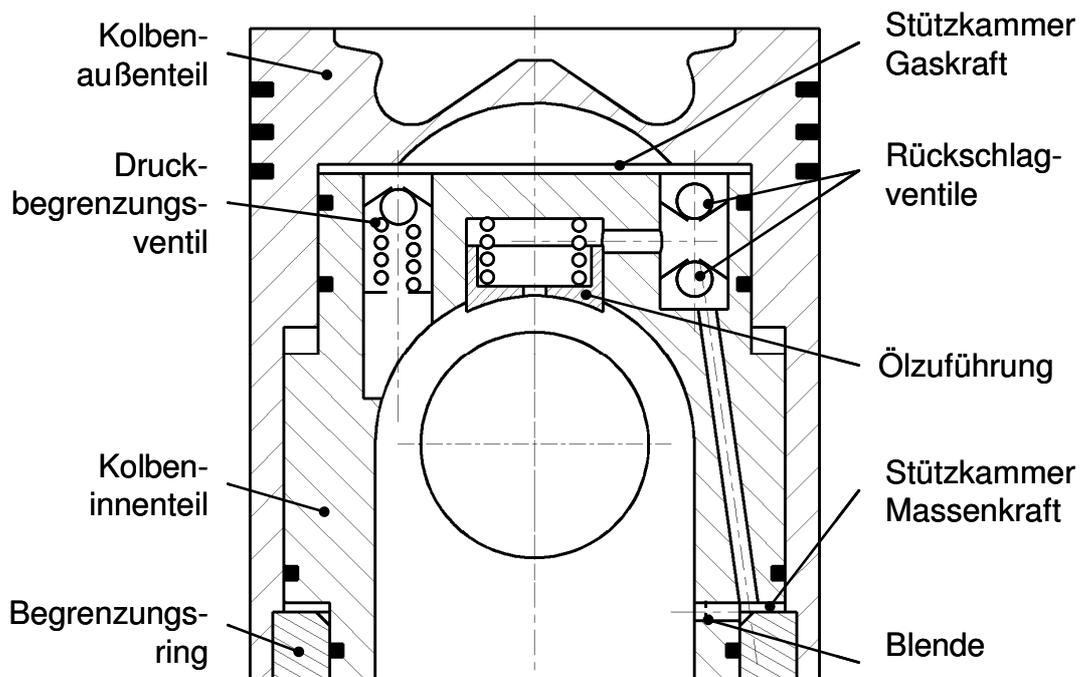


Bild 6: Kolben mit variabler Kompressionshöhe [10], [17], [30]

Auf ähnliche Weise funktionieren auch weitere Entwürfe wie z.B der British Internal Combustion Engines Research Association (BICERA) [52] und der gemeinsam von der Daimler-Benz-Forschung und der Fa. Mahle entwickelte Kolben mit variabler Kompressionshöhe [8], [32] sowie der Entwurf von [27]. Alle bisherigen Ansätze für einen Kolben mit variabler Kompressionshöhe beruhen auf einer selbsttätigen Einstellung (passive Systeme). Das Potenzial zur Verbrauchs- und Emissionssenkung kann dabei nicht vollständig genutzt werden.

Pleuel mit variabler Länge

Das von der Fa. META in jüngster Zeit vorgestellte VCR-System beruht auf einer exzentrischen Lagerung des Pleuelbolzens im Pleuel. Dabei ist der den Pleuelbolzen umschließende Exzenter mit einer Exzenterstange drehfest verbunden, wobei das freie Ende der Exzenterstange mit einer Pleuelstange verbunden ist, die wiederum im Pleuelgehäuse gelagert ist. Durch Verlagerung des Anlenkpunktes der Exzenterstange im Pleuelgehäuse kann auf die Pleuellänge in OT und damit auf das Verdichtungsverhältnis Einfluss genommen werden. Vorteilhaft stellt sich bei dieser Lösung dar, dass zur Darstellung der Vollvariabilität nur vergleichsweise geringe Modifikationen an der Gesamtmotorkonstruktion nötig sind. Als nachteilig zu bewerten sind die zusätzlichen Reibstellen zwischen Exzenter und Pleuel sowie an den Pleuelstangen [49], [13].

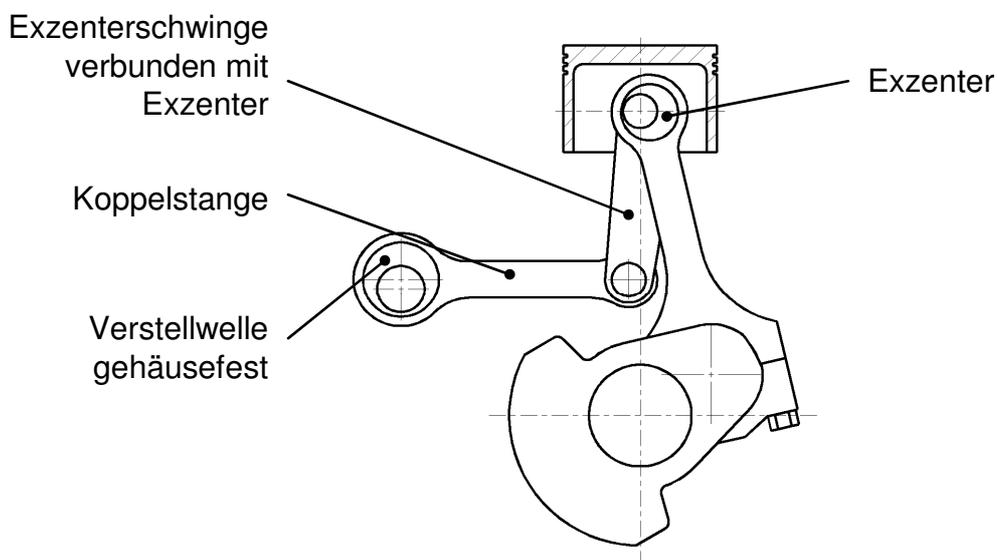


Bild 7: META-Konzept mit variabler Pleuellänge durch exzentrische Pleuelbolzenlagerung [14], [49]

3.3 Kostenoptimales VCR-Konzept

Aus der Fülle der theoretisch möglichen Lösungsansätze gilt es ein Konzept abzuleiten, welches auf der einen Seite hinsichtlich Kosten ein Optimum darstellt und andererseits alle funktionellen und betrieblichen Anforderungen eines modernen Verbrennungsmotors erfüllt. Diese Anforderungen sind wie folgt (Beschränkung auf Ottomotoren):

- Keine nennenswerte Zunahme der Reibung
- Keine nennenswerte Veränderung der Brennraumform
- Keine Einschränkung der Motorlebensdauer
- Kein zusätzlicher Wartungsaufwand
- Keine oder möglichst nur geringe Zunahme der oszillierenden und rotierenden Masse
- Keine oder möglichst nur geringe Zunahme der Motormasse
- Keine oder möglichst nur geringe Zunahme der Motorabmessungen
- ε -Einstellung muss frei wählbar sein (aktive Systeme)

- Sehr Schnelle Verstellung auf niedrige Verdichtung (Klopfgefahr)
- Möglichst schnelle Verstellung auf hohe Verdichtung (Wirkungsgrad)

Die Konzeptfindung erfolgt in zwei Schritten. In einem ersten Schritt werden zunächst unter zu Hilfenahme der in Kapitel 3.1 dargestellten VCR-Systemeinteilungsmöglichkeiten und der in Kapitel 3.2 diskutierten Vor- und Nachteile bekannter Lösungen alle VCR-Systeme aussortiert, welche obige Anforderungen ganz offensichtlich nicht oder nur unzureichend erfüllen oder hinsichtlich Kosten unattraktiv sind. Daraus ergeben sich Merkmale über welches das zu entwickelnde VCR-System verfügen muss.

In einem zweiten Schritt soll aufbauend auf diesem Lösungsausschlussverfahren und unter zu Hilfenahme der Methoden des methodischen Konstruierens ein oder mehrere Konzepte generiert werden, [66], [67].

In Tabelle 4 sind die nicht weiter zu verfolgenden VCR-Systeme dargestellt.

Merkmals VCR-System	Aussortierungsgrund
VCR-Systeme mit Doppelpleuel variables Zusatzvolumen im Zylinderkopf	<ul style="list-style-type: none"> • Komplexität zu hoch • Nur bei 2-V Konzepten umsetzbar • Vergrößerung Oberflächen/Volumen-Verhältnis zu hoch
Verlagerung der Lagerstellen	<ul style="list-style-type: none"> • Komplexität zu hoch → Kosten zu hoch
Variation kinematisch wirksamer Längen mittels translatorischer Getriebeglieder (Linearführungen)	<ul style="list-style-type: none"> • Gefahr des Verklemmens bei Biegebeanspruchung • Sehr große Abstützkräfte • Linearführungen aufwändig in der Herstellung → Kosten zu hoch
permanenter Eingriff auf bewegtes System	<ul style="list-style-type: none"> • Zusätzliche Reibstellen → Reibungszunahme
mehrstufige oder kontinuierliche ε -Stufung	<ul style="list-style-type: none"> • Komplexität zu hoch, wenn ε-Variation mittels Variation kinematisch wirksamer Längen und kein permanenter Eingriff auf das bewegte System → Kosten zu hoch
Verstellung direkt mittels Aktuatoren	<ul style="list-style-type: none"> • Aktuator muss auf bewegtem Bauteil angeordnet werden, wenn ε-Variation mittels Variation kinematisch wirksamer Längen und kein permanenter Eingriff auf das bewegte System → nicht genügend Bauraum vorhanden und/oder Komplexität zu hoch → Kosten zu hoch
selbsttätige ε -Einstellung (passive Systeme)	<ul style="list-style-type: none"> • ε-Einstellung ist nicht frei wählbar

Tabelle 4: Nicht weiterverfolgte VCR-Konzepte, offensichtliche Nachteile

Die übrig bleibenden VCR-Systeme müssen damit über folgende Merkmale verfügen:

- Hubkolbentriebwerk 2-gliedrig
- Variation der kinematisch wirksamen Längen
- frei wählbare ε -Einstellung (aktive Systeme)

- ε -Verstellung 2-stufig
- Nutzung der Kräfte und Momente im Triebwerk zur Verstellung
- Umsetzung des Prinzips „Variation der kinematisch wirksamen Längen“ mittels exzentrischer Lagerstellen

Zur Realisierung einer variablen kinematisch wirksamen Länge unter Verwendung exzentrischer Lagerstellen existieren für ein 2-gliedriges Hubkolbentriebwerk vier Lösungen. Bild 8 zeigt die vier möglichen Exzenteranordnungen an den Stellen „großes Pleuelauge“ und „kleines Pleuelauge“.

großes Pleuelauge	<p>Arretierung gegenüber <u>Kurbelwelle</u>, Lagerstelle <u>außen</u> Variabler Kurbelradius Kurzname: „var. r“</p>	<p>Arretierung gegenüber <u>Pleuel</u>, Lagerstelle <u>innen</u> Variable Pleuellänge, unten Kurzname: „var. l, unten“</p>
kleines Pleuelauge	<p>Arretierung gegenüber <u>Pleuel</u>, Lagerstelle <u>innen</u> Variable Pleuellänge, oben Kurzname: „var. l, oben“</p>	<p>Arretierung gegenüber <u>Kolben</u>, Lagerstelle <u>innen</u> Variable Kompressionshöhe Kurzname: „var. KH“</p>

Bild 8: Unterschiedliche Exzenteranordnungen am „großen Pleuelauge“ und „kleinen Pleuelauge“

Durch die exzentrischen Lagerstellen entsteht durch die alternierende Pleuelstangenkraft (Wechsel zwischen Zugkraft und Druckkraft) am Exzenter ein Moment, welches zur dessen Verdrehung genutzt werden soll. Dies gilt grundsätzlich für beide Einbauorte des Exzenters am Hubzapfen wie am Kolbenbolzen.

Die Aufgabe der daraus resultierenden VCR-Systeme beschränkt sich darauf, eine ε -Verstellung zu einem gewünschten Zeitpunkt einzuleiten und die gewünschte ε -Stellung zu halten.

Um zu erreichen, dass sich das Verdichtungsverhältnis ohne zwischenzeitliche Richtungsumkehr, also in monoton steigender oder fallender Weise verändert, muss der Verstellvorgang von einem Niveau auf ein anderes in einem so kurzen Zeitraum von statten gehen, dass sich die Triebwerkskräfte nicht umkehren. Alternativ kann eine ungewollte Rückstellbewegung durch einen Freilauf verhindert werden. Der Verstellvorgang erfolgt somit in Stufen.

Beim Verstellvorgang ohne Unterbrechung nimmt das zur Verfügung stehende Zeitfenster mit zunehmender Drehzahl ab. Andererseits erhöhen sich auch die durch Massenkraft bedingten Triebwerkskräfte mit zunehmender Drehzahl. Die Bedingung für einen zuverlässigen Betrieb solcher Systeme ist, dass die zur Verfügung stehenden Triebwerkskräfte in den interessierenden Motorbetriebspunkten ausreichen, um die Trägheits- und Reibungswiderstände zu überwinden. Durch eine Endlagenarretierung muss verhindert werden, dass nach Erreichen der Endstellung eine Rückstellbewegung erfolgt. Im Folgenden werden diese Systeme ohne Unterbrechung als „Einzyklussteller“ bezeichnet, da sich der Verstellvorgang, prinzipbedingt, innerhalb eines Arbeitsspielles abspielen muss.

Die Systeme, bei denen sich der Verstellvorgang mit Unterbrechung prinzipbedingt über mehrere Arbeitsspiele erstrecken kann, werden als „Mehrzyklussteller“ bezeichnet.

Die Mehrzyklussteller benötigen anstelle einer Endlagenarretierung eine Rücklaufsperre, die auch während des Verstellweges wirken muss. Dabei muss es möglich sein, die Freilaufrichtung der Rücklaufsperre je nach gewünschter Verstellrichtung umschalten zu können. Das wohl bekannteste Beispiel eines solchen „umschaltbaren Freilaufes“ ist die Umschaltknarre zum Anziehen bzw. Lösen von Schraubverbindungen. Ein umschaltbarer Freilauf lässt sich mechanisch sowohl formschlüssig darstellen, z.B. durch einen Klinkenfreilauf, oder kraftschlüssig, z.B. durch einen Klemmkörperfreilauf. Darüber hinaus sind auch hydraulische Freiläufe möglich.

Bei der Einleitung des Verstellvorganges besteht bei allen Systemen das Problem von außen auf ein bewegtes System einzugreifen, wobei je nach System auch eine bestimmte Energie zu übertragen ist, z.B. um einen vorgespannten Arretierstift in Rastposition zu bringen. Bei der Mehrzahl der in der Literatur beschriebenen Systeme geschieht die Einleitung des Verstellvorganges auf hydraulischem Wege z.B. über unterschiedliche Öldruckniveaus oder mittels separater Steuerölleitungen in der Kurbelwelle. Auf mechanischem Wege kann ein Abgriffselement auf dem bewegten System kurzzeitig mit einer ruhenden Kurvenscheibe in Eingriff gebracht werden. Für eine berührungslose Betätigung von außen kommen sowohl magnetische Kräfte als auch Impulsaustausch in Frage. Im ersten Fall werden Elektromagneten ortsfest in die Motorstruktur eingebaut und können je nach Bestromungsrichtung eine anziehende oder abstossende Kraft auf ein bewegtes Abgriffselement ausüben. Ein Impulsaustausch lässt sich z.B. durch Anspritzen eines Abgriffselementes von außen darstellen.

Die bis hier angestellten Überlegungen lassen sich in übersichtlicher Form in dem nach [72] vorgeschlagenen morphologischen Kasten zusammenfassen. Dabei werden jeder Teilfunktion Lösungen zugeordnet.

Teilfunktion	Lösungsansatz			
	„var. r“	„var. l, unten“	„var. l, oben“	„var. KH“
kinematisch Wirksame Länge variieren (Exzenteranordnung)				
Exzenterstellung ändern (Bewegungsform)	Einzyklussteller		Mehrzyklussteller	
Nur eine Drehrichtung zulassen (Rücklauf Sperre)	formschlüssig mit Klinkenfreilauf	kraftschlüssig mit Klemmkörperfreilauf	hydraulisch mit zwei Druckräumen	
Abgriffselement betätigen (Betätigung)	hydraulisch über Kurbelwelle	magnetisch	Impulsaustausch	mechanisch mit Kurvenscheiben

Bild 9: Morphologischer Kasten

In den folgenden Ausführungen werden die Lösungsansätze für die Teilfunktionen näher beleuchtet und hinsichtlich ihrer Eignung untersucht.

3.3.1 Vergleich der Exzenteranordnungen

Die Untersuchung der Eignung dieser vier Exzenteranordnungen soll in den folgenden Ausführungen hinsichtlich der wichtigsten funktionalen Gesichtspunkte erfolgen. Zusätzlich gilt es die Möglichkeit einer kostengünstigen konstruktiven Umsetzung zu beleuchten.

3.3.1.1 Verstellkinematik

Im Falle von Exzenteranordnung „var. r“ wird sowohl Einfluss auf das Hubvolumen als auch das Kompressionsvolumen genommen. Zwischen dem gewünschtem ε -Verstellbereich $\Delta\varepsilon$ und dem erforderlichen Verstellbereich des Kurbelradius Δr kann folgender Zusammenhang hergestellt werden:

$$\frac{\Delta r}{D} = \frac{s}{D} \cdot \frac{\Delta\varepsilon}{(\Delta\varepsilon + \varepsilon_{\min} + 1) \cdot (\varepsilon_{\min} - 1)} \quad \text{Gl. 2}$$

Für die restlichen Exzenteranordnungen wird nur auf das Kompressionsvolumen Einfluss genommen. Hierbei besteht zwischen gewünschtem ε -Verstellbereich $\Delta\varepsilon$ und dem erforderlichen Verstellbereich der Pleuellänge Δl bzw. der Kompressionshöhe Δh_{KH} der folgende Zusammenhang:

$$\frac{\Delta l, \Delta h_{KH}}{D} = \frac{s}{D} \cdot \frac{\Delta\varepsilon}{(\Delta\varepsilon + \varepsilon_{\min} - 1) \cdot (\varepsilon_{\min} - 1)} \quad \text{Gl. 3}$$

In Bild 10 sind die Abhängigkeiten im jeweils interessierenden Bereich (typische ε_{\min} -Werte für Ottomotoren (7, 8, 9) sowie typische ε_{\min} -Werte für Dieselmotoren (12, 14) graphisch dargestellt. Den Darstellungen liegt exemplarisch ein Hub/Bohrungs-Verhältnis von $s/D = 1$ zugrunde.

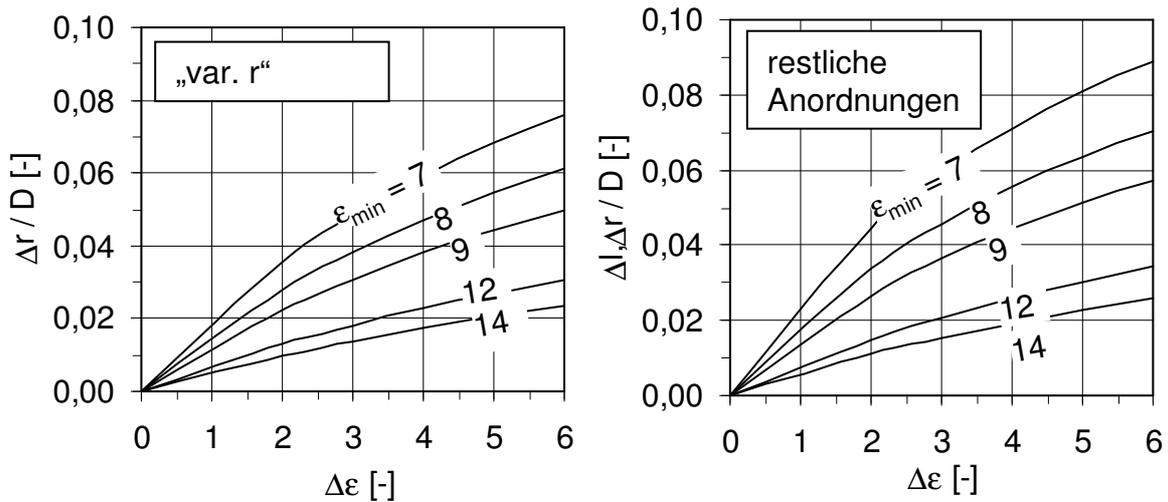


Bild 10: Erforderlicher Längenverstellbereich, s/D -Verhältnis = 1

Eine vorgegebene Änderung des Kurbelradius wirkt sich stärker auf den ε -Variationsbereich aus als eine gleiche Änderung der Pleuellänge. Allen Anordnungen ist gemeinsam, dass mit zunehmenden ε_{\min} -Werte bereits kleine Längenänderungen große ε -Änderungen hervorrufen. Weiterhin kann den obigen Beziehungen entnommen werden, dass der ε -Verstellbereich bzw. die Maximalverdichtung ε_{\max} bei gegebenem Längenverstellbereich mit abnehmendem Hub/Bohrungs-Verhältnis ansteigt, Bild 11.

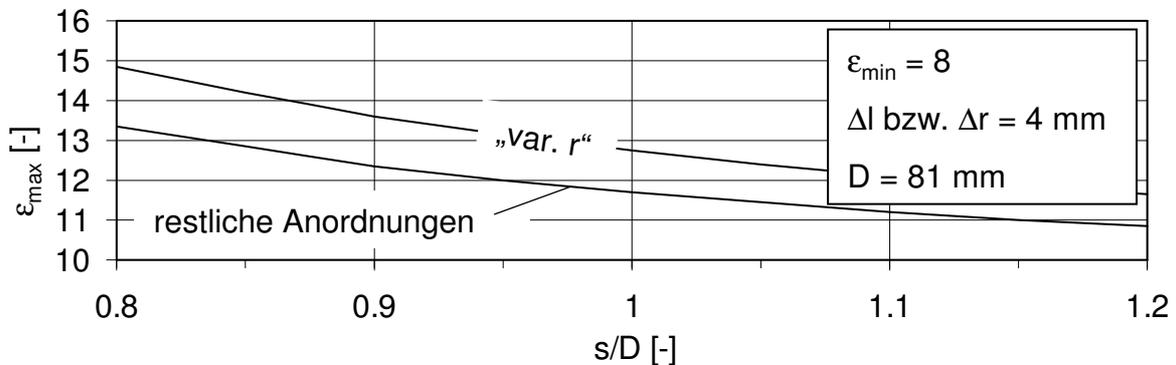


Bild 11: Einfluss des s/D -Verhältnisses auf den erzielbaren ε -Verstellbereich $\Delta\varepsilon$

Bei der Gestaltung der Pleuenummündung eines VCR-Motors ergeben sich bei sehr kurzhubigen Triebwerken jedoch sehr ungünstige Oberflächen/Volumen-Verhältnisse des Brennraumes, da entsprechend tiefe Ventiltaschen im Pleuenummündungsbereich vorzusehen sind.

3.3.1.2 Exzentermomente

Durch die Berechnung der Exzentermomente sollen folgende Fragestellungen beantwortet werden:

- Erfährt der Exzenter während eines Arbeitsspiels sowohl „linksdrehende“ als auch „rechtsdrehende“ Momente? Dies kann als „notwendige“ Bedingung für das Funktionieren der VCR-Systeme mit exzentrischen Lagerstellen und Nutzung der Pleuenummündungskräfte angesehen werden (Ein- und Mehrzylinder).

- Wie stark unterscheiden sich Größe und Dauer der „linksdrehenden“ und „rechtsdrehenden“ Momente? Dies ist für den Mehrzyklussteller hinsichtlich der möglichen Umschaltgeschwindigkeiten in die jeweilige Verstellrichtung von Bedeutung.

Für den „Einzyklussteller“ kommt noch die „hinreichende“ Bedingung hinzu, dass für eine gewünschte Verfahrrichtung das jeweilige Exzentermoment genügend lange und mit ausreichendem Betrage anliegt, so dass eine „monotone“ Exzenterverdrehung ermöglicht wird. Im ungünstigsten Falle könnte es passieren, dass die vom Exzenter aufgenommene kinetische Energie nicht ausreicht, um seine Endlage zu erreichen. Zur Klärung dieser Fragestellung bedarf es einer dynamischen Simulationsrechnung welche sowohl die auftretenden Exzentermomente als auch die auftretenden Widerstände berücksichtigt, was Gegenstand späterer Kapitel ist.

Ist der Exzenter arretiert, so kann dieser zusammen mit dem ihn festhaltenden Bauteil als starres Getriebeglied aufgefasst werden. Aus kinematischer Sicht liegen somit konventionelle Kurbeltriebe vor. Das Exzentermoment berechnet sich aus der am Exzenter angreifenden Lagerkraft und dem effektiven Hebelarm:

$$\vec{M}_E = \vec{r} \times \vec{F}_L \quad \text{Gl. 4}$$

Für den hier vorliegenden Spezialfall eines ebenen Systems ergibt sich für den Betrag des Exzentermomentes:

$$M_E = r_x \cdot F_{Ly} - r_y \cdot F_{Lx} \quad \text{Gl. 5}$$

Mit den Komponenten des Hebelarmvektors:

$$r_x = e \cdot \cos \varphi_E \quad \text{Gl. 6}$$

$$r_y = e \cdot \sin \varphi_E \quad \text{Gl. 7}$$

Der Winkel φ_E welchen der Hebelarmvektor mit der x-Achse (Absolutsystem) einschließt kann unter Zuhilfenahme der in Bild 12 dargestellten Beziehungen aus dem Kurbelwinkel α bzw. dem Schwenkwinkel ψ und dem Exzenterwinkel β sowie dem Hilfswinkel δ berechnet werden.

Der Hilfswinkel δ lässt sich jeweils durch zweimalige Anwendung des Kosinussatzes aus der Exzentrizität e und dem Exzenterwinkel β sowie der jeweils festen Triebwerksgeometrien berechnen:

„var. r“:

$$r = \sqrt{r_0^2 + e^2 - 2 \cdot r_0 \cdot e \cdot \cos \beta} \quad \text{Gl. 8}$$

$$\delta = \arccos \left(\frac{r_0^2 + r^2 - e^2}{2 \cdot r_0 \cdot r} \right) \quad \text{Gl. 9}$$

„var. l, unten“ und „var. l, oben“:

$$l = \sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 \cdot l_0 \cdot e \cdot \cos \beta} \quad \text{Gl. 10}$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{l_o^2 + l^2 - e^2}{2 \cdot l_o \cdot l}\right) \quad \text{Gl. 11}$$

„var. KH“:

$$h_{KH} = h_{KH,0} - e \cdot \cos \beta \quad \text{Gl. 12}$$

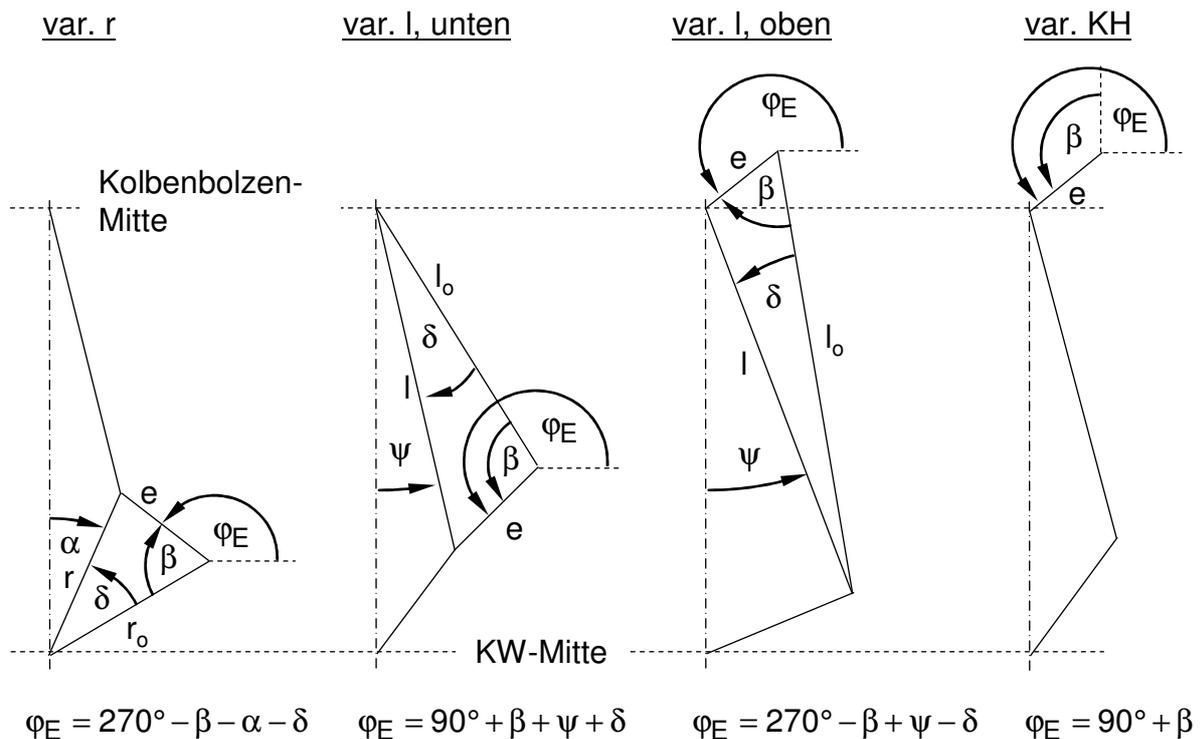


Bild 12: Absoluter Exzenterwinkel φ_E

Lagerlasten

Im Rahmen der hier durchzuführenden Abschätzung des Exzentermomentenangebotes soll von dem Spezialfall ausgegangen werden, dass sich der Exzenter in einem arretierten Zustand befindet. Somit liegt nach wie vor ein 2-gliedriges Hubkolbentriebwerk vor, so dass sämtliche Kraft- und Weggrößen nur Funktionen des Kurbelwinkels sind. Je nach betrachtetem (festen) Exzenterwinkel sind jedoch die entsprechenden kinematisch wirksamen Längen aus den jeweils festen Geometriegrößen zu bestimmen. Für die Lagerungsfälle „var. l, unten“ und „var. l, oben“ muss bei der Bestimmung des Pleuel-Ersatzsystems zusätzlich der Einfluss des grade eingestellten Exzenterwinkels auf die Schwerpunktlage und die kinematisch wirksame Pleuellänge berücksichtigt werden:

$$m_{PEV} = m_{PEV,r} + m_{PEV,h} \quad \text{Gl. 13}$$

$$l = l_1 + l_2 \quad \text{Gl. 14}$$

$$m_{PEV} \cdot l_1 = m_{PEV,h} \cdot l \quad \text{Gl. 15}$$

Das Ersatzsystem verhält sich hinsichtlich seiner Trägheitswirkung nicht exakt wie das tatsächliche Getriebeglied, da das Massenträgheitsmoment des Ersatzsystems

im Allgemeinen nicht mit dem des tatsächlichen Systems übereinstimmt. Da die Trägheitswirkung aufgrund der Schwenkbewegung des Pleuels und des Kolbens jedoch gegenüber der Trägheitswirkung aufgrund der oszillierenden Bewegung des Kolbens wesentlich geringer ist, ist der gemachte Fehler klein und die Anwendung dieses Ersatzmodells zulässig.

Zunächst kann die Pleuelstangenkraft unter Nutzung der Gleichgewichtsbedingungen für das in Bild 13 links dargestellte System berechnet werden [65]:

$$F_S = \frac{F_G + m_h \cdot \ddot{y}_B}{\cos \psi} \quad \text{Gl. 16}$$

Die hierbei wirksame Masse m_h setzt sich aus der Masse des Kolbens inklusive Bolzen und Ringen und dem oszillierenden Teil des Pleuel-Exzenter-Verbundes zusammen:

$$m_h = m_K + m_B + m_{PEV,h} \quad \text{Gl. 17}$$

Die am kleinen Pleuelauge des Pleuel-Exzenter-Verbundes angreifenden Lagerlasten berechnen sich beziehend auf Bild 13 Mitte zu:

$$F_{LBx} = F_S \cdot \sin \psi \quad \text{Gl. 18}$$

$$F_{LBy} = m_{PEV,h} \cdot \ddot{y}_B - F_S \cdot \cos \psi \quad \text{Gl. 19}$$

Die am großen Pleuelauge des Pleuel-Exzenter-Verbundes angreifenden Lagerlasten können ebenfalls unter Nutzung der Gleichgewichtsbedingungen für das in Bild 13 rechts dargestellte System bestimmt werden:

$$F_{LHZx} = -F_S \cdot \sin \psi - m_{PEV,r} \cdot \omega_M^2 \cdot r \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. 20}$$

$$F_{LHZy} = F_S \cdot \cos \psi - m_{PEV,r} \cdot \omega_M^2 \cdot r \cdot \cos \alpha \quad \text{Gl. 21}$$

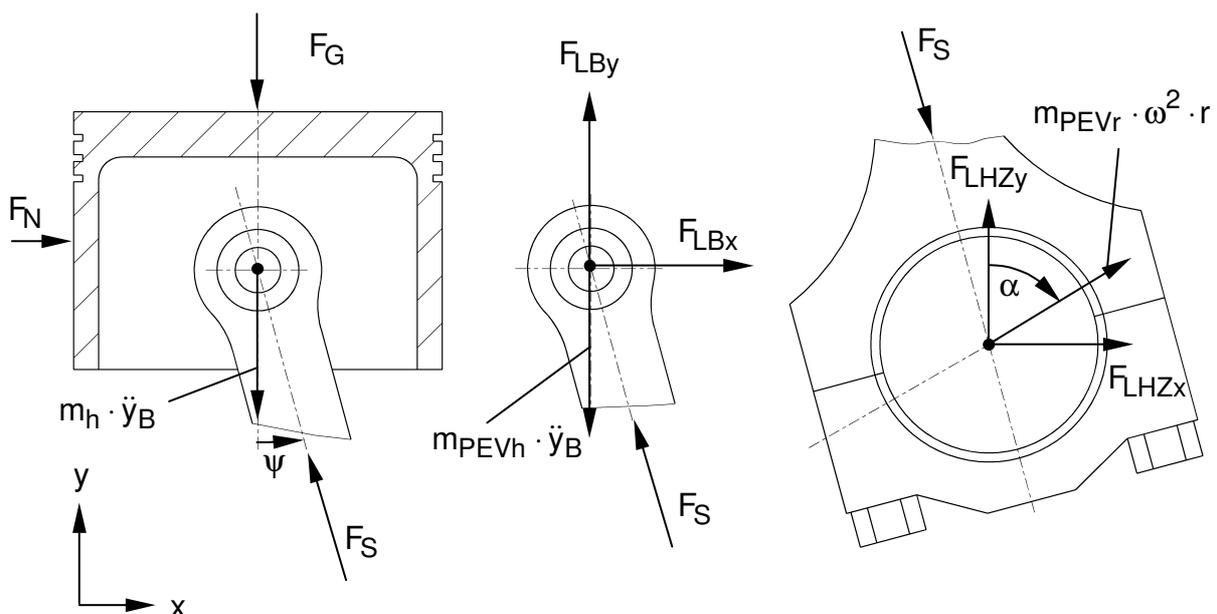


Bild 13: Kräftezerlegung am Pleuelbolzenlager (links und mitte) und am Pleuelbolzenlager (rechts)

Zur Berechnung der kinematischen Größen Schwenkwinkel und Kolbenbeschleunigung können die üblichen Zusammenhänge bzw. Näherungen als Funktion des Kurbelwinkels verwendet werden:

$$\psi = \arcsin(\lambda_S \cdot \sin \alpha) \quad \text{Gl. 22}$$

$$\ddot{y}_B = r \cdot \omega_M^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_S \cdot \cos 2\alpha) \quad \text{Gl. 23}$$

Massenabschätzung für die unterschiedlichen Exzenteranordnungen

Es ist leicht einzusehen, dass die Art der Exzenteranordnung einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Masse und die Schwerpunktlage des Pleuel-Exzenter-Verbundes ausüben wird. Da zu diesem Zeitpunkt weder im Detail ausgearbeitete Lösungsvorschläge noch in Hardware ausgeführte Systeme dieser Art vorliegen sind Masse und Schwerpunktlage an dieser Stelle abzuschätzen. Dabei stützt sich diese Abschätzung auf grobe 3D-Entwürfe. Die folgende Tabelle zeigt die den folgenden Ausführungen zugrunde liegenden Abschätzungen:

Exzenteranordnung	Basis	var. r	var. l, unten	var. l, oben	var. KH
Kolben + Bolzen [g]	400	400	400	400	400+250
Masse Pleuel rot. [g]	458	458+150	458+300	458	650
Masse Pleuel osz. [g]	145	145	145	145+250	145+50
Masse osz. gesamt [g]	545	545	545	795	845

Tabelle 5: Geschätzte Triebwerksmassen bei unterschiedlichen Exzenteranordnungen

Motorbetriebspunkte

Die Berechnung der Exzentermomente M_E analog den oben zusammengestellten Beziehungen erfolgt exemplarisch für die zwei ausgewählten Betriebspunkte, typischer Teillastbetrieb ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$) und vollastnaher Betrieb ($n = 4000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 10 \text{ bar}$). Die zugrundeliegenden Gasdruckverläufe entstammen Messungen an einem modernen 4-Takt-Ottomotor mit äußerer Gemischbildung (Anhang, Bild 85).

Simulationsergebnisse

Die Berechnung der Exzentermomente M_E erfolgt für die unterschiedlichen Exzenteranordnungen und Betriebspunkte jeweils für unterschiedliche Verdrehstellungen des Exzenterers. Somit kann der Frage nachgegangen werden, wie sich die jeweilige Exzenteranordnung bei einer Verdichtungsänderung von hoch nach tief und umgekehrt verhält. Die Definition des Exzenterwinkels β ist dabei so festgelegt, dass sich der Pleuel-Exzenter-Verbund bei $\beta = 180^\circ$ in Strecklage befindet während bei $\beta = 0^\circ$ die kürzeste Pleuellänge auftritt. Die 60° -Stellungen repräsentieren somit niedrige Verdichtung während die 120° -Stellung hohe Verdichtung darstellen, Bild 14.

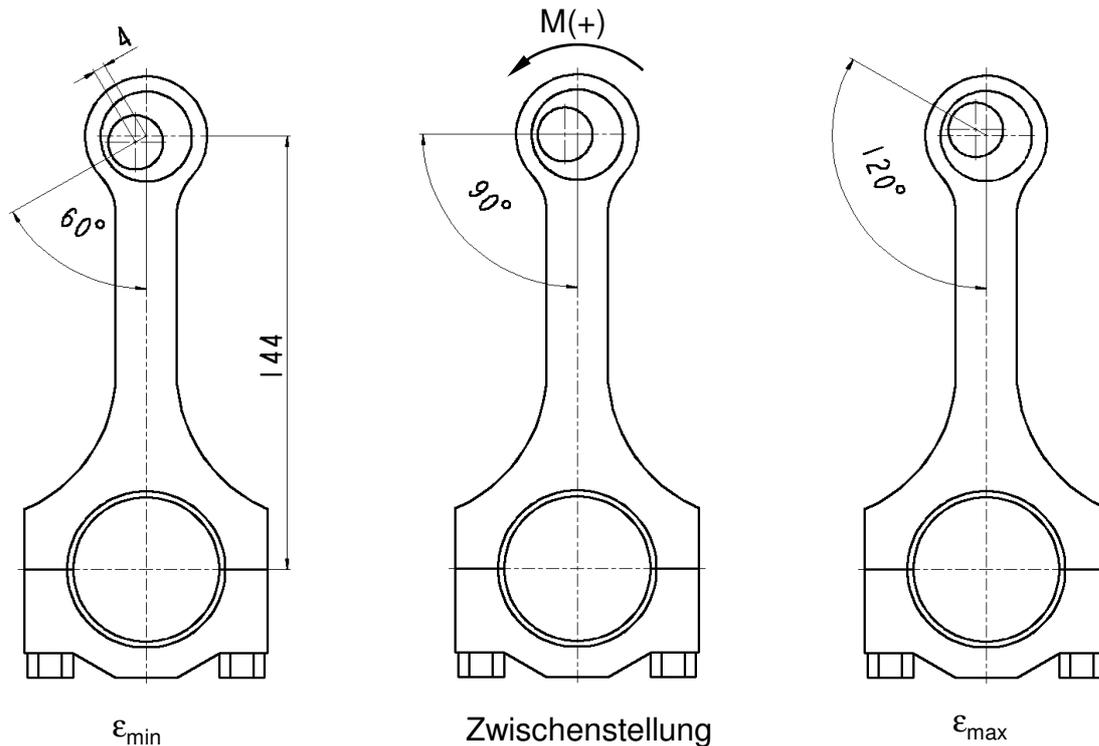


Bild 14: Definition der berücksichtigten Exzenterstellungen, exemplarisch dargestellt für die Exzenteranordnung „var. I, oben“

In den folgenden Darstellungen der Exzentermomentenverläufe (Bild 15) wird das Exzentermoment M_E stets entgegen dem Exzenterwinkel β positiv gezählt. Ein positives Exzentermoment wirkt somit derart auf den Exzenter, dass dieser bestrebt ist, den Exzenterwinkel β zu verringern, bzw. die Pleuellänge zu verkürzen, Bild 14.

Beim Studium der Momentenverläufe lassen sich folgende Beobachtungen formulieren:

- Bei allen Exzenteranordnungen sind während eines Arbeitsspieles sowohl positive als auch negative Momentenanteile enthalten. Das gilt für alle untersuchten Motorbetriebspunkte und für alle untersuchten Exzenterstellungen.
- Bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge sind die Exzentermomente, welche das System hin zu niedriger Verdichtung verstellen möchten, sowohl betragsmäßig größer als auch über einen größeren Winkelbereich wirksam. Dies ist umso ausgeprägter, je stärker die Gaskräfte gegenüber den Massenkräften dominieren.
- Der Einfluss der Exzenterverdrehstellung ist bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge geringer als bei den Anordnungen am großen Pleuelauge.
- Die Momentenverläufe der Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge unterscheiden sich nur unwesentlich.

Daraus lässt sich zunächst das wichtige Zwischenergebnis ableiten, dass prinzipiell alle vier Exzenteranordnungen dazu geeignet sind, eine Triebwerkskraft unterstützte Verstellung sowohl hin zu niedriger als auch hin zu hoher Verdichtung bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten herbeizuführen.

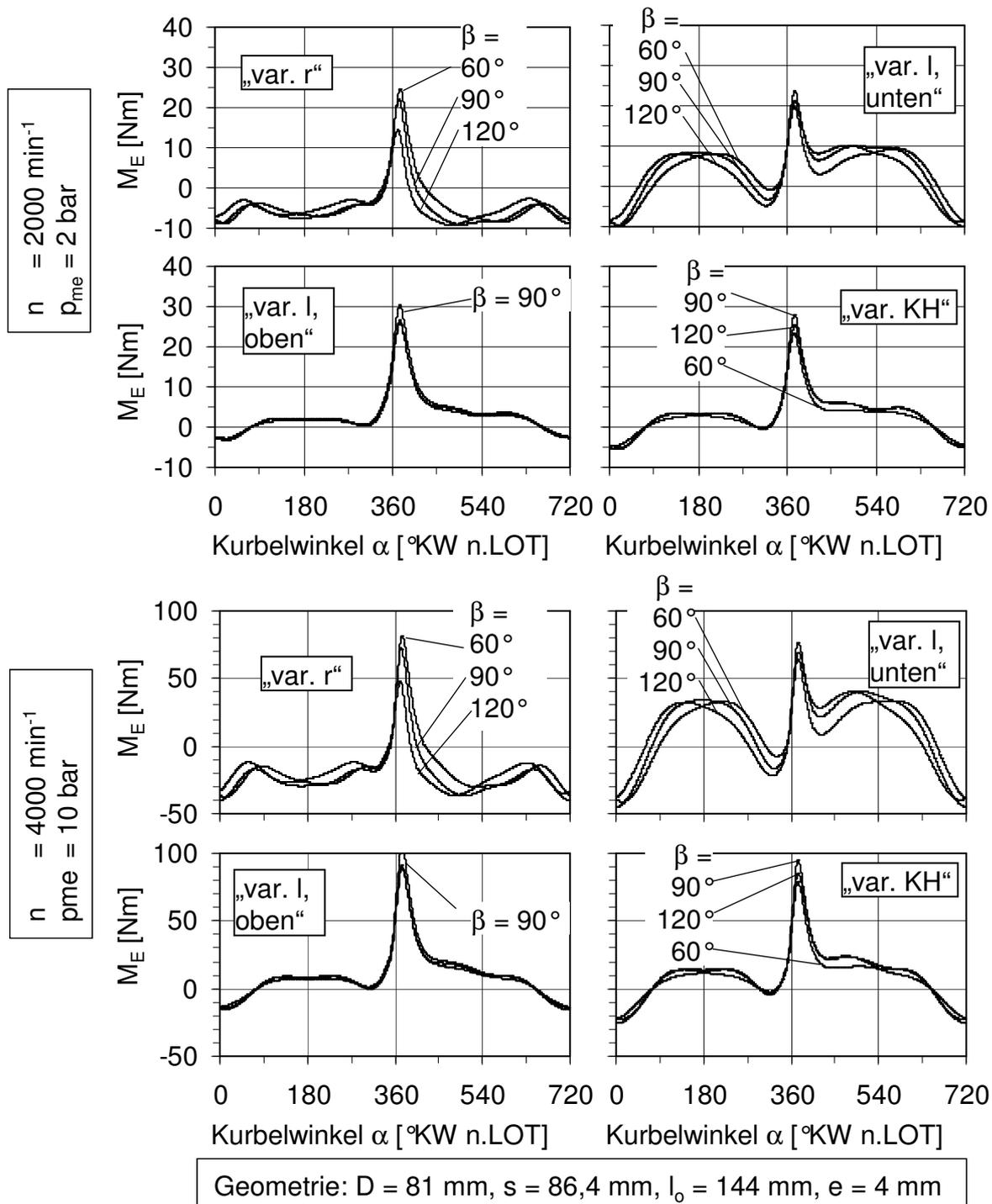


Bild 15: Exzentermomente

Um die Eignung der Exzenteranordnungen für den Mehrzyklussteller bewerten zu können, müssen die qualitativen Aussagen durch quantitative Aussagen ergänzt werden. Dazu bietet es sich an, aus den Momentenverläufen in einer geeigneten Art und Weise Mittelwerte zu bilden. Dabei werden die positiven Momentenanteile über den zugehörigen Kurbelwinkelbereich integriert und anschließend durch die Länge eines kompletten Arbeitsspiels (720° KW) dividiert. Auf analoge Weise wird mit den negativen Momentenanteilen verfahren. Die so gewonnenen Mittelwerte repräsentieren somit ein konstantes Ersatzmoment, welches über ein komplettes Arbeitsspiel wirksam ist und der Verdrehung des Exzenters in eine jeweilige Richtung dient:

$$\bar{M}^{(+)} = \frac{\int M^{(+)} d\alpha}{720^\circ} \quad \text{Gl. 24}$$

$$\bar{M}^{(-)} = \frac{\int M^{(-)} d\alpha}{720^\circ} \quad \text{Gl. 25}$$

In Bild 16 sind diese Mittelwerte für die vier Exzenteranordnungen für unterschiedliche Exzenterverdrehstellungen und Motorbetriebspunkte zusammengefasst:

- Man erkennt, dass sich die Verhältnisse zwischen positivem mittlerem Moment und negativem mittlerem Moment bei allen Exzenteranordnungen sehr stark unterscheiden.
- Bei Exzenteranordnung „var. r“ dominieren die negativen Momente stets gegenüber den positiven Momenten. Das ist gleichbedeutend mit der Aussage, dass eine Verstellung hin zu hoher Verdichtung mit größerer Intensität herbeigeführt werden kann. Bei einem schnellen Übergang auf hohe Last bedarf es allerdings gerade einer schnellen Verstellung hin zu niedriger Verdichtung, so dass diese Eigenschaft als nachteilig bewertet werden muss.
- Für die drei anderen Exzenteranordnungen ist dies genau umgekehrt.
- Bei der Exzenteranordnung „var. l, unten“ unterscheiden sich die positiven von den negativen Momenten am stärksten, was als nachteilig bewertet werden muss.

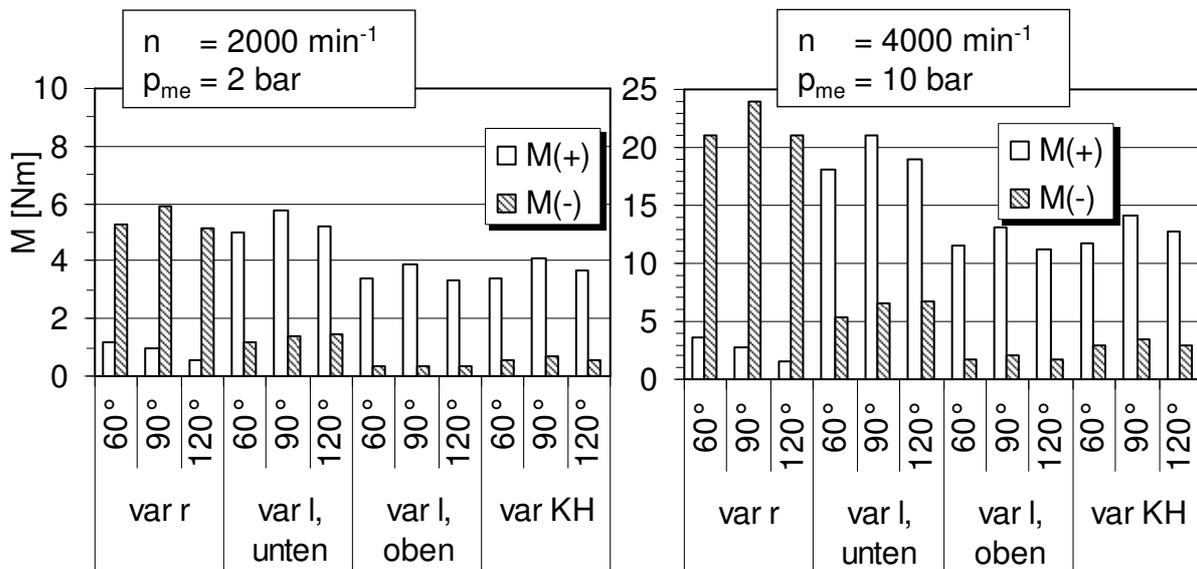


Bild 16: Gemittelte Exzentermomente

Abschließend kann gesagt werden, dass sich die Exzenteranordnungen bezüglich der Exzentermomente zwar mitunter stark unterscheiden. Es gelingt an dieser Stelle jedoch nicht eine oder mehrere Lagerungsfälle zu selektieren, die sich für eine triebwerkskraftunterstützte Verstellung nicht eignen würden.

3.3.1.3 Selbsthemmung

Neben dem Exzentermomentenverlauf als Funktion des Kurbelwinkels sind auch die Reibungswiderstände zu berücksichtigen, welche den Exzentermomenten entgegenwirken. An dieser Stelle soll mit Hilfe eines einfachen Modells für die vier Exzenteranordnungen zunächst untersucht werden unter welchen Bedingungen das Reibmoment größer als das Exzentermoment ist und somit Selbsthemmung vorliegt. Es soll davon ausgegangen werden, dass an dem jeweiligen Arretierumfang aufgrund der dort vorhandenen geringen Relativgeschwindigkeit das Coulombsche Reibungsgesetz gilt, während an der eigentlichen Lagerstelle aufgrund der dort vorhandenen Schwenk- bzw. Umlaufbewegung hydrodynamische Bedingungen vorliegen. Im Falle von Exzenteranordnung „var. r“ z.B. wird der Exzenter an seiner Innenfläche auf dem Hubzapfen gelagert und arretiert, während sich das Pleuellager an der Exzenterausenfläche befindet. In diesem Fall wird das hydrodynamische und damit viel geringere Reibmoment am Pleuellager gegenüber dem Coulombschen Reibmoment an der Arretierfläche vernachlässigt.

Größe	Symbol	Einheit	var. r	var. l, unten	var. l, oben	var. KH
Exzentrizität	e	[mm]	4			
Radius innen	$r_{E,i}$	[mm]	24			
Radius aussen	$r_{E,a}$	[mm]		30,5	18,5	18,5

Tabelle 6: Geschätzte Wirkdurchmesser bei unterschiedlichen Exzenteranordnungen

Bei Coulombscher Reibung hängt das Reibmoment nur von dem Betrag der Lagerlast und dem entsprechenden Wirkradius ab. Je nach Exzenteranordnung ist dies der Exzenterinnen- oder der Außendurchmesser.

$$M_R = \mu \cdot F_L \cdot r_{E,i,a} \quad \text{Gl. 26}$$

Ein maximal zulässiger Reibungskoeffizient μ_{zul} kann dadurch definiert werden, dass gerade Selbsthemmung eintritt, also das Exzentermoment M_E und das Reibmoment M_R betragsmäßig gleich sind:

$$\mu_{zul} = \frac{M_E}{F_L \cdot r_{E,i,a}} \quad \text{Gl. 27}$$

Sowohl die Lagerlast als auch das Exzentermoment sind wie oben dargestellt Funktionen des Kurbelwinkels, so dass auch der maximal zulässige Reibkoeffizient eine Funktion des Kurbelwinkels darstellt, Bild 17.

Aus dem Studium der dargestellten Verläufe des zulässigen Reibkoeffizienten μ_{zul} lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Eine Bewegung kommt zum Erliegen, wenn der maximal zulässige Reibkoeffizient den Gleitreibungskoeffizienten μ_G unterschreitet (Literaturangabe für geölte Stahl/Bronzepaarungen $\mu_G = 0,06$, [68]).
- Der Exzenter beginnt sich zu drehen, wenn der maximal zulässige Reibkoeffizient den Haftreibungskoeffizienten μ_H unterschreitet (Literaturangabe für geölte Stahl/Bronzepaarungen $\mu_H = 0,1$, [68]).
- Selbsthemmung tritt kurzzeitig bei allen Exzenteranordnungen auf, jeweils um die Exzentermomentennulldurchgänge (vgl. Bild 15 und Bild 17).

- Bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge sind die Kurbelwinkelbereiche in denen Selbsthemmung auftritt jedoch wesentlich kürzer als bei den Exzenteranordnungen am großen Pleuelauge.
- Bei Exzenteranordnung „var. l, unten“ liegt der maximal zulässige Reibkoeffizient im günstigsten Fall nur geringfügig oberhalb des tatsächlich vorhandenen Haftreibungskoeffizienten.
- Bei beiden Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge „var. l, oben“ und „var. KH“ liegt der maximal zulässige Reibkoeffizient über weite Teile mit sicherem Abstand über dem Haftreibungskoeffizienten.
- Durch Verformungen können die vorhandenen Haft- und Gleitreibungskoeffizienten ansteigen, so dass sich die Gefahr des Verklemmens entsprechend vergrößert.

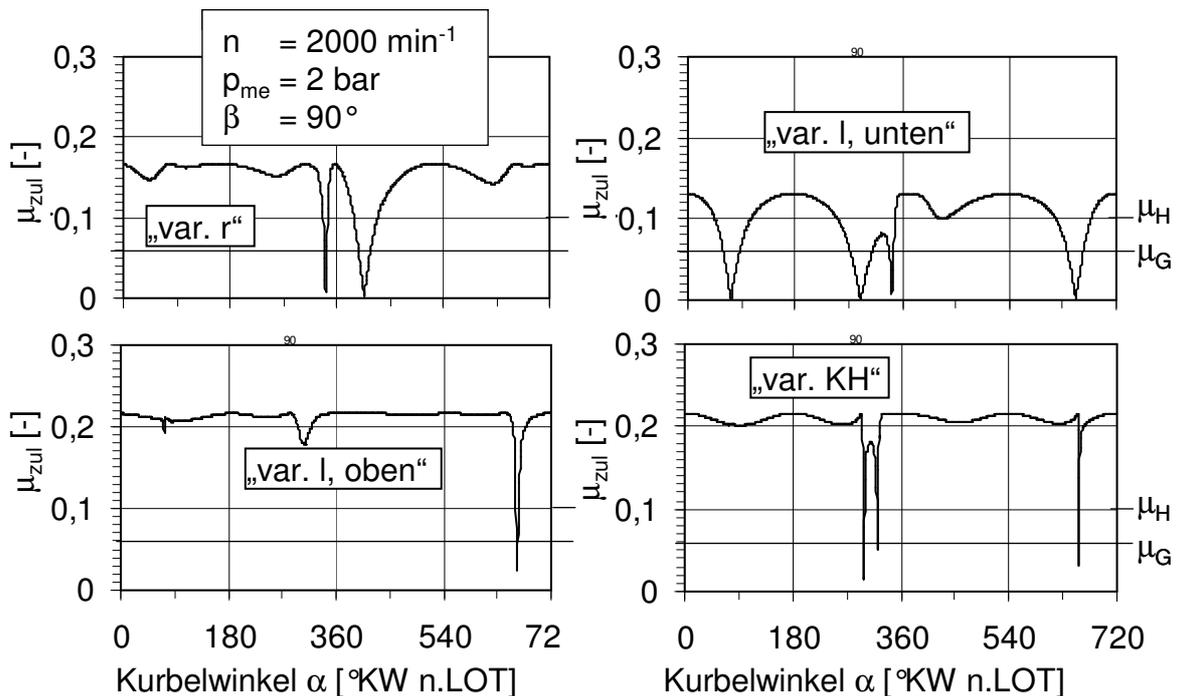


Bild 17: Zulässiger Reibkoeffizient, exemplarisch dargestellt für Teillastbetrieb

3.3.1.4 Reibung

Bei Exzenteranordnung „var. r“ steigt der Pleuellagerdurchmesser konstruktiv bedingt an, aufgrund dessen eine Zunahme der Lagerreibung eintritt. Bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge „var. l, oben“ und „var. KH“ erhöht sich bei gleichem Werkstoff der oszillierende Anteil der Pleuelmasse, was sich möglicherweise auch negativ auf die Motorreibung auswirkt. Diese beiden qualitativen Aussagen sollen im Folgenden quantifiziert werden.

Einfluss des Lagerdurchmessers (betrifft Exzenteranordnung „var. r“)

Bei hydrodynamischen Gleitlagerungen, hier beim Pleuellager, resultiert der Reibungswiderstand aus der Scherspannung im Schmierfilm. Für Newtonsche Fluide zu denen auch Motorenöl gehört, berechnet sich die Scherspannung τ wie folgt:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dr} = \eta \cdot \frac{\Delta v}{h_S} = \eta \cdot \frac{\omega \cdot \frac{d_{PL}}{2}}{h_S} \quad \text{Gl. 28}$$

Für das Reibmoment M_R des Lagers ergibt sich daraus:

$$M_R = \underbrace{\eta \cdot \frac{\omega \cdot \frac{d_{PL}}{2}}{h_S}}_{\tau} \cdot \underbrace{\pi \cdot d_{PL} \cdot b_{PL}}_A \cdot \frac{d_{PL}}{2} \quad \text{Gl. 29}$$

Das Reibmoment und damit der Reibmitteldruck einer hydrodynamisch geschmierten Lagerstelle steigen demzufolge in der dritten Potenz mit dem Lagerdurchmesser an.

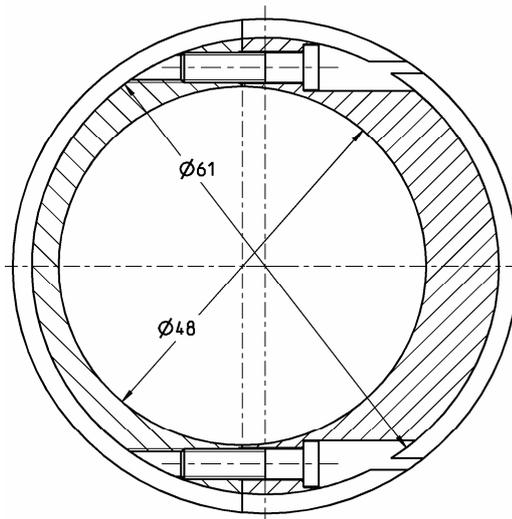


Bild 18: Entwurf einer Exzenterlagerung entsprechend Exzenteranordnung „var. r“

Bei einer Exzenterlagerung auf der Kurbelwelle („var. r“, vgl. Bild 18) befindet sich das Pleuellager auf der Exzenterausenfläche. Der Pleuellagerdurchmesser d_{PL} würde je nach Gestaltung des teilbar auszuführenden Exzenters schätzungsweise um ca. 27 % zunehmen. Das Reibmoment des Pleuellagers nimmt damit ca. um den Faktor zwei zu:

$$\frac{p_{mr,PL}}{p_{mr,PL,o}} = \underbrace{\left(\frac{d_{PL}}{d_{PL,o}} \right)^3}_{\approx 1,27} \approx 2 \quad \text{Gl. 30}$$

Unter der Annahme, dass das Pleuellager zu ca. 10 % zum Gesamtreibmitteldruck beiträgt (vgl. Bild 21), ist mit einer Zunahme der Motorreibung um 10 % zu rechnen:

$$\frac{P_{mr,ges}}{P_{mr,ges,o}} \approx 0,9 + 0,1 \cdot \frac{P_{mr,PL}}{\underbrace{P_{mr,PL,o}}_{\approx 2}} = 1,1 \quad \text{Gl. 31}$$

Bei den restlichen Exzenteranordnungen können die wirksamen Lagerdurchmesser beibehalten werden.

Einfluss der oszillierenden Masse

Ein wichtiges Entwicklungsziel beim Bau schnell laufender Verbrennungsmotoren ist es, die Triebwerksmassen soweit wie möglich zu reduzieren. Erst auf diese Weise ist es möglich hohe Motordrehzahlen und damit auch hohe spezifische Leistungen darzustellen bei gleichzeitiger Einhaltung der zulässigen mechanischen Spannungen in den kraftführenden Bauteilen. Eine Zunahme der bewegten Triebwerksmassen kann bei den hier dargestellten Systemen nicht vermieden werden. Bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge werden sich besonders die oszillierenden Massen erhöhen, während sich bei den Exzenteranordnungen am großen Pleuelauge eine Zunahme der rotierenden Massen ergeben wird.

Da sich beim 4-Zylinder-Reihenmotor die Massenkräfte 2-ter-Ordnung nicht gegenseitig aufheben, wie es z.B. beim 6-Zylinder-Reihenmotor der Fall ist, ist die Forderung nach geringer oszillierender Masse beim 4-Zylinder-Reihenmotor aus Komfortgründen zusätzlich von Bedeutung, solange keine Ausgleichseinheit vorhanden ist. Bild 19 gibt einen Überblick, in welchen Grenzen die oszillierende Masse bei heute in Serie befindlichen Motoren liegt.

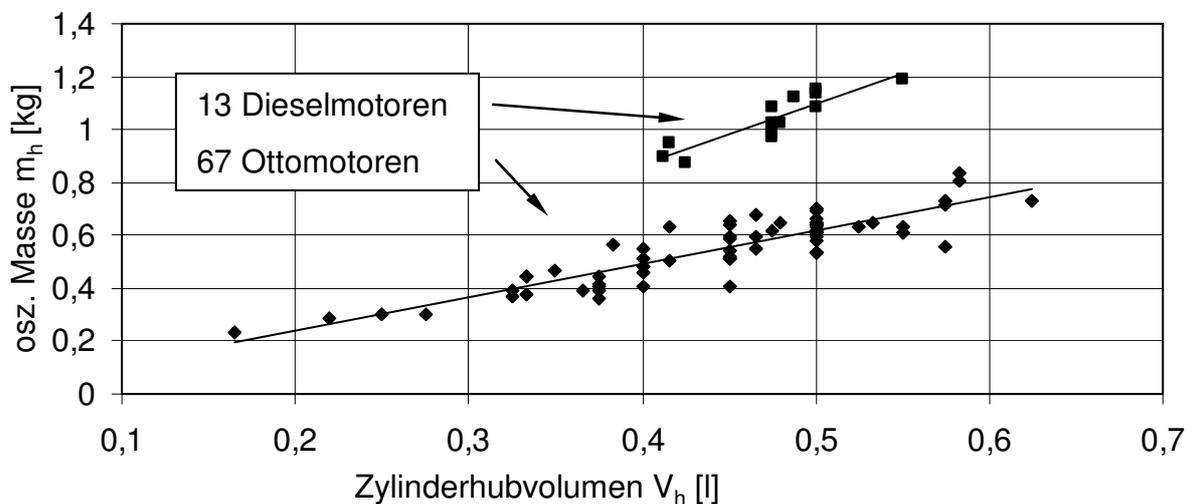


Bild 19: Oszillierende Masse heute in Serie befindlicher Otto- und Dieselmotoren

Eine Zunahme der oszillierenden Massen führt zunächst dazu, dass sich die durch Massenkraft bedingten Triebwerkskräfte erhöhen, was sich in der Gaswechselphase in jedem Fall in einer Erhöhung der Lagerkräfte und der Kolbenseitenkraft wiederfindet. Dies führt in den Kolbentotpunktlagen zu einem Anstieg der Kolbenschaftrichtung. In der Kompressions- und Expansionsphase hingegen wird sich eine Erhöhung der Massenkraft in weiten Bereichen des Kennfeldes positiv auswirken und zu einer Verringerung der Lagerkräfte sowie der Kolbenseitenkraft führen. Im Falle eines 4-Zylinder-Reihenmotors muss als sekundärer Effekt zusätzlich berücksichtigt wer-

den, dass die Gegengewichtsmassen der Ausgleichseinheit zur Kompensation der freien Massenkräfte 2-ter-Ordnung vergrößert werden müssen. Dies führt über eine Lagervergrößerung einerseits zu einer Reibleistungszunahme dieser Lagerstellen und andererseits zu einer Vergrößerung des Öldurchsatzes und damit zu einer höheren Aufnahmeleistung der Ölpumpe.

Die Reibung der Kolbengruppe setzt sich aus der Reibung zwischen Kolbenschaft und Zylinderrohr sowie zwischen den Ringen und dem Zylinderrohr zusammen und kann im Versuch nur zusammen ermittelt werden. Ein Betrieb ohne Ringe würde aufgrund des Durchblasens zu einer unzulässigen Beeinflussung des Schmierfilmes zwischen Schaft und Rohr führen. Die Reibung der Ringe wird vornehmlich durch die Ringvorspannung, die Ringform sowie die Oberflächenbeschaffenheit von Ring und Rohr und des abdichtenden Gasdruckes abhängen. In [18] wird über Reibungsmessungen an der Kolbengruppe bei erhöhten oszillierenden Massen berichtet. Bei einer Erhöhung der oszillierenden Massen um $\frac{\Delta m_h}{m_{h,o}} = 36\%$ wird im Schleppbetrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ eine Zunahme der Triebwerksreibung (Kolbengruppe, Triebwerkslager, Ölpumpe) von $\frac{\Delta p_{mr,TW}}{p_{mr,TW,o}} = 4\%$ gemessen. Bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ beträgt die gemessene Zunahme der Triebwerksreibung 6% .

Zu ähnlichen Ergebnissen haben auch eigene Versuche geführt. Hierbei wurde bei einer Erhöhung der oszillierenden Massen um 50% ebenfalls im Schleppbetrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ eine Zunahme der Triebwerksreibung von 3% und bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ von 8% gemessen (Bild 20).

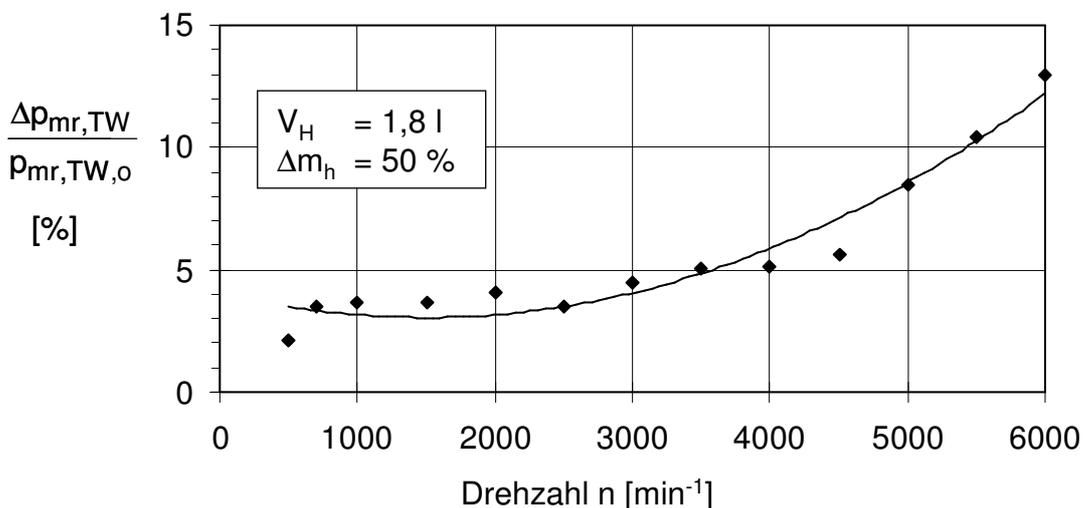


Bild 20: Gemessene relative Zunahme der Triebwerksreibung, 4-Zylinder-Reihen-Ottomotor

Es ist zu erwarten, dass die Reibungszunahme im gefeuerten Betrieb geringer sein wird, als in den beschriebenen Versuchen, insbesondere bei Betriebspunkten mit hohen Gaskräften.

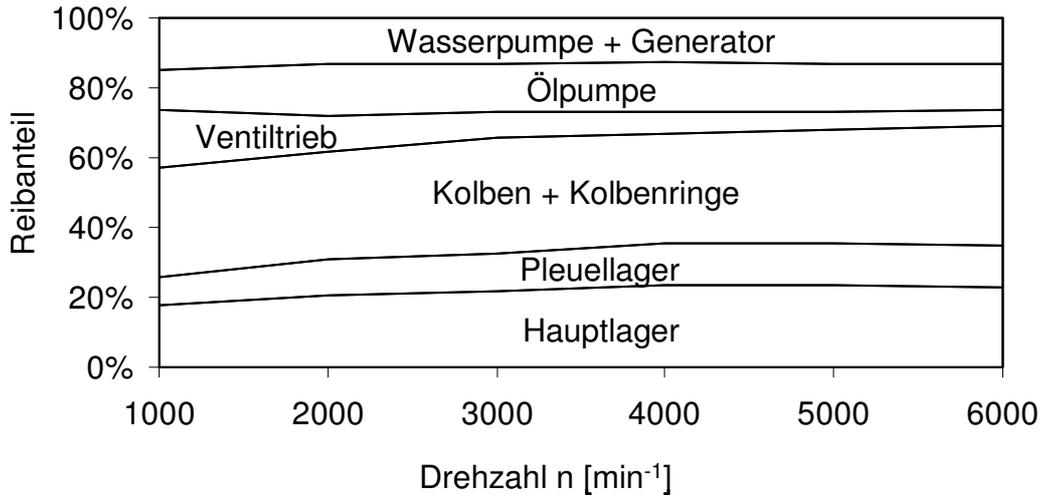


Bild 21: Gemessene Aufteilung der Gesamtmotorreibung, 4-Zylinder-Reihen-Ottomotor

Zur Klärung der Fragestellung, welchen Anteil die Triebwerksreibung am Gesamtreibmitteldruck hat, soll eine im Versuch ermittelte Reibungsaufteilung herangezogen werden (Bild 21). Der Anteil der Triebwerksreibung macht danach über das Drehzahlband zwischen 55 und 70 % von der Gesamtmotorreibung aus.

Zusammenfassend lässt sich der Einfluss einer Zunahme der oszillierenden Masse um $\frac{\Delta m_h}{m_{h,o}} = 50\%$ auf den Kraftstoffverbrauch exemplarisch für den zyklusrelevanten

Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$ wie folgt abschätzen:

Entsprechend Bild 20 erhöht sich der Reibmitteldruck des Triebwerkes um:

$$\frac{\Delta p_{mr,TW}}{p_{mr,TW,o}} \approx 3\% \quad \text{Gl. 32}$$

Der Anteil der Triebwerksreibung am Gesamtreibmitteldruck beträgt nach Bild 21:

$$\frac{p_{mr,TW}}{p_{mr}} \approx \frac{p_{mr,TW,o}}{p_{mr,o}} \approx 60\% \quad \text{Gl. 33}$$

Daraus resultiert eine Zunahme des Gesamtreibmitteldruckes um:

$$\frac{\Delta p_{mr}}{p_{mr,o}} = \frac{\Delta p_{mr,TW}}{p_{mr,o}} \cdot \frac{p_{mr,TW,o}}{p_{mr,TW,o}} = \underbrace{\frac{\Delta p_{mr,TW}}{p_{mr,TW,o}}}_{\approx 3\%} \cdot \underbrace{\frac{p_{mr,TW,o}}{p_{mr,o}}}_{\approx 60\%} \approx 1,8\% \quad \text{Gl. 34}$$

Zusammenhang zwischen Motorreibung und Verbrauch

Eine Zunahme des Reibmitteldruckes Δp_{mr} ist durch eine entsprechende Erhöhung des indizierten Mitteldruckes Δp_{mi} zu kompensieren sofern der effektive Mitteldruck p_{me} konstant gehalten werden soll. Unter der Annahme, dass bei einer relativ geringen Erhöhung des indizierten Mitteldruckes Δp_{mi} der innere Wirkungsgrad η_i konstant bleibt (Annahme kleiner Betriebspunktverschiebungen), so kann zwischen der relati-

ven Reibungszunahme $\frac{\Delta p_{mr}}{p_{mr,o}}$ und der relativen Zunahme des spezifischen Verbrauches $\frac{\Delta b_e}{b_{e,o}}$ die lineare Beziehung abgeleitet werden (eine Herleitung befindet sich im Anhang, Kapitel 9.2):

$$\frac{\Delta b_e}{b_{e,o}} = \underbrace{\frac{p_{mr,o}}{p_{me} + p_{mr,o}}}_{f_b} \cdot \frac{\Delta p_{mr}}{p_{mr,o}} \quad \text{Gl. 35}$$

In Bild 22 ist diese relative Verbrauchszunahme für unterschiedliche Basisreibniveaus $p_{mr,o}$ dargestellt. Bild 23 zeigt den Verlauf der Proportionalitätskonstante f_b als Funktion des effektiven Mitteldruckes.

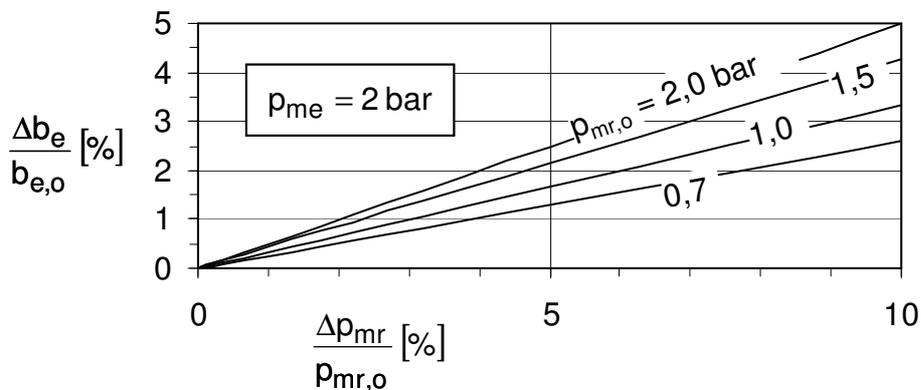


Bild 22: Relative Verbrauchszunahme bei unterschiedlichen Basisreibniveaus

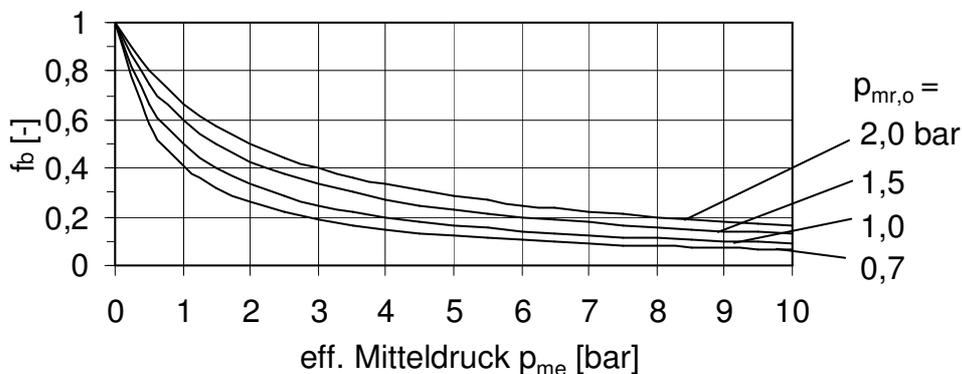


Bild 23: Proportionalitätskonstante f_b für Zusammenhang Verbrauchszunahme zur Reibungszunahme

Besonders hin zu niedriger Teillast nimmt der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch progressiv zu. Je höher das Basisreibniveau bereits ist, desto stärker ist auch der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch.

Für den zyklusrelevanten $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 2 \text{ bar}$ Punkt weisen moderne PKW 4-Zylinder-Reihen-Ottomotoren einen Reibmitteldruck um ca. $p_{mr} = 0,7 \text{ bar}$ auf, so dass sich für diesen Betriebspunkt eine Zunahme des Reibmitteldruckes um 1 % in einer Verbrauchserhöhung von 0,26 % wiederfinden würde.

Für Exzenteranordnung „var. r“ ergäbe sich hiermit aufgrund des größeren Pleuellagerdurchmessers eine Verbrauchszunahme von 2,6 % (exemplarisch für einen Mitteldruck von $p_{me} = 2$ bar).

Für die Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge („var. l, unten“ und „var. KH“) würde der Verbrauch aufgrund 50 % größerer oszillierender Massen um 0,5 % ansteigen (ebenfalls für einen effektiven Mitteldruck von $p_{me} = 2$ bar).

3.3.1.5 Konstruktive Umsetzbarkeit

Die verschiedenen Exzenteranordnungen werden nachfolgend hinsichtlich ihrer konstruktiven Umsetzbarkeit untersucht, unter besonderer Berücksichtigung der Exzentergestaltung und der Exzenterarretierung.

Exzentergestaltung

Da die Kurbelwelle bei modernen Motoren fast ausschließlich einteilig aufgebaut ist, verlangen die Exzenteranordnungen am großen Pleuelauge zwangsläufig auch einen geteilten Exzenter, dessen Exzenterhälften durch Verschraubungen miteinander zu verbinden sind. Zur Realisierung eines möglichst geringen Exzenteraussendurchmessers sollte die Trennebene dabei senkrecht zur Richtung der Exzentrizität angeordnet werden, so dass keine Verschraubung im dünnwandigsten Bereich des Exzenters angebracht werden muss, vgl. Bild 18. Bei der Exzenteranordnung „var. r“ liegt die Trennfuge bei horizontal stehendem Exzenter dann in der Hauptbelastungszone. Bei Exzenteranordnung „var. l, unten“ könnten die Lagerschalen um 90° gegenüber der Trennfläche des Exzenters versetzt angeordnet werden, so dass die Trennfuge nicht in der Hauptbelastungszone liegt. Selbst im theoretischen Fall eines einteiligen Exzenters vergrößert sich der Abstand der Pleuelverschraubung, was zu einer nennenswerten Vergrößerung des Pleueelfreiganges (Pleuelgeige) führt.

Bei den Anordnungen am kleinen Pleuelauge hingegen kann der Exzenter einteilig ausgeführt werden, was hinsichtlich Komplexität und Kosten entsprechende Vorteile mit sich bringt. Zudem hat die Vergrößerung des kleinen Pleuelauges selber keinen Einfluss auf die Pleuelgeige im interessierenden Bereich.

Exzenterarretierung

Die Arretierung des Exzenters stellt für alle vier Exzenteranordnungen sowohl hinsichtlich Bauraumbedarf als auch Gestaltfestigkeit eine große Herausforderung dar.

Die Exzenteranordnungen am großen Pleuelauge bieten grundsätzlich den Vorteil, einen größeren Wirkradius für die Arretierung bereitzustellen, mit der Folge geringerer Stützkräfte als bei den Exzenteranordnungen am kleinen Pleuelauge.

Im Falle einer Arretierung des Exzenters gegenüber der Kurbelwelle („var. r“) ist die Arretiervorrichtung entweder im inneren des Hubzapfens oder neben dem Pleuellager unterzubringen. Im Anhang sind zwei unterschiedliche Entwürfe zu dieser Exzenteranordnung dargestellt, Bild 86, Bild 87, [45]. Bei beiden Entwürfen wird am Hubzapfen mehr axialer Bauraum benötigt, was unter Beibehaltung des Zylinderabstandes die Wangenbreite entsprechend verringert.

Die Arretierung des Exzenters gegenüber dem Kolben („var. KH“) wirft das Problem auf, dass im Kolben aufgrund der hohen thermischen Beanspruchung des Materials nur sehr geringe Pressungen aufgeprägt werden dürfen, was die Exzenterabstützung auf dem kleinen verfügbaren Bauraum erheblich erschwert.

3.3.2 Vergleich der Bewegungsformen Ein- und Mehrzyklusprinzip

Idealerweise erfolgt die Exzenterverdrehung und die damit einhergehende Verdichtungsänderung von einem Niveau zum anderen innerhalb eines Arbeitszyklus. Unter welchen Umständen eine solche als „Einzyklusverstellung“ bezeichnete Bewegungsform möglich ist, muss noch analysiert werden, was Gegenstand späterer Kapitel ist (vgl. Kapitel 4.2.8). Zwar wird in der Literatur (im Wesentlichen Patente) vielfach über solche „Einzyklussteller“ berichtet, jedoch bislang ohne die Funktion nachzuweisen, sei es durch Rechnung oder Versuch. Fest steht hingegen, dass der Exzenter bei einer solchen „Einzyklusverstellung“ besonders bei Umschaltungen bei hohen Motordrehzahlen sehr hohe Winkelgeschwindigkeiten annimmt und einen entsprechend hohen Auftreffimpuls mit dem mechanischen Endanschlag austauscht. Inwieweit dieser prinzipbedingt hohe Stossimpuls dauerhaft ertragen werden kann, ist an dieser Stelle ebenfalls unklar und muss im Versuch ermittelt werden. Beim Erreichen der Endposition muss eine Endlagenarretierung ein Zurückdrehen verhindern.

Wird der Exzenter mit einem in seiner Sperrrichtung umschaltbaren Freilauf (Rücklaufsperr) verbunden, kann der Verstellvorgang in mehreren kleinen Schritten ablaufen. Die Exzenterverdrehung und die damit einhergehende Verdichtungsänderung von einem Niveau zum anderen können sich somit über mehrere Arbeitszyklen vollziehen. Wird die Rücklaufsperr mit einem in Bewegungsrichtung wirksamen Widerstand versehen, gelingt es die Exzenterverdrehgeschwindigkeit und die damit verbundene Auftreffgeschwindigkeit bei Erreichen des mechanischen Endanlasses auf ein gewünschtes Maß einzustellen. Die Anzahl der benötigten Arbeitszyklen bei dieser „Mehrzyklusverstellung“ hängt dann vom Motorbetriebspunkt und dem gewählten Widerstand ab.

Seitens des Brennverfahrens liegen keine festen Grenzwerte vor hinsichtlich der erforderlichen Verstellgeschwindigkeit. Dauert die Verstellung hin zu hoher Verdichtung nach einer Lastverringerung sehr lange, führt dies lediglich zu kurzzeitigen Wirkungsgradeinbußen verglichen mit einer schnelleren Verstellung. Im Falle einer Lasterhöhung setzt die Zunahme der Füllung bei einem Turbomotor je nach Ansprechverhalten des Laders mit einer bestimmten Verzögerung ein. Vollzieht sich die Verstellung hin zu niedriger Verdichtung langsamer als die Füllungszunahme, muss der Zündzeitpunkt während dieses Übergangsbereiches entsprechend spät eingestellt werden, um klopfende Verbrennung zu vermeiden. Auch dies bedeutet kurzzeitige Wirkungsgradeinbußen.

3.3.3 Vergleich der Rücklaufsperrn (Mehrzyklussteller)

Die Rücklaufsperr für den Mehrzyklussteller kann formschlüssig, kraftschlüssig oder hydraulisch ausgeführt werden, Bild 24.

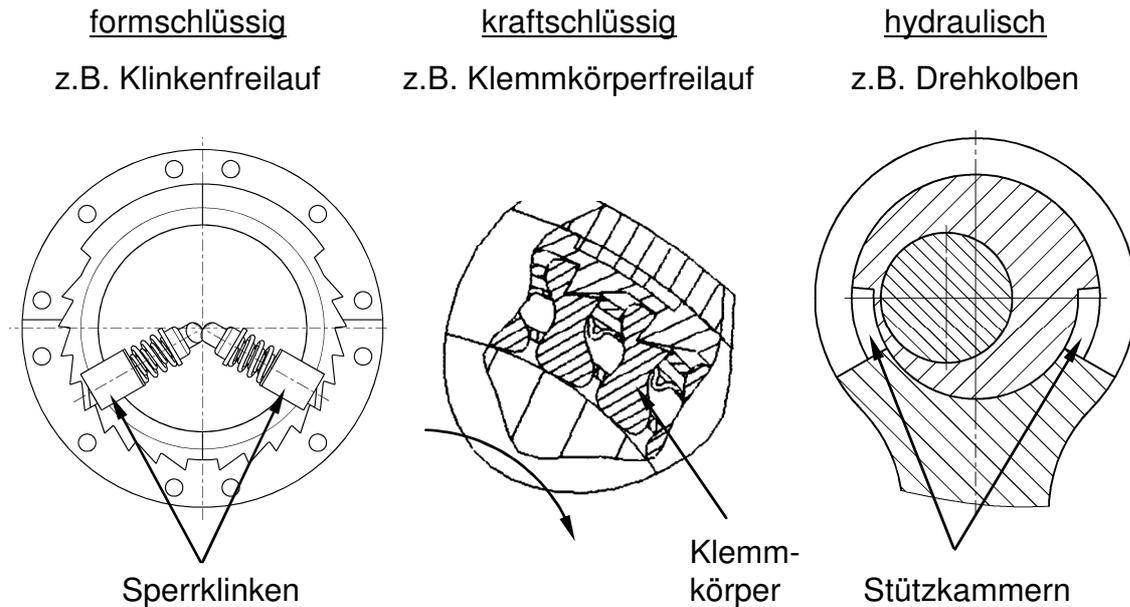


Bild 24: Rücklaufsperrn für Mehrzyklussteller

Im Falle einer formschlüssigen Rücklaufsperrre z.B. einem Klinkenfreilauf entspricht der maximal auftretende Rücklaufweg der Zahnteilung. Die Teilung sollte so klein wie möglich ausgeführt werden, um die Rücklaufwege und dadurch die Stossintensität beim Rückdrehen gering zu halten. Die Teilung wird durch die Tragfähigkeit des einzelnen Zahns nach unten hin beschränkt, sofern sich nur eine einzige Klinke gleichzeitig im Zahneingriff befinden kann. Zusätzlich gilt es zu berücksichtigen, dass die Sperrklinke genügend Vorspannung besitzt, um auch bei hohen Exzenterwinkelgeschwindigkeiten noch sicher einrasten zu können. Gleichzeitig darf nicht zu viel Widerstand erzeugt werden, so dass eine Exzenterverdrehung auch bei geringen Exzentermomenten ermöglicht wird.

Durch eine kraftschlüssige Rücklaufsperrre lassen sich zwar sehr kurze Rücklaufwege realisieren bei geringem Widerstand. Jedoch ist die Tragfähigkeit aufgrund der einzuhaltenden Flächenpressungen geringer als im Falle einer formschlüssigen Rücklaufsperrre.

In beiden Fällen muss durch zusätzliche Maßnahmen dafür gesorgt werden, dass die Freilaufriichtung umgeschaltet werden kann und dass in Freilaufriichtung ein definierter Widerstand erzeugt wird, um eine definierte Verdrehgeschwindigkeit zu erzeugen. Dabei sollte sich der Widerstand idealerweise nach dem anliegenden Exzentermoment richten, um die Varianz der Verstellzeiten klein zu halten.

Bei einer hydraulischen Rücklaufsperrre sind die Richtungsumschaltbarkeit und der Widerstand in Freilaufriichtung leicht darzustellen. Die hydraulische Rücklaufsperrre basiert auf zwei Druckkammern welche jeweils mittels eines Rückschlagventils mit Öl versorgt werden und wechselseitig Druck entlastet werden können (Umschalten der Freilaufriichtung). Durch einen hydraulischen Widerstand in der Abflussleitung der Druckkammer wird der gewünschte Widerstand in Freilaufriichtung eingestellt.

Im einfachsten Fall kann der Exzenter selber als Drehkolben ausgebildet werden, so dass zwei ringförmige Druckkammern gebildet werden. Die Abdichtung dieser Druckkammern mit Hilfe von Dichtleisten in Verbindung mit nur relativ kleinen darzustellen-

den Wirkflächen und Wirkradien wird jedoch zu sehr großen Leckagen und damit zu einer sehr hohen Nachgiebigkeit führen.

Durch Hubkolben kann einerseits eine wirksamere Abdichtung erreicht werden und andererseits lassen sich größere Wirkflächen realisieren, was sich beides günstig auf eine geringe Leckage auswirkt. Es müssen jedoch zusätzliche Übertragungselemente vorgesehen werden, um die Drehbewegung des Exzenters in eine Hubbewegung umzuwandeln. Dies bietet die Möglichkeit den Wirkradius zu vergrößern, um damit die Stützdrücke zu reduzieren, was ebenfalls die Nachgiebigkeit reduziert. Die Forderung nach einer möglichst geringen Nachgiebigkeit gründet sich in erster Linie auf dem Ziel keine zusätzliche Triebwerksreibung zu verursachen. Ein ständig wiederkehrendes Eintauchen unter Last auch nach Erreichen der Endpositionen hätte permanent hydraulische Verluste zur Folge und würde sich in einer Zunahme der Triebwerksreibung äußern. Außerdem geht während der Verstellung jeweils nach jedem Eintauchen unter Last wieder ein Teil des grade zurückgelegten Exzenterverdrehweges verloren. Eine zusätzliche Endlagenarretierung kann die permanente hydraulische Energieaufnahme verhindern. Inwieweit diese Effekte tatsächlich eine Rolle spielen, muss durch Rechnungen und Versuche untersucht werden.

3.3.4 Vergleich der Betätigungsarten

Die Betätigung eines sich auf dem bewegten System befindlichen Abgriffselementes kann über die in Bild 25 dargestellten Möglichkeiten erfolgen. Vorzugsweise ist das Abgriffselement als ein mechanisches Flip-Flop ausgeführt, so dass die Betätigung nur einmalig zur Einleitung einer ε -Verstellung einsetzen muss.

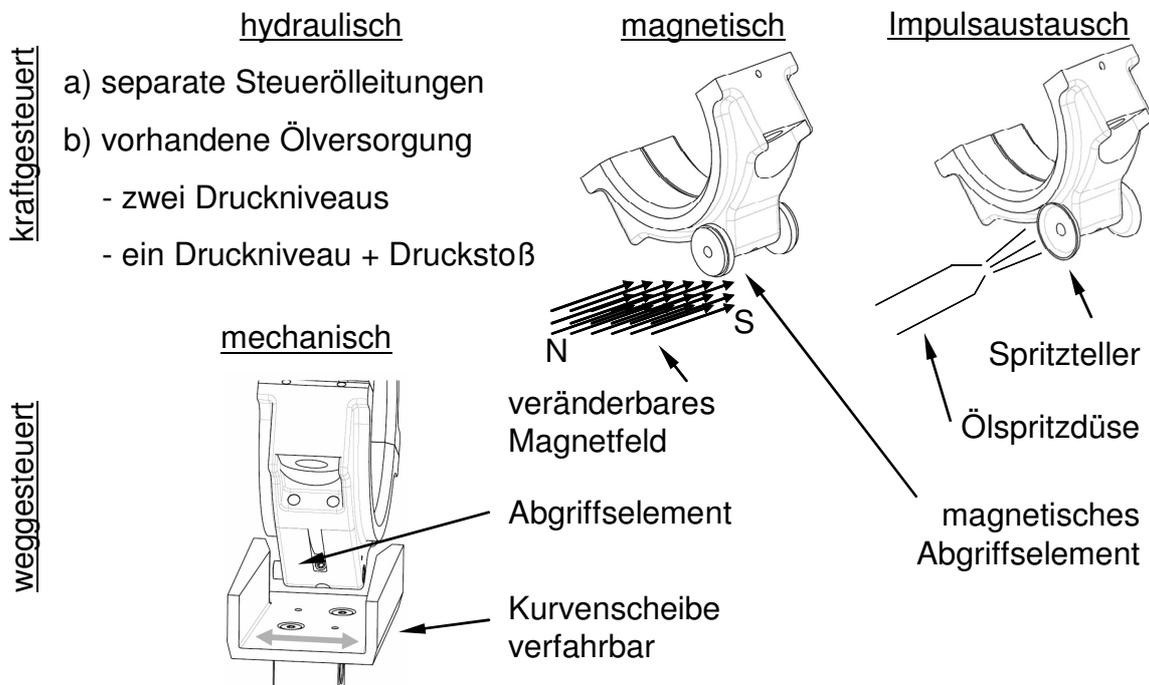


Bild 25: Betätigungsarten

Eine hydraulische Betätigung mittels separater Steuerölleitungen wie z.B. bei Nockenwellenphasenstellern üblich, ist im Falle des Kurbeltriebs zwar grundsätzlich auch denkbar. Bei ausgeführten Motorkonstruktionen wird es jedoch nicht möglich sein, eine radiale Zuführung an den Hauptlagerzapfen zu realisieren, ohne den Zy-

linderabstand entsprechend zu vergrößern. Eine axiale Zuführung von Steueröl würde vergrößerte Anlaufspiegel an der Pleuellager erfordern und somit die Reibung vergrößern. Die Nutzung des vorhandenen Axiallagers wäre möglich, jedoch müsste dann das Steueröl durch eine Vielzahl zusätzlicher Bohrungen an alle Pleuellager weitergeleitet werden, was einerseits die Fertigungskosten erhöhen würde und andererseits die Pleuellager zusätzlich schwächen würde.

Ohne separate Steuerölleitungen ließe sich eine hydraulische Betätigung realisieren, wenn der gesamte Öldruck der Pleuellager variiert werden würde. Dazu müsste eine Ölpumpe vorgesehen werden, welche zwei unterschiedliche Öldruckniveaus liefern könnte. Würde dies mit einer konventionellen Festgeometrieölpumpe geschehen, so muss das niedrige Druckniveau durch energieverzehrendes Absteuern eingestellt werden. Für beide Lösungsansätze besteht zusätzlich das Problem, dass der Öldruck am Pleuellager aufgrund von Fliehkräften abhängig von der Motordrehzahl ansteigt. Eine selbsttätige Auslösung eines Umschaltvorganges ab einer bestimmten Drehzahl kann dadurch verhindert werden, dass die einzustellenden Druckniveaus sehr weit auseinander liegen. Alternativ kann diesem hier unerwünschten Effekt des dynamischen Druckanstieges durch eine Fliehkraftkompensation begegnet werden.

Alternativ dazu könnte auf den Ölkreis für das Pleuellager ein nur kurzzeitig wirkender Druckstoß aufgeprägt werden, der eine entsprechend hohe Amplitude aufweist, welche auch bei hohen Drehzahlen durch Fliehkrafteinflüsse nicht überschritten werden würde. Mittels eines elektrisch schaltbaren Hydraulikventils kann die erforderliche Druckänderung initiiert werden.

Bei der mechanischen Betätigung mittels Pleuellager wird nur kurzzeitig ein Kontakt zum bewegten System hergestellt. Dazu wird eine Pleuellager im ruhenden System in Arbeitsstellung gebracht. Ein auf dem bewegten System befindliches Abgriffselement gleitet idealerweise einmalig auf der Kontur der Pleuellager ab und muss daraufhin im bewegten System von einem Rastmechanismus gehalten werden. Aufgrund unvermeidbarer Spiele zwischen Pleuellager und Pleuellager wird ein Aufsetzstoß ähnlich beim Ventiltrieb nicht vermieden werden können, so dass hier gegebenenfalls besondere Maßnahmen zur Minimierung des Verschleißes und der Geräuschentwicklung zu treffen sind.

Bei der magnetischen Betätigung soll vom ruhenden System eine magnetische Kraft auf ein bewegtes Abgriffselement ausgeübt werden. Dazu kann entweder die Bestromung eines ruhenden Elektromagneten geschaltet werden oder es kann ein Dauermagnet im ruhenden System verlagert werden. In beiden Fällen ist das bewegte Abgriffselement vorzugsweise selber aus einem dauermagnetischen Werkstoff gefertigt. Die zu überwindenden Luftspalte verlangen nach entsprechend starken und damit groß bauenden Magneten, zumal nur während eines bestimmten Pleuellagerbereiches eine magnetische Kraft übertragen werden kann. Problematisch könnte sich die Bildung von Wirbelströmen in den bewegten Pleuellagerteilen darstellen.

Eine besonders simple berührungslose Betätigung lässt sich durch Impulsaustausch darstellen. Vorzugsweise wird hierzu ein Ölstrahl gezielt auf ein bewegtes Abgriffselement ausgerichtet. Der erforderliche kurzzeitige Volumenstrom \dot{V} ergibt sich als Funktion des zur Verfügung stehenden Öldruckes an der Spritzdüse $p_{Dü}$ und der zur überwindenden Kraft F am Abgriffselement. Zunächst ergibt sich eine Kraftwirkung auf den Spritzteller aufgrund einer Strahlumlenkung um 90° (durch entsprechende Formgebungen des Spritztellers sind auch größere Umlenkwinkel erzielbar):

$$F = \frac{\Delta p}{\Delta t} = c \cdot \dot{m} = c \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \dot{V} \quad \text{Gl. 36}$$

Die Düsenaustrittsgeschwindigkeit c errechnet sich nach Bernoulli zu:

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{Dü}}}{\rho_{\text{Öl}}}} \quad \text{Gl. 37}$$

Daraus folgt für den erforderlichen Volumenstrom \dot{V} durch die Düse:

$$\dot{V} = \frac{F}{\sqrt{2 \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot p_{\text{Dü}}}} \quad \text{Gl. 38}$$

In Bild 26 ist der kurzzeitige Volumenstrombedarf \dot{V} in Abhängigkeit des Öldruckes $p_{\text{Dü}}$ und der benötigten Betätigungskraft F dargestellt.

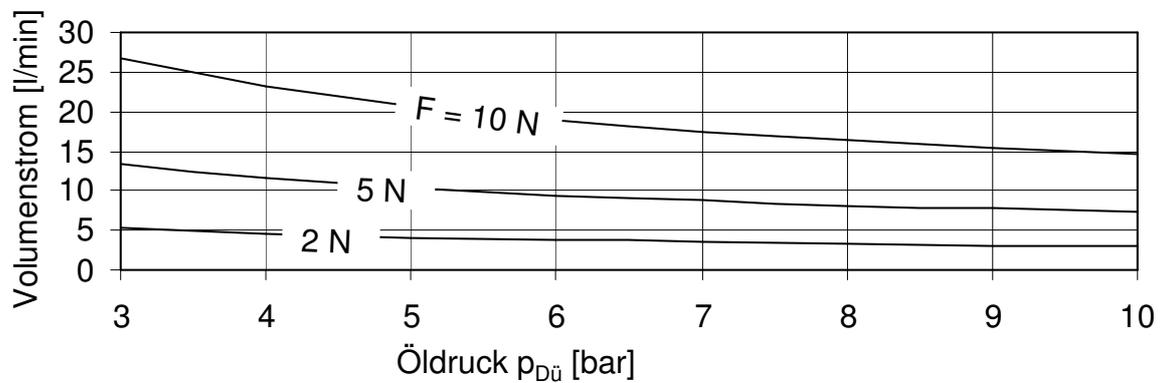


Bild 26: Volumenstrombedarf (kurzzeitig) in Abhängigkeit des Öldruckes und der benötigten Betätigungskraft

3.3.5 Konzeptauswahl

Die Konzeptauswahl erfolgt in einer nachvollziehbaren Art und Weise durch Bewertung der Lösungen für eine jeweilige Teilfunktion. Für jede Teilfunktion werden unterschiedliche Bewertungskriterien herangezogen. Mit Hilfe des folgenden 5-stufigen Benotungssystems werden den Lösungen Punkte zugewiesen:

sehr schlecht (1), schlecht (2), mittel (3), gut (4), sehr gut (5)

Die Wichtigkeit eines einzelnen Bewertungskriteriums wird jeweils durch einen Gewichtungsfaktor berücksichtigt:

untergeordnete Bedeutung (1), mittlere Bedeutung (2), hohe Bedeutung (3)

Die Bewertung stützt sich auf den Überlegungen der vorangegangenen Kapitel und ist in den folgenden Tabellen dargestellt.

Bewertungskriterium (Gewichtung)	var. „r“	var. „l“, unten	var. „l“, oben	var. „KH“
Komplexität Exzenter (3)	2	1	5	5
Komplexität Arretierung (3)	4	4	3	1
Exzentermomente, Eignung für Mehrzyklussteller (2)	1	3	1	3
Gefahr der Selbsthemmung (3)	2	1	5	4
Zunahme der Reibung (3)	1	3	3	3
Zunahme der oszil. Masse (2)	3	3	2	2
Zunahme der rotierenden Masse (1)	2	2	3	3
Bauraumbedarf, Pleuelgeige (1)	2	2	5	5
Summe	37	43	62	57

Tabelle 7: Bewertung Exzenteranordnungen

Bewertungskriterium (Gewichtung)	Einzyklusprinzip	Mehrzyklusprinzip
Komplexität (3)	4	3
Verschleiß (3)	1	5
Verstellgeschw. (3)	5	1
Schaltgeräusch (1)	1	5
Summe	31	32

Tabelle 8: Bewertung Bewegungsformen

Bewertungskriterium (Gewichtung)	formschlüssig	kraftschlüssig	hydraulisch
Komplexität Widerstand (3)	2	2	4
Komplexität Richtungsumschaltung (3)	2	2	4
Verschleiß (3)	2	2	4
Steifigkeit in Sperrichtung (2)	5	4	2
Rücklaufweg (1)	2	4	4
Summe	22	30	44

Tabelle 9: Bewertung Lösungen für Rücklaufsperrung (Mehrzyklussteller)

Bewertungskriterium (Gewichtung)	hydraulisch	magnetisch	Impuls-austausch	mechanisch
Komplexität (3)	2	3	3	3
Verschleiß (3)	5	5	5	2
Sicherheit (3)	2	1	1	5
Energiebedarf (2)	1	4	3	5
Bauraum (2)	5	1	5	3
Summe	45	42	51	54

Tabelle 10: Bewertung Betätigungsarten

Für die Bewegungsform kann aufgrund der bisher angestellten Überlegungen keine Lösung als eindeutig überlegen herausgestellt werden (sehr ähnliche Gesamtpunktzahl). Aus diesem Grunde werden beide Prinzipien weiterverfolgt und es ergeben sich zwei Gesamtkonzepte. Die folgende Tabelle fasst die jeweiligen Merkmale dieser Konzepte zusammen:

Konzept	„Einzyklussteller“	„Mehrzyklussteller“
Exzenteranordnung	variable Pleuellänge, oben	
Bewegungsform	Einzyklussteller	Mehrzyklussteller
Rücklaufsperrung	keine	hydraulisch
Betätigung	mechanisch mit Kurvenscheiben	

Tabelle 11: Merkmale der ausgewählten Konzepte

4 Auslegung und Konstruktion der Versuchsträger

In den vorangegangenen Kapiteln wurden zwei vielversprechende Konzepte für triebwerkskraftunterstützte VCR-Systeme herausgearbeitet und weitestgehend hinsichtlich ihrer Umsetzbarkeit überprüft. Im Folgenden soll die konstruktive Umsetzung dieser beiden Konzepte erfolgen mit dem Ziel zwei unterschiedliche Versuchsträger zu bauen, um damit die Funktion durch geschleppte Prüfstandsuntersuchungen nachweisen zu können.

Dazu wird ein sich in Serie befindlicher Ottomotor modifiziert, so dass eine Zylinder-einheit mit einem VCR-Pleuel bestückt und betrieben werden kann. Die anderen Zylinder werden mit den konventionellen Triebwerksteilen bestückt.

Bei der Dimensionierung der Bauteile ist von einer maximalen Drehzahl von $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und einem maximal auftretenden Zünddruck von $p_{\max} = 120 \text{ bar}$ auszugehen.

Basismotor

Als Basismotor wird ein 4-Zylinder-Reihenmotor mit einem Hubraum von $V_H = 1,8 \text{ l}$ verwendet, welcher mit geringen Unterschieden sowohl als Saugmotor als auch als Turbomotor produziert wird. Die Turbovariante dieses Motors zeichnet sich durch eine hohe spezifische Leistung aus. Die Hauptdaten des Motors sind in Tabelle 12 zusammengefasst:

Größe	Symbol	Einheit	Saugvariante	Turbovariante
eff. Leistung	P_e	[kW]	92	165
Verdichtungsverhältnis	ϵ	[-]	10,3	8,9
Hubraum	V_H	[l]	1,781	
Bohrung	D	[mm]	81	
Hub	s	[mm]	86,4	
Hub/Bohrungs-Verhältnis	s/D	[-]	1,067	
Zylinderabstand	a	[mm]	88	
Blockhöhe	h_B	[mm]	220	
Pleuellänge	l	[mm]	144	
Bolzendurchmesser	d_B	[mm]	20	
Oszillierende Masse pro Zyl.	m_h	[g]	543	
Brennraumvolumen im ZK	$V_{C,ZK}$	[l]	0,0408	

Tabelle 12: Hauptdaten des Basismotors

Das Zylinderkurbelgehäuse aus Grauguss ist als „Deep Skirt“ Block mit Einzellagerdeckeln konzipiert. Der Leichtmetall Zylinderkopf besitzt 5 Ventile pro Zylinder welche durch zwei obenliegende Nockenwellen mit Tassenstößeln betätigt werden. Die Auslassnockenwelle wird über einen Zahnriemen angetrieben und treibt über eine kurze Rollenketten die Einlassnockenwelle an.

4.1 Hauptgeometrieparameter

Der wichtigste festzulegende Geometrieparameter für die ε -Verstellung ist der erforderliche Längenvariationsbereich des Pleuels Δl . Dieser ist so zu wählen, dass thermodynamisch sinnvolle ε_{\min} - ε_{\max} -Kombinationen umgesetzt werden können, wie z.B. die Kombination $\varepsilon_{\min} = 9$ und $\varepsilon_{\max} = 14$, (vgl. Kapitel 3). Unter Berücksichtigung der in Kapitel 3.3.1.1 hergestellten Beziehungen sowie des vorgegebenen Hub/Bohrungsverhältnisses des Basismotors bedarf es zur Darstellung der „9 & 14-Kombination“ eines Längenvariationsbereiches von mindestens $\Delta l = 4,16$ mm. Um geometrisch auch noch weitere sinnvolle ε_{\min} - ε_{\max} -Kombinationen vorzuhalten, wie z.B. „8,5 & 14“ für entsprechend höher aufgeladene Motoren, wird der Längenvariationsbereich zu $\Delta l = 4,8$ mm gewählt.

Um hinsichtlich des Schubstangenverhältnisses im Vergleich zum Basistriebwerk ähnliche Verhältnisse darzustellen, wird der Abstand zwischen dem großen Pleuelauge und der Aufnahme für den Exzenter beim VCR-Pleuel zu $l_o = 144$ mm gewählt (entspricht der Pleuellänge des Basistriebwerks). Die Pleuellänge bei niedriger Verdichtung beträgt damit $l_{\varepsilon-\min} = 141,6$ mm und bei hoher Verdichtung $l_{\varepsilon-\max} = 146,4$ mm.

Die sich letztendlich ergebende ε_{\min} - ε_{\max} -Kombinationen hängt nunmehr nur noch von der Wahl der Kompressionshöhe sowie der Gestaltung der Kolbenkrone ab. Zur Minimierung des Fertigungsaufwandes soll ein flacher Kolben ohne Ventiltaschen verwendet werden, wie im Falle des Basismotors, was gleichzeitig eine Beibehaltung des maximalen Abstandes der Kolbenoberkante zur Pleuelwelle in OT erfordert, um einen gleichen Ventilsfreigang wie beim Basismotor zu gewährleisten. Zu diesem Zweck werden die Kolben des Basismotors (Saugvariante ohne Mulde) übernommen und von oben um den Betrag des halben Längenvariationsbereiches (2,4 mm) abgefräst.

Die obere Verdichtung beträgt damit $\varepsilon_{\max} = 10,3$ (wie Serie Saugvariante) und die untere Verdichtung beträgt $\varepsilon_{\min} = 7,1$. Diese ε_{\min} - ε_{\max} -Kombinationen ist thermodynamisch zwar nicht optimal, spielt aber für den Nachweis der Funktion zunächst keine Rolle.

4.2 Einzyklussteller

Der Versuchsträger für das Einzyklusprinzip basiert auf einer mechanischen Endlagenarretierung mit zwei radial auf den Exzenter wirkenden Sperrklinken. Die Bewegung dieser Sperrklinken ist mit einem mechanischen Schalter (Schlitten als Hauptbestandteil des mechanischen Schalters) gekoppelt, der wiederum von außen mittels unabhängig voneinander zu verfahrenender Kurvenscheiben betätigt wird. Bild 27 zeigt die im Folgenden beschriebene Konstruktion.

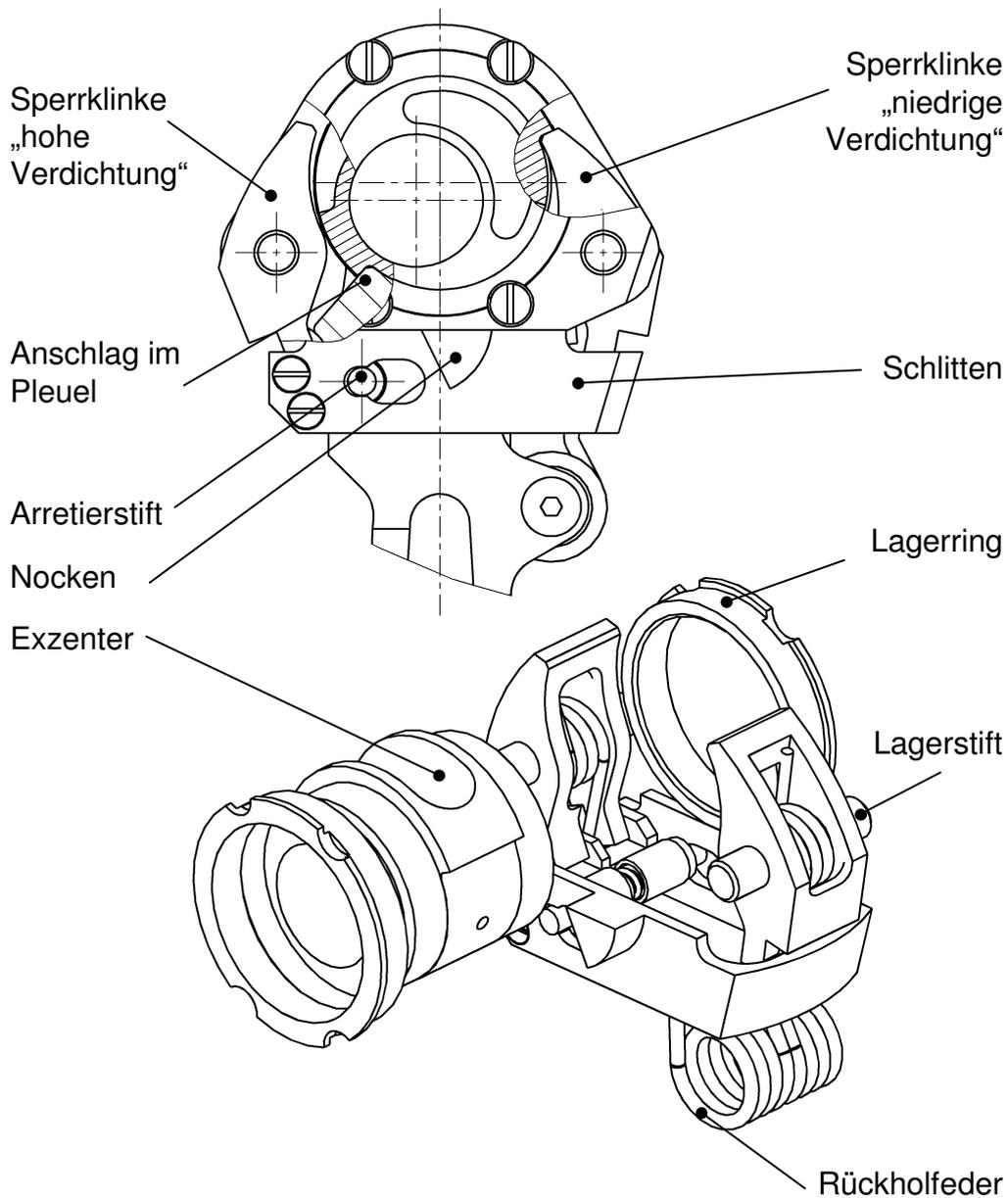


Bild 27: Versuchsträgerkonstruktion des Einzyklussteller-Pleuels

Eine Auflistung relevanter Geometriedaten der realisierten Konstruktion befindet sich im Anhang.

4.2.1 Exzenter und Sperrklinken

Sowohl die Endanschläge des Exzenters als auch die Sperrklinken wirken in tangentialer Richtung über eine Breite von 14 mm und einer Tiefe von 1,5 mm auf den Exzenter ein. Bei einer Exzentrizität von $e = 4$ mm wird ein Exzenterverdrehbereich von $\Delta\beta = 74^\circ$ benötigt, um den geforderten Längenvariationsbereich darzustellen. Das maximal abzustütze Exzentermoment beträgt damit $M_E = 198$ Nm (Exzenter befindet sich an einem seiner Endanschläge bei einem wirkenden Gasdruck von $p = 120$ bar), was eine Stützkraft an der Haltenase des Exzenters von $F_{St} = 12,6$ kN zur Folge hat. Da dieser hohe Gasdruck nur bei niedriger Verdichtung auftritt, wird diese hohe Stützkraft von der Haltenase direkt in den Endanschlag geleitet. Die gegenüberliegende Sperrklinke wird in diesem Fall durch das Exzentermoment aufgrund der Massenkraft im Ladungswechsel-OT belastet. Bei $n = 6000$ min^{-1} beträgt diese Stützkraft an der Sperrklinke $F_{St} = 2,3$ kN.

Bei der Gestaltung der Sperrklinke muss darauf geachtet werden, dass der Schwerpunkt sich möglichst nahe der Drehachse befindet, so dass aus den an der Klinke angreifenden Trägheitskräften keine Momente auf die Klinke resultieren, welche zu einer unbeabsichtigten Verdrehung führen können. Die Endanschläge werden direkt aus dem Pleuel herausgearbeitet (Bild 28), um auf eine zusätzliche Verbindung verzichten zu können. Die sich daraus ergebende axiale Montage des Exzenters hat zur Folge, dass mindestens auf einer Seite ein radialer Spalt zwischen Pleuel und Exzenter entsteht, der mit einem Lagerring zu überbrücken ist. Bei der vorliegenden Konstruktion wird aus Symmetriegründen und der einfacheren Fertigbarkeit auf beiden Seiten jeweils ein Lagerring aus einem Bronzewerkstoff vorgesehen.

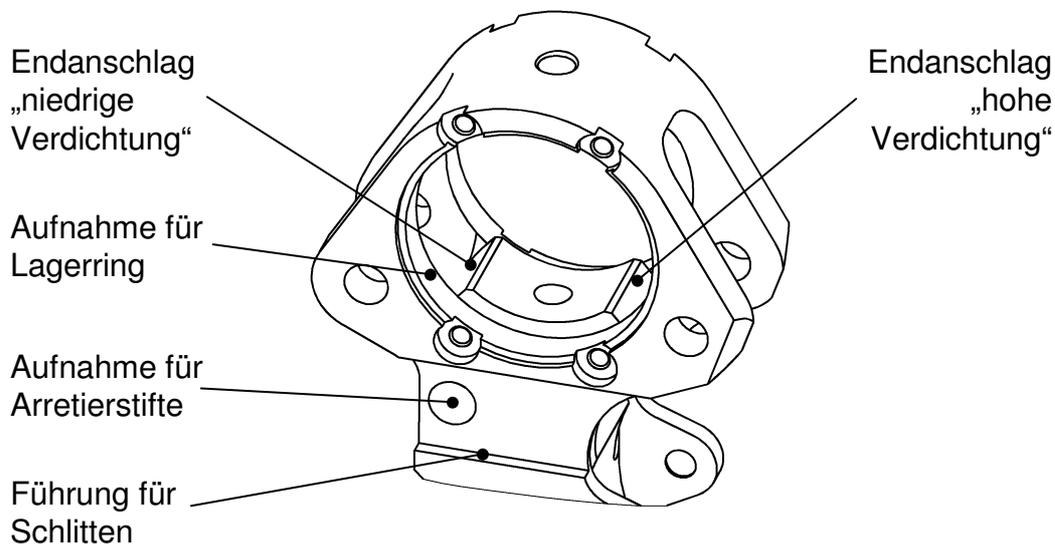


Bild 28: Mechanische Endanschläge im Pleuel

Die projizierte Lagerfläche des Exzenters im Pleuel ist etwas geringer als die projizierte Lagerfläche des Bolzens im Pleuel beim Serienmotor (350 mm^2 anstelle von 400 mm^2). Um den Aussendurchmesser des Exzenters klein zu halten wird der Bolzendurchmesser von $d_B = 20$ mm auf $d_B = 18$ mm verringert. Die projizierte Lagerfläche des Bolzens im Exzenter ist aufgrund der größeren gewählten Pleuelbreite jedoch größer als die projizierte Fläche im Pleuel des Basismotors (468 mm^2 anstelle

von 400 mm²). Im Kolben sind zur Überbrückung der Durchmesserdiffferenz Bronzebuchsen eingesetzt.

Zur Darstellung einer Obenführung werden die Innenseiten der Kolbennaben von innen entsprechend axial angespiegelt. Die projizierte Lagerfläche für den Kolbenbolzen im Kolben verringert sich infolge der Anspiegelung und der Durchmesser verringering. Der Bolzen ist ohne Lagerbuchse direkt schwimmend im Exzenter gelagert, welcher zur Vermeidung von „Fressen“ phosphatiert ist.

4.2.2 Mechanischer Schalter und Betätigung

Die Betätigung des mechanischen Schalters erfolgt über zwei unterschiedliche Kurvenscheiben jeweils in der Nähe des unteren Totpunktes. Die Kurvenscheiben werden im Motorblock geführt und können jeweils eine Arbeitsstellung und eine Ruhestellung einnehmen. Bild 29 zeigt die Anordnung dieser Kurvenscheiben relativ zum Triebwerk. Die Bewegung der Kurvenscheiben erfolgt translatorisch in einer Horizontalebene in Motorquerrichtung. Der mechanische Schalter ist Bestandteil des bewegten Systems (Pleuel) und besteht aus einem in Pleuelquerrichtung verfahrbaren Schlitten, einer Rückholfeder sowie zweier vorgespannter Arretierstifte, Bild 27 und Bild 30.

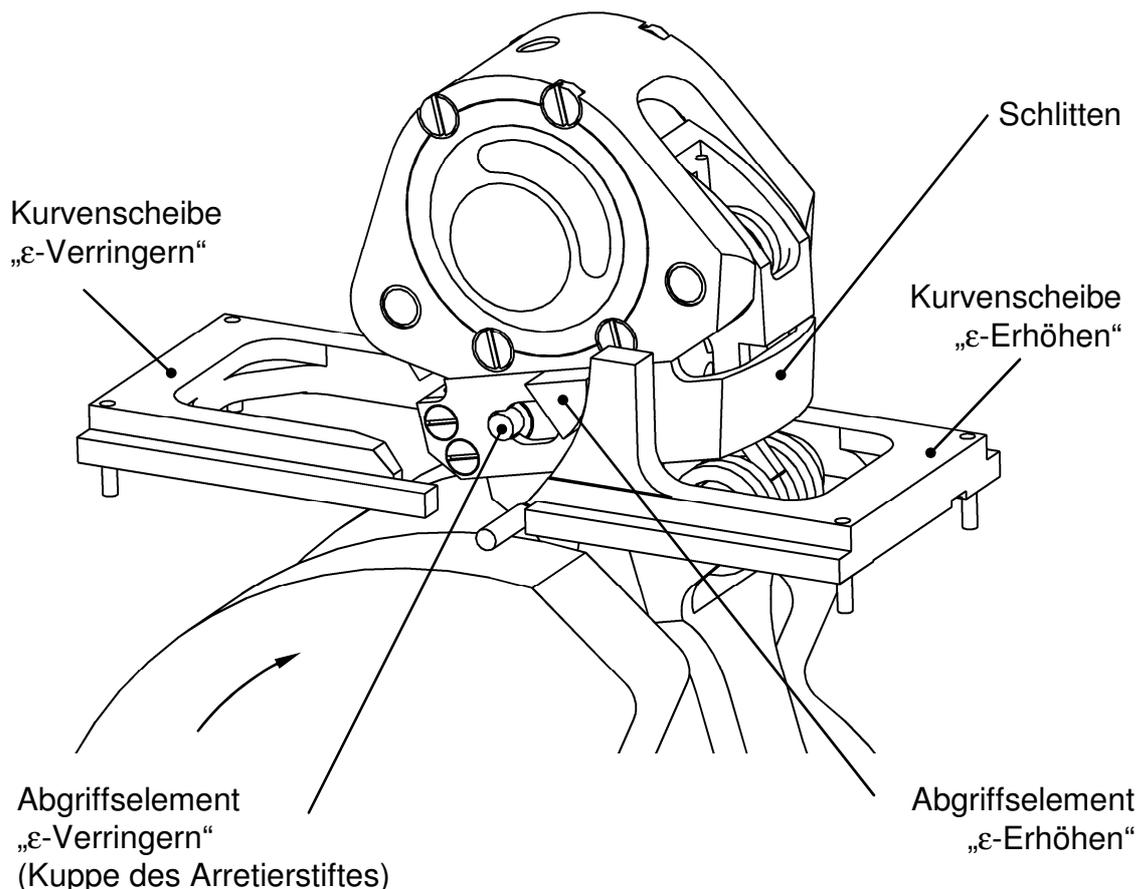


Bild 29: Wirkungsweise der Betätigung mittels Kurvenscheiben

Durch die gewählte Anordnung des Schlittens möglichst nahe am kleinen Pleuelauge, wird erreicht, dass zwischen den Abgriffselementen und der Kurvenscheibe bei Betätigungsereignissen in der Nähe der Totpunktlagen vergleichsweise geringe

Gleitgeschwindigkeiten herrschen, was sich vorteilhaft hinsichtlich Verschleiß- und Geräuschentwicklung auswirkt.

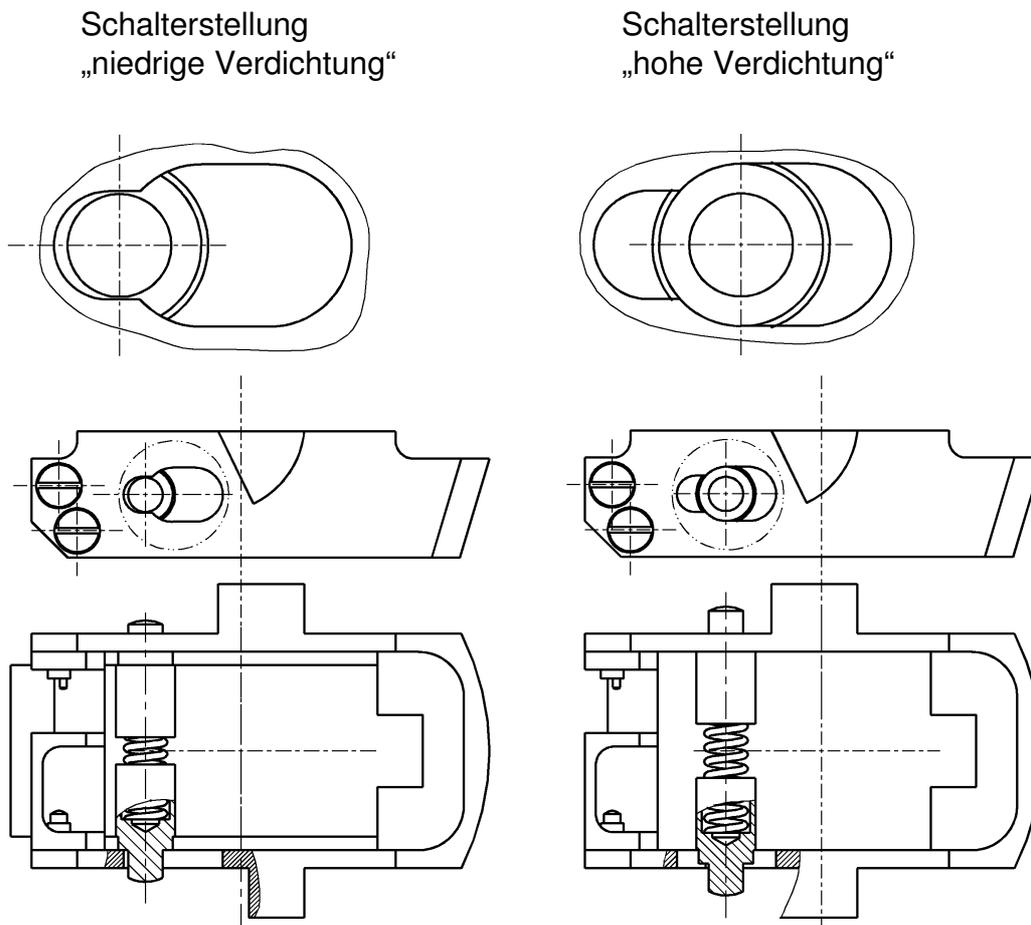


Bild 30: Mechanischer Schalter

In der Schaltstellung „niedrige Verdichtung“ wird der Schlitten durch die Rückholfeder (Bild 27) gegen einen mechanischen Anschlag am Pleuel nach rechts gezogen. Um in die Schaltstellung „hohe Verdichtung“ zu gelangen, muss durch die Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“ eine nach links gerichtete Kraft auf das Abgriffselement „ ε -Erhöhen“ einwirken, so dass der Schlitten gegen die Kraft der Rückholfeder verschoben wird. Die vorgespannten Arretierstifte (Bild 30) fahren aus, sobald diese durch die seitlichen Ausnehmungen des Schlittens überstrichen werden. Durch die stufenförmigen Andrehungen an den Arretierstiften kann verhindert werden, dass diese zu weit rausgedrückt werden. Nachdem das Abgriffselement „ ε -Erhöhen“ die Kurvenscheibe wieder verlassen hat, wird der Schlitten durch die Arretierstifte gehalten. Soll wieder die Schaltstellung „niedrige Verdichtung“ eingenommen werden, müssen die Arretierstifte durch die Kurvenscheibe „ ε -Verringern“ eingedrückt werden, so dass die Rückholfeder den Schlitten nach rechts ziehen kann.

Bei Betätigung des mechanischen Schalters in die Stellung „hohe Verdichtung“ wird die vertikale Bahnkomponente des entsprechenden Abgriffselementes durch die Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“ in eine entsprechende Schlittenbewegung umgewandelt. Die Arbeitskontur dieser Kurvenscheibe muss demnach in einer Motorquerebene liegen. Zur Vermeidung eines Torsionsmomentes in Pleuellängsrichtung ist der Schlitten auf beiden Seiten mit einem Abgriffselement versehen. Bei Betätigung des

Schalters in die Stellung „niedrige Verdichtung“ wird die horizontale Bahnkomponente des Abgriffselementes (hier die Kuppen der Arretierstifte) durch die Kurvenscheibe „ ε -Verringern“ in eine entsprechende Zusammendrückung der Arretierstifte umgewandelt. Die Arbeitskontur dieser Kurvenscheibe muss demnach in einer Horizontalebene liegen. Durch das beidseitige Einwirken auf die Arretierstifte wird eine Querkraft auf das Pleuel vermieden.

4.2.3 Umschalten auf „hohe Verdichtung“

Beim Verfahren des Schlittens in die Stellung „hohe Verdichtung“ wird die rechte Sperrklinke außer Eingriff gebracht (Bild 31). Der Schlitten wird um den Überstreckhub über seinen nominellen Hub hinaus verfahren, so dass den Arretierstiften genügend Zeit zum Ausfahren bleibt. Der Exzenter ist damit entriegelt und kann sich im Uhrzeigersinn verdrehen, was in der Phase des nächsten Ladungswechsel-OTs aufgrund der wirksamen Massenkräfte des Kolbens erfolgt.

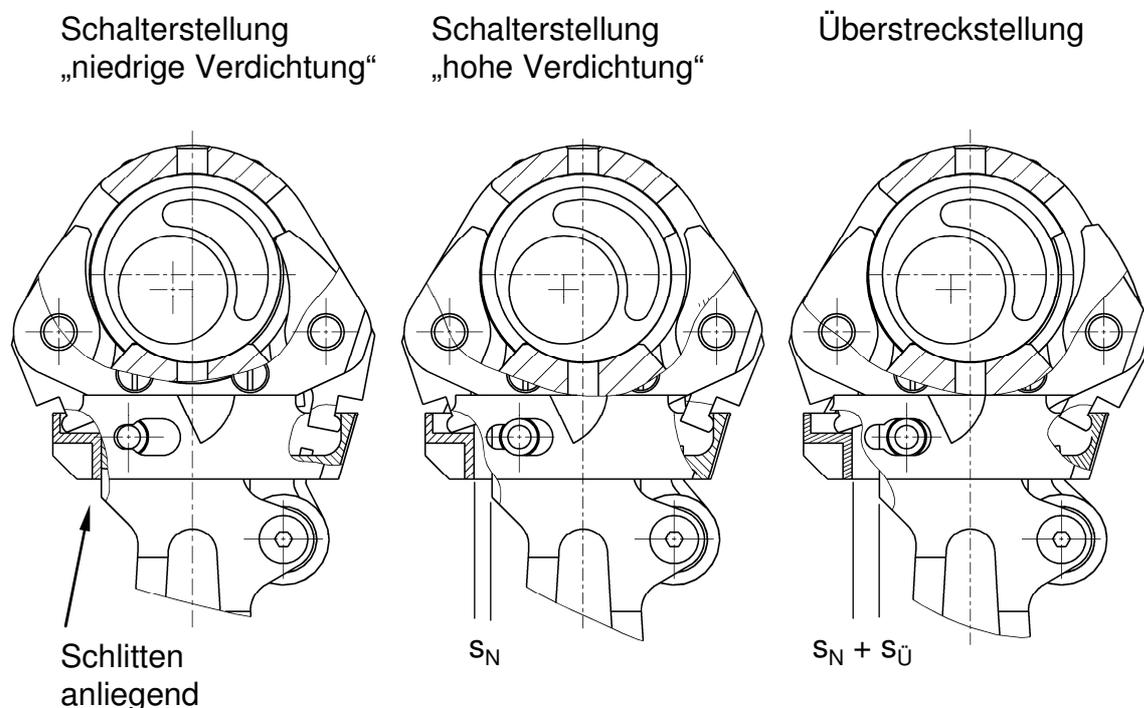


Bild 31: Einleitung des Umschaltvorganges von „niedrige Verdichtung“ auf „hohe Verdichtung“

4.2.4 Umschalten auf „niedrige Verdichtung“

Die Umschaltung von „hohe Verdichtung“ auf „niedrige Verdichtung“ erfolgt ausgehend von der in Bild 32 dargestellten Konfiguration. Die Umschaltung wird dadurch eingeleitet, dass die Arretierstifte zusammengedrückt werden und damit den Schlitten kurzzeitig freigeben. Aufgrund des bewusst vorgesehenen Spiels zwischen linker Sperrklinke und Schlitten wird dieser von der Rückholfeder zunächst um den Betrag des Spiels zurückgezogen, Bild 32. Der Schlitten wird nun nicht mehr von den Arretierstiften festgehalten. Da zu diesem Zeitpunkt (in der Nähe des UT) immer und zwar unabhängig vom Betriebspunkt ein im Gegenuhrzeigersinn gerichtetes Exzentermoment wirksam ist, steht die linke Sperrklinke stets unter Last. Die linke Sperrklinke wird demnach erst außer Eingriff gebracht, sobald die durch die Rückholfeder aufgebrachte Ausrückkraft am Klinkeneingriff die dort herrschende Reibkraft über-

windet. Dies geschieht spätestens in der Phase des nächsten Ladungswechsel-OT, wenn das Exzentermoment einen Richtungswechsel vollzieht.

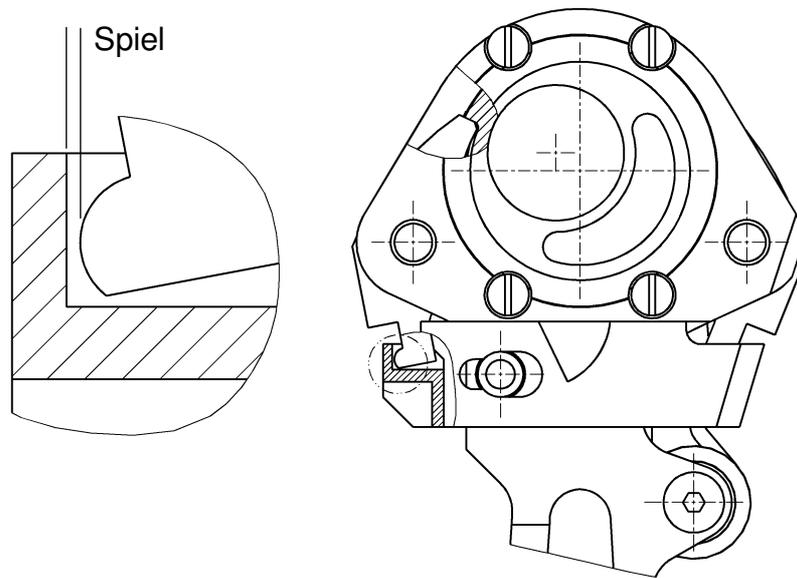


Bild 32: Einleitung des Umschaltvorganges von „hohe Verdichtung“ auf „niedrige Verdichtung“

4.2.5 Kurvenscheibe „ ϵ -Erhöhen“

Der für die Gestaltung der Kurvenscheibe „ ϵ -Erhöhen“ zur Verfügung stehende Bau- raum wird durch die Innenkontur des Kolbens sowie durch den Freigang zu den Ge- gengewichten begrenzt (Bild 33).

Es muss zusätzlich berücksichtigt werden, dass die Kurvenscheibe auch in der zu- rückgefahrenen Stellung nicht mit dem Kolben kollidieren darf. Als weiteres Kriterium soll berücksichtigt werden, dass die auftretenden Beschleunigungen des Schlittens möglichst gering sind, um die Reaktionskräfte an der Kurvenscheibe und die auftre- tenden Pressungen an der Kontaktstelle zu minimieren. Dies bedingt wiederum, dass der Kurbelwinkelbereich, in welchem Kontakt zwischen Kurvenscheibe und Abgriffse- lement herrscht, und der Radius am Abgriffselement so groß wie möglich gewählt werden, bzw. die günstigste Kombination aus beidem. In Analogie zur Ventil- triebsauslegung wird dieser Kurbelwinkelbereich im Folgenden als Eventlänge be- zeichnet.

Die beschriebene Formfindungsaufgabe unter der Randbedingung minimaler Schlit- tenbeschleunigung lässt sich rechnerisch durch eine automatisiert ablaufende Opti- mierungsroutine nur sehr schwer bewältigen. Zu diesem Zweck müssten die Bau- raumzwänge mathematisch erfasst werden, was bei den vorliegenden Geometrien mit vertretbarem Aufwand nicht möglich ist.

Alternativ dazu wird bei der hier angewendeten Vorgehensweise ein Hubverlauf des Schlittens (Verfahrweg relativ zum Pleuel, als Funktion des Kurbelwinkels) vorgege- ben und die dafür notwendige Arbeitskontur der Kurvenscheibe sowie die sich erge- benden Bauteilbeanspruchungen rechnerisch ermittelt. Die Kontrolle ob die daraus resultierende Kurvenscheibe in beiden Arbeitsstellungen Platz im Innenbereich des

Kolbens findet, erfolgt manuell im CAD System. Bild 34 illustriert diese Vorgehensweise.

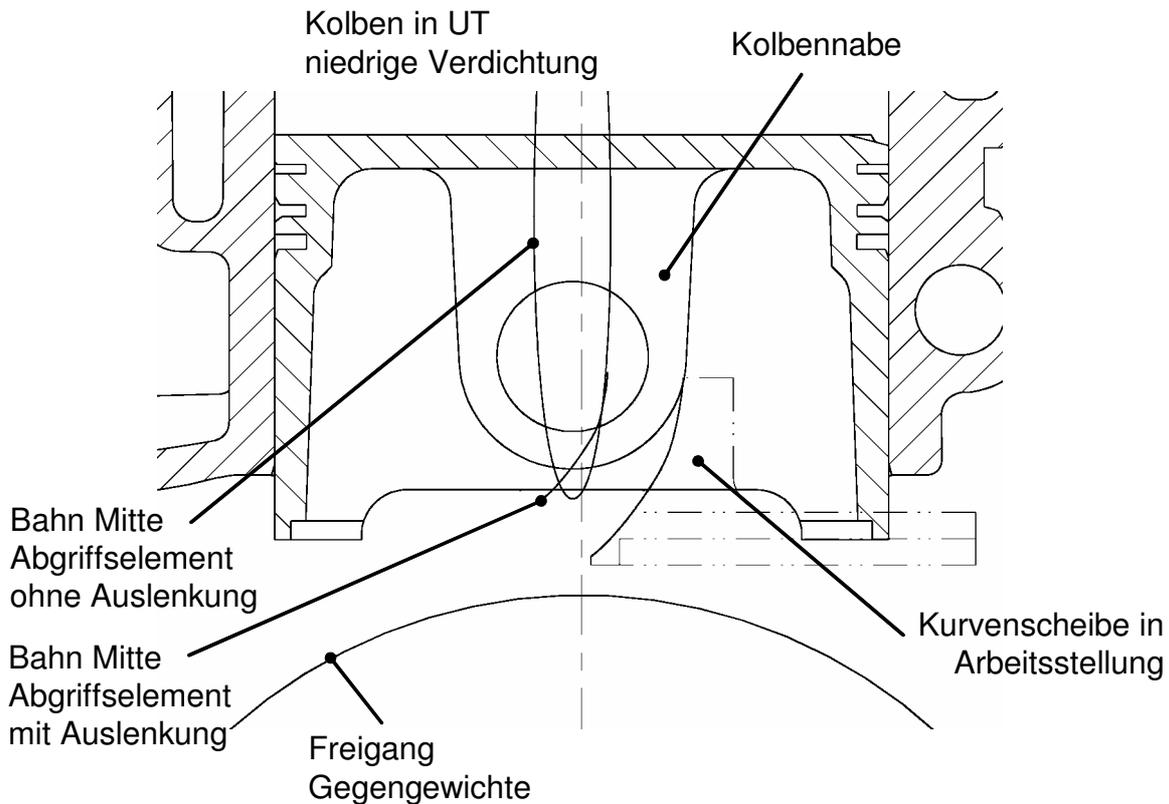


Bild 33: Bahn Mitte des Abgriffselementes

Im Folgenden soll die Berechnung der Arbeitskontur sowie die Berechnung der Bauteilbeanspruchung dargestellt werden.

Berechnung der Arbeitskontur

Der nominelle Hub des Schlittens s_N muss so groß gewählt werden, dass die Klinke den Exzenter mit genügend Spiel freigibt (Bild 31, mittlere Darstellung). Der Überstreckhub $s_{\bar{U}}$ muss so groß gewählt werden, dass die Ausnehmung des Schlittens den Arretierstift genügend weit überstreicht (Bild 31, rechte Darstellung). Für die vorliegende Konstruktion werden dazu ein nomineller Schlittenhub von $s_N = 3 \text{ mm}$ und ein zusätzlicher Überstreckweg von $s_{\bar{U}} = 1,5 \text{ mm}$ vorgesehen. Der durch die Kurvenscheibe hervorgerufene Gesamthub beträgt damit $s_{\text{ges}} = 4,5 \text{ mm}$.

Die Bahn des Mittelpunktes des Abgriffselementes im ruhenden System (Bezugssystem Motor) ergibt sich aus einer Überlagerung der Schlittenbewegung im bewegten System (Bezugssystem Pleuel) und der Bewegung des Pleuels, wobei der Bewegungsverlauf im bewegten System vorgegeben wird (Schlittenhub).

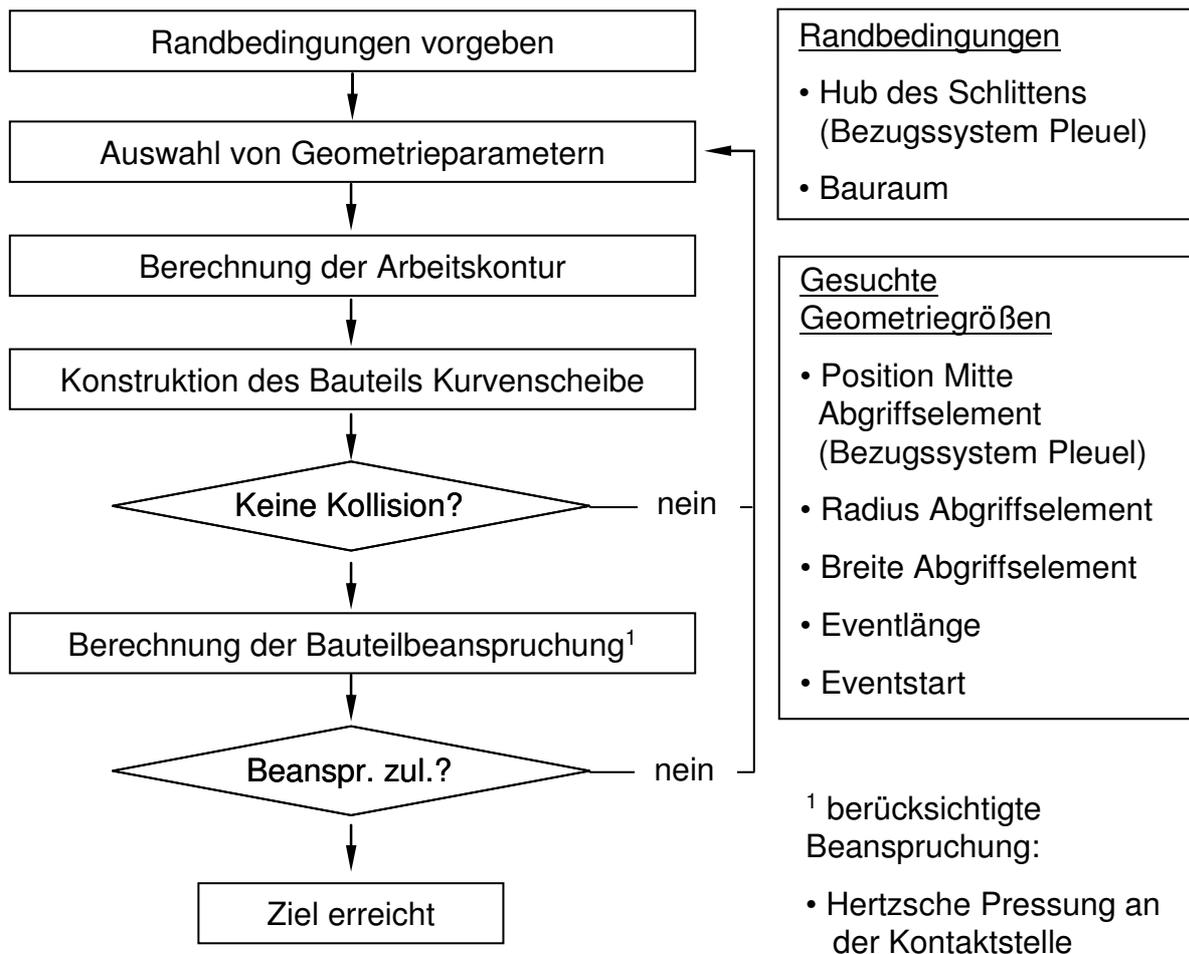


Bild 34: Methodik Auslegung Kurvenscheibe

Die Bestimmung dieses Bewegungsverlaufes soll nach einem Berechnungsvorschlag von Kurz [15] erfolgen. Dieser Berechnungsvorschlag wurde ursprünglich für die Berechnung von Ventilhubverläufen entwickelt. Die so ermittelten Bewegungsverläufe zeichnen sich durch einen als „ruckfreie“ bezeichneten Beschleunigungsverlauf aus. Der Wegbereich wird dabei in vier Abschnitte unterteilt, wobei die einzelnen Abschnitte durch algebraische Gleichungen beschrieben werden:

Vorhubbereich

$$s_0 = -h_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2 \cdot \Phi_0} \cdot \Phi\right) \quad \text{Gl. 39}$$

Der Vorhubbereich dient dazu ein eventuell vorhandenes Spiel zu überbrücken. Zur Festlegung der Länge dieses Abschnittes wird von der Extremsituation ausgegangen, dass das Abgriffselement die Kurvenscheibe erst am Ende dieses Abschnittes berührt, also maximales Spiel vorliegt. Bei Festlegung einer zulässigen Auftreffgeschwindigkeit und eines maximal zu erwartenden Spieles ergibt sich die erforderliche Länge des Vorhubbereiches zu:

$$\Phi_0 = \omega_M \cdot h_0 \cdot \frac{\pi}{2 \cdot \dot{s}_{0E}} \quad \text{Gl. 40}$$

Haupthubbereich Abschnitt 1

$$s_1 = c_{11} \cdot \Phi - c_{12} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_1} \cdot \Phi\right) \quad \text{Gl. 41}$$

Haupthubbereich Abschnitt 2

$$s_2 = s_{1E} + c_{21} \cdot \Phi + c_{22} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2 \cdot \Phi_2} \cdot \Phi\right) \quad \text{Gl. 42}$$

Haupthubbereich Abschnitt 3

$$s_3 = s_{2E} + c_{31} \cdot (\Phi_3 - \Phi)^4 - c_{32} \cdot (\Phi_3 - \Phi)^2 + c_{33} \quad \text{Gl. 43}$$

Die Konstanten dieser drei Gleichungen ergeben sich aus den Bedingungen, dass am Ende des einen und am Anfang des anderen Kurvenabschnittes der Weg, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung gleich sein müssen, sowie am Ende des letzten Abschnittes der Gesamtweg erreicht:

$$s_3 = s_N + s_{\ddot{U}} = s_{\text{ges}} \quad \text{Gl. 44}$$

Zur Festlegung der einzelnen Winkelbereiche stehen aus der Praxis folgende erprobte Winkelverhältnisse zur Verfügung:

$$\frac{\Phi_1}{\Phi_3} = \frac{1}{3} \quad \text{Gl. 45}$$

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = \frac{1}{10} \quad \text{Gl. 46}$$

Schließlich muss die Summe der drei Abschnitte die „Gesamteventlänge“ ergeben:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \Phi_{\text{ges}} \quad \text{Gl. 47}$$

Ein weiterer wichtiger Erfahrungswert aus der Praxis ist das Verhältnis der Beschleunigungen am Ende des zweiten und des dritten Abschnittes:

$$z = \frac{\ddot{s}_{2E}}{\ddot{s}_{3E}} = \frac{5}{8} \quad \text{Gl. 48}$$

Für einen ersten Versuchsträger sollen diese genannten Erfahrungswerte für die Winkelverhältnisse und für die Beschleunigungsverhältnisse zunächst übernommen werden.

Bild 35 zeigt den so ermittelten Hubverlauf sowie die zweite Ableitung nach dem Kurbelwinkel (Beschleunigungsparameter), sowie die zugrunde gelegten Randbedingungen.

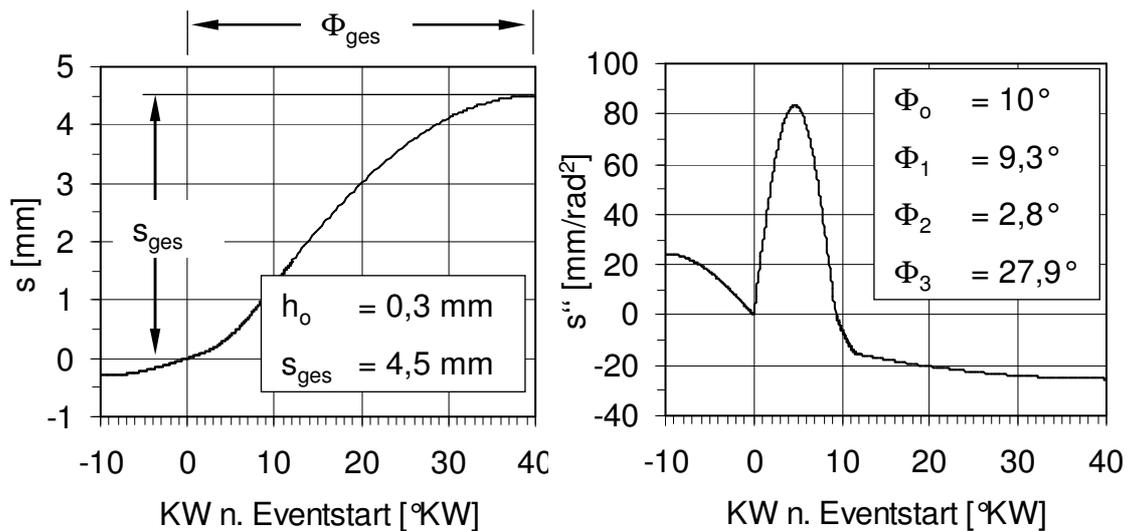


Bild 35: Hubverlauf (links) und Verlauf des Beschleunigungsparameters (rechts) des Schlittens (im Pleuel-Koordinatensystem \tilde{x}, \tilde{y})

Durch eine Koordinatentransformation lässt sich der Mittelpunkt des Abgriffselementes vom pleueelfesten auf das absolute Koordinatensystem übertragen, Bild 36:

$$x = r \cdot \sin \alpha + \tilde{x} \cdot \cos(\psi - \delta) - \tilde{y} \cdot \sin(\psi - \delta) \quad \text{Gl. 49}$$

$$y = r \cdot \cos \alpha + \tilde{x} \cdot \sin(\psi - \delta) + \tilde{y} \cdot \cos(\psi - \delta) \quad \text{Gl. 50}$$

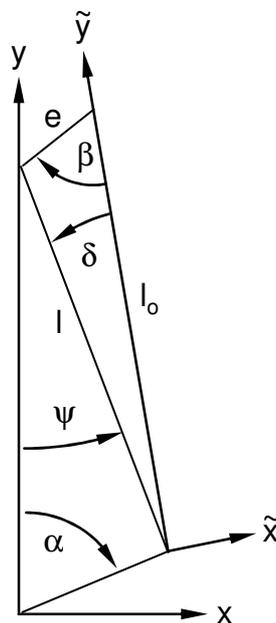


Bild 36: Pleueelfestes und motorfestes Koordinatensystem

Da sich der Exzenter während des Verschiebevorganges des Schlittens nicht gegenüber dem Pleuel verdreht, ist die Bewegung des Pleuels und damit der Schwenkwinkel nur eine Funktion des Kurbelwinkels.

Berechnung der Bauteilbeanspruchung

Bei der Berechnung der an der Kontaktstelle auftretenden Flächenpressung wird idealerweise von einer Linienberührung zweier Zylinderflächen ausgegangen. Da der Krümmungsradius der konkaven Kurvenscheibenkontur wesentlich größer ist als der Krümmungsradius des konvexen Abgriffselementes, kann hier zur weiteren Vereinfachung von einer Zylinder-Ebenen-Berührung ausgegangen werden. Für die maximale Hertzsche Pressung gilt für diesen Fall die folgende Beziehung:

$$p_{\text{HZ,max}} = \sqrt{\frac{F_N \cdot E}{\pi \cdot 2 \cdot r_A \cdot l_A \cdot (1 - \nu^2)}} \quad \text{Gl. 51}$$

Als zulässige Höchstgrenze für die Flächenpressung soll an dieser Stelle ein Wert von 1000 N/mm^2 zugrunde gelegt werden, was für ähnliche Anwendungen, z.B. für moderne Ventiltriebe mit Tassenstößeln, einen üblichen Wert darstellt.

Die Normalkraft am Abgriffselement wird mit Hilfe einer Kräftebilanz in Bewegungsrichtung des Schlittens ermittelt, Bild 37:

$$F_N = \frac{1}{\cos \gamma} \cdot [F_{\text{RF}} + F_K - m_{\text{Sc}} \cdot \ddot{x}_{\text{S,Sc}} \cdot \cos(\psi - \delta) - m_{\text{Sc}} \cdot \ddot{y}_{\text{S,Sc}} \cdot \sin(\psi - \delta)] \quad \text{Gl. 52}$$

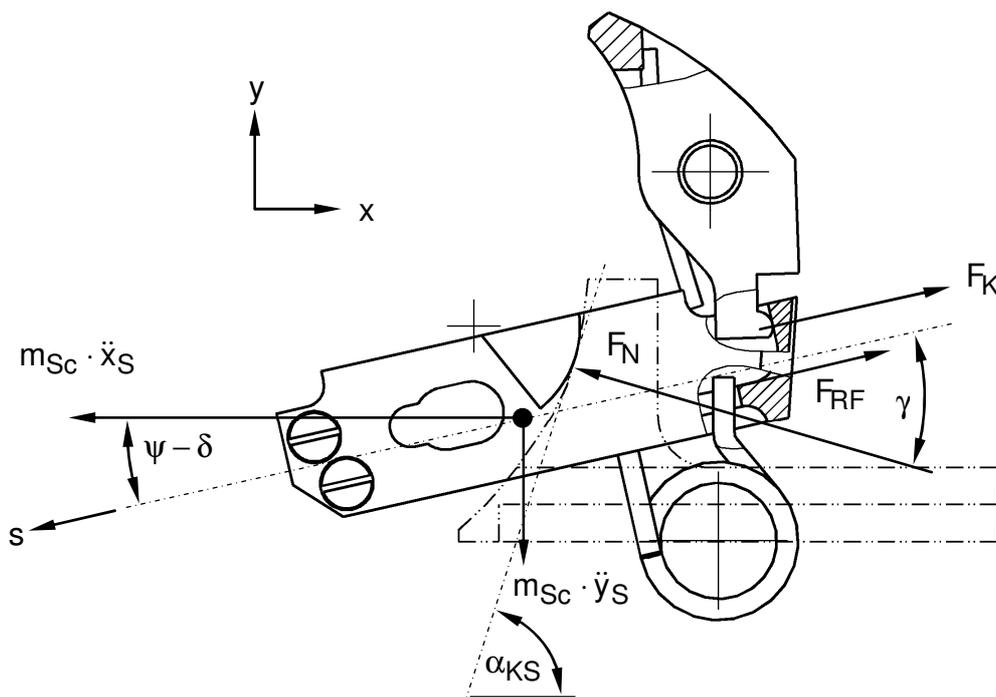


Bild 37: Kräftebilanz am Schlitten

Die Reibungskräfte an den Führungen des Schlittens sowie zwischen Nocken und Kurvenscheibe werden an dieser Stelle vernachlässigt. Die Kraft welche von der Klinke auf den Mitnehmer übertragen wird, setzt sich aus der Trägheitswirkung der Klinke sowie aus der Federkraft der Klinkenfeder zusammen:

$$F_K = \Theta_K \cdot \frac{\ddot{s}}{r_{K2}^2} + \frac{1}{r_{K2}} \cdot \underbrace{\left(M_{V,KF} + c_{KF} \cdot \frac{s}{r_{K2}} \right)}_{F_{KF}} \quad \text{Gl. 53}$$

Für die Federkraft der Rückholfeder gilt:

$$F_{RF} = \frac{1}{r_{RF}} \cdot \left(M_{V,RF} + c_{RF} \cdot \frac{s}{r_{RF}} \right) \quad \text{Gl. 54}$$

Mit Hilfe der dargestellten Beziehungen kann nun nach dem in Bild 34 gezeigten Vorgehen ein geeigneter Satz von Geometrieparametern ermittelt werden. Die auf diese Weise ermittelten Geometrieparameter sind im Anhang aufgelistet, Tabelle 21.

Bild 38 zeigt den Verlauf der Normalkraft an der Kontaktstelle Kurvenscheibe-Abgriffselement, basierend auf dieser Auslegung, exemplarisch für einen Betätigungsvorgang bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$.

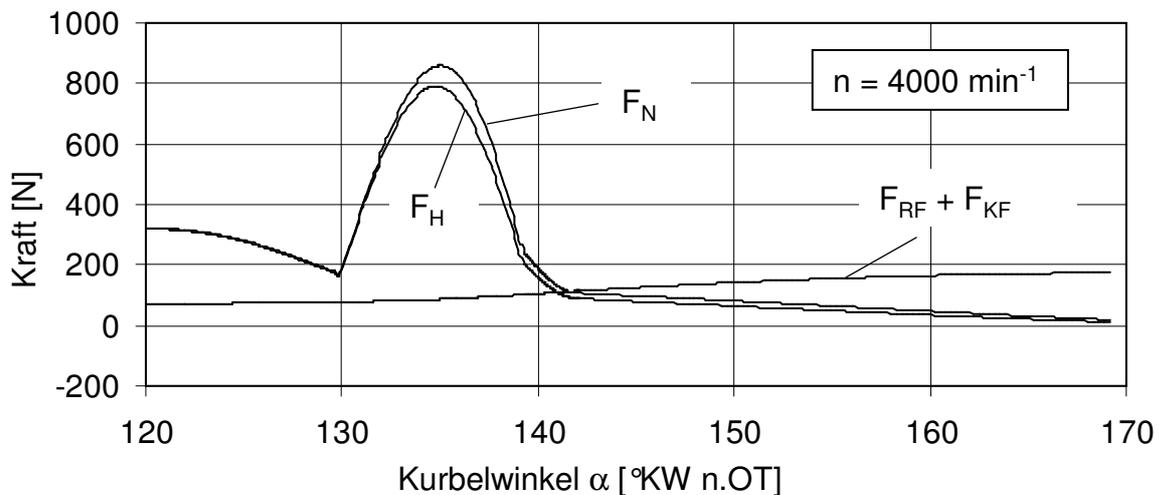


Bild 38: Kraftverläufe am Schlitten und an Kurvenscheibe „ ϵ -Erhöhen“

Im Falle einer Betätigung bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ tritt an der Kontaktstelle eine maximale Hertzische Pressung von $p_{HZ,max} = 540 \text{ N/mm}^2$ auf.

4.2.6 Kurvenscheibe „ ϵ -Verringern“

Diese Kurvenscheibe dient dazu die Arretierung des Schlittens zu lösen, so dass dieser dann von der Rückholfeder in seine Ausgangslage gezogen wird. Die Arretierstifte sind an ihrer äußeren Stirnfläche mit einer balligen Kuppe versehen, und können darüber betätigt werden.

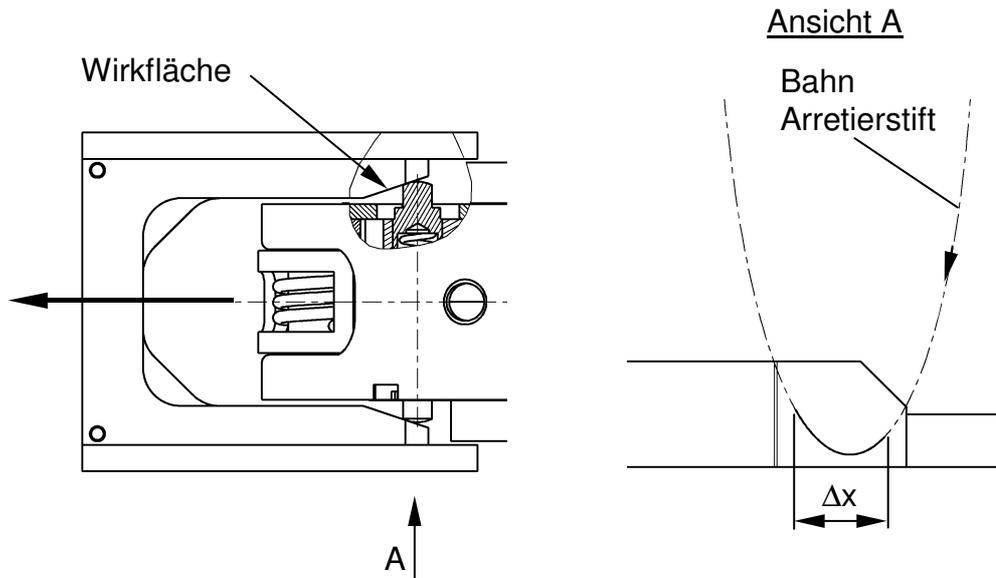


Bild 39: Betätigung der Arretierstifte

Als Arbeitskontur wird hier eine einfache Anchrägung vorgesehen. Auf diese Weise entsteht zwar eine stossartige Belastung bei der ersten Berührung, was jedoch in Anbetracht der sehr geringen Masse der Arretierstifte keine Rolle spielt. Wie in Bild 39 dargestellt, wird die horizontale Wegkomponente der Bahn des Arretierstiftes ausgenutzt, um den Hub der Arretierstifte herbeizuführen. Der nominelle Hub ist dabei so zu bemessen, dass der Schlitten mit einer ausreichenden Sicherheit freigelegt wird, auch unter Berücksichtigung einer nicht exakt mittigen Position des Pleuels, aufgrund von Fertigungstoleranzen und Schiefstellung. Aufgrund der hier angewendeten Oberführung des Pleuels ist die zu erwartende Abweichung von der mittigen Position zwar gering, um diese Abweichung jedoch zu berücksichtigen, werden die Arretierstifte jeweils um weitere 0,5 mm verfahren.

4.2.7 Betätigung der Kurvenscheiben

Im Rahmen der Auslegung eines Antriebes für die Kurvenscheiben sind zunächst folgende Fragestellungen zu klären:

- Kopplung der Verfahrswege beider Kurvenscheiben eines Zylinders
- Verfahrswege (Betrag)
- Verfahrgeschwindigkeiten und Synchronisation zum Kurbelwinkel
- Kopplung der Verfahrswege von Kurvenscheiben mehrerer Zylinder
- Haltekräfte bei Betätigung
- Gestaltung des Antriebes der Kurvenscheiben

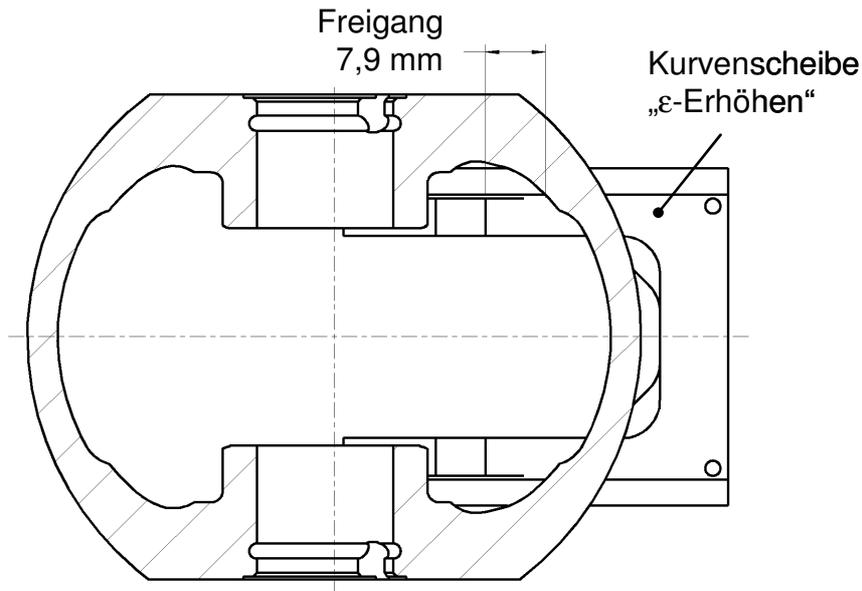


Bild 40: Freigang der Kurvenscheibe zur Kolbeninnenfläche

Eine Kopplung der Verfahrswege der beiden Kurvenscheiben wäre von Vorteil, da somit nur ein Antrieb erforderlich wäre. Die einfachste Art der Kopplung wäre ein fester Verbund beider Kurvenscheiben, welcher entsprechend drei Positionen einnehmen muss. Eine Neutralstellung, bei der keiner der Kurvenscheiben mit den bewegten Teilen in Berührung geraten kann, eine Position in der sich die Kurvenscheibe „ε-Verringern“ in Arbeitsstellung befindet und eine Position in der sich die Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ in Arbeitsstellung befindet. Der benötigte Verfahrsweg ergäbe sich damit als Summe der beiden Einzelverfahrswege. Bild 40 zeigt einen Horizontalschnitt in Höhe der Bolzenmitte durch den Kolben, wobei sich die Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ bereits in ihrer Arbeitsstellung befindet. Um im Falle einer starren Kopplung beider Kurvenscheiben die hier nicht dargestellte Kurvenscheibe „ε-Verringern“ in Arbeitsstellung zu überführen, müsste die Einheit beider Kurvenscheiben um 17,5 mm nach rechts verfahren werden, was bei der hier vorliegenden Bauraumsituation nicht möglich ist. Die Betätigung der Kurvenscheiben muss daher unabhängig voneinander erfolgen, jeweils von einer Ruheposition ausgehend.

Der Verfahrsweg beträgt für die Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ $s_{KS} = 5,5 \text{ mm}$ und für die Kurvenscheibe „ε-Verringern“ $s_{KS} = 12 \text{ mm}$.

Die Verfahrgeschwindigkeit und der Zeitpunkt des Betätigungsbeginns (Synchronisation zum Kurbelwinkel) sind idealer Weise so zu bemessen, dass die jeweilige Kurvenscheibe vor Beginn des Kontaktes mit dem Abgriffselement die Endstellung erreicht hat. Das zum Verfahren zur Verfügung stehende Zeitfenster berechnet sich damit zu:

$$\Delta t_{\text{ver}} = \frac{1}{n} \cdot \frac{\Delta \alpha_{\text{ver}}}{360^\circ} = \frac{1}{n} \cdot \frac{360^\circ - \Delta \alpha_{\text{Ev,ges}}}{360^\circ} \quad \text{Gl. 55}$$

Bei einer Eventlänge für die Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ von $\Phi_o + \Phi_{\text{ges}} = 50^\circ \text{ KW}$ (inklusive Vorhubbereich) ergibt sich bei einer Motordrehzahl von $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ eine zur Verfügung stehende Zeit von $\Delta t_{\text{ver}} = 13 \text{ ms}$. Kommt es zu einer Berührung zwischen Kurvenscheibe und Abgriffselement bevor die Kurvenscheibe ihre Endstellung

erreicht hat, so hat dies einerseits zur Folge, dass der Schlitten nicht weit genug verfahren wird und somit nicht von den Arretierstiften gefangen werden kann. Eine erfolgreiche Betätigung würde damit erst zu einem späteren Zeitpunkt erfolgen, was zunächst kein Problem darstellt. Andererseits würde das Abgriffselement auf der Kurvenscheibe außerhalb des Vorhubbereiches aufsetzen, was eine stossartige Belastung zur Folge hätte. Die Intensität dieses Stosses ist dabei umso größer je weiter der Aufsetzpunkt von dem nominellen Aufsetzpunkt entfernt liegt. Für die Kurvenscheibe „ ε -Verringern“ ist der Aufsetzpunkt hinsichtlich der Stossbelastung nicht von Bedeutung, da hier ohnehin nur eine einfache Schräge für die Funktionsfläche verwendet wird und aufgrund der kleinen Massen der Stoss nur eine sehr geringe Intensität hat. Eine Synchronisierung zum Kurbelwinkel ist daher aus Verschleißgründen nicht erforderlich. Die Verstellung kann entsprechend langsamer erfolgen.

Die Kopplung gleicher Kurvenscheiben mehrerer Zylinder ist grundsätzlich möglich. Soll wie im Falle der Kurvenscheiben „ ε -Erhöhen“ eine Synchronisation zum Kurbelwinkel vorgehalten werden, verkürzt sich das zur Verfügung stehende Zeitfenster entsprechend der Zylinderzahl und der Kröpfungsfolge. Für einen 4-Zylinder-Reihenmotor verkürzt sich das freie Kurbelwinkelfenster auf nur noch $\Delta\alpha_{\text{ver}} = 180^\circ - 50^\circ = 130^\circ$. Die zur Verfügung stehende Zeit beträgt dann bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ nur noch $\Delta t_{\text{ver}} = 5,4 \text{ ms}$, innerhalb derer die Einheit der vier Kurvenscheiben von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung überführt werden müsste.

Die Haltekraft F_H an der Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“ während eines Betätigungserignisses kann aus der an der Kurvenscheibe angreifenden Normalkraft F_N und dem momentanen Steigungswinkel der Arbeitskontur α_{KS} berechnet werden, vgl. Bild 37:

$$F_H = F_N \cdot \sin(\alpha_{KS}) \quad \text{Gl. 56}$$

Der Verlauf der Haltekraft weicht nur geringfügig von der angreifenden Normalkraft ab, vgl. Bild 38.

Zum Antrieb der Kurvenscheiben kommen unter Beachtung der vorliegenden Randbedingungen die folgenden grundsätzlichen Möglichkeiten in Frage:

- Elektromagnet
- Elektromotor
- Pneumatischer Aktuator
- Hydraulikaktuator

Durch die Betätigung mit Elektromagneten lassen sich die für eine kurbelwinkelsynchrone Betätigung erforderlichen kurzen Verstellzeiten realisieren, insbesondere wenn wie bei elektromagnetischen Ventiltrieben, Elektromagnete und Federn entsprechend zusammenwirken. Allerdings ist die Haltekraft des Elektromagneten dabei so groß zu bemessen, dass es durch die auftretenden Betätigungskräfte nicht zum ungewollten Ablösen kommt. Die hier erforderlichen Aktuatoren wären denen elektromagnetischer Ventiltriebe sehr ähnlich, da sowohl die erforderlichen Verstellzeiten als auch die zu bewegende Masse in etwa ähnliche Größenordnung aufweisen. Entsprechend hoch wären die Zusatzkosten an dieser Stelle alleine für die Betätigung, so dass diese Möglichkeit nicht in Frage kommt.

Durch eine Betätigung mittels auf dem Markt verfügbarer Elektromotoren lassen sich die für eine kurbelwinkelsynchrone Betätigung erforderlichen kurzen Verstellzeiten nicht erreichen. Selbiges gilt auch für einen pneumatischen Aktuator.

Mit Hilfe einer hydraulischen Betätigung ist es möglich die erforderlichen kurzen Verstellzeiten zu realisieren. Im Hinblick auf Bauraum und Kosten ist diese Art der Betätigung der Betätigung mit Elektromagneten vorzuziehen und soll daher für den auszulegenden Versuchsträger angewendet werden.

Die auszulegende hydraulische Betätigungseinrichtung basiert auf einem Hydraulikkolben, der die jeweilige Kurvenscheibe gegen die Kraft einer Rückstellfeder verfährt, Bild 41. Das verwendete 3/2-Wegeventil wird üblicherweise zur Ansteuerung von Hubumschaltmechanismen in Ventiltrieben (hier INA-Schalttasse) eingesetzt und zeichnet sich durch einen günstigen Kompromiss zwischen Schaltgeschwindigkeit und hydraulischem Widerstand aus. Durch das Rückschlagventil im Zulauf des 3/2-Wegeventils wird verhindert, dass der Kolben unter der Betätigungskraft einsinkt.

Für die Verfahrszeiten zum Ausfahren (Bewegung von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung) und zum Einfahren gelten für die Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“ unterschiedliche Anforderungen. Die Ausfahrzeit soll unterhalb des oben angegebenen Wertes von $\Delta t_{\text{ver}} = 13 \text{ ms}$ liegen. Die Einfahrzeit kann jedoch größer sein, da sich nach erfolgtem Umschaltvorgang des mechanischen Schalters die Bahn des Abgriffselementes „ ε -Erhöhen“ ändert. Die Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“ muss somit bei der kommenden Annäherung des Abgriffselementes lediglich um den „Überstreckweg“ s_0 zurückgefahren sein, um eine erneute Berührung zu vermeiden.

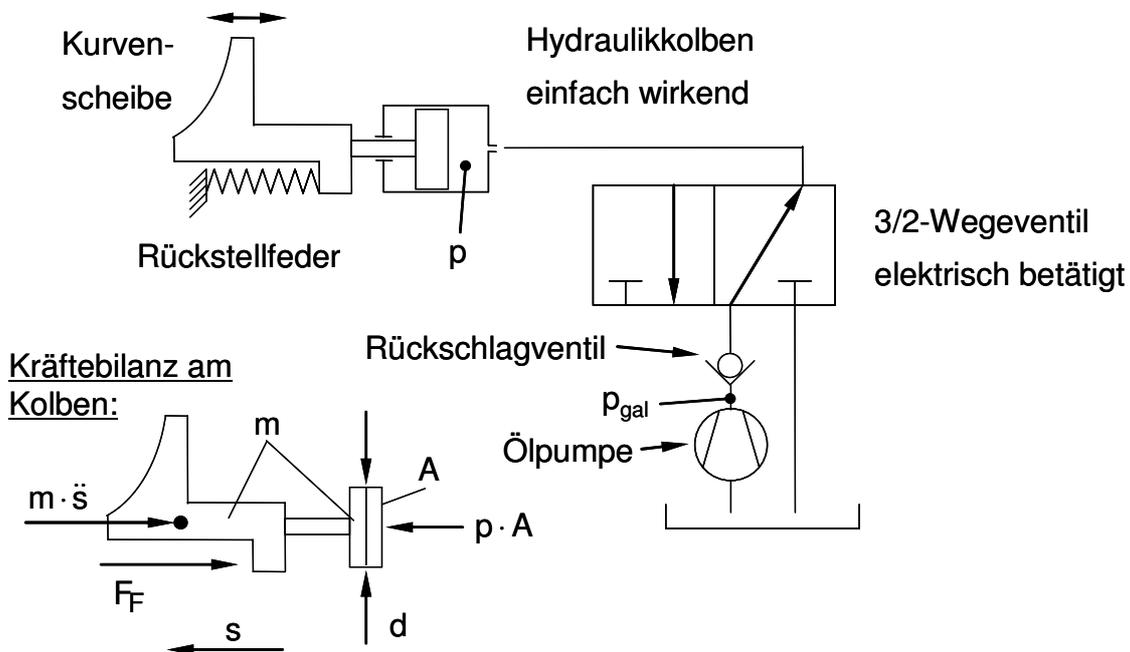


Bild 41: Hydraulische Verschaltung der Betätigungseinrichtung, für beide Kurvenscheiben identisch

Die Verfahrszeiten der Kurvenscheiben lassen sich vereinfacht (keine Reibung an den Führungen, keine hydraulischen Induktivitäten und Kapazitäten) wie folgt abschätzen:

Eine Kräftebilanz am Hydraulikkolben, Bild 41, ergibt:

$$m \cdot \ddot{s} + F_F = p \cdot A \quad \text{Gl. 57}$$

Der Druck p am Kolben ist um den Betrag des Druckabfalls Δp am 3/2-Wegeventil geringer als der Versorgungsdruck p_{gal} . Das 3/2-Wegeventil verhält sich hinsichtlich seines Durchströmverhaltens wie eine Blende:

$$p = p_{gal} - \underbrace{K_V \cdot \dot{V}^2}_{\Delta p} \quad \text{Gl. 58}$$

Für die Federkraft F_F der Rückstellfeder und den Volumenstrom \dot{V} gilt:

$$F_F = F_V + c_F \cdot s \quad \text{Gl. 59}$$

$$\dot{V} = A \cdot \dot{s} \quad \text{Gl. 60}$$

Durch Zusammenfassen erhält man eine Differentialgleichung für den Hub s der Kurvenscheibe:

$$m \cdot \ddot{s} + F_V + c_F \cdot s = (p_{gal} - K_V \cdot \dot{s}^2 \cdot A^2) \cdot A \quad \text{Gl. 61}$$

Bild 42 zeigt die nach obiger Gleichung ermittelten Hubverläufe für die Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ basierend auf den gewählten Kenndaten sowie den Herstellerangaben hinsichtlich des Durchströmverhaltens des 3/2-Wegeventils.

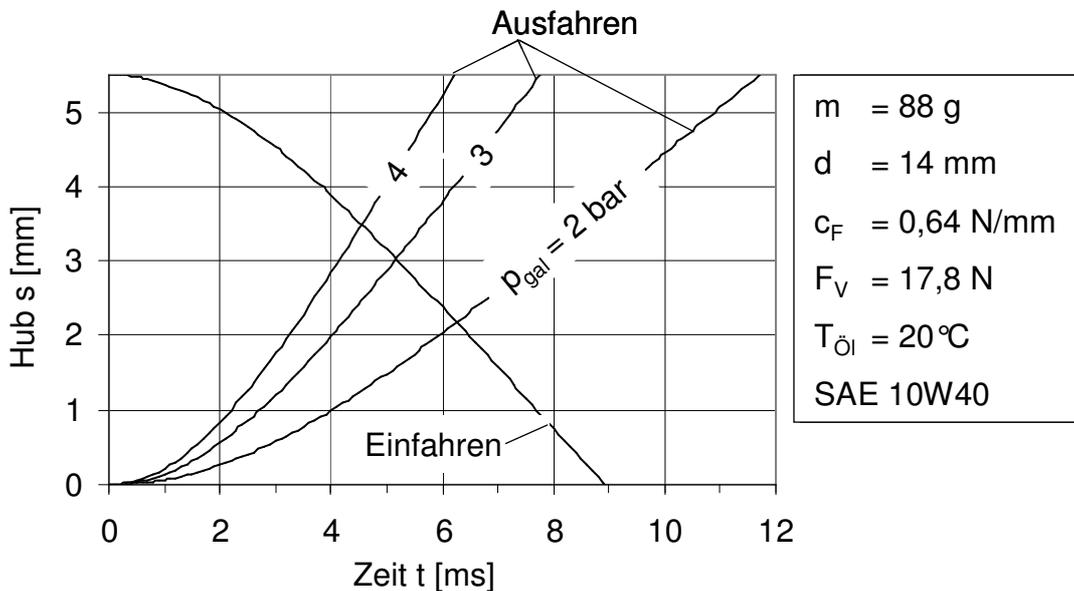


Bild 42: Berechnete Hubverläufe der Kurvenscheibe „ε-Erhöhen“ bei unterschiedlichen Öldrücken

Für die hier zugrunde gelegten Randbedingungen liegen die Verfahrzeiten in beide Richtungen unterhalb des für die kurbelwinkelsynchrone Betätigung erforderlichen Wertes von $\Delta t_{\text{ver}} = 13$ ms. Bei der Berechnung wurde allerdings vorausgesetzt, dass das 3/2-Wegeventil sprunghaft seinen Maximalquerschnitt freigibt. Außerdem enthalten die hier ermittelten Zeiten noch nicht die Zeitspanne zwischen der Auslösung des elektrischen Signals und dem Beginn des Ventilhubes (3/2-Wegeventil). Beide Effekte müssen im Falle einer kurbelwinkelsynchronen Betätigung bekannt und re-

produzierbar sein, um die Signalauslösung dem eigentlichen Betätigungsbeginn entsprechend vorzulagern.

Für den im Rahmen dieser Arbeit zu erbringenden Funktionsnachweis einer triebwerkskraftunterstützten Verstellung nach dem „Einzyklusprinzip“ soll zwecks Simplifizierung des Versuchsaufbaus zunächst eine nicht kurbelwinkelsynchrone Betätigung dargestellt werden. Die zu Beginn dieses Unterkapitels angedeuteten Probleme (Stossbelastung bei Aufsetzen des Abgriffselementes außerhalb des Vorhubbereiches) werden dabei bewusst in Kauf genommen.

4.2.8 Simulation des Umschaltvorganges

Ziel dieser Simulation ist es, zu überprüfen ob die durch Triebwerkskräfte unterstützte Exzenterverdrehung innerhalb eines Arbeitsspieles mit der bis hier erfolgten Auslegung des Einzyklusstellers möglich ist.

Der Pleuel-Exzenter-Verbund kann nicht mehr als ein starrer Körper betrachtet werden, da die Arretierung des Exzenters während der Verstellung gelöst ist. Der Exzenter besitzt einen Verdrehfreiheitsgrad gegenüber dem Pleuel, so dass nun ein ebenes 3-gliedriges Getriebe vorliegt, mit dem Kurbelwinkel und dem Exzenterwinkel als Getriebefreiheitsgrade. Zur Beantwortung der obigen Fragestellung ist der Exzenterverdrehwinkel als Funktion des Kurbelwinkels bzw. als Funktion der Zeit zu berechnen. Prinzipiell kann ein solches dynamisches Problem dadurch gelöst werden, dass die Gleichungen der Starrkörperkinetik auf die einzelnen Getriebeglieder angewendet werden unter Berücksichtigung der kinematischen Abhängigkeiten. Das so entstandene Gleichungssystem muss für jeden Zeitschritt gelöst werden und liefert als Ergebnis alle Weggrößen und alle Lagerkräfte. Da die kinematischen Beziehungen trigonometrische Terme enthalten ist das Gleichungssystem nichtlinear, was einen entsprechend aufwendigen numerischen Lösungsalgorithmus erfordert. Eine wesentliche Vereinfachung kann dadurch erreicht werden, wenn man die besonderen Längenverhältnisse dieses 3-gliedrigen Getriebes berücksichtigt. Da die Exzentrizität prinzipbedingt wesentlich kleiner ist als die Pleuellänge, bleibt die Bewegung des Pleuels nahezu unbeeinflusst vom Exzenterverdrehwinkel, so dass die Kinematik der Getriebeglieder Kröpfung und Pleuel hinreichend genau mit den kinematischen Beziehungen des 2-gliedrigen Getriebes als Funktion des Kurbelwinkels beschrieben werden kann. Aus dieser Vereinfachung ergibt sich, dass auch die Lagerkräfte nahezu unabhängig vom Exzenterverdrehwinkel sind. Auf diese Weise sind die kinematischen und die kinetischen Beziehungen nicht mehr gekoppelt, was die Berechnung wesentlich vereinfacht, wie die folgenden Ausführungen zeigen.

Kinematik

Für den Hilfswinkel δ , die Pleuellänge l und das Schubstangenverhältnis λ_S werden jeweils geeignete Mittelwerte gebildet:

$$\bar{l} = l(\beta = 90^\circ) = \sqrt{e^2 + l_0^2} = \text{konst.} \quad \text{Gl. 62}$$

$$\bar{\delta} = \arctan\left(\frac{e}{l_0}\right) \quad \text{Gl. 63}$$

terschwerpunkt und Drehpunkt vernachlässigbar klein ist und daher nicht berücksichtigt wird.

Das Massenträgheitsmoment $\Theta_{E(0)}$ bezogen auf den Drehpunkt des Exzenterers kann aus dem Hauptträgheitsmoment mit Hilfe des Satzes von Steiner berechnet werden:

$$\Theta_{E(0)} = \Theta_E + m_E \cdot r_{S,E}^2 \quad \text{Gl. 69}$$

$r_{S,E}$ ist hierbei der Abstand zwischen Schwerpunkt und Drehpunkt.

Für das Reibmoment $M_{R,Ea}$ an der Außenfläche des Exzenterers wird Coulombsche Gleitreibung angenommen. Demnach ist das Reibmoment abhängig von der übertragenen Normalkraft, hier \tilde{F}_S , und dem Radius r_{Ea} der Exzenteraußenfläche. Aufgrund der Kleinheit des Hilfswinkels δ gegenüber dem Schwenkwinkel ψ , ist die an der Exzenteraußenfläche angreifende Kraft \tilde{F}_S mit der Pleuelstangenkraft F_S näherungsweise gleichzusetzen:

$$\tilde{F}_S \approx F_S \quad \text{Gl. 70}$$

Somit ergibt sich für das Reibmoment $M_{R,Ea}$:

$$M_{R,Ea} = \mu \cdot r_{Ea} \cdot |F_S| \quad \text{Gl. 71}$$

Für das Reibmoment $M_{R,Ei}$ an der Exzenterinnenfläche gilt in analoger Weise:

$$M_{R,Ei} = \mu \cdot r_{Ei} \cdot |F_S| \quad \text{Gl. 72}$$

Für das Gesamtreibmoment M_R gilt:

$$M_R = \mu \cdot |F_S| \cdot (r_{Ea} + r_{Ei}) \quad \text{Gl. 73}$$

Für den oszillierenden Anteil des Pleuel-Exzenter-Verbundes wird ein konstanter Mittelwert \bar{m}_{PEVh} eingesetzt. Dieser Mittelwert entspricht dem tatsächlichen oszillierenden Anteil des Pleuel-Exzenter-Verbundes bei einer Exzenterauslenkung von $\beta = 90^\circ$:

$$\bar{m}_{PEV,h} = m_{PEV,h}(\beta = 90^\circ) \quad \text{Gl. 74}$$

Die Pleuelstangenkraft F_S sowie die an der Exzenterinnenfläche angreifende Lagerlast F_{LB} können analog der in Kapitel 3.3.1.2 beschriebenen Vorgehensweise berechnet werden:

$$F_S = \frac{F_G + \bar{m}_h \cdot \ddot{y}_B}{\cos \psi} \quad \text{Gl. 75}$$

$$F_{LBx} = F_S \cdot \sin \psi \quad \text{Gl. 76}$$

$$F_{LBy} = m_{PEVh} \cdot \ddot{y}_B - F_S \cdot \cos \psi \quad \text{Gl. 77}$$

Durch Zusammenfassen ergibt sich somit der folgende Ausdruck:

$$\Theta_{E(0)} \cdot \ddot{\varphi}_E = \underbrace{(\bar{m}_{PEV,h} \cdot \ddot{y}_B - F_S \cdot \cos \psi)}_{F_{LBy}} \cdot e \cdot \cos \varphi_E - \underbrace{F_S \cdot \sin \psi}_{F_{LBx}} \cdot e \cdot \sin \varphi_E \pm \underbrace{\mu \cdot |F_S| \cdot (r_{Ea} + r_{Ei})}_{M_R} \quad \text{Gl. 78}$$

Die Gaskraft F_G lässt sich unter Zuhilfenahme einer dimensionslosen Gasdruckfunktion $\Pi(\alpha)$ darstellen:

$$F_G = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{\rho(\alpha)}{\rho_{\max}} \cdot p_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_{\max}}{4} \cdot \Pi(\alpha) \quad \text{Gl. 79}$$

Durch eine geeignete Substitution der dimensionsbehafteten Exzenterwinkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_E$ lässt sich die Differentialgleichung in ein zeitunabhängiges System überführen:

$$\dot{\varphi}_E = \frac{d\varphi_E}{dt} \cdot \frac{d\alpha}{d\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{d\varphi_E}{d\alpha} = \omega_M \cdot \frac{d\varphi_E}{d\alpha} = \omega_M \cdot \varphi'_E \quad \text{Gl. 80}$$

$$\ddot{\varphi}_E = \frac{d(\omega_M \cdot \varphi'_E)}{dt} \cdot \frac{d\alpha}{d\alpha} = \omega_M \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{d\varphi'_E}{d\alpha} = \omega_M^2 \cdot \frac{d\varphi'_E}{d\alpha} = \omega_M^2 \cdot \varphi''_E \quad \text{Gl. 81}$$

$$\Rightarrow \Theta_{E(0)} \cdot \omega_M^2 \cdot \varphi''_E(\alpha) = f(\alpha) \quad \text{Gl. 82}$$

Ähnlichkeitsbetrachtung

Zunächst soll durch Ähnlichkeitsbetrachtungen die Zahl der unabhängigen Einflussfaktoren reduziert werden. Durch Einsetzen der vereinfachten kinematischen Beziehungen in die Differentialgleichung für die Exzenterverdrehung φ_E und durch Zusammenfassen ergibt sich folgender Ausdruck:

$$\begin{aligned} \varphi''_E = & \frac{e \cdot D^2 \cdot s^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \pi \cdot \Theta_{E(0)} \cdot c_m^2} \cdot \Pi(\alpha) \cdot (-\cos \varphi_E - \tan \psi(\alpha) \cdot \sin \varphi_E) \\ & + \frac{\bar{m}_h \cdot e \cdot s}{2 \cdot \Theta_{E(0)}} \cdot h''(\alpha) \cdot \left(\frac{m_K + m_B}{\bar{m}_h} \cdot \cos \varphi_E + \tan \psi(\alpha) \cdot \sin \varphi_E \right) \quad \text{Gl. 83} \\ & \pm \frac{\mu \cdot (r_{Ea} + r_{Ei})}{e} \cdot \frac{1}{\cos \psi(\alpha)} \cdot \left| \frac{e \cdot D^2 \cdot s^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \pi \cdot \Theta_{E(0)} \cdot c_m^2} \cdot \Pi(\alpha) - \frac{\bar{m}_h \cdot e \cdot s}{2 \cdot \Theta_{E(0)}} \cdot h''(\alpha) \right| \end{aligned}$$

Zu neuen dimensionslosen Kennzahlen werden folgende Terme zusammengefasst:

Gaskraftkennzahl (GZ):

$$GZ = \frac{e \cdot D^2 \cdot s^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \pi \cdot \Theta_{E(0)} \cdot c_m^2} \quad \text{Gl. 84}$$

Massenkraftkennzahl (MZ):

$$MZ = \frac{\bar{m}_h \cdot e \cdot s}{2 \cdot \Theta_{E(0)}} \quad \text{Gl. 85}$$

Massenverteilungszahl (VZ):

$$VZ = \frac{m_K + m_B}{\bar{m}_h} \quad \text{Gl. 86}$$

Reibungskennzahl (RZ):

$$RZ = \frac{\mu \cdot (r_{Ea} + r_{Ei})}{e} \quad \text{Gl. 87}$$

Unter Verwendung der Kennzahlen ergibt sich der Ausdruck:

$$\begin{aligned} \varphi_E'' &= GZ \cdot \Pi(\alpha) \cdot (-\cos \varphi_E - \tan \psi(\alpha) \cdot \sin \varphi_E) \\ &\quad + MZ \cdot h''(\alpha) \cdot (VZ \cdot \cos \varphi_E + \tan \psi(\alpha) \cdot \sin \varphi_E) \\ &\pm RZ \cdot \frac{1}{\cos \psi(\alpha)} \cdot |GZ \cdot \Pi(\alpha) - MZ \cdot h''(\alpha)| \end{aligned} \quad \text{Gl. 88}$$

Durch nähere Betrachtung der Kennzahlbeziehungen können folgende Voraussagen zum Betriebsverhalten dieses VCR-Prinzips gemacht werden:

- Zwei unterschiedliche VCR-Motoren verhalten sich hinsichtlich ihres Umschaltverhaltens dann gleich wenn sämtliche dimensionslose Kennzahlen gleich sind und die dimensionslosen Gasdruckverläufe $\Pi(\alpha)$ und Hubfunktionen $h(\alpha)$ identisch sind. Unter Umschaltverhalten ist in diesem Zusammenhang der Verlauf des absoluten Exzenterverdrehwinkels φ_E als Funktion des Kurbelwinkels α zu verstehen, was die Lösung der vorliegenden Differentialgleichung ist.
- Aus der Gleichheit des Pleuelstangenverhältnisses λ_S zweier Motoren folgt, dass die Schwenkwinkelfunktionen $\psi(\alpha)$ und damit auch die Hubfunktionen $h(\alpha)$ der beiden Motoren gleich sind.
- Zwei VCR-Motoren sind in allen hier aufgeführten Kennzahlen gleich, wenn einerseits geometrische Ähnlichkeit vorliegt und andererseits die Motoren sowohl bei derselben mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m als auch bei identischem, Maximaldruck p_{\max} betrieben werden.
- Für den Grenzfall, das keine Gaskräfte wirksam sind, ist das Umschaltverhalten drehzahlunabhängig.

Simulationsrechnungen

Die obige Differentialgleichung soll durch numerische Integration gelöst werden. Als Integrationsverfahren wird die Eulersche Polygonzugmethode angewendet.

Zur Simulation des Umschaltverhaltens bei geschlepptem Motorbetrieb wird ein berechneter Gasdruckverlauf verwendet. Dieser Gasdruckverlauf setzt sich aus drei Abschnitten zusammen. Während der Kompressions- und Expansionsphase berechnet sich der Zylinderdruck p mit Hilfe der Beziehungen einer polytropen Zustandsänderung (geschleppter Motorbetrieb). Während des Ausschiebehubes und des Ansaughubes wird im Zylinder ein konstanter Abgasgegendruck p_A bzw. ein konstanter Saugrohrdruck p_{Sau} zugrunde gelegt.

Verstellung auf hohe Verdichtung

Die Verstellung hin zu hoher Verdichtung erfolgt ausschließlich um den Ladungswechsel-OT, da nur in dieser Phase die erforderliche Zugkraft im Pleuel herrscht. Für den zunächst betrachteten Fall des gaskraftfreien Ansaugens und Ausschiebens (Grenzfall des verlustfreien Ansaugens und Ausschiebens) beginnt sich der Exzenter bei $\alpha = 470^\circ$ n.HUT zu bewegen und erreicht bei $\alpha = 560^\circ$ n.HUT seine Endlage (Bild 44, oben).

Wird von einem höheren Reibungskoeffizienten (Haftreibung statt Gleitreibung, $\mu_H = 0,1$) ausgegangen, verkürzt sich die Verdrehdauer, der Startpunkt bleibt jedoch unverändert.

Eine angenommene Verdoppelung des Massenträgheitsmomentes ($\Theta = \Theta_{\text{Basis}} + 100\%$) würde die Exzenterverdrehdauer um 20° KW vergrößern.

Für den dargestellten Umschaltvorgang selbst unter Annahme ungünstiger Randbedingungen (höhere Reibung, oder höheres Massenträgheitsmoment) erreicht der Exzenter den Endanschlag bevor ein Richtungswechsel des Exzentermomentes eintritt.

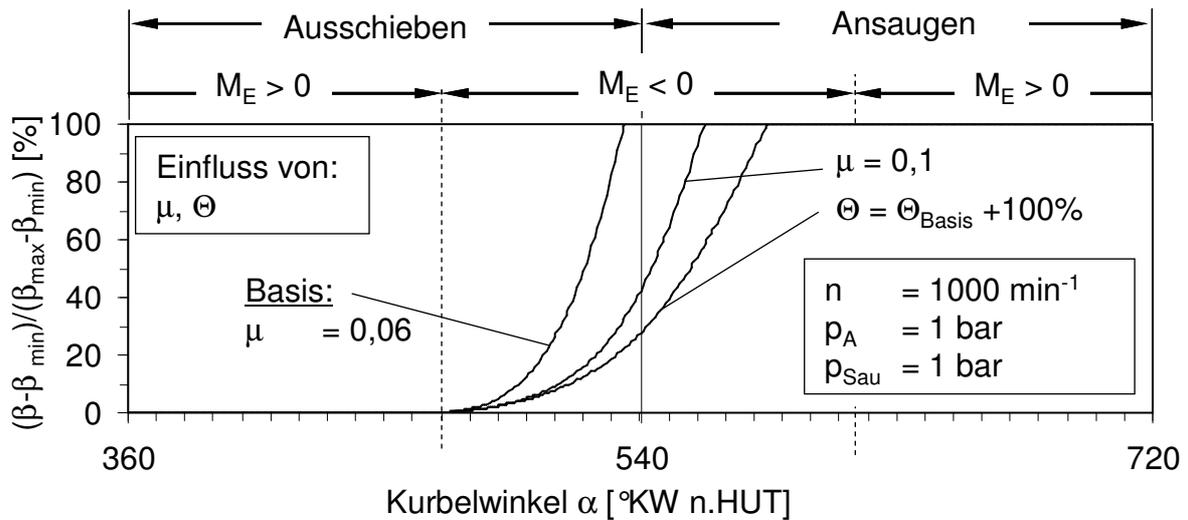


Bild 44: Variation der Randbedingungen bei Umschaltung auf hohe Verdichtung

Der Einfluss der Drehzahl auf die Umschaltdauer ist sehr gering wie in Bild 45 ersichtlich.

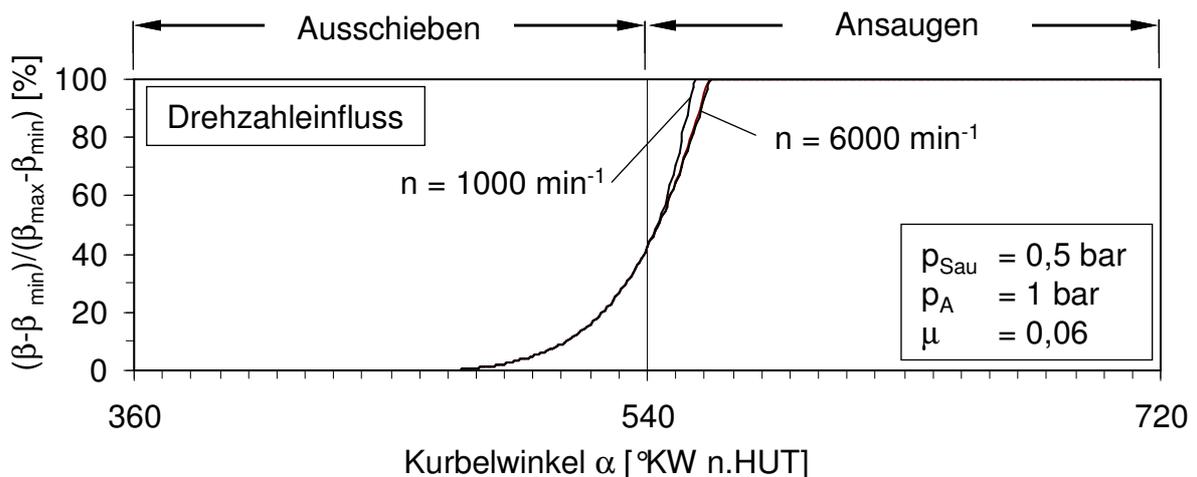


Bild 45: Drehzahleinfluss bei Umschaltung auf hohe Verdichtung

Verstellung auf niedrige Verdichtung

Bei der Umschaltung auf niedrige Verdichtung können drei unterschiedliche Fälle eintreten:

Fall 1

Die Arretierstifte werden in UT zu Beginn der Kompressionsphase betätigt. Die Kraft der Rückholfeder überwindet die Reibungskraft zwischen Haltenase des Exzenters und Sperrklinke. Der Exzenter beginnt sofort sich zu verdrehen.

Fall 2

Die Arretierstifte werden in UT zu Beginn der Ausschiebephase betätigt. Die Kraft der Rückholfeder überwindet die Reibungskraft zwischen Haltenase des Exzenters und Sperrklinke. Der Exzenter beginnt sofort sich zu verdrehen.

Fall 3

Die Arretierstifte werden in UT entweder zu Beginn der Kompressionsphase oder zu Beginn der Ausschiebephase betätigt. Die Kraft der Rückholfeder überwindet die Reibungskraft zwischen Haltenase des Exzenters und Sperrklinke nicht. Der Exzenter beginnt nicht sofort sich zu verdrehen, sondern erst während der nächsten Ansaugphase. Dieser Fall wird bei hohen Drehzahlen und entsprechend hohen wirksamen Massenkräften in UT erwartet.

In Bild 46 sind die Exzenterwinkelverläufe für diese drei Fälle dargestellt.

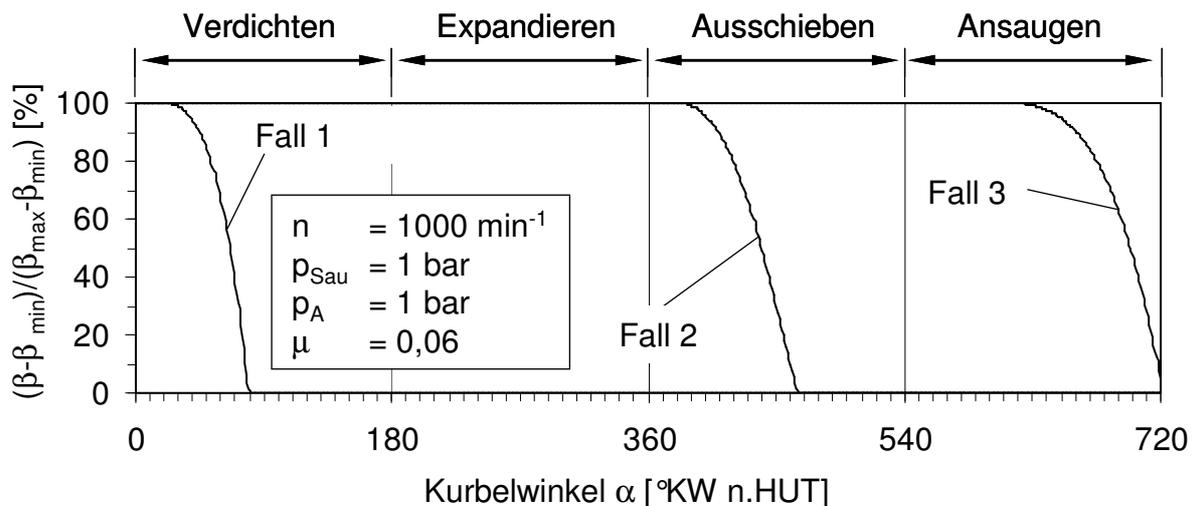


Bild 46: Annahme unterschiedlicher Fälle bei Umschaltung auf niedrige Verdichtung

Für Fall 2 kann eine ungewollte „nicht monotone“ Exzenterverdrehung nicht ausgeschlossen werden, da der Richtungswechsel des Exzentermomentes noch in der Ausschiebephase liegt.

Wird, wie in Bild 47 dargestellt, der Reibungskoeffizient μ sowie das Massenträgheitsmoment Θ variiert, ergeben sich ähnliche Auswirkungen wie beim Umschalten auf hohe Verdichtung. Auch hier liegt der nächste Richtungswechsel des Exzentermomentes weit entfernt (bei $\alpha = 1190^\circ \text{KW n.HUT}$).

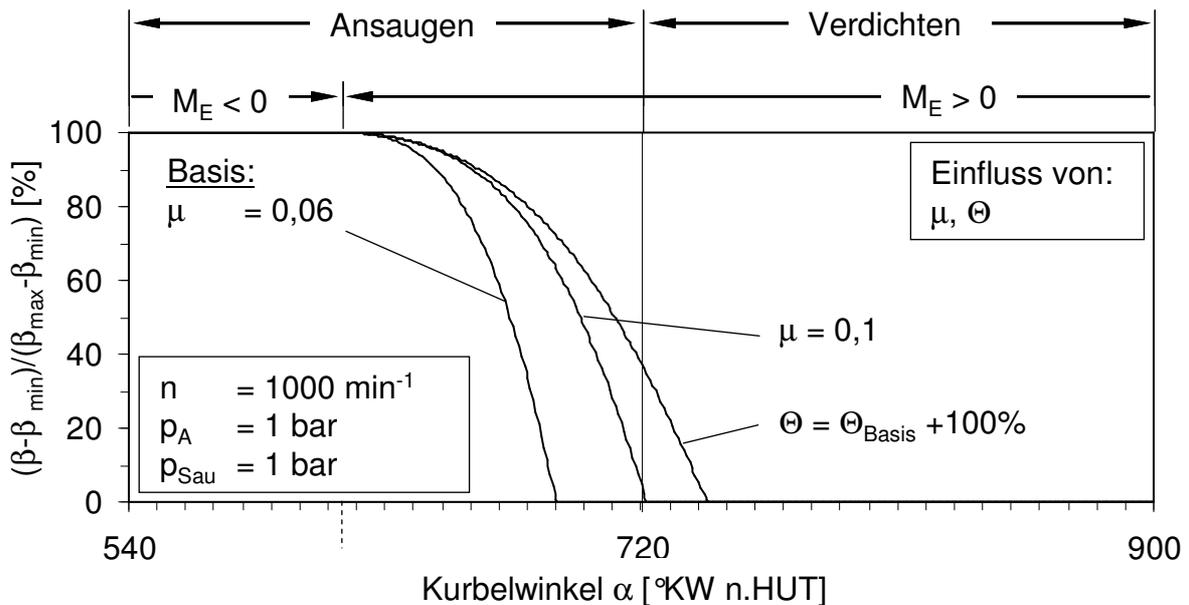


Bild 47: Variation der Randbedingungen bei Umschaltung auf niedrige Verdichtung, exemplarisch dargestellt für Fall 3

Im ungedrosselten Fall ($p_{\text{Sau}} = 1 \text{ bar}$) liegt nur bei Fall 1 ein Drehzahleinfluss vor, Bild 48.

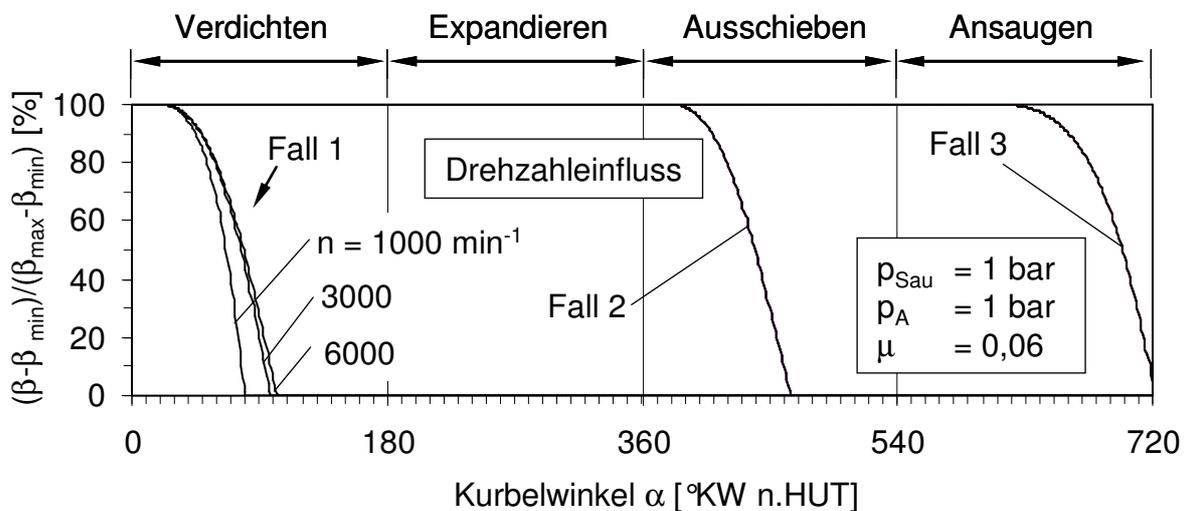


Bild 48: Drehzahleinfluss bei Umschaltung auf niedrige Verdichtung

Die Simulationsergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Für die untersuchten Betriebszustände zeigen die Simulationsrechnungen auf, dass die gewünschte „monotone“ Exzenterverdrehung möglich ist.
- Das System verhält sich gegenüber abweichenden Randbedingungen (höhere Reibung, höheres Massenträgheitsmoment des Exzenters) dahingegen robust, dass die jeweilige Endlage stets vor dem nächsten Richtungswechsel des Exzentermomentes erreicht wird.
- Der Einfluss der Drehzahl ist für beide Umschaltrichtungen gering.

4.3 Mehrzyklussteller

Der Versuchsträger für das Mehrzyklusprinzip basiert auf einer hydraulischen Abstützung mit zwei einfachwirkenden Hydraulikzylindern in Verbindung mit einer mechanischen Betätigungseinrichtung. Die Verstellgeschwindigkeit (Anzahl der benötigten Zyklen bzw. Kurbelwellenumdrehungen) wird durch hydraulische Widerstände (hier Blenden) in den Abflussleitungen aus den Stützkammern entsprechend eingestellt. Bild 50 zeigt Schnittdarstellungen der im Folgenden beschriebenen Konstruktion.

Beide Stützkammern sind über jeweils ein Rückschlagventil mit dem Ölkreislauf verbunden. Das 3/2-Wegeventil verbindet jeweils eine Stützkammer mit dem Kurbelraum, während die entsprechend andere Kammer verschlossen ist. Auf diese Weise kann einer der Hydraulikkolben eintauchen und Öl aus seiner Stützkammer gegen den Widerstand der Blende verdrängen, während sich die andere Stützkammer füllt. Der Exzenter kann sich somit nur in eine Richtung drehen. Ein anliegendes Moment am Exzenter in Sperrichtung bewirkt einen entsprechenden Druckaufbau in der momentan verschlossenen Stützkammer. Die Gestaltung des Widerstandes als Blende hat zum Vorteil, dass das Durchströmverhalten nur in sehr schwachem Maße von der Viskosität des Öls abhängt.

Der Exzenter befindet sich über einen Anlenkhebel und zwei Schubstangen mit zwei Hydraulikkolben im Eingriff. Die Momentenübertragung vom Exzenter auf den Anlenkhebel erfolgt über eine Verzahnung. Der Exzenter wird axial in das Pleuel eingefügt. Ein Pressverband ist zwar auch in der Lage das Exzentermoment zu übertragen, ist für einen Versuchsträger aufgrund der Montageschwierigkeiten jedoch weniger geeignet. Bild 49 zeigt die Montage des Exzenters.

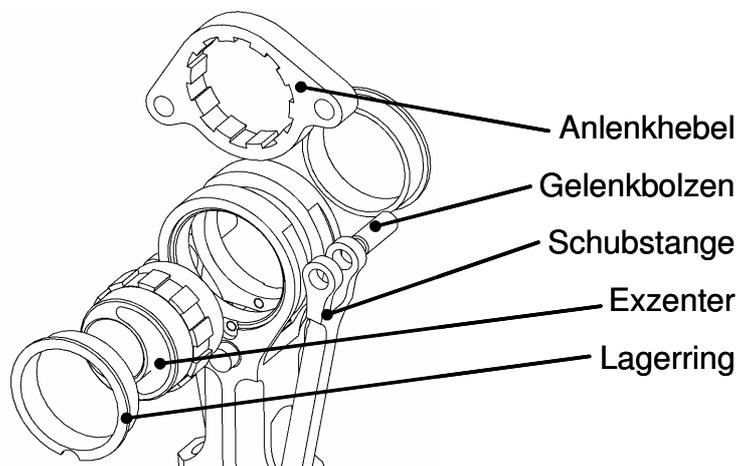


Bild 49: Montage des Exzenters

Der sich zwangsläufig ergebende radiale Raum zwischen Exzenter und Pleuel wird mit zwei Lagerringen überbrückt, welche aus einem Bronzwerkstoff gefertigt sind.

Die gelenkigen Verbindungen werden durch Bolzen mit einem Durchmesser von 6 mm realisiert. Am oberen Gelenk wird der Bolzen in die Schubstange eingepresst und ist im Anlenkhebel in einer Bronzebuchse gelagert. Am unteren Gelenk ist die Schubstange mit einer Bronzebuchse versehen und der Bolzen ist im Kolben eingepresst.

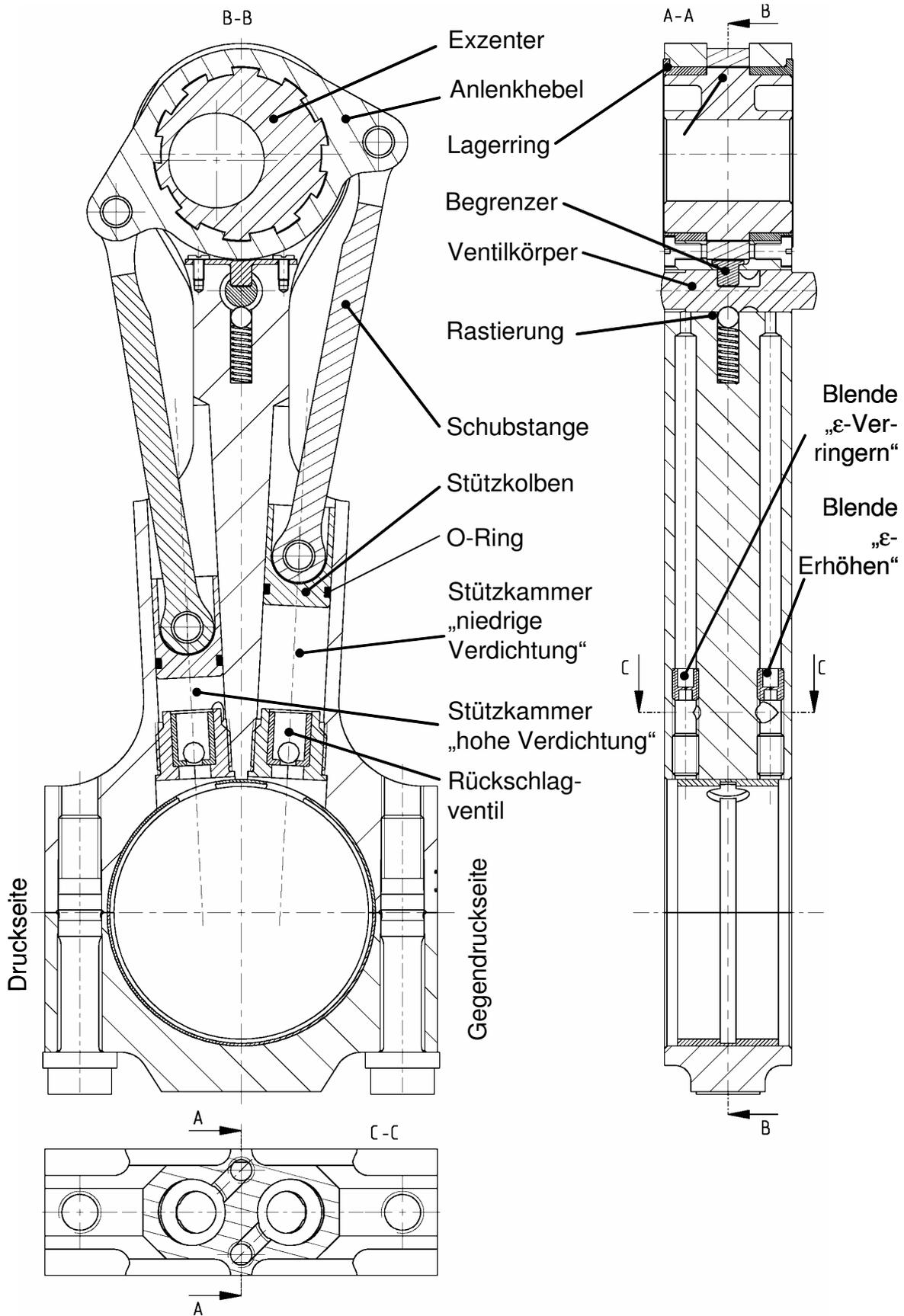


Bild 50: Versuchsträgerkonstruktion „Mehrzyklussteller“

Die Verbindungen der Stützkammern zum 3/2-Wegeventil werden jeweils durch eine vertikale Bohrung und eine kurze Querbohrung kurz oberhalb der Rückschlagventile hergestellt. In der Steigleitung sind Gewinde vorgesehen, um das System mit unterschiedlichen Einschraubblenden bestücken zu können, womit sich unterschiedliche Verstellgeschwindigkeiten darstellen lassen.

Die Rückschlagventile werden in Aufnahmhülsen eingepresst welche vom großen Pleuelauge aus eingeschraubt werden und gleichzeitig die mechanischen Endanschläge für die Stützkolben bilden. Auf diese Weise ist es einfach möglich unterschiedliche Rückschlagventiltypen zu erproben.

Um eine ununterbrochene Versorgung der Rückschlagventile mit Drucköl sicherzustellen ist sowohl die untere als auch die obere Pleuellagerschale mit einer Nut versehen. Diese Konfiguration stellt im Hinblick auf gefeuerten Motorbetrieb mit wesentlich höherer Gaskraftbelastung im Vergleich zum Schleppbetrieb (ca. Faktor 4) in dieser Form mit großer Wahrscheinlichkeit ein Tragfähigkeitsproblem für die obere Lagerschale dar, so dass an dieser Stelle im Rahmen weiterführender Arbeiten an einer geeigneten Art der Druckölversorgung gearbeitet werden muss.

Das 3/2-Wegeventil ist im oberen Teil des Pleuels angeordnet und wird als Längsschieberventil ausgeführt. Der gehärtete Ventilkörper weist aussenliegende Steuerkanten auf und wird in einer axialen Aufnahmebohrung im Pleuelschaft geführt.

Die axiale Fixierung erfolgt über eine Feder/Kugel-Rastkombination. In der Offenstellung steht die Steuerkante genau über der Bohrungsachse der jeweiligen Zulaufleitung. Zwecks Maximierung der Ventilüberdeckung wird der Durchmesser der Zulaufbohrung an der Steuerkante auf 2 mm verringert. Ein Begrenzungsstift soll verhindern, dass der Ventilkörper über die Rastposition hinausgedrückt wird.

Eine Auflistung relevanter Geometriedaten der realisierten Konstruktion befindet sich im Anhang.

4.3.1 Abstützmechanik

Der geforderte Längenverstellbereich von $\Delta l = 4,8 \text{ mm}$ wird bei der vorliegenden Konstruktion durch eine Exzentrizität von $e = 4,8 \text{ mm}$ in Verbindung mit einem Exzenterverdrehbereich von $\Delta\beta = 60^\circ$ realisiert.

Obwohl der Exzenter nicht über die gesamte Pleuelbreite gelagert wird, ist seine projizierte Lagerfläche größer als die Lagerfläche des Bolzens im Pleuel des Serienmotors (450 mm^2 anstelle von 400 mm^2). Um den Aussendurchmesser des Exzenters klein zu halten, wird auch bei dieser Konstruktion der Bolzendurchmesser von 20 mm auf 18 mm verringert. Die projizierte Lagerfläche des Bolzens im Exzenter ist dabei immer noch größer als die projizierte Fläche im Pleuel des Basismotors (414 mm^2 anstelle von 400 mm^2). Die Anpassung des Kolbens auf den geringeren Bolzendurchmesser sowie die Darstellung der Obenführung erfolgt wie beim Versuchsträger des Einzyklusprinzips, vgl. Kapitel 4.2.

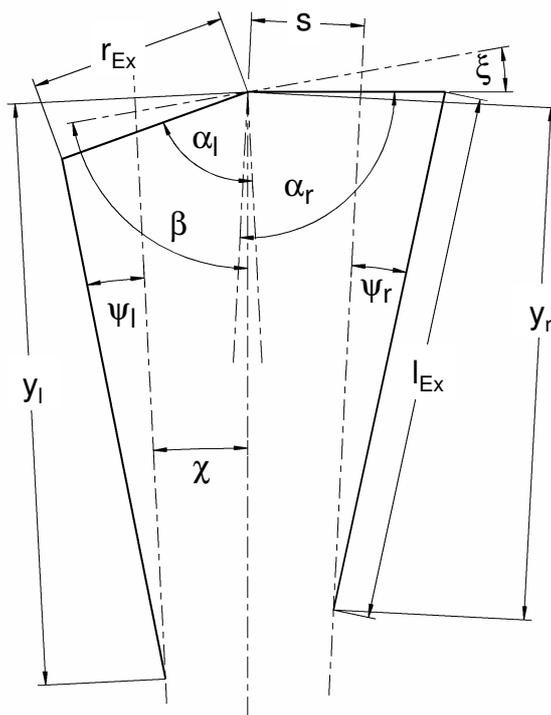
Bei der Dimensionierung der Stützkammern und des 3/2-Wegeventils ist auf eine möglichst geringe Leckage zu achten.

Der Kolbendurchmesser ist daher so groß wie möglich auszuführen, bei gleichzeitiger Einstellung eines minimalen Spieles. Aufgrund der zu erwartenden Verformungen der Zylinderbohrung muss jedoch ein ausreichendes Spiel vorgesehen werden, um ein Verklemmen zu verhindern. Der Kolbendurchmesser wird zu $d_{HK} = 12,6$ mm gewählt bei einem relativ großen Spiel von $h_S = 0,04$ mm, was einem prozentualen Spiel von ca. 0,3 % entspricht. Zur Verringerung der Leckage werden ölbeständige O-Ringe vorgesehen.

Die Bearbeitung der Hydraulikzylinderbohrung erfolgt vom großen Pleuelauge aus. Die Nähe der Bohrungen zueinander und der Schnittwinkel ihrer Achsen sind bestimmend für die Gestalt der Pleuelgeige und beeinflussen maßgeblich die Gestaltfestigkeit des Pleuels im Bereich oberhalb des großen Pleuelauges und stellen daher wichtige Geometrieparameter dar.

Kinematik der Abstützmechanik

Das Exzentermoment stützt sich über eine Schubstange und einen Hydraulikkolben auf einem Ölpolster ab. Der Zusammenhang zwischen dem Exzenterverdrehwinkel β und den Hüben der Hydraulikkolben y entspricht denen eines geschränkten Kurbeltriebes (Bild 51).



Kurbelwinkel

$$\alpha_l = \beta + \chi - \xi$$

$$\alpha_r = 180^\circ - \beta + \chi - \xi$$

Schwenkwinkel

$$r_{Ex} \cdot \sin \alpha_{l,r} = s + l_{Ex} \cdot \sin \psi_{l,r}$$

Kolbenhübe

$$y_{l,r} = r_{Ex} \cdot \cos \alpha_{l,r} + l_{Ex} \cdot \cos \psi_{l,r}$$

Bild 51: Kinematik der Abstützmechanik

Aus den in Bild 51 angegebenen geometrischen Zusammenhängen kann für die Abstützmechanik eine Übersetzungsfunktion $f_{\ddot{U}}(\beta)$ abgeleitet werden:

$$f_{\ddot{U},l,r}(\beta) = \frac{dy_{l,r}}{d\beta} = \frac{dy_{l,r}}{d\beta} \cdot \frac{dt}{dt} = \frac{\dot{y}_{l,r}}{\dot{\beta}} \quad \text{Gl. 89}$$

In Bild 52 ist diese Übersetzungsfunktion für die realisierten Geometrien dargestellt.

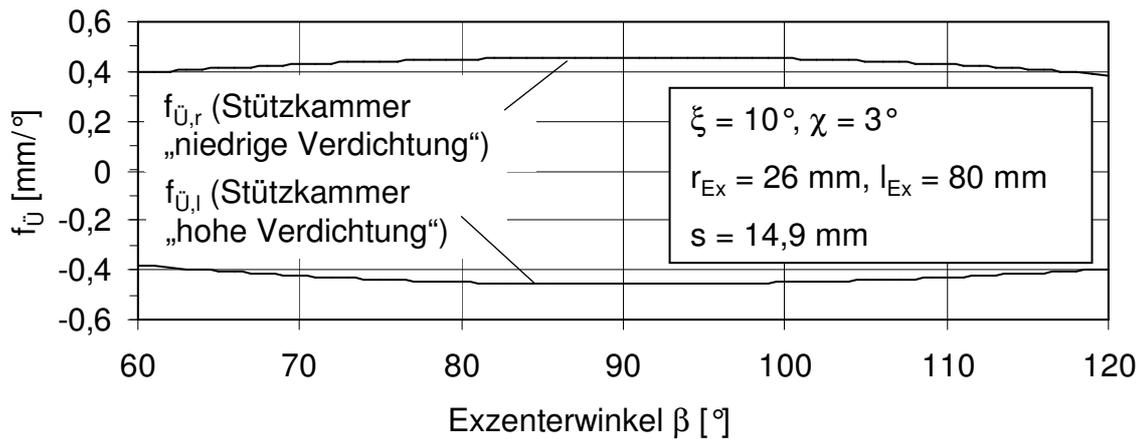


Bild 52: Übersetzungsfunktion der Abstützmechanik

Im Falle der hier realisierten Geometrien unterscheiden sich die Beträge der Übersetzungsfunktionen $f_{Ü,l}$ und $f_{Ü,r}$ nur geringfügig. Lediglich in der Nähe der Endlagen ergeben sich Abweichungen von ca. 4 %. Aus diesem Grund soll für die weitere Vorgehensweise vereinfachend davon ausgegangen werden, dass die beiden Übersetzungsfunktionen $f_{Ü,l}$ und $f_{Ü,r}$ zu jedem Exzenterwinkel β betragsmäßig gleich sind. Daraus folgt, dass der eintretende dem austretenden Volumenstrom in etwa entspricht:

$$|f_{Ü,l}| \approx |f_{Ü,r}| \Rightarrow \dot{V}_{zu} \approx \dot{V}_{ab} = \dot{V} \quad \text{Gl. 90}$$

4.3.2 Blenden

Maximal zulässige Durchmesser der Blenden

Der Widerstand der Blenden sollte derart ausgelegt werden, dass die Verstellung besonders von hohe auf niedrige Verdichtung einerseits so schnell wie möglich erfolgt, um klopfende Verbrennung bei Lastsprüngen zu vermeiden. Andererseits muss die Verstellgeschwindigkeit nach oben hin zwecks Vermeidung folgender unerwünschter Effekte begrenzt werden:

- Entstehung von Kavitation am Rückschlagventil an der sich vergrößernden Stützkammer
- Unzulässig hohe Stossbelastung der Abstützmechanik beim Erreichen der Endanschläge

Unter Kavitation wird das Auslösen von Gas aus der Druckflüssigkeit und/oder die Bildung von Dampfblasen infolge einer örtlichen Druckabsenkung verstanden [64]. Durch Implosion dieser Gasblasen in Wandnähe kann es zu Materialschädigungen kommen. Kavitationsgefahr besteht jeweils in der sich gerade vergrößernden Stützkammer infolge hoher momentaner Verstellgeschwindigkeit.

Hinsichtlich Kavitationsgefahr in der Stützkammer „niedrige Verdichtung“ (rechte Kammer) ist ein Umschaltvorgang auf niedrige Verdichtung bei niedriger Drehzahl und hoher Last besonders kritisch, da hier aufgrund des großen Stützdruckes eine

hohe Verstellgeschwindigkeit vorliegt bei gleichzeitig geringem Öldruck am Pleuellager.

Hinsichtlich Kavitationsgefahr in der Stützkammer „hohe Verdichtung“ (linke Kammer) ist ein Umschaltvorgang auf hohe Verdichtung bei hoher Drehzahl besonders kritisch, da hier der massenkraftbedingte Stützdruck jeweils in der Ladungswechsel-OT Phase stärker mit der Drehzahl ansteigt als der Öldruck am Pleuellager.

Es soll sichergestellt werden, dass der Absolutdruck nach den Rückschlagventilen ($p_{nach,RV} + p_u$) den Umgebungsdruck p_u zu keinem Zeitpunkt unterschreitet, da dieser auch dem Druck in der Ölwanne entspricht und somit sowohl eine Entgasung gelöster Luft als auch die Bildung von Dampfblasen vermieden wird.

Das Durchflussverhalten der Blenden als auch der Rückschlagventile entspricht den folgenden Beziehungen:

Blende:

$$\dot{V}_{ab} = \alpha_{D,BI} \cdot A_{BI} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{St}}{\rho_{ÖI}}} \quad \text{Gl. 91}$$

Rückschlagventil:

$$\dot{V}_{zu} = \alpha_{D,RV} \cdot A_{RV} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{PL} - p_{nach,RV})}{\rho_{ÖI}}} \quad \text{Gl. 92}$$

Aufgrund der oben getroffenen Näherung, dass zu- und abfließender Volumenstrom in etwa gleich sind, ergibt sich für das zulässige Produkt aus Durchflusskoeffizient und Strömungsquerschnitt der jeweiligen Blende die folgende Bestimmungsgleichung:

$$(\alpha_{D,BI} \cdot A_{BI})_{zul} = \alpha_{D,RV} \cdot A_{RV} \cdot \sqrt{\frac{p_{PL} - p_{nach,RV}}{p_{St}}} \quad \text{Gl. 93}$$

Das Produkt aus Durchflusskoeffizient und Strömungsquerschnitt der Rückschlagventile $\alpha_{D,RV} \cdot A_{RV}$ wird dabei den Herstellerangaben entnommen (Ventilbaugröße 5,5 mm), [73].

Die Berechnung des maximal auftretenden Stützdruckes p_{St} in der jeweiligen Stützkammer ist im Anhang dargestellt, Kapitel 9.5, ebenso die Berechnung des jeweils am Pleuellager anliegenden Öldruckes p_{PL} (Kapitel 9.4). Für die maximal zulässigen Durchmesser der Blenden ergeben sich unter Verwendung obiger Beziehungen die folgenden Werte:

Größe	Symbol	Einheit	„ε-Verringern“	„ε-Erhöhen“
Blenden- \varnothing^*)	d_{BI}	[mm]	0,39	0,86
Ölvolumenstrom	\dot{V}	[l/min]	2,21	4,18
Eintauchgeschwindigkeit	\dot{y}	[m/s]	0,30	0,56

Tabelle 13: Maximal zulässige Durchmesser der Blenden, nur Kavitationskriterium berücksichtigt, *) mit $\alpha_{D,B} = 0,65$

Um die Sicherheit gegen Kavitation zusätzlich zu erhöhen, werden die Durchmesser der Blenden kleiner ausgeführt als nach der obigen Berechnung erforderlich. Die folgende Tabelle zeigt die sich ergebenden Ölvolumenströme sowie die Eintauchgeschwindigkeiten für den gewählten Durchmesser von $d_B = 0,34$ mm.

Größe	Symbol	Einheit	„ ε -Verringern“	„ ε -Erhöhen“
Blenden- $\varnothing^*)$	d_{B1}	[mm]	0,34	0,34
Ölvolumenstrom	\dot{V}	[l/min]	1,68	0,65
Eintauchgeschwindigkeit	\dot{y}	[m/s]	0,22	0,09

Tabelle 14: Gewählte Durchmesser der Blenden, *) mit $\alpha_{D,B} = 0,65$

4.3.3 Betätigung

Der Ventilmittelpunkt beschreibt die in Bild 53 dargestellte Bahn, welche eine Überlagerung einer horizontalen und einer vertikalen Bewegung ist.

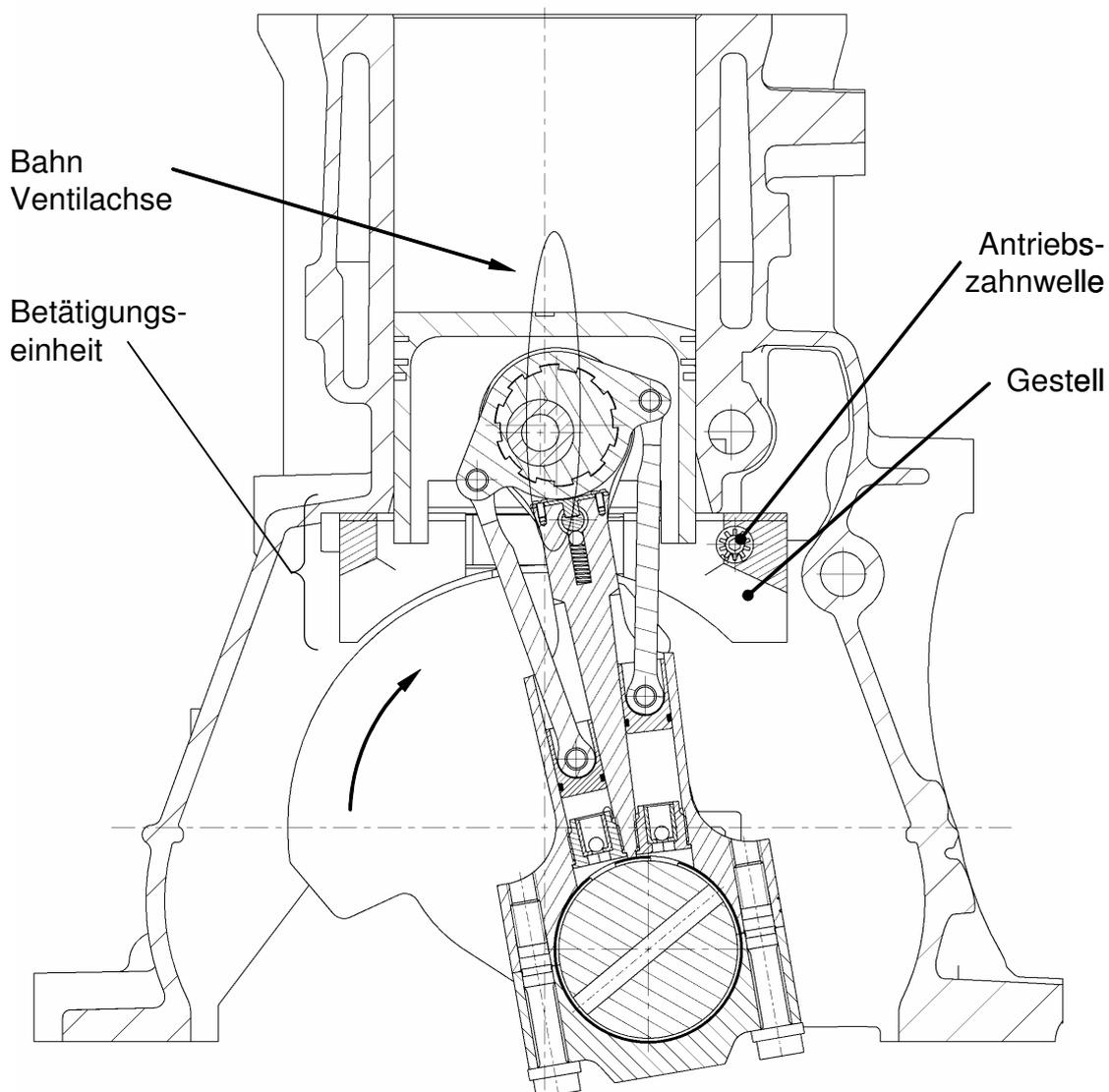


Bild 53: Bahnkurve der Ventilachse

Die gewünschte axiale Betätigung des Ventils wird dadurch erreicht, dass der Ventilkörper mit seinem kuppenförmigen Ende wie in Bild 54 dargestellt, über eine schräge Fläche gleitet. Diese schräge Fläche steht senkrecht zur Horizontalebene, so dass nur die Horizontalkomponente der Ventilbahn zur Axialbewegung des Ventils ausgenutzt wird.

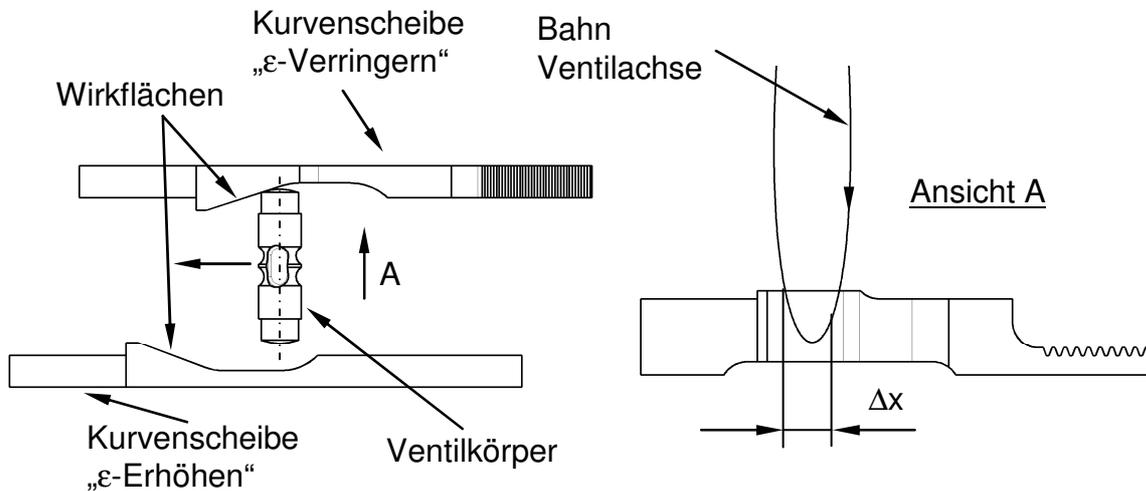


Bild 54: Ventilbetätigung mittels Kurvenscheiben

Die Höhe der Kurvenscheiben wird durch den zur Verfügung stehenden Freiraum zwischen den Gegengewichten der Pleuelwelle und dem tiefsten auftretenden Punkt der Pleuelnabe begrenzt. Die mögliche Höhe der Kurvenscheibe begrenzt die nutzbare horizontale Bahnkomponente Δx (Bild 54). Hierbei ist es vorteilhaft möglichst einen großen Bahnabschnitt zu nutzen, um damit einen geringen Winkel der Wirkflächen zur horizontalen Bewegungsrichtung des Ventilkörpers wählen zu können, so dass die auftretende Stossintensität minimiert wird. Die Obenführung des Pleuels ist hierbei vorteilhaft, da somit geringere Toleranzen zwischen Ventilkörper und Kurvenscheibe möglich sind als im Falle einer Pleueluntenführung.

Der Antrieb der Kurvenscheiben erfolgt über Zahnstangen welche einmal oberhalb und einmal unterhalb der Antriebszahnwelle eingreifen, Bild 55. Auf diese Weise bewegen sich die beiden Kurvenscheiben gegenläufig. Die Wirkflächen der Kurvenscheiben sind jeweils so bemessen, dass der Ventilkörper beim Verlassen der Wirkflächen noch nicht seine Endlage erreicht. Der verbleibende Wegbetrag bis zur Endlage wird erst durch die Feder/Kugel-Rastkombination aufgebracht. Auf diese Weise kommt es bei der nächsten Motorumdrehung nicht zu einem erneuten Kontakt zwischen Kurvenscheibe und Ventilkörper. Die Kurvenscheibe kann in ihrer Position verweilen und muss nicht wieder zurückgefahren werden.

Für den Fall, dass alle Zylinder mit einem VCR-Pleuel ausgestattet werden, wird jeder Pleuelraum mit einer eigenen Betätigungseinheit ausgestattet. Diese Betätigungseinheit umfasst ein Gestell zur Aufnahme der beiden Kurvenscheiben sowie der Antriebszahnwelle, Bild 53 und Bild 55.

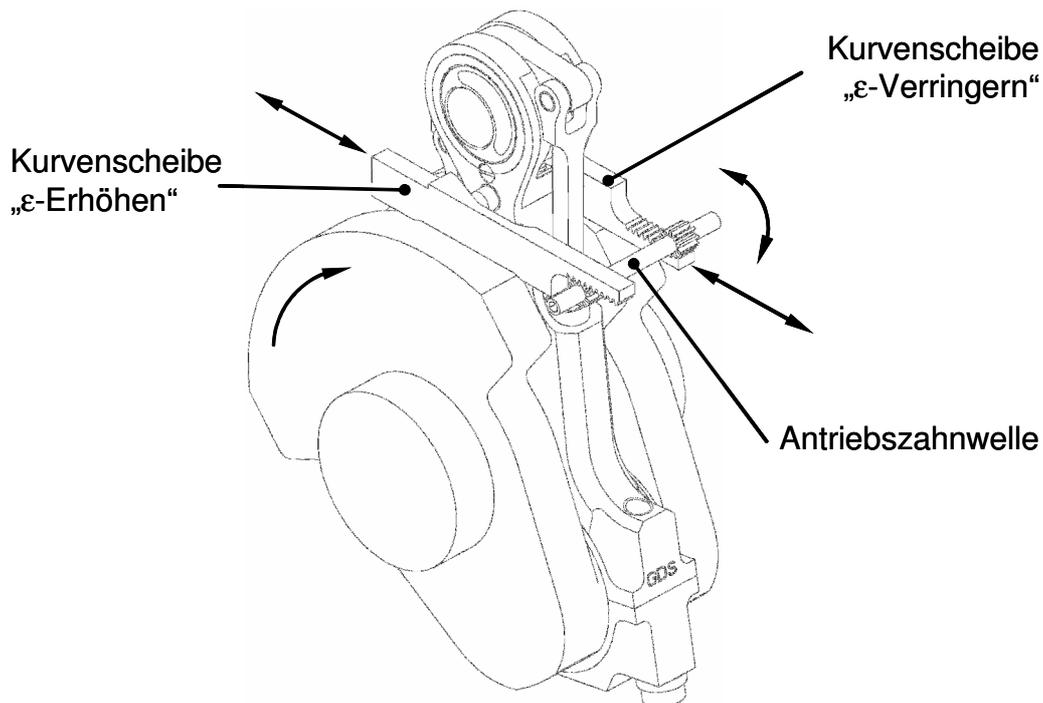


Bild 55: Antrieb der Kurvenscheiben

4.3.4 Simulation des Umschaltvorganges

Im Folgenden werden die relevanten Beziehungen zur Modellierung des Umschaltvorganges des Mehrzyklusstellers zusammengestellt. Mit Hilfe eines eigens für diesen Anwendungsfall aufgebauten Simulationsmodells wird die Umschaltdauer für verschiedene Motorbetriebszustände berechnet.

Über die Verzahnung zwischen Exzenter und Anlenkhebel wird das Stützmoment M_{St} übertragen, welches sich wie folgt aus dem Exzentermoment und den angreifenden Reibmomenten ergibt:

$$M_{St} = M_E \pm M_{R,B} \pm M_{R,E} \quad \text{Gl. 94}$$

Die Trägheitswirkung des Exzenters und der sich mit ihm im Eingriff befindlichen Teile wird nicht berücksichtigt. Ebenso werden die Reibmomente in den Gelenken sowie der Reibungswiderstand des Stützkolbens vernachlässigt. Abschätzungen der Größenordnungen welche diese Vorgehensweise begründen, sind im Anhang ausgeführt, Kapitel 9.6.

Das Exzentermoment M_E errechnet sich nach den in Kapitel 3.3.1.2 abgeleiteten Beziehungen aus der am Kolbenbolzen angreifenden Lagerlast \vec{F}_{LB} .

Die Wirkrichtung des vom Kolbenbolzen auf den Exzenter übertragenen Reibmomentes $M_{R,B}$ hängt von der momentanen Schwenkrichtung des Pleuels ab, während die Wirkrichtung des vom Pleuel auf den Exzenter übertragenen Reibmomentes $M_{R,E}$ von der Drehrichtung des Exzenters relativ zum Pleuel abhängt, Bild 56.

Für beide Reibstellen (jeweils vorliegende Gleitpaarung: Stahl/Lagerbronze geölt) wird das Coulombsche Reibungsgesetz angewendet. An der Reibstelle Kolbenbolzen/Exzenter wird aufgrund der hier aufgeprägten Schwenkbewegung von „Gleitreibung“ $\mu_G = 0,06$ ausgegangen während an der Reibstelle Pleuel/Exzenter aufgrund

der dort geringeren Relativgeschwindigkeit von „Haftreibung“ $\mu_H = 0,1$ ausgegangen wird. Die zugrundegelegten Reibkoeffizienten entstammen [68].

Die Reibmomente berechnen sich somit aus den jeweils herrschenden Lagerkräften zu:

$$M_{R,B} = \frac{d_B}{2} \cdot \mu_G \cdot |\vec{F}_{LB}| \quad \text{Gl. 95}$$

$$M_{R,E} = r_{E,a} \cdot \mu_H \cdot |\vec{F}_S| \approx r_{E,a} \cdot \mu_H \cdot |\vec{F}_S| \quad \text{Gl. 96}$$

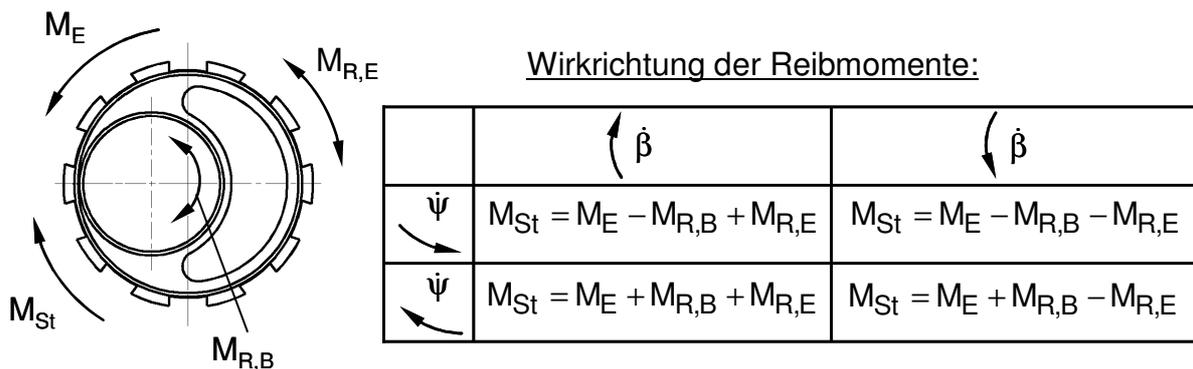


Bild 56: Stützmoment am Exzenter

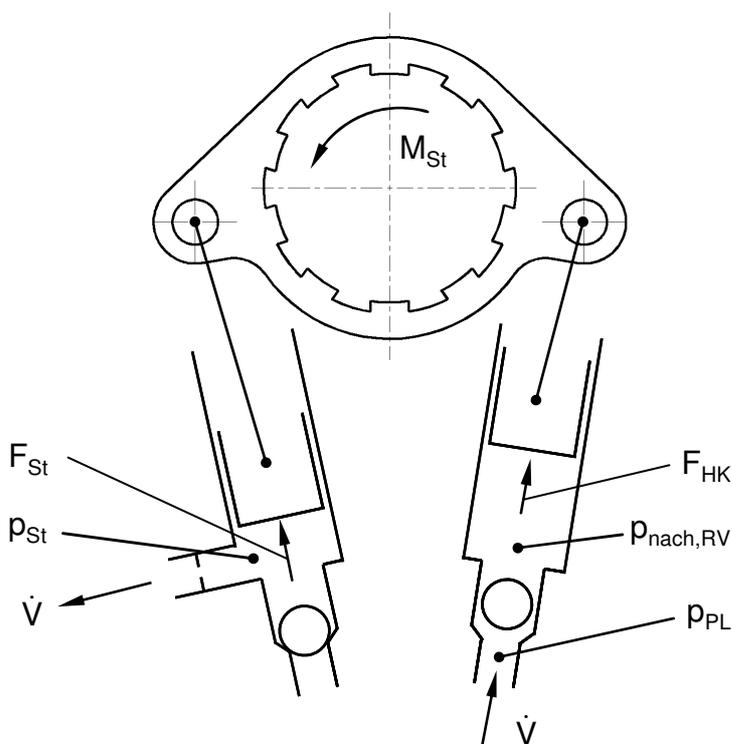


Bild 57: Stützkraft und Stützdruck

Unter Anwendung des Prinzips der virtuellen Arbeit auf die Abstützmechanik und unter Bezugnahme auf Bild 57 kann zwischen dem Stützmoment M_{St} und den an den Pleuellagerungsflächen angreifenden Kräften F_{St} und F_{HK} die folgende Beziehung abgeleitet werden:

$$F_{St} = F_{HK} \cdot \frac{|f_{\ddot{U},r}|}{|f_{\ddot{U},l}|} + \frac{M_{St}}{|f_{\ddot{U},l}|} \quad \text{mit:} \quad |f_{\ddot{U},r}| \approx |f_{\ddot{U},l}| \Rightarrow F_{St} = F_{HK} + \frac{M_{St}}{|f_{\ddot{U},l}|} \quad \text{Gl. 97}$$

Die Kraft F_{HK} errechnet sich aus dem Druck nach dem Rückschlagventil $p_{nach,RV}$:

$$F_{HK} = p_{nach,RV} \cdot A_{HK} \quad \text{Gl. 98}$$

Die Stützkraft F_{St} ruft über die Kolbenfläche des Stützkolbens den Stützdruck p_{St} hervor:

$$p_{St} = \frac{F_{St}}{A_{HK}} \quad \text{Gl. 99}$$

Infolge des Stützdruckes p_{St} wird in der freigeschalteten Stützkammer der Ölvolumentstrom \dot{V} verdrängt:

$$\dot{V} = \alpha_{D,B} \cdot A_B \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{St}}{\rho_{\ddot{O}}}} \quad \text{Gl. 100}$$

Durch Zusammenfassen erhält man folgende Differentialgleichung für den Exzenterverdrehwinkel β :

$$\dot{\beta} = \frac{\alpha_{D,B} \cdot A_B}{A_{HK} \cdot |f_{\ddot{U},l}|} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\ddot{O}}}} \cdot \sqrt{p_{PL} - \underbrace{\frac{\rho_{\ddot{O}} \cdot f_{\ddot{U},l}^2 \cdot A_{HK}^2}{2 \cdot \alpha_{D,RV} \cdot A_{RV}}}_{\Delta p_{RV}} \cdot \beta^2 + \frac{M_{St}}{A_{HK} \cdot |f_{\ddot{U},l}|}} \quad \text{Gl. 101}$$

Da das Exzentermoment (Ursache für die Exzenterverdrehung) als Funktion der Zeit bekannt ist, kann der gesuchte Verlauf des Exzenterverdrehwinkels durch numerische Integration obiger Gleichung über der Zeit bestimmt werden. Als Integrationsverfahren wird auch die Eulersche Polygonzugmethode angewendet.

Simulationsrechnungen

Für eine Verstellung von hohe auf niedrige Verdichtung sind in Bild 58 einige Berechnungsgrößen innerhalb eines Zyklus dargestellt.

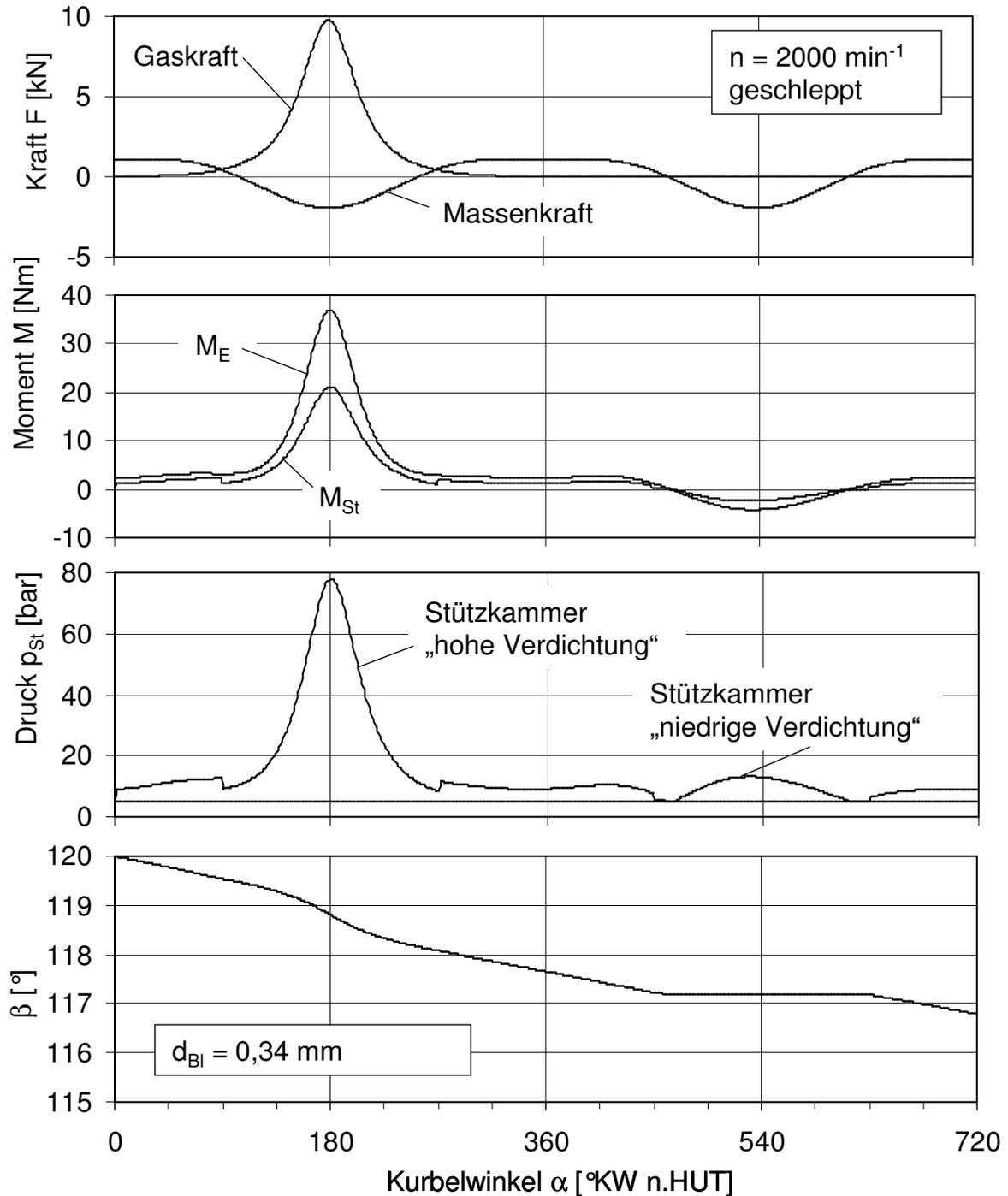


Bild 58: Berechneter Umschaltvorgang hin zu niedriger Verdichtung im ersten Zyklus

In den folgenden Simulationen werden so viele Zyklen durchlaufen bis der Exzenter seinen mechanischen Zielendanschlag erreicht hat. Bild 59 und Bild 60 zeigen den Verlauf des Exzenterwinkels β bei Umschaltung auf niedrige Verdichtung und umgekehrt.

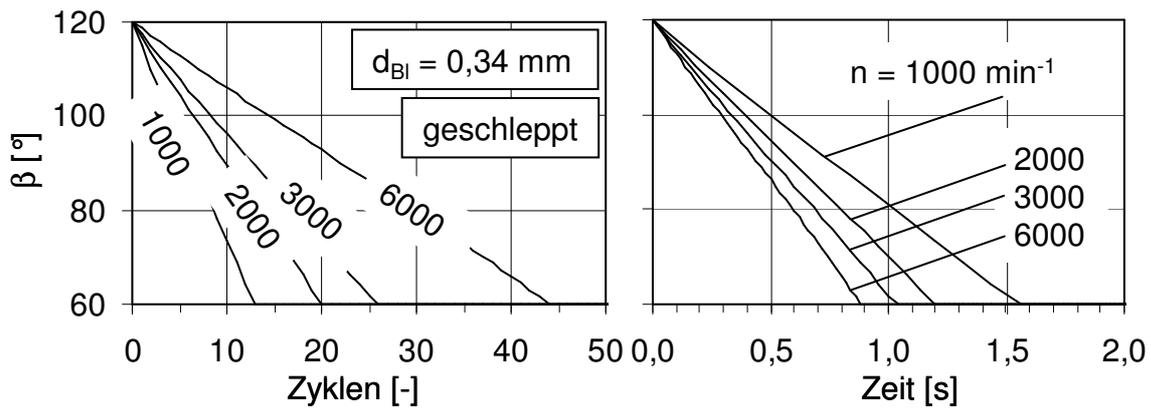


Bild 59: Berechneter Umschaltvorgang auf niedrige Verdichtung

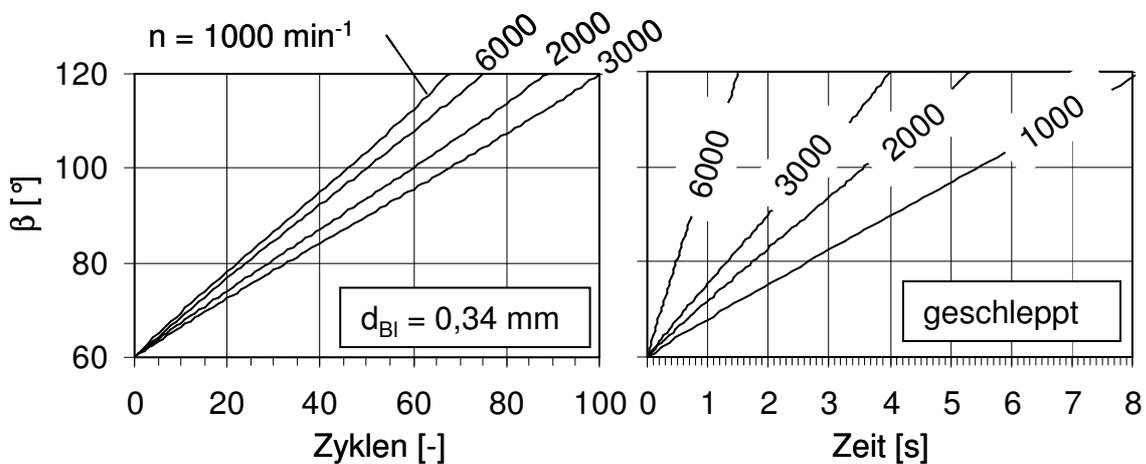


Bild 60: Berechneter Umschaltvorgang auf hohe Verdichtung

Den Simulationsrechnungen liegt ein berechneter Gasdruckverlauf zugrunde (analog Kapitel 4.2.8).

Nachgiebigkeit und hydraulische Verluste

Eine Leckage der hydraulischen Abstützung führt zu hydraulischen Verlusten, da der Stützkolben bei jedem Arbeitsspiel unter der Stützkraft einsinkt. Diese hydraulischen Verluste wirken sich erhöhend auf den Reibmitteldruck p_{mr} aus.

Zur Quantifizierung dieser Reibmitteldruckzunahme wird im Simulationsmodell eine Nachgiebigkeit in Sperrichtung aufgrund von Leckage am Stützkolben berücksichtigt.

Während dieser „Sperrphase“ gilt für den Ausfluss aus der Stützkammer (Annahme einer laminaren Spaltströmung, keine Dichtringe):

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d_{HK} \cdot h_S^3}{12 \cdot \eta \cdot h_{HK}} \cdot \Delta p$$

Gl. 102

Bild 61 zeigt den berechneten Exzenterdrehwinkel β während der Sperrphase und die daraus resultierende Dissipationsarbeit W_{diss} , exemplarisch für geschleppten Motorbetrieb bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

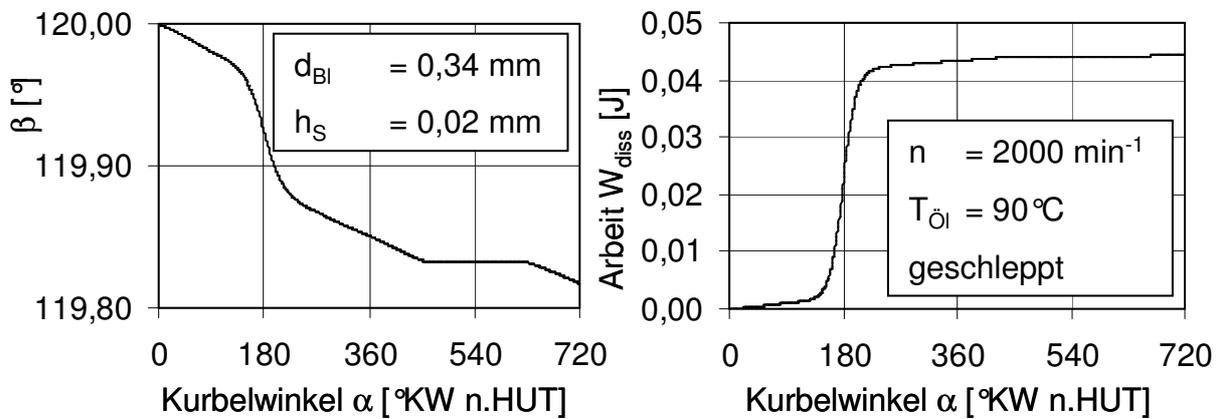


Bild 61: Nachgiebigkeit und einhergehende hydraulische Verluste

Die maximal auftretende Exzenterverdrehung von $\Delta\beta = 0,18^\circ$ entspricht einem Einsinkweg des Stützkolbens von $y = 0,07 \text{ mm}$. Der Arbeitsbetrag von $W_{\text{diss}} = 0,046 \text{ J}$ (pro Arbeitsspiel und Zylinder) führt bei einem 1,8 l 4-Zylinder-4-Taktmotor lediglich zu einer Zunahme des Reibmitteldruckes um $\Delta p_{\text{mr}} = 1 \text{ mbar}$.

5 Prüfstandserprobung

Die theoretischen Überlegungen zu den beiden Grundprinzipien Ein- und Mehrzyklusverstellung sollen durch Prüfstandsläufe bestätigt werden. Dazu werden zwei Vollmotoren aufgebaut welche beide auf dem selben Serienmotor basieren. In beiden Motoren wird jeweils am zweiten Zylinder das entsprechende VCR-Pleuel eingebaut. Die Prüfstandsläufe erfolgen geschleppt und mit angeschlossener Öl- und Wasserthermostatisierung. Zur Kontrolle der momentanen Verdichtung wird jeweils der zweite Zylinder mit einem Indizierquarz zur Messung des Zylinderdruckes versehen.

Sämtliche Bauteile der beiden VCR-Pleuel werden durch Zerspanung bzw. durch Drahterosion aus Vollmaterial herausgearbeitet. Als Werkstoff wird für alle Einzelteile der Vergütungsstahl 42CrMo4 mit einer Mindestzugfestigkeit von 800 N/mm^2 (im Anlieferungszustand) verwendet. Eine anschließende Wärmebehandlung erfolgt nicht.

5.1 Einzyklussteller

5.1.1 Bauteile und Prüfstands Aufbau

Der Kolben besitzt zur Aufnahme des im Durchmesser von $d_B = 20$ auf 18 mm verkleinerten Bolzens Distanzhülsen aus Lagerbronze. Die Kolbenoberseite wird um 2,4 mm abgefräst, um die Maximalverdichtung und vor allem den Ventilfreigang zunächst konstant zu halten, (vgl. Kapitel 4.1). Zur Darstellung einer Obenführung wird die Kolbennabe beidseitig von innen angespiegelt.

Die Modifikationen am Basismotor beschränken sich auf das Anbringen zusätzlicher Bearbeitungen am Zylinderkurbelgehäuse (ZKG), zwecks Aufnahme der motorfesten Betätigungseinrichtung. Dazu muss im Kurbelraum eines Zylinders eine Planfläche gefräst werden. Zusätzlich sind zwei Bohrungen in die Schürze einzubringen zur Aufnahme der Hydraulikzylinder. Da der gegendruckseitige seitliche Durchbruch eine Ölleitung trennt, muss diese durch eine externe Rohr/Schlauchleitung ersetzt werden. Die Durchbrüche in der Schürze werden durch eingeklebte Hülsen abgedichtet, und zwischen Hydraulikzylinder und Hülse ist ein O-Ring montiert (Bild 62).

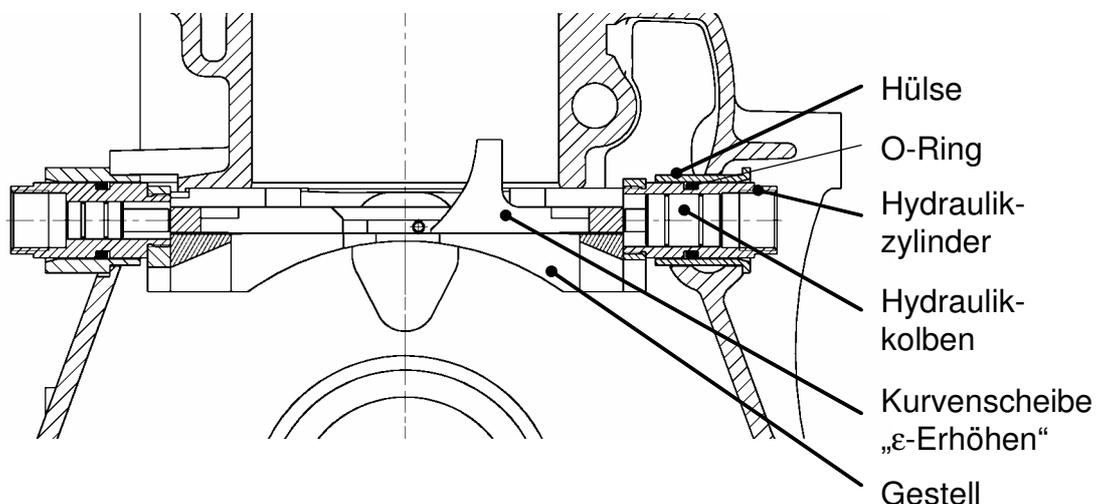


Bild 62: Hydraulikzylinder für Kurvenscheibenbetätigung

Die Druckölversorgung der Hydraulikzylinder erfolgt extern mit Hilfe eines hydro-pneumatischen Wandlers. Auf diese Weise lassen sich während der Versuchsphase von der Motordrehzahl unabhängige Öldrücke einstellen. Die 3/2-Wegeventile werden jeweils in einem Ventilblock aufgenommen, der jeweils direkt neben den Hydraulikzylindern positioniert wird. Auf diese Weise können zunächst Effekte durch ungewollte hydraulische Kapazitäten und Induktivitäten verhindert werden.



Bild 63: Bauteile VCR-Pleuel „Einzyklussteller“

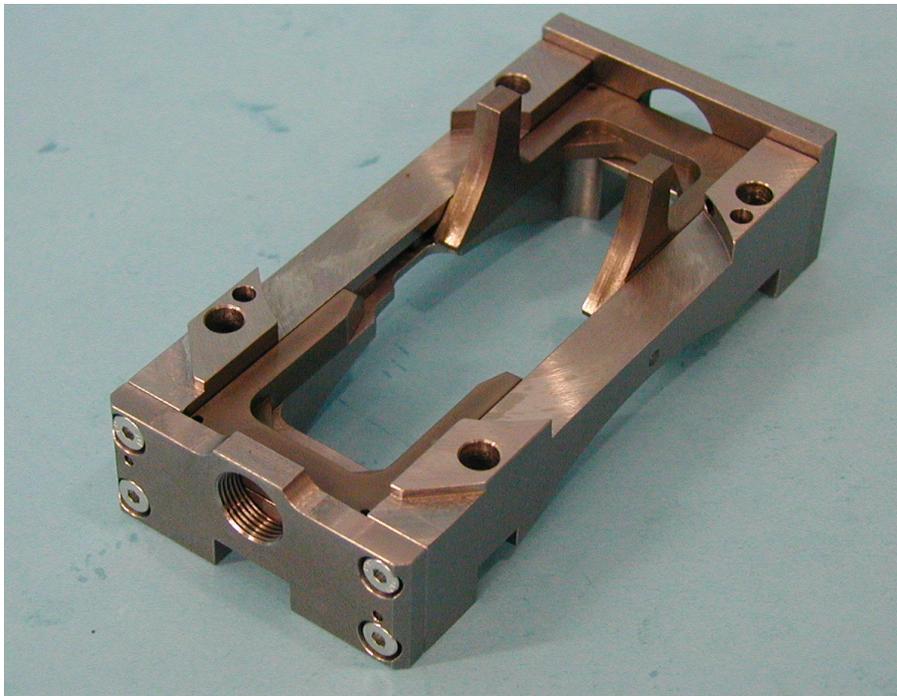


Bild 64: Gestell mit Kurvenscheiben

Die Bestimmung des momentanen Verdichtungsverhältnisses erfolgt auf indirektem Wege auf zweierlei Arten.

Einerseits ist der entsprechende Zylinder mit einem Druckindizierquarz versehen, so dass über den Zylinderdruckverlauf bzw. den Kompressionsenddruck auf das Verdichtungsverhältnis geschlossen werden kann.

Zusätzlich sind am Zylinder im Bereich des oberen und des unteren Totpunktes induktive Näherungssensoren angebracht. Durch den oberen Näherungssensor (Näherungssensor „ ϵ -hoch“) kann ein hohes Verdichtungsverhältnis detektiert werden, wenn die Triggermarke „ ϵ -hoch“ bei Erreichen des OT den Sensor überstreicht. Der untere Näherungssensor (Näherungssensor „ ϵ -niedrig“) vermag ein niedriges Verdichtungsverhältnis zu detektieren, wenn die Triggermarke „ ϵ -niedrig“ bei Erreichen des unteren UT den Sensor überstreicht, Bild 65.

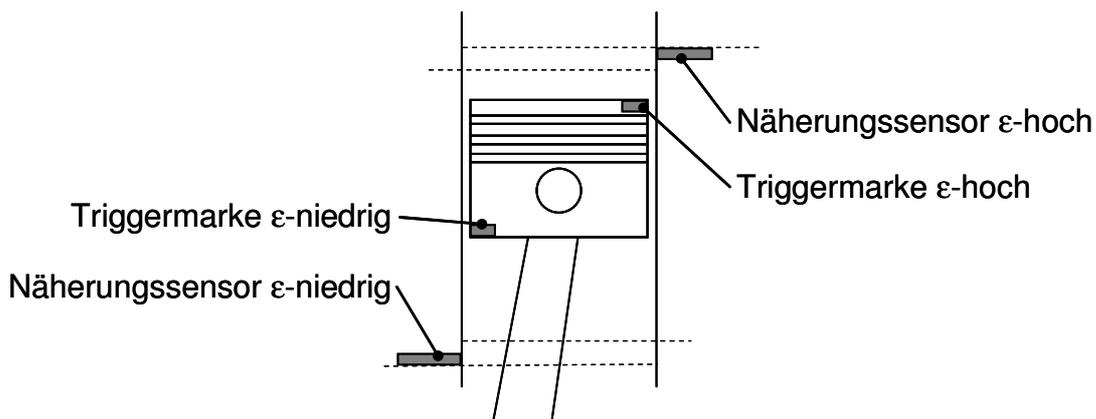


Bild 65: Näherungssensoren zur ϵ -Erkennung

Die Position der Kurvenscheibe „ ϵ -Erhöhen“ wird ebenfalls durch induktive Näherungssensoren überwacht.

Zur Bestimmung des Zeitpunktes des Aufschlages des Exzenters am Endanschlag wird am Kurbelgehäuse ein Beschleunigungssensor (Messung des Körperschalls) angebracht.

Die beiden 3/2-Wegeventile werden mit Hilfe eines für diesen Anwendungsfall entwickelten separaten Steuergerätes angesteuert. Die Initiierung eines Umschaltvorganges (in beide Richtungen) erfolgt nicht kurbelwinkelsynchron sondern durch manuelle Betätigung eines Tasters zu einem beliebigen Zeitpunkt. Der Einfahrvorgang der Kurvenscheibe wird vom Steuergerät selbsttätig initiiert, sobald die ϵ -Umschaltung detektiert worden ist.

5.1.2 Ergebnisse der Umschaltversuche

Anhand der in Bild 66 aufgetragenen Signalverläufe kann der Umschaltvorgang von niedriger auf hohe Verdichtung rekonstruiert werden. Die Bestromung des elektrisch betätigten 3/2-Wegeventils wird infolge manueller Betätigung eines Auslösetasters zu einem zufälligen Zeitpunkt eingeschaltet (hier bei 60° , nicht eingezeichnet). Bei $\alpha = 180^\circ$ springt das Signal am ersten Näherungssensor „Eingefahren“ der Kurvenscheibe „ ϵ -Erhöhen“ um, die Kurvenscheibe hat sich somit von ihrem Anschlag gelöst und beginnt zu verfahren. Bei $\alpha = 260^\circ$ detektiert der zweite Näherungssensor „Ausgefahren“ das Erreichen der Kurvenscheibe am anderen Endanschlag. Die Kurvenscheibe ist nun in diesem Fall rechtzeitig in ihrer Arbeitsstellung angekommen und

betätigt den Schlitten beim nächsten UT-Durchlauf. Kurz nach dem darauffolgenden OT bei $\alpha = 566^\circ$ wird am Beschleunigungssensor das Aufschlagereignis des Exzentrers detektiert. Beim nächsten Zünd-OT ($\alpha = 900^\circ$) überstreicht die Triggermarke am Kolben den OT-Näherungssensor „ ϵ -hoch“, woraufhin die Ventilbestromung umgehend wieder ausgeschaltet wird. Bei $\alpha = 1033^\circ$ beginnt die Kurvenscheibe daraufhin von ihrer Endlage abzuheben und erreicht bei $\alpha = 1200^\circ$ wieder ihre Ruhestellung.

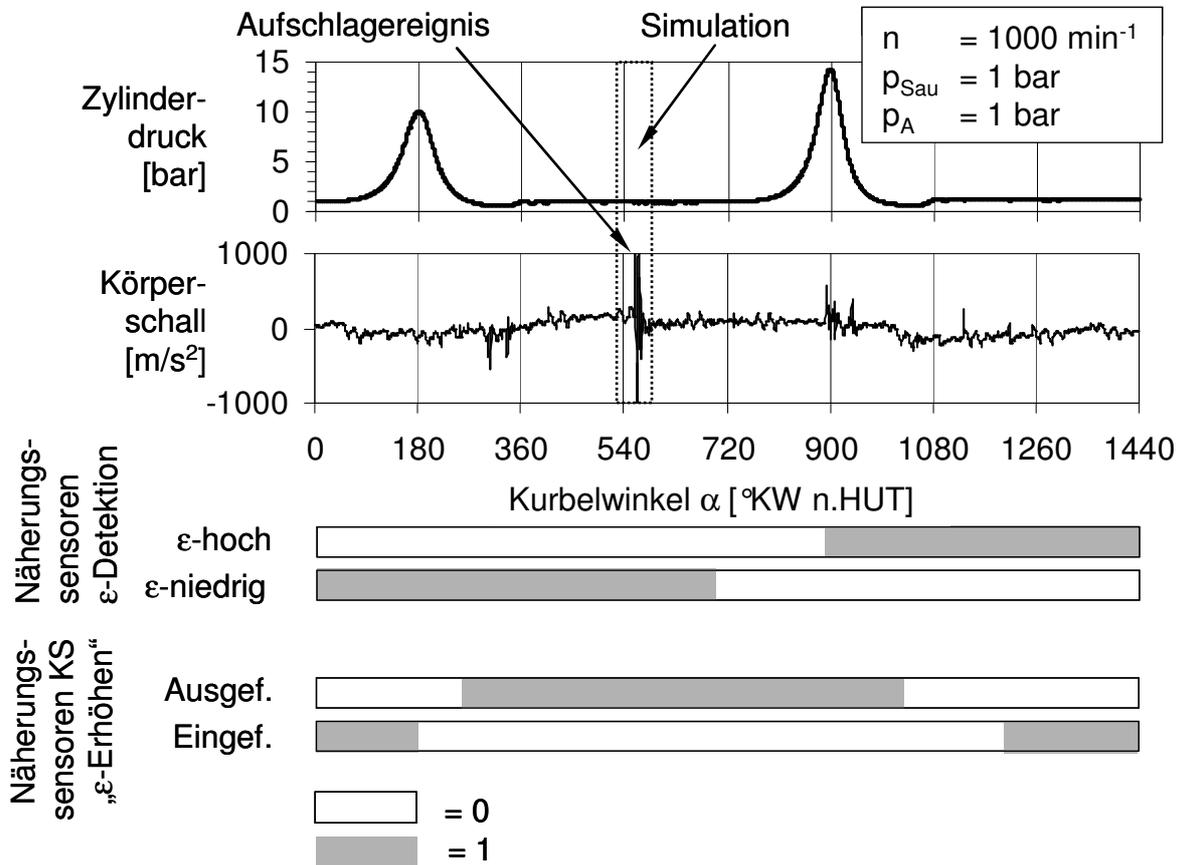


Bild 66: Gemessener Umschaltvorgang von niedriger auf hohe Verdichtung

Beim Umschaltvorgang zurück auf niedrige Verdichtung (Bild 67) stehen keine Näherungssensoren für die Kurvenscheibe „ ϵ -Verringern“ zur Verfügung (im Versuchsaufbau nicht vorgesehen), so dass der Verfahrensvorgang dieser Kurvenscheibe nicht kontrolliert werden kann. Im dargestellten Umschaltereignis erfolgt die Bestromung bei $\alpha = 230^\circ$ (nicht eingezeichnet), also zufällig kurz nach Zünd-OT. Das Aufschlagereignis tritt in der nächsten Kompressionsphase bei $\alpha = 803^\circ$ auf. Bei $\alpha = 1066^\circ$, beim nächsten UT-Durchlauf, überstreicht die Triggermarke am Kolben den UT-Näherungssensor „ ϵ -niedrig“, woraufhin die Bestromung der Kurvenscheibe „ ϵ -Verringern“ wieder abgeschaltet wird.

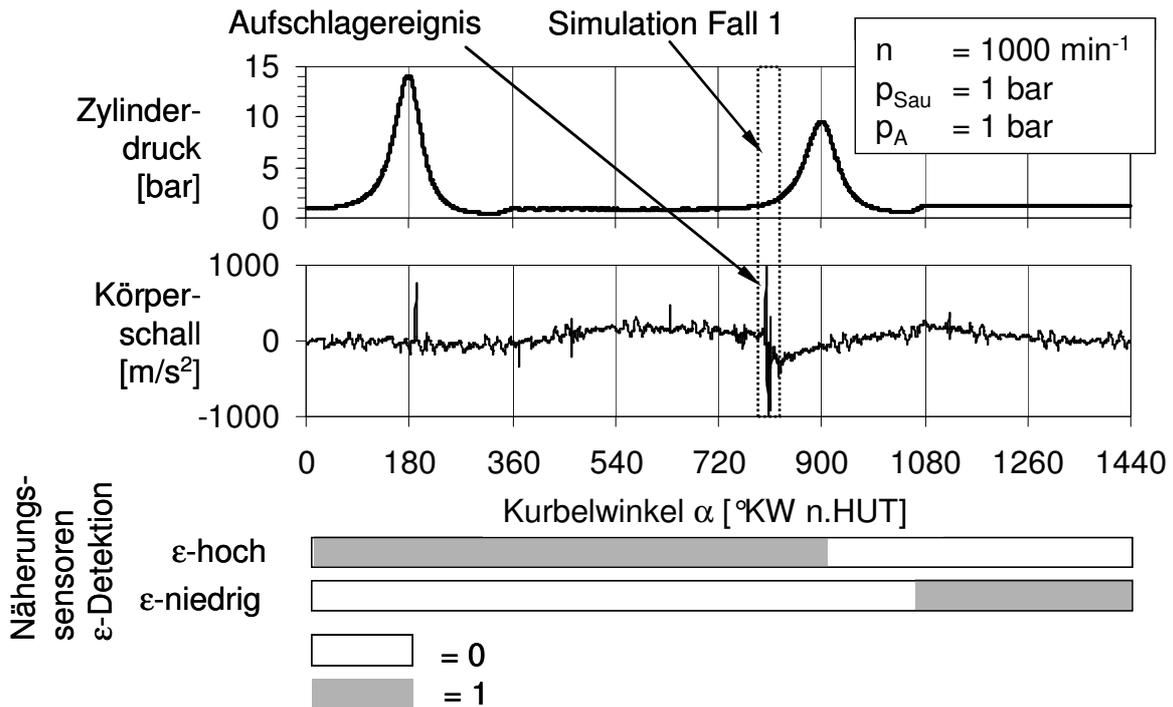


Bild 67: Gemessener Umschaltvorgang von hoher auf niedrige Verdichtung

Für den dargestellten Betriebspunkt bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ stimmt die gemessene und die simulierte Aufschlagstelle gut überein. Das in Bild 66 und Bild 67 eingezeichnete simulierte Kurbelwinkelfenster wird jeweils durch eine Simulation bei $\mu = 0,06$ und bei $\mu = 0,1$ aufgespannt. Bei der Umschaltung auf niedrige Verdichtung Bild 67 tritt der Fall 1 ein, d.h. die Kraft der Rückholfeder überwindet die Reibungskraft zwischen der Haltenase des Exzenters und der Sperrklinke.

Die Umschaltversuche bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ stehen in beiden Umschaltrichtungen im Einklang mit der Simulation (Bild 68, oben).

Die Umschaltversuche bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ zeigen in der Umschaltrichtung von hoher auf niedrige Verdichtung ein anderes Verhalten. Hier schlägt der Exzenter offenbar erst nach dem Hochdruck-OT ($\alpha > 180^\circ \text{ KW n.HUT}$) in den Endanschlag und nicht schon um $\alpha = 90^\circ \text{ KW n.HUT}$ wie bei $n = 1000$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Aus diesem Verhalten kann geschlossen werden, dass die Sperrklinke offenbar nicht unmittelbar während des Entriegelns ausser Eingriff gebracht wird, sondern erst nachdem die Kraft der Rückzugfeder die Reibungskraft zwischen Klinke und Haltenase des Exzenters überwunden hat.

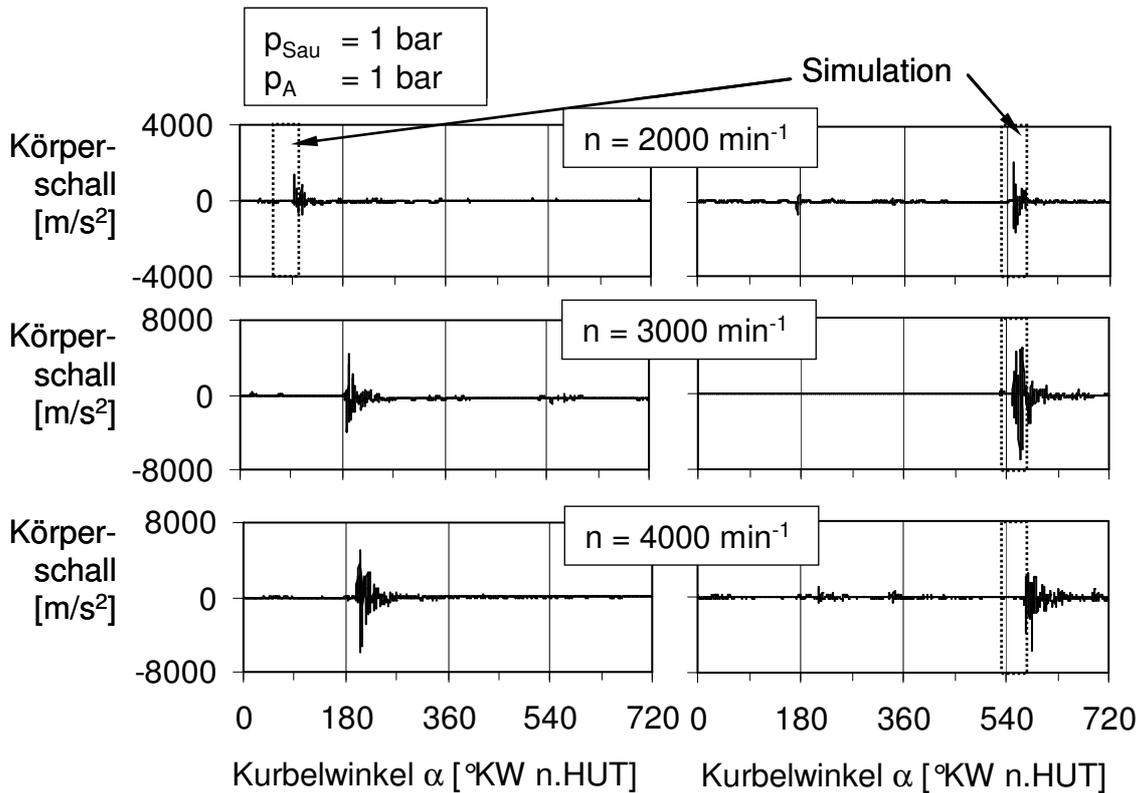


Bild 68: Gemessene Umschaltvorgänge bei unterschiedlichen Drehzahlen, Umschaltung auf niedrige Verdichtung (links), Umschaltung auf hohe Verdichtung (rechts)

5.1.3 Dauerlaufuntersuchung

Bedingt durch die stossartige Beanspruchung der Kontaktstelle zwischen Endanschlag am Pleuel und Haltenase am Exzenter kommt es zu Beschädigungen am Exzenter. Die in Kapitel 5.1.2 beschriebenen Umschaltversuche müssen deshalb mehrfach unterbrochen werden, um den beschädigten Exzenter auszutauschen. Dabei werden unterschiedliche Exzentervarianten erprobt, welche sich sowohl geometrisch als auch im Werkstoff unterscheiden. Tabelle 15 gibt einen Überblick über die untersuchten Varianten.

Mit der Basisvariante „geringe Härte“ gelingt es 280 Umschaltungen bei Drehzahlen bis $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ zu absolvieren, bevor es zum Bauteilversagen aufgrund von Deformationen an der Haltenase des Exzenters kommt.

Bei der Variante „maximale Härte“ wird die Geometrie der Basisvariante übernommen. Der durchhärtende Werkzeugstahl wird auf seine maximal erreichbare Härte angelassen. Nach 170 Umschaltungen bei Drehzahlen bis $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ tritt Bauteilversagen ein. Entlang beider Ausrundungsradien bilden sich Risse aus, welche über die ganze Breite des Exzenters verlaufen und damit eine Durchmesservergrößerung der Lagerflächen herbeiführen, was eine unzulässige Schwergängigkeit des Exzenters zur Folge hat. An den Auflageflächen der Haltenasen sind keinerlei Deformationen zu erkennen.

Variante	Werkstoff/Wärmebehandlung/Oberfläche	Geometrie
„geringe Härte“	<ul style="list-style-type: none"> • 42CrMo4 • grundvergütet • Radius unpoliert 	<ul style="list-style-type: none"> • $d_B = 18$ mm • $R = 0,3$ mm
„maximale Härte“	<ul style="list-style-type: none"> • C105W1 • durchgehärtet • angelassen auf 65 HRC • Radius unpoliert 	<ul style="list-style-type: none"> • $d_B = 18$ mm • $R = 0,3$ mm
„mittlere Härte“	<ul style="list-style-type: none"> • C105W1 • durchgehärtet • angelassen auf 52 HRC • Radius poliert 	<ul style="list-style-type: none"> • $d_B = 18$ mm • $R = 0,8$ mm
„große Wandstärke“	<ul style="list-style-type: none"> • C105W1 • durchgehärtet • angelassen auf 52 HRC • Radius poliert 	<ul style="list-style-type: none"> • $d_B = 16$ mm • $R = 0,8$ mm

Tabelle 15: Erprobungsvarianten und erzieltetes Ergebnis

Durch Anlassen des durchgehärteten Exzenters auf einen mittleren Härtegrad, bei gleichzeitigem Duktilitätsgewinn, und Vergrößerung und Polierens des Ausrundungsradius an der Haltenase des Exzenters („mittlere Härte“) gelingt es 80 Umschaltungen bis $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ durchzuführen. Der aufgetretene Riss am Exzenter erstreckt sich, wie bei Variante „maximale Härte“ über die ganze Exzenterbreite, jedoch diesmal nur an der Seite des Exzenters wo eine dünne Wandstärke zwischen Innen- und Außenfläche vorliegt. Die Auflageflächen an den Haltenasen sind weitestgehend frei von Deformationen.

Bei der Variante „große Wandstärke“ wird der Bolzendurchmesser von $d_B = 18$ auf $d_B = 16$ mm verringert, so dass die Wandstärke an der rissgefährdeten Haltenase anwächst. Als Folge dieser Maßnahme gelingt es 1700 Umschaltungen bei Drehzahlen bis $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ durchzuführen. Danach kommt es zur Schwergängigkeit des Exzenters aufgrund zu starker Deformationen am Endanschlag am Pleuel.

Mit Hilfe dieser Versuchsreihe wird gezeigt, dass sich die Lebensdauer der stossbelasteten Bauteile durch Formgebungsmaßnahmen (Wandstärke und Ausrundungsradius) und durch einen werkstoffseitigen Kompromiss aus Härte und Duktilität gegenüber der Basisvariante signifikant steigern lässt. Zur Darstellung einer dauerfesten Konstruktion bedarf es jedoch noch weiterer konstruktiver Maßnahmen, wie z.B. einer wirkungsvollen Endlagendämpfung, wofür in Kapitel 6.1 Lösungsansätze aufgezeigt werden.

5.2 Mehrzyklussteller

5.2.1 Bauteile und Prüfstands Aufbau

Der Anlenkhebel, die Schubstangen und die Hydraulikkolben werden zu einer Einheit vormontiert und zusammen von oben ins Pleuel eingesetzt, Bild 69.



Bild 69: Abstützmechanik

Die Verzahnung am Anlenkhebel und am Exzenter wird durch Drahterosion hergestellt. Zur Vermeidung von „Fressen“ sind die Bauteile Exzenter, Anlenkhebel, Hydraulikkolben und Schubstange phosphatiert.

Die Herstellung der Zylinderbohrungen im Pleuel erfolgt durch Bohren und anschließendem Honen. Das montierte VCR-Pleuel, Bild 70, wird wie beim konventionellen Motor zusammen mit dem Kolben von oben montiert.



Bild 70: Montiertes VCR-Pleuel „Mehrzyklussteller“

Für den Versuchsträger wird nur eine Zylindereinheit (Zylinder 2) mit einem VCR-Pleuel und einer Betätigungseinheit ausgestattet. Bild 71 zeigt das Gestell mit montierter Antriebszahnwelle und die beiden Kurvenscheiben.

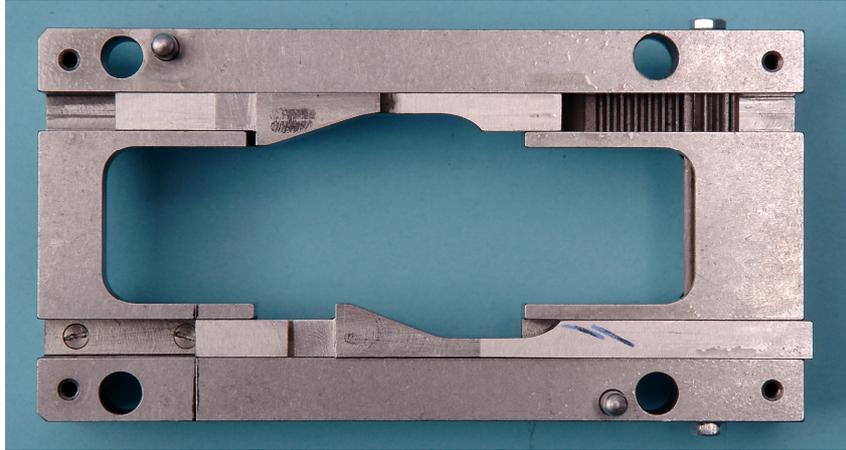


Bild 71: Gestell mit Kurvenscheiben

Am Kolben werden die selben Modifikationen wie im Falle des Einzyklustellers vorgenommen, (vgl. Kapitel 5.1.1).

Der Antrieb der Betätigungseinrichtung erfolgt über einen an der vorderen Stirnseite des Motors angeflanschten elektrischen Stellmotor, welcher mit einem Untersetzungsgetriebe in Planetenbauweise mit nachgeschalteter Rutschkupplung versehen ist, Bild 72. Die Verwendung einer Rutschkupplung hat den Vorteil, dass keine präzise Lageregelung benötigt wird. Der Elektromotor kann für eine bestimmte Zeit eingeschaltet werden, so dass die Kurvenscheiben bis zu Ihren Endanschlägen fahren und die Kupplung beginnt durchzurutschen. Das Durchrutschmoment wird so eingestellt, dass zum einen eine sichere Verstellung der Kurvenscheiben erfolgt und zum anderen ein sicherer Abstand zum maximal zulässigen Drehmoment am Zahnrad gewährleistet ist. Die Ansteuerung des Elektromotors erfolgt manuell und nicht kurbelwinkelsynchron, da sich der Verfahrensvorgang ohnehin über mehrere Motorumdrehungen erstreckt. Demzufolge wird der Ventilkörper beim Umschalten einige Male die Kurvenscheibe berühren ehe das Ventil einrastet, was aufgrund der niedrigen Massen jedoch kein Problem erwarten lässt.

Rutschkupplung
 $M_{\max} = 2,8 \text{ Ncm}$

Planetengetriebe
 $i = 50$

Elektromotor
 $P = 12 \text{ W}$
 $n = 6000 \text{ min}^{-1}$

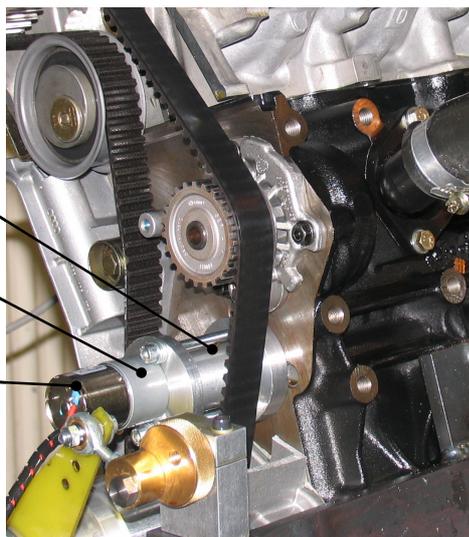


Bild 72: Antrieb der Betätigungseinrichtung

5.2.2 Ergebnisse der Umschaltversuche

Zur Quantifizierung der Umschaltzeiten werden während des Umschaltvorganges eine bestimmte Anzahl aufeinander folgender Zylinderdruckverläufe aufgezeichnet. Durch Darstellung der Maximaldrücke aus jedem aufgezeichneten Arbeitszyklus über der Zyklusnummer oder der Zeit kann der Umschaltvorgang visualisiert werden. Die Umschaltungen werden jeweils manuell ausgelöst.

Variation der Drehzahl

In Bild 73 sind die gemessenen Maximaldruckverläufe für Umschaltungen bei unterschiedlichen Drehzahlen dargestellt. Die Umschaltvorgänge vollziehen sich für beide Verstellrichtungen im untersuchten Drehzahlband stetig und monoton jedoch mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten.

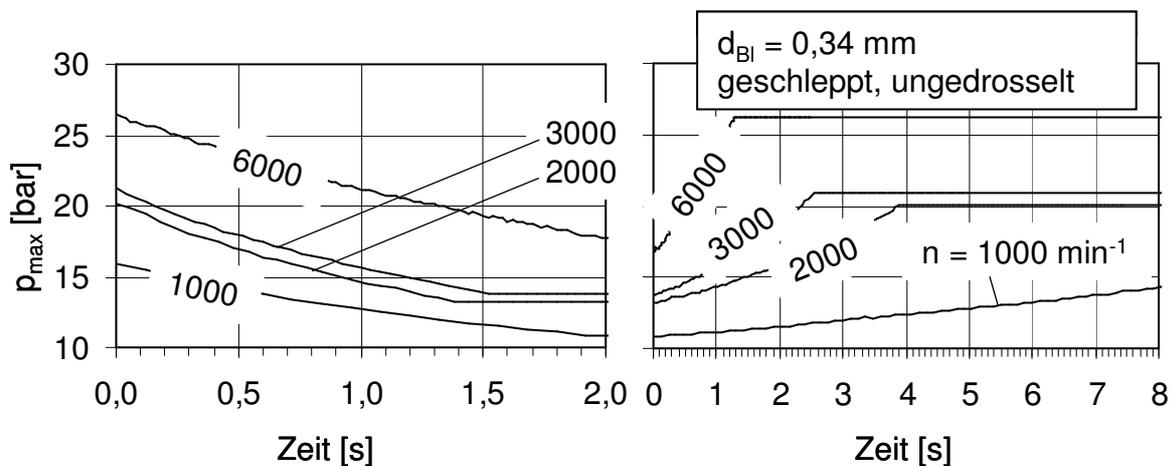


Bild 73: Gemessene Maximaldruckverläufe ungedrosselt, Umschaltung auf niedrige Verdichtung (links), Umschaltung auf hohe Verdichtung (rechts)

In Bild 74 sind die gemessenen und die berechneten Umschaltzeiten über der Drehzahl dargestellt. Bei Umschaltvorgängen auf niedrige Verdichtung (Bild 74 links) nimmt die Verstellzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ein Minimum ein und steigt bis $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ monoton an. Dieser monotone Anstieg wird durch die Simulationsrechnung nicht abgebildet.

Bei Umschaltvorgängen auf hohe Verdichtung (Bild 74 rechts) wird im Versuch eine monotone Abnahme der Umschaltzeiten über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich beobachtet, analog den Simulationsrechnungen. Oberhalb von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ sind die gemessenen Umschaltzeiten niedriger als in der Simulation.

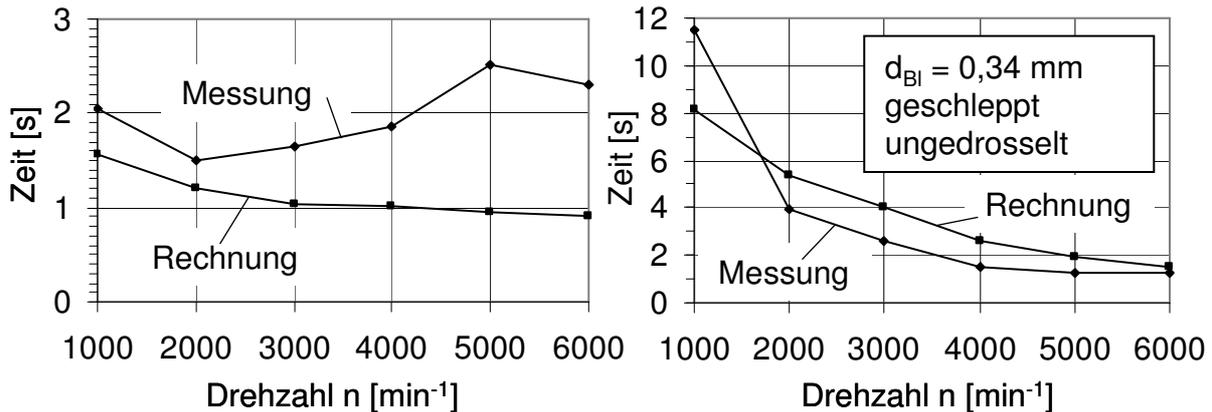


Bild 74: Vergleich gemessene und berechnete Umschaltzeiten, Umschaltung auf niedrige Verdichtung (links), Umschaltung auf hohe Verdichtung (rechts)

Das entwickelte Simulationsmodell ist offenbar in der Lage die Größenordnung der Umschaltzeiten je nach Drehzahl unterschiedlich genau abzubilden (minimale relative Abweichung 17 %, maximale relative Abweichung 76 %). Simulationsrechnungen mit abweichenden Simulationsparametern (Reibungskoeffizienten) führen nur bei bestimmten Drehzahlen zu einer Verringerung der Abweichung zwischen Messung und Rechnung. Daraus kann geschlossen werden, dass offenbar nicht alle Phänomene durch das Modell hinreichend genau abgebildet worden sind.

Das Verhalten der Rückschlagventile im bewegten System unter Fliehkräfteinfluss auf die Ventilkugel sowie die tatsächlichen Reibungswiderstände an den Lagerstellen des Exzenters stellen die größte Unsicherheit dar. Erst durch Messung des Stützdruckes und des Exzenterverdrehwinkels während der Verstellung mit ausreichender Abtastrate ließen sich solche Phänomene ausreichend genau erforschen, was Gegenstand weiterführender Arbeiten sein muss.

Umschaltversuche mit größeren Rückschlagventilen (8 mm Patronendurchmesser) haben gezeigt, dass sich oberhalb einer Drehzahl von $n = 3150 \text{ min}^{-1}$ keine Umschaltung auf hohe Verdichtung mehr durchführen lässt. Weiterhin wird beobachtet, dass ein selbsttätiger Übergang auf niedrige Verdichtung eintritt, wenn von hoher Verdichtung ausgehend, die Drehzahl über $n = 3150 \text{ min}^{-1}$ gesteigert wird. Eine mögliche Erklärung für dieses Phänomen ist die Trägheitswirkung der Rückschlagventilkugel. Die an der Kugel anliegenden Druckverhältnisse ändern sich so schnell, dass die Kugel nicht rechtzeitig an ihrem Sitz aufliegt, so dass das Rückschlagventil für einen kurzen Augenblick in Sperrrichtung durchströmt wird.

Androsselversuche

Der Einfluss des Gasdruckes auf die Verstellgeschwindigkeit wird im Rahmen der Schlepversuche dadurch untersucht, dass der Saugrohrdruck durch Androsselung und damit der Kompressionsenddruck (in diesem Zusammenhang gleichbedeutend mit Maximaldruck) variiert wird.

Mit Hilfe einer elektrisch betätigten Drosselklappe werden jeweils Saugrohrdrücke von $p_{\text{Sau}} = 700 \text{ mbar}$ und $p_{\text{Sau}} = 500 \text{ mbar}$ eingestellt. Bild 75 zeigt die gemessenen Umschaltzeiten bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Für Umschaltvorgänge hin zu niedriger Verdichtung steigt die Umschaltzeit infolge Androsselung an. Hinsichtlich schnellen Ausweiches der Klopfgefahr im Falle eines Lastsprunges, ist dieses Verhalten nicht störend, da der Saugrohrdruck im Falle eines Lastsprunges ansteigt.

Für Umschaltvorgänge hin zu hoher Verdichtung wird bis $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ein umgekehrtes Verhalten beobachtet. Hier reduziert sich die Umschaltzeit besonders bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ infolge Androsselung ganz erheblich (auf ca. 1/3 bei $p_{\text{Sau}} = 500 \text{ mbar}$ gegenüber ungedrosselt $p_{\text{Sau}} = 1000 \text{ mbar}$).

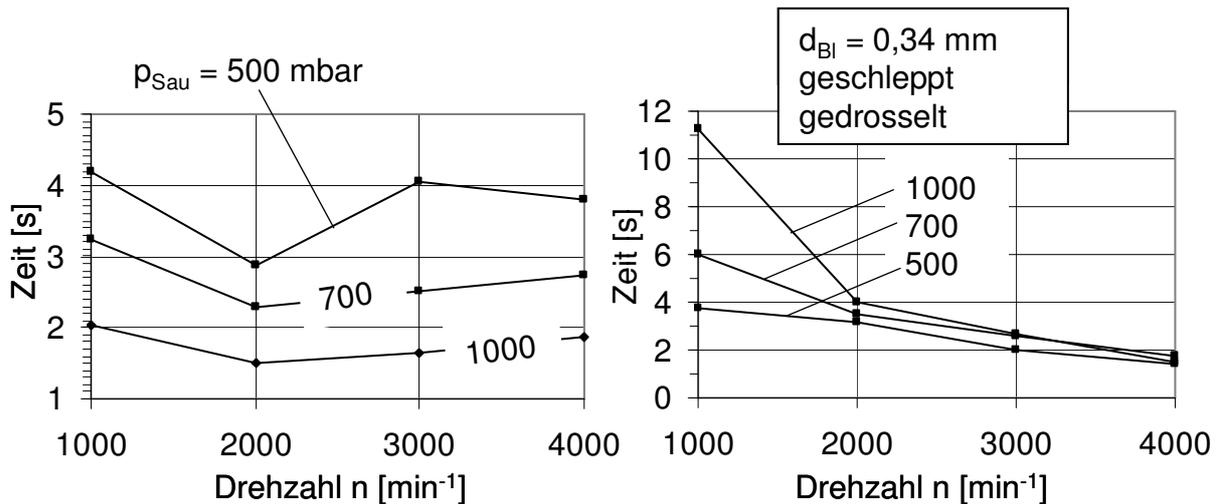


Bild 75: Gemessene Umschaltzeiten gedrosselt, Umschaltung auf niedrige Verdichtung (links), Umschaltung auf hohe Verdichtung (rechts)

5.2.3 Dauerlaufuntersuchung

Durch andauernden Betrieb mit periodischem Umschalten zwischen niedriger und hoher Verdichtung soll untersucht werden, inwieweit sich die Verstellgeschwindigkeiten infolge eventueller Verschleißerscheinungen ändern.

Zu diesem Zweck werden die Umschaltvorgänge automatisiert mit einer festen zeitlichen Wiederholfrequenz eingeleitet. In Abständen von 1000 Umschaltungen wird die Umschaltdauer jeweils gemessen.

In Bild 76 ist die Entwicklung der Umschaltzeiten über der „Erprobungsdauer“ dargestellt. Ein Trend der Umschaltzeiten über der Erprobungsdauer ist nicht erkennbar.

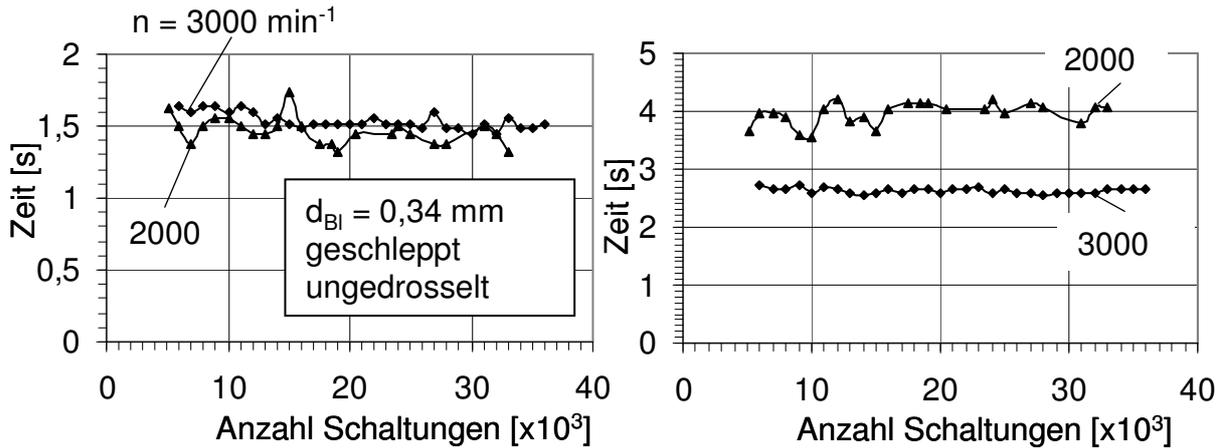


Bild 76: Reproduzierbarkeit der Umschaltvorgänge, Umschaltung auf niedrige Verdichtung (links), Umschaltung auf hohe Verdichtung (rechts)

Die Anzahl der durchgeführten Umschaltvorgänge beträgt 76.000 (d.h. 38.000 mal niedrig \rightarrow hoch, 38.000 mal hoch \rightarrow niedrig), bei einer Gesamtbetriebsdauer von 88 Stunden. Die Aufteilung auf die unterschiedlichen Drehzahlen kann nachfolgender Tabelle entnommen werden:

Drehzahl [min ⁻¹]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	Summe
Umschaltungen	3.100	33.000	36.000	4.000	300	10	76.000
Dauer [h]	6	37	40	4	0,5	0,5	88

Tabelle 16: Absolvierte Umschaltvorgänge und Betriebsdauern

Bis zum Ende der Dauerlauftests konnte kein Bauteilversagen durch Bruch oder Spielvergrößerung festgestellt werden. Die kraftführenden Teile wie Exzenter, Anlenkhebel, Schubstangen und die Gelenkstellen weisen keinerlei sichtbare Verschleißspuren auf. Ein ebenso positives Bild zeichnet sich an der Betätigungseinrichtung ab. Auf den Kurvenscheiben ist keine Einlaufspur vorhanden und auch der Ventilkörper weist an seiner balligen Kuppe keine Spuren von Deformation oder Materialabtrag auf.

6 Ausblick auf weitere konstruktive Detailansätze

Nachdem die grundsätzliche Funktion der beiden Grundprinzipien „Einzyklussteller“ und „Mehrzyklussteller“ im Versuch nachgewiesen worden ist, sollen hier konstruktive Lösungsansätze entwickelt werden mit dem Ziel, die an den Versuchsträgern aufgetretenen Schwachstellen zu beheben bzw. die funktionalen Eigenschaften zu verbessern.

6.1 Endlagendämpfung für den Einzyklussteller

Im Versuch wurde aufgezeigt, dass die Standzeit der stossbeanspruchten Bauteile durch Werkstoff- und Geometriemaßnahmen zwar verbessert werden kann, jedoch unter den vorgegebenen Randbedingungen keine Dauerhaltbarkeit darstellbar ist.

Die Ausbildung von Rissen am Exzenter ist darauf zurückzuführen, dass die dort entstehenden Spannungen im Bereich der Zeitfestigkeit liegen müssen. Die sichtbaren Deformationen an den Kontaktstellen legen den Schluss nahe, dass die dort auftretenden Spannungen sogar oberhalb der Fließgrenze liegen.

Um die Frage beantworten zu können, ob es überhaupt möglich ist einen dauerfesten „Einzyklussteller“ zu realisieren, bzw. ob es Werkstoffe gibt, die den auftretenden Beanspruchungen standhalten, müssten diese Beanspruchungen berechnet bzw. abgeschätzt werden.

In zahlreichen Abhandlungen wurde in der Vergangenheit versucht die beim Stoss auftretenden Spannungen rechnerisch und experimentell zu erforschen [59], [70]. Angetrieben wurden diese Arbeiten im wesentlichen durch das Bestreben effektive und gleichzeitig langlebige Schlagwerkzeuge zur Gesteinsbearbeitung, wie sie z.B. im Bergbau eingesetzt werden, zu entwickeln, [38].

In [38] wird ein Verfahren beschrieben, welches es erlaubt, den bei einem Stoss übertragenen Energiebetrag sowie die Kompressionswellen und die Stossdauer mit Hilfe eines Diskretisierungsmodells zu ermitteln. Da sich dieses Verfahren nur für geometrisch einfache stabförmige Teile wie z.B. Bohrstangen bei Schlagbohrmaschinen eignet, kann es auf den hier vorliegenden geometrisch weitaus komplexeren Fall nicht angewendet werden.

Hertz vernachlässigt in seinen Abhandlungen die Kompressionswellen bei der Berechnung der Maximalkraft beim Stoss und leitet aus dem Erhalt des Impulses zunächst folgenden Zusammenhang ab, [59]:

$$v \cdot dv = -\frac{1}{m} \cdot F(x) \cdot dx \quad \text{Gl. 103}$$

Hierbei ist v die momentane Geschwindigkeit des stossenden Körpers der Masse m und x der Betrag der momentanen elastischen Zusammendrückung. Die Gleichung lässt sich durch Integration lösen wenn der Zusammenhang zwischen der Kraft F und der Zusammendrückung x bekannt ist. Bei Annahme linear elastischen Verhaltens der Struktur ergibt sich unter Verwendung der Federsteifigkeit c der folgende Zusammenhang:

$$v \cdot dv = -\frac{c}{m} \cdot x \cdot dx \quad \text{Gl. 104}$$

Diese Gleichung lässt sich in den Grenzen von $v = v_{E,\text{vor}}$ (Auftreffgeschwindigkeit) bis $v = 0$ (bei maximaler Zusammendrückung) integrieren und es ergibt sich mit der Kraft \hat{F} bei maximaler Zusammendrückung:

$$v_{E,\text{vor}}^2 = \frac{\hat{F}^2}{m \cdot c} \quad \text{Gl. 105}$$

Die Masse m stellt im vorliegenden Fall eine Ersatzmasse des Exzentrers dar, welche sich wie folgt aus dem Massenträgheitsmoment des Exzentrers Θ_E berechnen lässt, vgl. Bild 77:

$$m = \frac{\Theta_E}{r_{Ki}^2} \quad \text{Gl. 106}$$

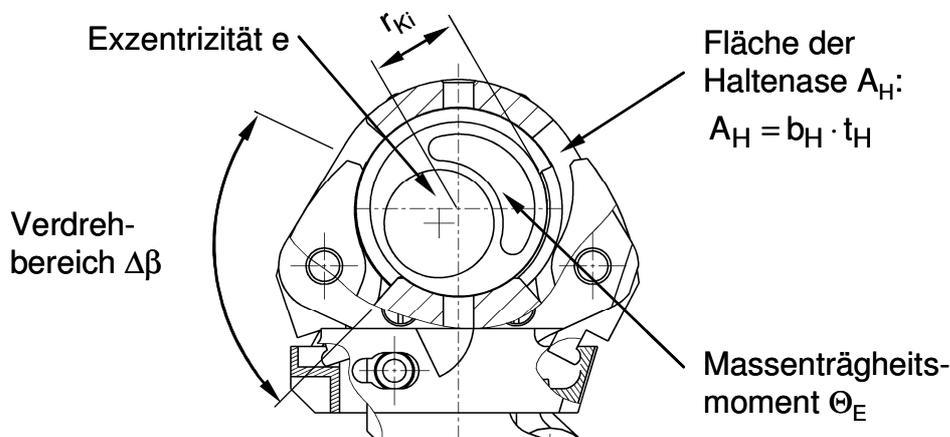


Bild 77: Geometrien des Exzentrers

Die Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor}}$ kann aus der Exzenterwinkelgeschwindigkeit vor dem Stoß $\dot{\beta}_{\text{vor}}$ berechnet werden:

$$v_{E,\text{vor}} = \dot{\beta}_{\text{vor}} \cdot r_{Ki} \quad \text{Gl. 107}$$

Wird vereinfachend von der Idealvorstellung ausgegangen, dass über der Kontaktfläche A_H eine konstante Pressungsverteilung vorliegt, so kann folgende Beziehung abgeleitet werden mit der Pressung \hat{p} bei maximaler Zusammendrückung:

$$v_{E,\text{vor}}^2 = \frac{A_H^2}{\underbrace{m \cdot c}_K} \cdot \hat{p}^2 \quad \text{Gl. 108}$$

Zu diesem Zusammenhang kann zunächst gesagt werden, dass die Pressung \hat{p} für zwei geometrisch ähnliche Geometrien dann gleich ist, wenn die Auftreffgeschwindigkeit gleich ist. Dies liegt daran, dass der Quotient K für zwei geometrisch ähnliche Geometrien auch gleich ist.

Soll die Pressung zur Vermeidung plastischer Verformungen eine zulässige Grenze nicht überschreiten, kann eine zulässige Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor,zul}}$ bestimmt werden. Als zulässige Höchstgrenze für die Pressung wird hier der für Wälzlagerun-

gen übliche Höchstwert von $p_{\max} = 4000 \text{ N/mm}^2$ angesetzt, [74]. Die Federsteifigkeit c wird durch eine Strukturberechnung mittels FEM bestimmt. Für die vorliegende Geometrie beträgt die Federsteifigkeit $c = 2.115.000 \text{ N/mm}$, womit sich eine zulässige Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor,zul}} = 8,2 \text{ m/s}$ ergibt.

Einfluss der Exzentergeometrie auf die Auftreffgeschwindigkeit

Die Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor}}$ der Haltenase des Exzenters auf den Anschlag am Pleuel hängt neben dem Motorbetriebszustand (Drehzahl und Mitteldruck) auch von den geometrischen Größen e und Θ_E ab. Diese Abhängigkeit soll anhand einer Parameterstudie unter Verwendung des in Kapitel 4.2.8 dargestellten Simulationsmodells aufgezeigt werden. Der Variation der Exzentrizität e liegt gleichzeitig eine Variation des Exzentereschwenkbereiches $\Delta\beta$ zugrunde, derart dass der Längenverstellbereich des Pleuels gleich bleibt. Anhand der Simulation wird ersichtlich, dass die Auftreffgeschwindigkeit mit größeren Exzentrizitäten auch erheblich zunimmt, obwohl der Exzenter dabei einen geringeren Winkel überstreichen muss, Bild 78. Die Exzentrizität sollte daher so gering wie möglich gewählt werden.

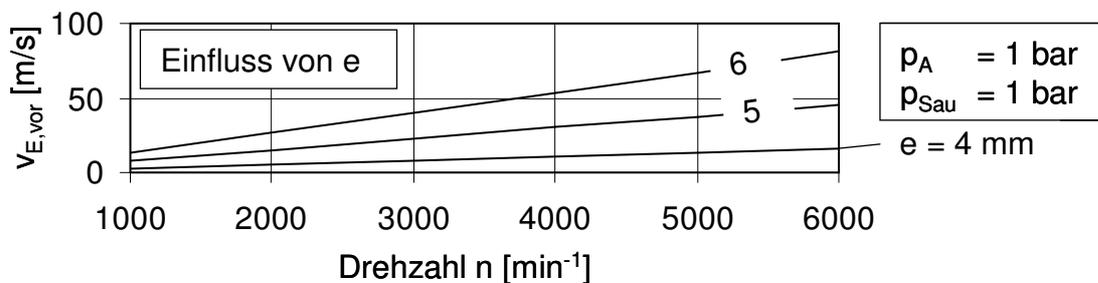


Bild 78: Einfluss der Exzentrizität e auf die Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor}}$, bei Umschaltungen von niedriger auf hohe Verdichtung

Durch Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes Θ_E wird die Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor}}$ reduziert, Bild 79.

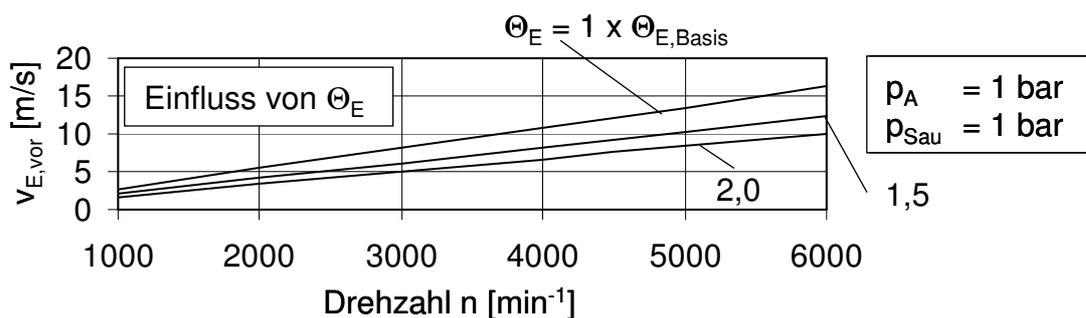


Bild 79: Einfluss des Massenträgheitsmomentes Θ_E auf die Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor}}$, bei Umschaltungen von niedriger auf hohe Verdichtung

Aus der Simulation wird ersichtlich, dass die abgeschätzte zulässige Auftreffgeschwindigkeit $v_{E,\text{vor,zul}}$ auch unter Annahme von Idealisierungen (Vernachlässigung von Kompressionswellen beim Stoss, konstante Pressungsverteilung in der Kontaktzone, sehr hohe zulässige Flächenpressung von Wälzlagerwerkstoffen) bei Umschaltungen bei Maximaldrehzahl $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ überschritten wird. Dies gilt auch bei einer angenommenen Verdopplung des Massenträgheitsmomentes. Für die realisier-

ten Geometrien ($e = 4 \text{ mm}$, $\Theta_E = 10.590 \text{ g mm}^2$) wären demnach Umschaltungen deformationsfrei nur bis $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ möglich, vgl. Bild 79.

Konzept für eine Endlagendämpfung

Durch eine Endlagendämpfung kann die Stossbelastung der Kontaktflächen am wirkungsvollsten reduziert werden. Dabei darf ein Bremsmoment jedoch erst kurz vor Erreichen des Endanschlages wirksam sein, um der Sperrklinke noch ausreichend Zeit zum Einrasten zu lassen. Bild 80 zeigt einen Entwurf für eine hydraulische Endlagendämpfung im Pleuel. In der vorgeschlagenen Konstruktion wird der Endanschlag selber als Dämpferkolben ausgebildet. Befüllung und Entleerung des Dämpfervolumens erfolgen dabei über die selbe Drosselbohrung. Bei der Auslegung der Drosselstelle ist einerseits darauf zu achten, dass genügend Widerstand aufgebaut wird, um möglichst viel kinetische Energie zu dissipieren, andererseits muss gewährleistet werden, dass sich das Dämpfervolumen auch zwischen zwei aufeinanderfolgenden Umschaltvorgängen füllen kann.

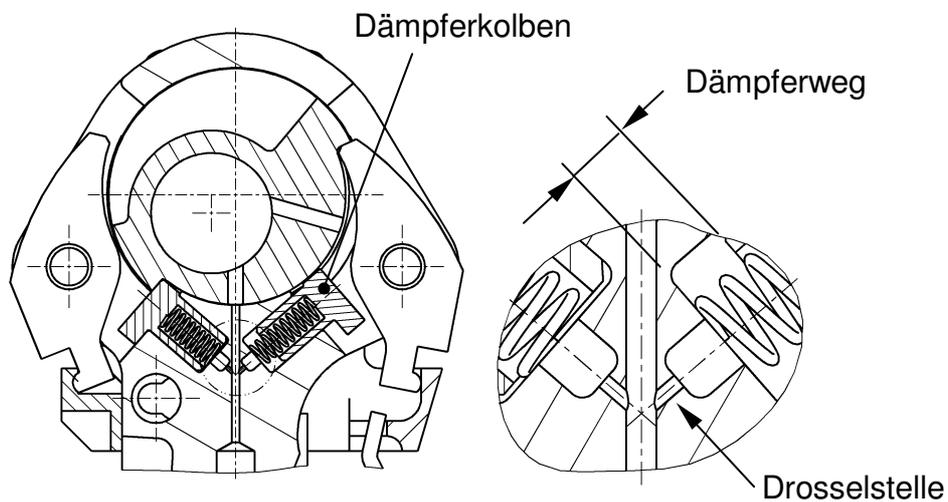


Bild 80: Endlagendämpfung

6.2 Rücklaufsperrung mit interner Ölübergabe für den Mehrzyklussteller

Beim Mehrzyklussteller muss bei der Auslegung der Blenden darauf geachtet werden, dass der belastete Stützkolben während eines Umschaltvorganges nicht zu schnell eintaucht, um zu vermeiden, dass in der anderen Stützkammer ein unzulässig niedriger Druck entsteht, vgl. Kapitel 4.3.2.

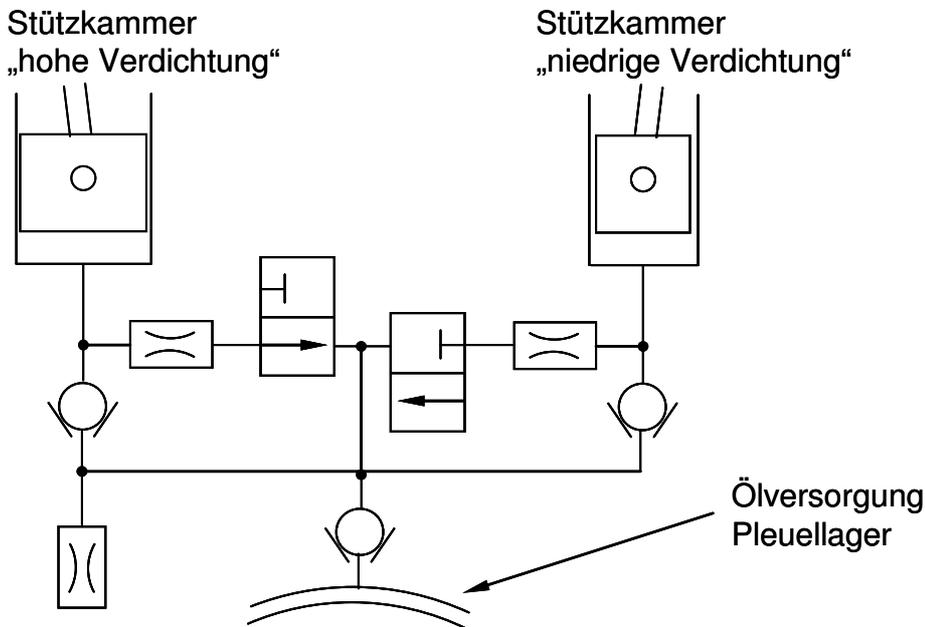


Bild 81: Hydraulische Rücklaufsperrung mit interner Ölübergabe

Durch die in Bild 81 dargestellte hydraulische Verschaltung der beiden Stützkammern kann in einer Umschaltrichtung eine höhere Eintauchgeschwindigkeit zugelassen werden. Die Stützkammer „hohe Verdichtung“ wird dabei mit einem größeren Durchmesser versehen als die Stützkammer „niedrige Verdichtung“. Auf diese Weise muss bei einem Umschaltvorgang von hoher auf niedrige Verdichtung Öl aus dem System verdrängt werden, welches durch eine dritte Blende gepresst wird. In der gemeinsamen Ölzuleitung zu den Rückschlagventilen wird sich infolge dessen ein höherer Druck als am Pleuellager einstellen. Dank dieser Druckzunahme kann am Rückschlagventil an der zu befüllenden Stützkammer ein höherer Druckabfall zugelassen werden, was gleichbedeutend ist mit einer höheren zulässigen Exzenterverdrehgeschwindigkeit.

6.3 Gewichtsoptimiertes Mehrzyklus-VCR-Pleuel

Nachfolgende Tabelle stellt die Massen der VCR-Pleuel nach vorliegendem Konstruktionsstand im Vergleich zum konventionellen Pleuel (Basis) dar:

Massen	Serie	Einzyklussteller	Mehrzyklussteller
m_P [g]	603	906	931
m_{Ph} [g]	145	416	391
$m_K + m_B$ [g]	400		
m_h [g]	545	816	791
$\frac{\Delta m_h}{m_{h,Serie}}$	+0 %	+49 %	+45 %

Tabelle 17: Zunahme der oszillierenden Masse bei vorliegendem Konstruktionsstand und Verwendung von Stahl

Für beide VCR-Pleuel ergeben sich in etwa ähnliche bezogene Zunahmen der oszillierenden Gesamtmasse $\frac{\Delta m_h}{m_{h,Serie}}$. Die vorliegenden Konstruktionsstände sind noch nicht hinsichtlich Leichtbau optimiert.

Im Folgenden wird der Entwurf eines gewichtsoptimierten VCR-Mehrzyklussteller-Pleuels dargestellt.

Als Pleuelwerkstoff würden sich Titanlegierungen hier zwar technologisch gut eignen, kommen aber aufgrund ihrer sehr hohen Werkstoffpreise (Titanhalbzeuge ca. 60 €/kg, Angabe Fa. Timet) nur für Kleinteile und nicht für das Pleuel in Frage. Für das Pleuel soll daher eine hochfeste Aluminiumlegierung in Betracht gezogen werden.

Ein Beispiel für einen hochfesten Aluminiumwerkstoff ist DISPAL[®] (Handelsname einer Legierungsfamilie der Peak Werkstoff GmbH). Halbzeuge aus DISPAL[®] werden durch so genanntes Sprühkompaktieren hergestellt. Durch die dabei auftretende extrem rasche Erstarrung entsteht ein sehr feinkörniges, homogenes Gefüge. DISPAL[®] verbindet das geringe Gewicht des Aluminiums mit deutlich gesteigerten mechanischen Eigenschaften wie Festigkeit und E-Modul, Verschleißbeständigkeit und geringer thermischer Ausdehnung. Weiterhin ist DISPAL[®] sehr gut umformbar und bearbeitbar. Der Preis für Halbzeuge aus DISPAL[®] liegt bei ca. 15 €/kg (Angabe Fa. Peak).

Die wichtigsten Werkstoffkennwerte einer hier geeigneten Aluminium- und einer Titanlegierung sind in der folgenden Tabelle aufgeführt.

Handelsbezeichnung	TIMETAL [®] 6-4 (Timet)	DISPAL [®] S232 (Peak)
Zusammensetzung	Ti6Al4V	AlSi17Cu4Fe3MgZr
Zugfestigkeit	895 MPa	520 MPa
Streckgrenze	828 MPa	460 MPa
Bruchdehnung	15 %	1 %
E-Modul	105 GPa	93 GPa
Dichte	4,4 g/cm ³	2,8 g/cm ³
Thermischer Ausdehnungskoeffizient	7*10 ⁻⁶ K ⁻¹ (bei 150°C)	18*10 ⁻⁶ K ⁻¹

Tabelle 18: Werkstoffkennwerte ausgewählter Leichtbauwerkstoffe

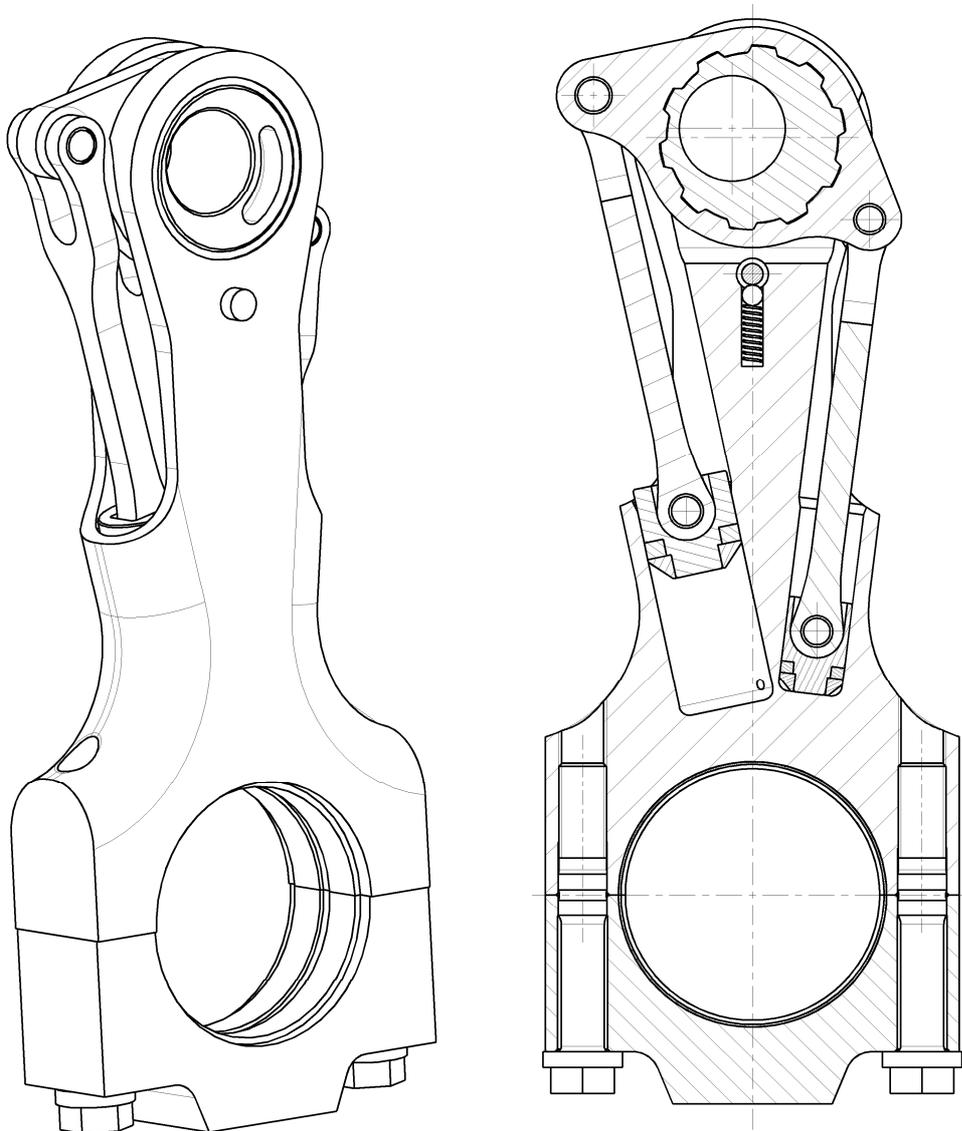
Bild 82: Entwurf eines VCR-Pleuels aus Aluminium (DISPAL[®])

Bild 82 zeigt einen konstruktiven Entwurf des gewichtsoptimierten VCR-Pleuels aus Aluminium. Der geringeren Belastbarkeit des Aluminiumwerkstoffes gegenüber Stahl wird zum einen durch eine Vergrößerung der Wandstärken und Querschnittsflächen

Rechnung getragen und andererseits durch eine Absenkung des auftretenden Stützdruckes von $p_{St} = 917 \text{ bar}$ auf $p_{St} = 330 \text{ bar}$. Letzteres wird erreicht durch eine Vergrößerung des Stützkolbendurchmessers d_{HK} und der Hebelarmlänge r_{Ex} sowie eine Verringerung der Exzentrizität e . Im unteren Bereich des Pleuels wird der Schraubenabstand und der Schraubendurchmesser vergrößert (Verwendung von Aluminiumschrauben zwecks Dehnungskompatibilität).

Dieses VCR-Alu-Pleuel weist eine Gesamtmasse von $m_P = 590 \text{ g}$ (Serie $m_P = 603 \text{ g}$), wobei der oszillierende Anteil $m_{Ph} = 234 \text{ g}$ beträgt (Serie $m_{Ph} = 145 \text{ g}$). Die oszillierende Gesamtmasse ist damit nur noch 16 % höher als im Falle des Serienpleuels.

Anhand einer Strukturberechnung mittels FEM werden für den vorliegenden Entwurf Sicherheiten gegen Ermüdungsbruch ermittelt. Diese Sicherheiten werden für unterschiedliche Motorbetriebszustände bestimmt. Dabei wird jeweils eine statische Spannungsberechnung für den Belastungszustand „Zünd-OT“ (hier herrschen maximale Druckspannungen im Pleuel) und für den Belastungszustand „Ladungswechsel-OT“ (hier herrschen maximale Zugspannungen im Pleuel) durchgeführt. Mit Hilfe eines Post-Processing-Programms kann daraus in jedem Knotenpunkt ein Sicherheitsfaktor gegen Ermüdungsbruch bestimmt werden. In Bild 83 ist das Ergebnis dieser Berechnung bei Motorbetrieb bei Nennleistung dargestellt. Die Sicherheitsfaktoren befinden sich im gesamten Bereich oberhalb von $SF = 1,5$ mit Ausnahme des Gewindeansatzes an der Pleuelverschraubung. Dieser Bereich bedarf einer weiteren Optimierung, was jedoch ein konventionelles Optimierungsproblem darstellt und beherrschbar ist.

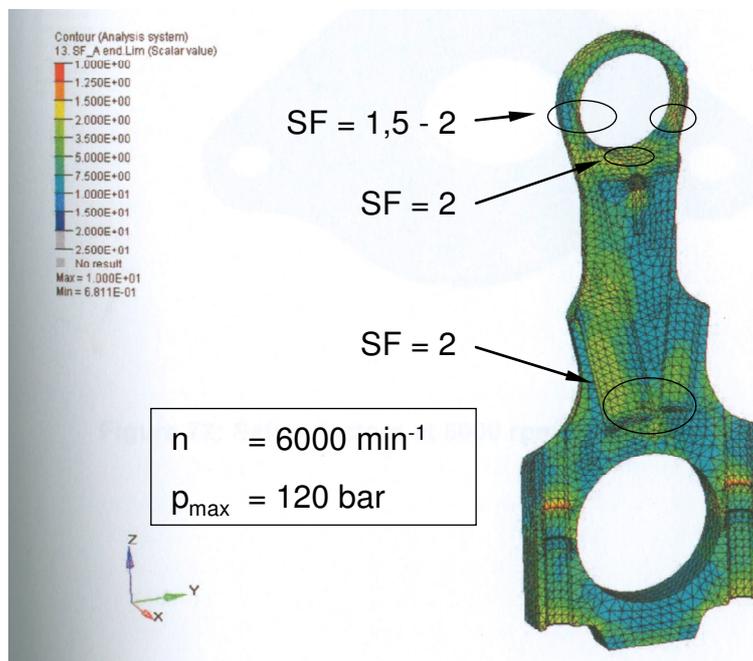


Bild 83: Sicherheitsfaktoren SF gegen Ermüdung

7 Kosten zu Nutzen Analyse

Als Nutzen der VCR-Technologie soll hier der eingesparte Kraftstoffverbrauch betrachtet werden (vgl. Kapitel 2.1). Auf der Kostenseite werden die zusätzlichen Herstellkosten berücksichtigt. Eine Einbeziehung von Entwicklungskosten wäre schwierig, da sich die verschiedenen Technologien nicht alle in einem ähnlichen Entwicklungsstadium befinden. Die zusätzlichen Herstellkosten werden basierend auf ganz konkreten Konstruktionen ermittelt, indem für einzelne Bearbeitungsschritte, Montageschritte und Zukaufteile Preise unter Serienbedingungen bestimmt werden. Die zugrundeliegenden Konstruktionen basieren in ihren Hauptgeometrien auf den in Kapitel 4 vorgestellten Prototypen. In einigen Punkten werden darüber hinaus gehend serienrelevante Besonderheiten mit berücksichtigt. Die Bestimmung der Kosten einzelner Bearbeitungsschritte erfolgt entweder unter Berücksichtigung von Maschinenstundensätzen und Bearbeitungszeiten oder durch Anfragen bei entsprechenden Fertigungsbetrieben. Kosten für Werkzeuge z.B. Pressformen für Sinterteile werden bewusst ausgeklammert. Die berücksichtigte Jahresproduktion an Motoren (hier 4-Zylinder-Reihenmotoren) beträgt 300.000.

7.1 Einzyklussteller

Das Pleuel kann nach wie vor als Schmiedeteil ausgeführt werden. Die wesentlichen zusätzlichen Bearbeitungsschritte am Pleuel sind die Fräsbearbeitungen im oberen Pleuelbereich zur Aufnahme der Sperrklinken sowie zur Herstellung des mechanischen Anchlages.

Die wesentlichen Teile der Endlagennarretierung und des mechanischen Schalters (Sperrklinken, Schlitten) können ebenso wie der Exzenter im Sinterverfahren hergestellt werden. Durch reines Sintern können bereits Genauigkeiten in der Größenordnung der Toleranzklasse IT 8-9 erreicht werden, was für die Funktion einiger dieser Teile bereits ausreicht. Genauigkeiten von IT 6-7 können durch einen anschließenden Kalibrierprozess erreicht werden.

Die Lagerringe werden am günstigsten aus einem rohrförmigen Halbzeug durch Drehoperationen hergestellt und in das Pleuel eingepresst.

Das Gestell zur Aufnahme der Kurvenscheiben wird als Aluminium Druckgussteil ausgeführt und benötigt lediglich an den Führungen der Kurvenscheiben eine Fräsoption. Durchgangslöcher sowie die Schächte für die Rückzugfedern können durch Schieber im Druckgießwerkzeug dargestellt werden.

Zusatzbearbeitung an den Pleueln	15,1 €
Gestelle und Zusatzbearbeitung am ZKG	11,0 €
Kleinteile größtenteils Sinterteile	34,6 €
Hydraulikbauteile	21,6 €
Normteile	3,9 €
Summe pro Motor	86 €

Tabelle 19: Grobaufteilung der zusätzlichen Herstellkosten beim Einzyklussteller

Die Aufnahme der Betätigungskolben wird vorzugsweise in die Schürze des Kurbelgehäuses integriert und nach außen hin durch eingepresste Verschlussdeckel ver-

geschlossen. Durch entsprechende in Motorlängsrichtung angeordnete Ölgalerien werden die einzelnen Betätigungszylinder mit Steueröldruck versorgt.

7.2 Mehrzyklussteller

Auch hier kann das Pleuel nach wie vor als Schmiedeteil ausgeführt werden. Da im Bereich des kleinen Pleuelauges keine die Struktur schwächenden Bohrungen zur Lagerung der Sperrklinken angebracht werden müssen, kann in diesem Falle unter Umständen auch eine Gusskonstruktion vorgesehen werden. Die wesentlichen hinzukommenden Bearbeitungsschritte am Pleuel sind die Bohrungen für die beiden Stützkolben, die schlitzförmige Ausnehmung zur Aufnahme des Anlenkhebels, sowie die Verbindungsbohrungen zum 3/2-Wegeventil. Zum einseitigen Verschließen dieser Bohrungen werden vorzugsweise eingepresste Stopfen oder Kugeln verwendet wie es bei Hydrauliksystemen üblich ist.

Der Exzenter und der Anlenkhebel werden durch Sintern hergestellt, so dass die Verzahnung zwischen diesen Teilen keinen Mehraufwand darstellt.

Die Schubstangen und die Stützkolben werden vorzugsweise als Schmiedeteile ausgeführt mit anschließender mechanischer Bearbeitung. Aufgrund der geringen Schwenkwinkel zwischen Schubstange und Stützkolben kann auch ein Kugelgelenk vorgesehen werden, wobei die sich berührenden Flächen rein umformend erzeugt würden. Auf diese Weise würde die Bohr- und Reibbearbeitung in der Stange und im Kolben sowie der Gelenkbolzen entfallen, was allerdings auch nur einen geringen Kostenvorteil mit sich bringt.

Motorblockseitig sind lediglich Anspiegelungen zur Aufnahme der Gestelle und Gewinde sowie eine in Motorlängsrichtung verlaufende Bohrung für die Verteilerwelle vorzusehen. Letztere Bearbeitung könnte entfallen, wenn die Durchbrüche schon im Kurbelraumkernpaket vorgesehen würden.

Die Gestelle werden auch bei diesem System als Aludruckgussteil vorgesehen mit lediglich einer Fräsbearbeitung zur Führung der Kurvenscheiben, sowie einer Durchgangsbohrung zur Aufnahme der Zahnräder.

Die gemeinsame Verteilerwelle im einfachsten Fall auf gezogenem 6-Kant Halbzeug basierend, wird als einer der letzten Montageschritte axial eingeschoben.

Zusatzbearbeitung an den Pleueln	18,2 €
Gestelle und Zusatzbearbeitung am ZKG	8,0 €
Kleinteile größtenteils Sinterteile	30,8 €
Hydraulikbauteile	17,4 €
Elektr. Antrieb	7,5 €
Normteile	2,2 €
Summe pro Motor	84 €

Tabelle 20: Grobaufteilung der zusätzlichen Herstellkosten beim Mehrzyklussteller

Die elektrische Antriebseinheit bestehend aus Elektromotor, Getriebestufe und Rutschkupplung wird an der steuertriebseitigen Motorstirnfläche angeflanscht, was beim riemengesteuerten Motor direkt am ZKG erfolgen würde, während beim ketten-gesteuerten Motor die Aufnahme im Steuertriebsdeckel erfolgen würde. Im Anhang

befinden sich für beide Systeme jeweils detaillierte Auflistungen der ermittelten Kosten für die Einzelpositionen.

Die ermittelten Gesamtkosten belaufen sich nach vorliegenden Abschätzungen wie dargestellt für beide Systeme auf Werte zwischen 84 € und 86 € pro Motor (4-Zylindermotor). Als Nutzen steht dem gegenüber eine Verbrauchseinsparung von 5,4 %. Daraus resultiert ein Kosten-Nutzen-Verhältnis von maximal 16 €/%-Verbrauchseinsparung. Dies gilt für einen aufgeladenen 4-Zylinder-Ottomotor.

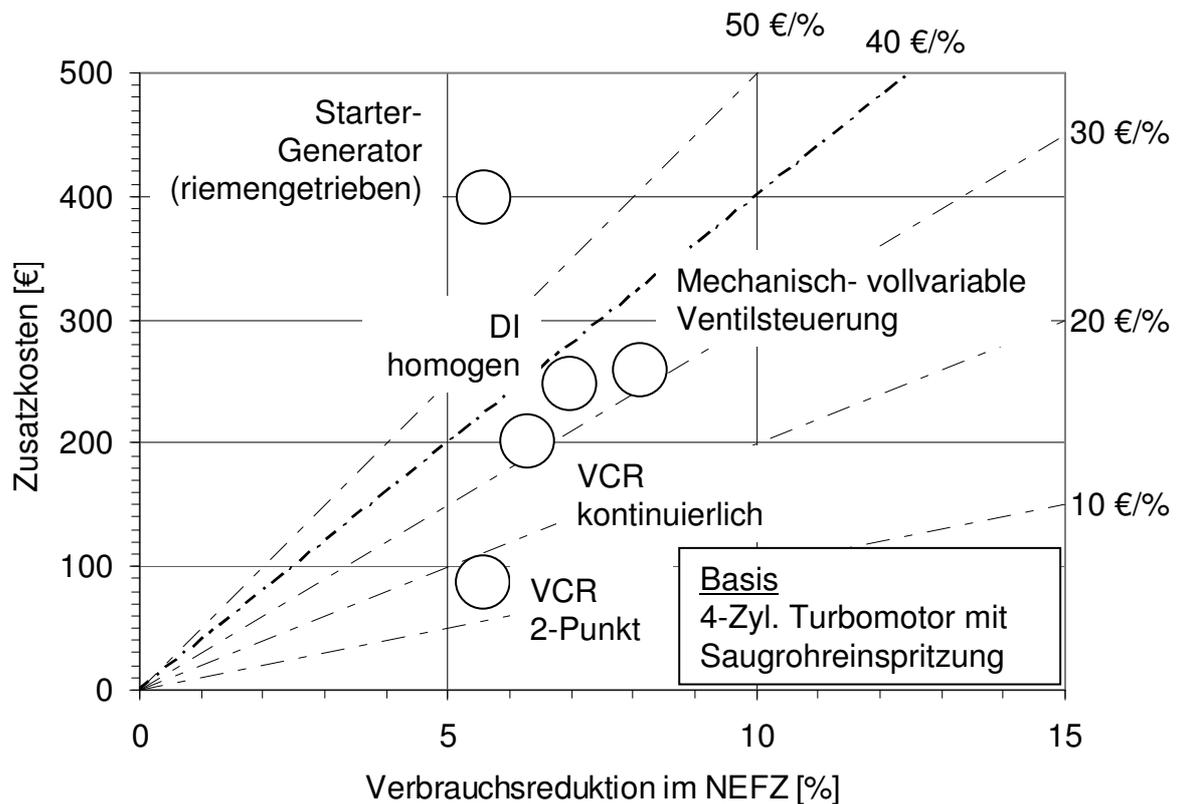


Bild 84: Kosten-Nutzen-Verhältnis im Vergleich zu konkurrierenden Technologien, [9], [20].

In Bild 84 sind unterschiedliche Technologien zur Verbrauchsabsenkung hinsichtlich ihres jeweiligen Kosten-Nutzen-Verhältnisses vergleichend gegenübergestellt. Allen dargestellten Technologien liegt ein 4-Zylinder-Turbo-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung als Basis zugrunde. Die Technologie der variablen Verdichtung, ausgeführt als 2-Punkt-VCR-System, weist hier mit Abstand das günstigste Kosten-Nutzen-Verhältnis auf.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Aufbauend auf den bekannten Motivationen zur Variation des Verdichtungsverhältnisses und einer kritischen Bewertung ausgeführter VCR-Motoren wurde in dieser Arbeit die Idee, die Kräfte im Triebwerk zur Verstellung der Verdichtung zu nutzen, aufgegriffen. Dabei wurden konstruktive Lösungen entwickelt, welche sich durch die Möglichkeit einer besonders kostengünstigen Art der Fertigung von bislang existierenden Konzepten unterscheiden. Als ein weiterer Schritt zur Vereinfachung erfolgte eine Beschränkung auf nur zwei Verdichtungsstufen anstelle einer kontinuierlichen Verstellung der Verdichtung.

Unter funktionalem Aspekt und unter Kostengesichtspunkten stellt sich die exzentrische Lagerung des Kolbenbolzens im Pleuel als der beste Ort der Variabilität im Triebwerk dar. Dabei wird der Kolbenbolzen in einem einteiligen Exzenter gelagert, der wiederum im kleinen Pleuelauge innerhalb fester Anschläge drehbar gelagert ist. Eine Variation der Verdichtung ergibt sich dabei als Folge einer Variation des Abstandes zwischen der Mitte des großen Pleuelauges und der Kolbenbolzenmitte. Das nötige Moment zur Verdrehung des Exzenter resultiert aus der Pleuelstangenkraft und der Exzentrizität.

Je nach dem ob der Exzenter nur bei Erreichen seiner mechanischen Endanschläge mit einer Arretierung in Eingriff gebracht wird oder sich während seines kompletten Verdrehweges mit einer Rücklaufsperr im Eingriff befindet, ergeben sich unterschiedliche Bewegungsabläufe. Im ersten Fall muss sich die Verdrehung innerhalb eines Arbeitsspiels vollziehen, um eine unkontrollierte Rückdrehbewegung zu vermeiden, so dass dieses Prinzip als Einzyklusverstellung bezeichnet wird. Durch das gezielte Einwirken eines Widerstandes auf die Rücklaufsperr kann der Verdrehvorgang verlangsamt werden und damit auf mehrere Arbeitsspiele verteilt werden, so dass dieses Prinzip als Mehrzyklusverstellung bezeichnet wird.

Für beide Prinzipien wurden Versuchsträger ausgelegt und konstruiert, unter Berücksichtigung der im motorischen Betrieb auftretenden Belastungen.

Beim Einzyklussteller wird die Endposition jeweils durch eine radial eingreifende und durch Federn vorgespannte Sperrklinke arretiert. Mit Hilfe eines sich am Pleuel befindlichen mechanischen Umschalters können die Klinken vorgespannt werden bzw. außer Eingriff gebracht werden. Die Betätigung dieses Umschalters geschieht über zwei im Motorblock unabhängig verfahrbare Kurvenscheiben, jeweils angetrieben durch Hydraulikzylinder.

Das Mehrzyklusprinzip wurde mit Hilfe einer hydraulischen Rücklaufsperr in Kombination mit einer mechanischen Betätigung ebenfalls über Kurvenscheiben realisiert. Der Exzenter stützt sein Moment dabei über einen Hebel und Schubstangen auf Hydraulikzylindern ab, welche jeweils über Rückschlagventile mit Öl gespeist werden und über ein umschaltbares sich im Pleuel befindliches 3/2-Wegeventil druckentlastet werden können. Auf diese Weise kann jeweils einer der Stützkolben eintauchen und der Exzenter kann sich in einer Richtung infolge der angreifenden Momente verdrehen bis zum Erreichen der mechanischen Endposition. Der Antrieb der hierbei gegenläufig zu verfahrenen Kurvenscheiben erfolgt durch einen elektrischen Getriebemotor.

Für beide Verstellprinzipien wurden Simulationsmodelle aufgebaut, mit deren Hilfe der Verstellvorgang berechnet werden kann und Parametervariationen durchgeführt werden können. Auf diese Weise konnten geeignete Geometrieparameter ermittelt werden, auf deren Basis Versuchsträger konstruiert und gefertigt worden sind. Für den Mehrzyklussteller konnten auf diese Weise maximal zulässige Durchmesser der Blenden ermittelt werden bei denen die momentane Exzenterverdrehgeschwindigkeit noch auf ein zulässiges Maß begrenzt wird (Kavitationsgefahr im sich vergrößernden Stützzylinder).

Durch geschleppte Prüfstandsuntersuchungen wurde die Funktion für beide Verstellprinzipien nachgewiesen. Beim Einzyklussteller konnten zyklustreue Umschaltungen in beide Richtungen bis $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt werden. Die mechanische Betätigung mittels Kurvenscheiben hat sich dabei als sehr zuverlässig und robust herausgestellt. Der prinzipbedingt sehr hohe Auftreffimpuls des Exzenters bei Erreichen des Anschlages führte nach einigen Hundert Umschaltungen entweder zu Deformationen (42CrMo4) bzw. zur Rissbildung (C105W1) an den Haltenasen des Exzenters. Durch Geometrievariation sowie durch Variation des Werkstoffes und der Wärmebehandlung konnte die Lebensdauer dieses Bauteils gesteigert werden.

Beim Mehrzyklussteller vollzieht sich die Verdichtungsänderung stetig und ebenfalls mit einer hohen Reproduzierbarkeit. Die Verstellgeschwindigkeit ist dabei praktisch temperaturunabhängig. Im Rahmen einer 88-stündigen Dauerläuferprobung wurden 76.000 Umschaltungen bei unterschiedlichen Drehzahlen bis einschließlich $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ absolviert.

Die Zunahme der oszillierenden Gesamtmasse liegt bei den ausgeführten Versuchsträgern zwischen 45 und 50 %. Für den Mehrzyklussteller wurde ein VCR-Pleuel aus einer hochfesten Aluminiumlegierung entworfen. Bei Einsatz dieses Pleuels würde die oszillierende Gesamtmasse nur noch 16 % oberhalb derer bei Verwendung des Serienpleuels liegen. Anhand von Strukturberechnungen mittels FEM konnte die Dauerhaltbarkeit dieses Aluminiumpleuels nachgewiesen werden.

Die Zusatzkosten pro Motor welche sich bei Implementierung dieser VCR-Systeme ergeben, wurden unter Berücksichtigung großserientechnischer Randbedingungen ermittelt. Dazu wurden die einzelnen zusätzlichen Bearbeitungs- und Montageschritte im Detail kostenmäßig analysiert, bereits unter Berücksichtigung einer auf Massenproduktion ausgerichteten Konstruktion. Besonders die Möglichkeit der Beibehaltung der konventionellen Montageabfolgen des Motors sowie die Möglichkeit viele Teile als Sinterteile zu fertigen, erlauben es die Zusatzkosten gering zu halten. Für den Einzyklussteller wurden die Zusatzkosten zu 86 € und für den Mehrzyklussteller zu 84 € pro Motor abgeschätzt. Das Kosten-Nutzen-Verhältnis dieser Technologie ist damit wesentlich günstiger als im Falle konkurrierender Technologien zur Verbrauchsreduktion beim Ottomotor.

Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit bedarf es weitergehender Forschungsarbeit bis zur Verwendbarkeit dieser neuartigen VCR-Technologie im Serieneinsatz. Für den Einzyklussteller ist die dringlichste Aufgabe die Beherrschung der prinzipbedingt hohen Stossbelastung. Durch eine Endlagendämpfung könnte das Deformations- bzw. Rissproblem behoben werden.

Beim Mehrzyklussteller wäre der nächste nahe liegende Schritt, die Bewegung der Abstützmechanik experimentell näher zu untersuchen, um ein tiefergehendes Verständnis über die Abläufe in der hydraulischen Rücklaufsperrung zu erhalten.

Daran anschließende gefeuerte Prüfstandsläufe können den endgültigen Nachweis der motorischen Eignung dieser Systeme erbringen.

9 Anhang

9.1 Gasdruckverläufe eines 4-Takt-Saug-Ottomotors

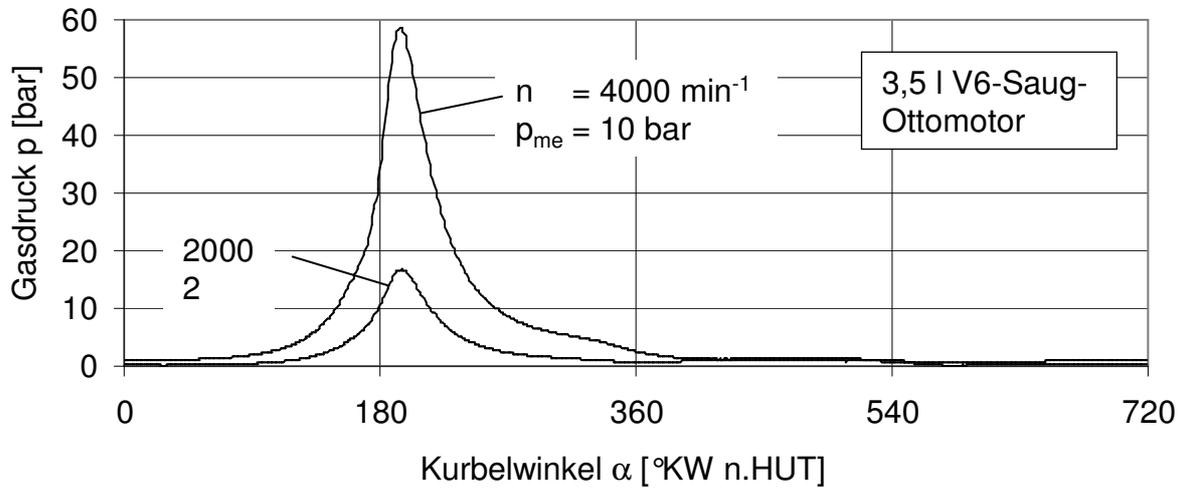


Bild 85: Gemessene Gasdruckverläufe

9.2 Zusammenhang Verbrauchszunahme zur Reibungszunahme

$$p_{mi} = p_{me} + p_{mr} \quad \text{Gl. 109}$$

$$\eta_i = \frac{i \cdot n_M \cdot p_{mi} \cdot V_H}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad \text{Gl. 110}$$

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{i \cdot n_M \cdot p_{me} \cdot V_H} \quad \text{Gl. 111}$$

$$\Rightarrow b_e = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \cdot \frac{p_{me} + p_{mr}}{p_{me}} \quad \text{Gl. 112}$$

Spezifischer Verbrauch der Basisvariante:

$$b_{e,o} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \cdot \frac{p_{me} + p_{mr,o}}{p_{me}} \quad \text{Gl. 113}$$

Bezogene Verbrauchszunahme:

$$\Rightarrow \frac{b_e}{b_{e,o}} = \frac{p_{me}}{p_{me} + p_{mr,o}} + \frac{p_{mr,o}}{p_{me} + p_{mr,o}} \cdot \frac{p_{mr}}{p_{mr,o}} \quad \text{Gl. 114}$$

$$b_e = b_{e,o} + \Delta b_e \quad \text{Gl. 115}$$

$$p_{mr} = p_{mr,o} + \Delta p_{mr} \quad \text{Gl. 116}$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta b_e}{b_{e,o}} = \underbrace{\frac{p_{mr,o}}{p_{me} + p_{mr,o}}}_{f_b} \cdot \frac{\Delta p_{mr}}{p_{mr,o}} \quad \text{Gl. 117}$$

9.3 Konstruktive Entwürfe zur Exzenteranordnung „var. r“

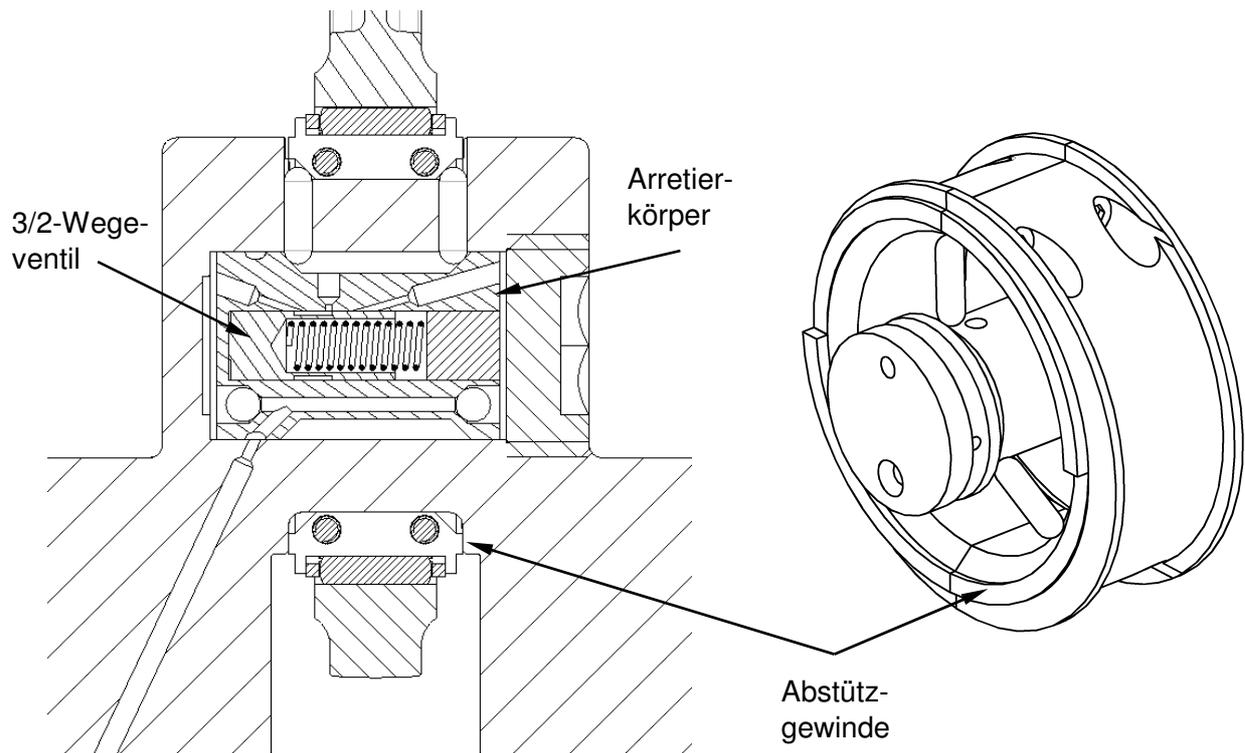


Bild 86: Entwurf einer Arretierung im Hubzapfen, [44]

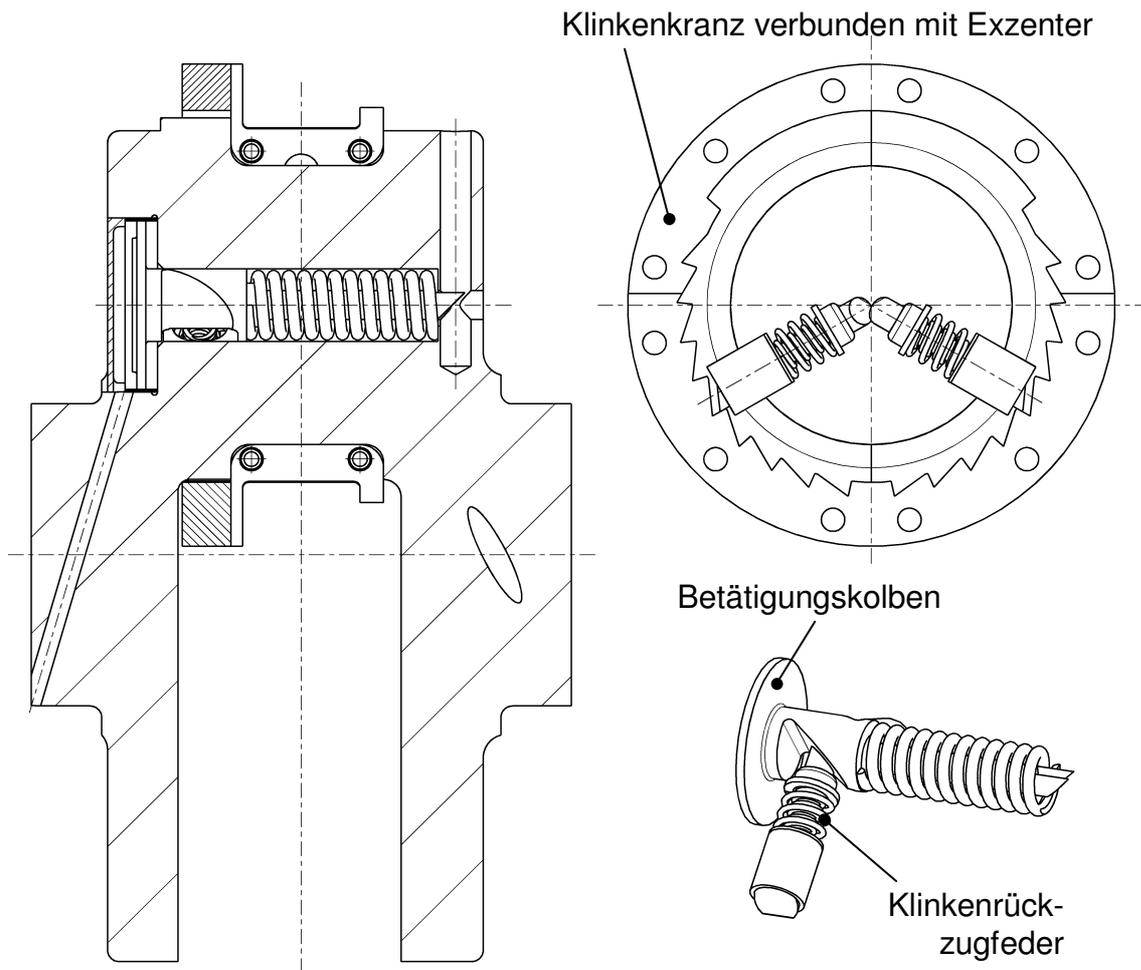


Bild 87: Entwurf einer Arretierung neben dem Pleuellager, [44]

9.4 Öldrücke am Pleuellager

Die Öldrücke am Pleuellager können unter Verwendung folgender Gleichung aus dem am Hauptlager anliegenden Versorgungsdruck berechnet werden, [41]:

$$p_{PL} = p_{HL} + \frac{\rho_{\text{Öl}}}{2} \cdot \omega_M^2 \cdot (r_{ab}^2 - r_{zu}^2) \quad \text{Gl. 118}$$

Die Öldrücke am Hauptlager entsprechen in etwa den Drücken in der Ölgalerie.

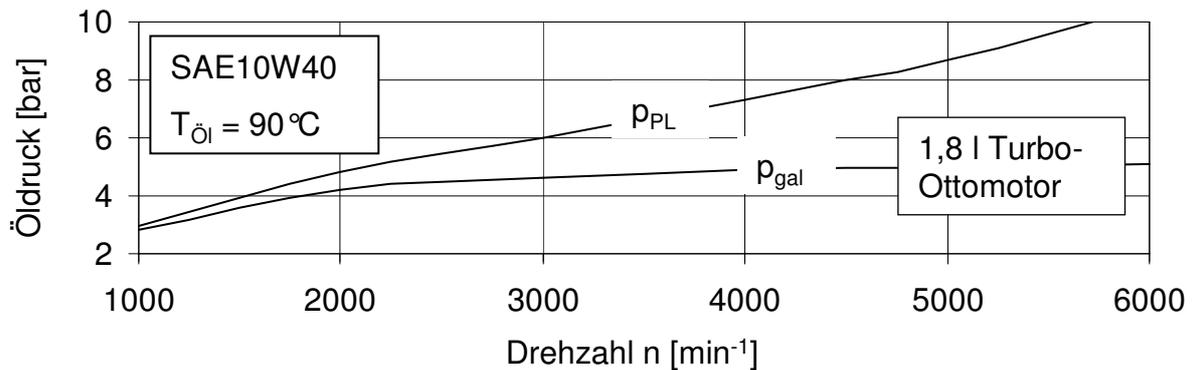


Bild 88: Gemessene Öldrückverlauf in Galerie p_{gal} und daraus berechneter Öldrückverlauf am Pleuellager p_{PL}

9.5 Maximale Stützdrücke

In Bild 89 sind für jede Stützkammer die jeweils kritischen Fälle und die verwendeten Randbedingungen dargestellt.

Annahmen und Randbedingungen:

- Keine Reibung
- Exzenter befindet sich in der Mittellage
- Maximale Gaskraft bei $p = 120 \text{ bar}$
- Maximale Massenkraft bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$

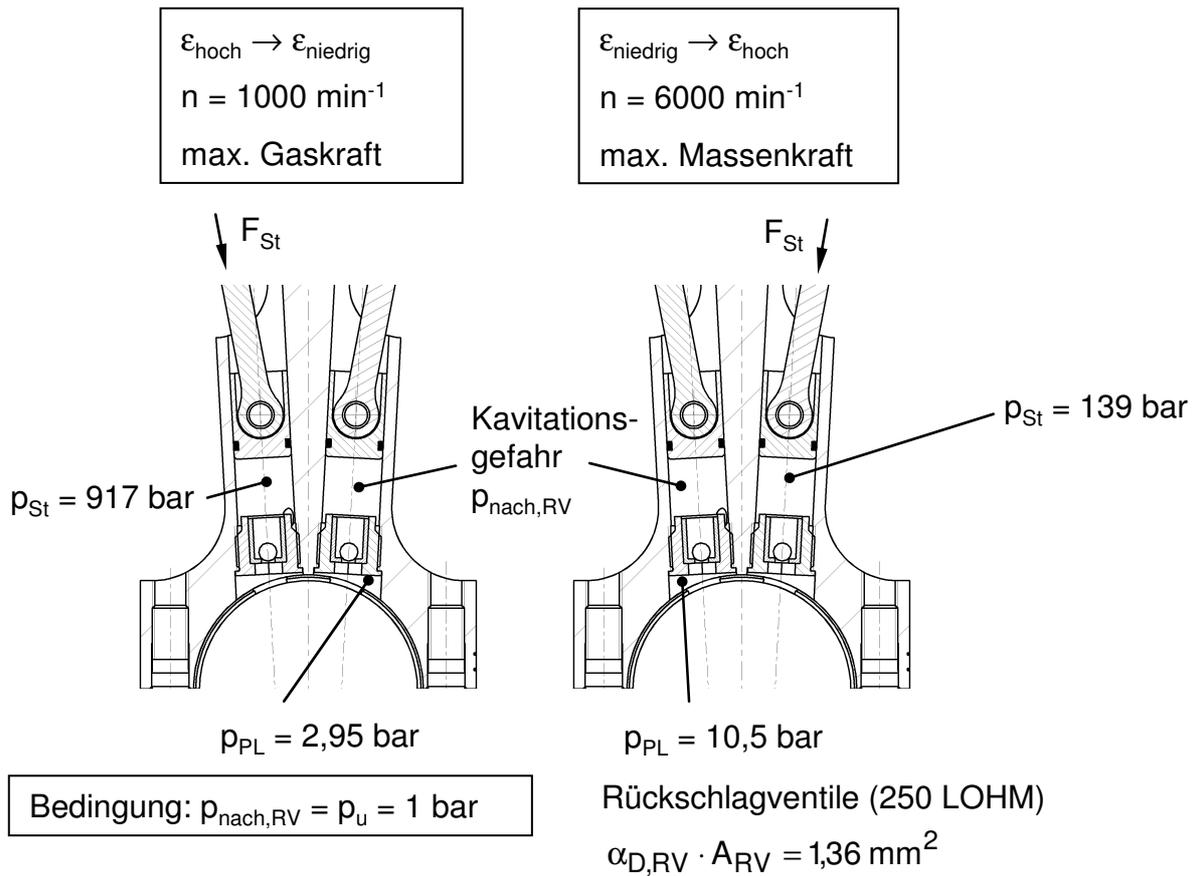


Bild 89: Kritische Fälle und Randbedingungen zur Ermittlung der maximal zulässigen Durchmesser der Blenden

9.6 Vereinfachungen des Simulationsmodells

Größenordnung des Reibkraft am Stützkolben:

$$F_R = \mu \cdot F_{\text{St}} \cdot \sin(\psi_{l,r})$$

Annahmen und Randbedingungen:

$$\mu = 0,1$$

$$\psi_{l,r} = 6,5^\circ \text{ (Maximalwert)}$$

$$\Rightarrow F_R = 0,01 \cdot F_{\text{St}}$$

Reibkraft am Stützkolben kann vernachlässigt werden.

Größenordnung des Reibmomentes in den Gelenken der Stützmechanik:

$$M_R = \mu \cdot F_{\text{St}} \cdot \frac{d}{2}$$

$$M_{\text{St}} = F_{\text{St}} \cdot r_{\text{Ex}}$$

$$\Rightarrow M_R = \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{M_{\text{St}}}{r_{\text{Ex}}}$$

Annahmen und Randbedingungen:

$$\mu = 0,1$$

$$d = 6 \text{ mm (Durchmesser der Gelenkbolzen)}$$

$$r_{\text{Ex}} = 26 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow M_R = 0,01 \cdot M_{St}$$

Reibmoment in den Gelenken kann vernachlässigt werden.

Größenordnung des Trägheitswiderstandsmomentes der Abstützmechanik:

$$M_T = \ddot{\beta} \cdot \Theta_{ges}$$

Annahmen und Randbedingungen:

Umschaltvorgang bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 6 \text{ bar}$

$\ddot{\beta} = 137 \text{ s}^{-2}$ (Maximal auftretende Winkelbeschleunigung des Exzenters)

$\Theta_{ges} = 87000 \text{ g mm}^2$ (Ersatzträgheitsmoment bezogen auf Exzenterdrehachse)

$$M_{St} = 60 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow M_T = 0,012 \text{ Nm} = 0,0002 \cdot M_{St}$$

Trägheitswiderstandsmoment der Abstützmechanik kann vernachlässigt werden.

9.7 Technische Daten der Versuchsträger

Stichmaß Pleuelgrundkörper	144 mm
Exzentrizität	4 mm
Exzenterverdrehbereich	74° (symmetrisch zur Horizontalen)
Pleuellänge bei „niedrige Verdichtung“	141,6 mm
Pleuellänge bei „hohe Verdichtung“	146,4 mm
Niedrige Verdichtung	7,1
Hohe Verdichtung	10,3
Kolbenbolzendurchmesser	18 mm
Mittlerer Wirkradius Exzenterabstützung	15,65 mm
Exzenterbreite	26,2 mm
Lagerdurchmesser Exzenter	29 mm
Haltenase Exzenter	14 mm x 1,5 mm
MTM Exzenter	10.590 g mm ²
Ersatzmasse Exzenter	50 g
Masse Pleuel komplett	906 g (416 g oszillierend, 490 g rotierend)
Ölsorte	SAE 10W40
<i>Kurvenscheibe „hohe Verdichtung“</i>	
Verfahrweg (Hub) des Schlittens	3 mm (Nennweg) + 1,5 mm (Überstreckweg)
Vorhub des Schlittens	0,3 mm
Radius Abgriffselement	10 mm
Breite Abgriffselement	2 x 5 mm
x-Position Mitte Abgriff (System Pleuel)	-3 mm
y-Position Mitte Abgriff (System Pleuel)	125 mm
Kontaktbeginn (nominell)	130° KW n.OT
Kontaktende	170° KW n.OT
Eventlänge	40° KW
Länge Vorhub	10° KW
Verfahrweg der Kurvenscheibe	5,5 mm
Durchmesser Betätigungskolben	14 mm
Masse Kurvenscheibe	67 g
Masse Betätigungskolben	25 g
<i>Kurvenscheibe „niedrige Verdichtung“</i>	
Hub der Arretierstifte je Seite	1,5 mm (Nennweg) + 0,5 mm (Sicherheit)
Kontaktbeginn	160° KW n.OT
Kontaktende	200° KW n.OT
Verfahrweg der Kurvenscheibe	12 mm
<i>Betätigung der Kurvenscheiben</i>	
Ventiltyp 3/2-Wegeventil	FT1208-1X/B2 (Fa. Hydraulikring)
Durchfluss bei 1 bar und 20°C	7 l/min
Federrate Rückstellfeder	2*0,32 N/mm
Vorspannkraft Rückstellfeder	2* 8,9 N

Tabelle 21: Technische Daten der realisierten Konstruktion „Einzyklussteller“

Stichmaß Pleulegrundkörper	144 mm
Exzentrizität	4,8 mm
Exzenterverdrehbereich	60° (symmetrisch zur Horizontalen)
Pleuellänge bei „niedrige Verdichtung“	141,6 mm
Pleuellänge bei „hohe Verdichtung“	146,4 mm
Niedrige Verdichtung	7,1
Hohe Verdichtung	10,3
Kolbenbolzendurchmesser	18 mm
Wirkradius Exzenterabstützung	26 mm
Exzenterbreite	24,2 mm
Lagerdurchmesser Exzenter	30 mm
Schubstangenlänge	80 mm
Durchmesser Stützkolben	12,6 mm
Durchmesser Blenden (beide Seiten gleich)	0,34 mm
Rückschlagventiltypen (beide Seiten gleich)	CCRM 1550214S (250 LOHM)
Ventilkörperdurchmesser	8 mm
Masse Pleuel komplett	931 g (391 g oszillierend, 540 g rotierend)
Ölsorte	SAE 10W40
<i>Kurvenscheiben</i>	
Nutzhub der Kurvenscheibe	3,5 mm
Hub des Ventilkörpers	4 mm
Verfahrweg der Kurvenscheiben	13,2 mm
Kontaktbeginn (nominell)	140° n.OT
Kontaktende (nominell)	220° n.OT
Rastkugeldurchmesser	4 mm
<i>Betätigung der Kurvenscheiben</i>	
Modul der Verzahnung	0,7
Zähnezahl	10
Übertragbares Moment (Angabe Mädlar)	2,8 Ncm

Tabelle 22: Technische Daten der realisierten Konstruktion „Mehrzyklussteller“

9.8 Weitere konstruktive Entwürfe zum Mehrzyklusprinzip

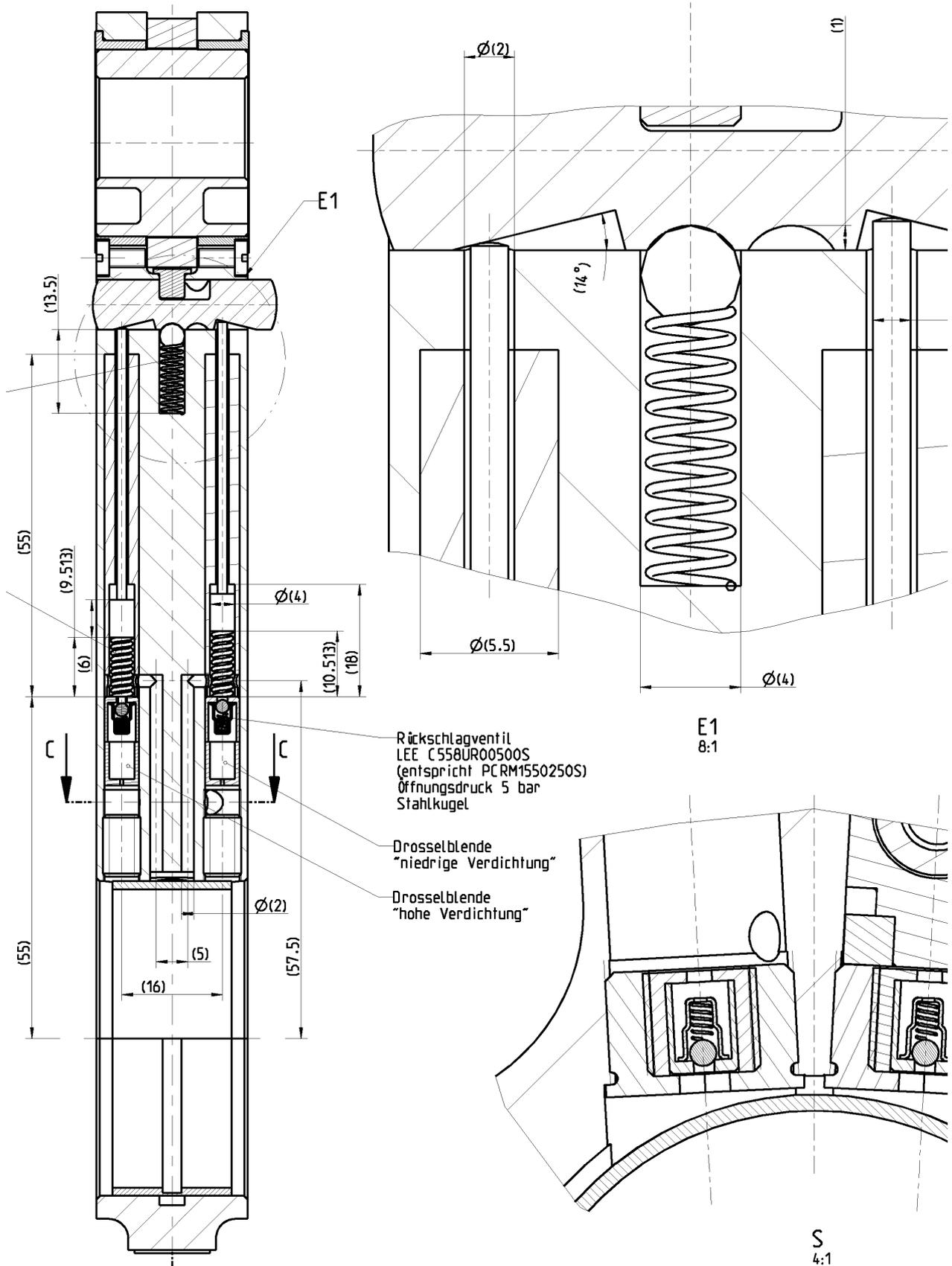
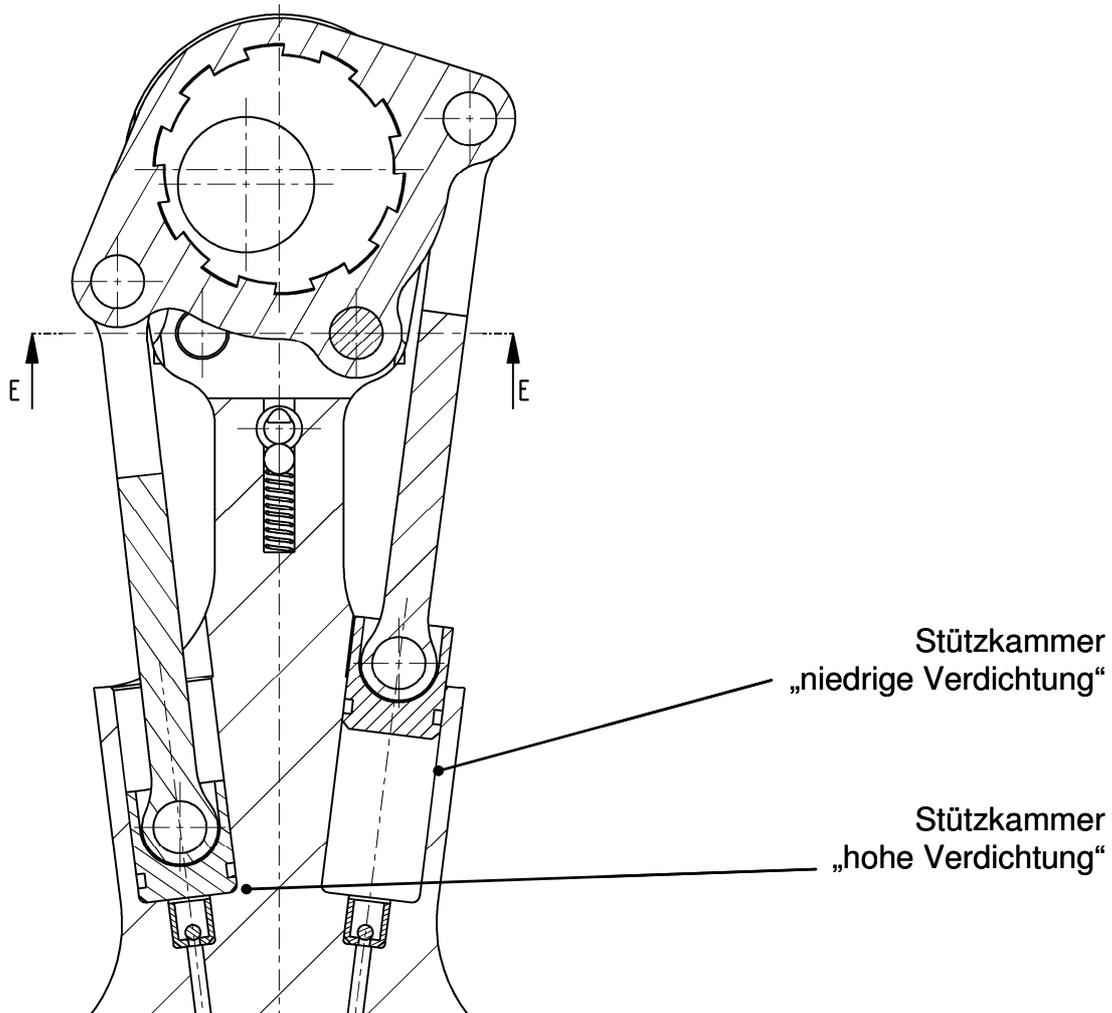
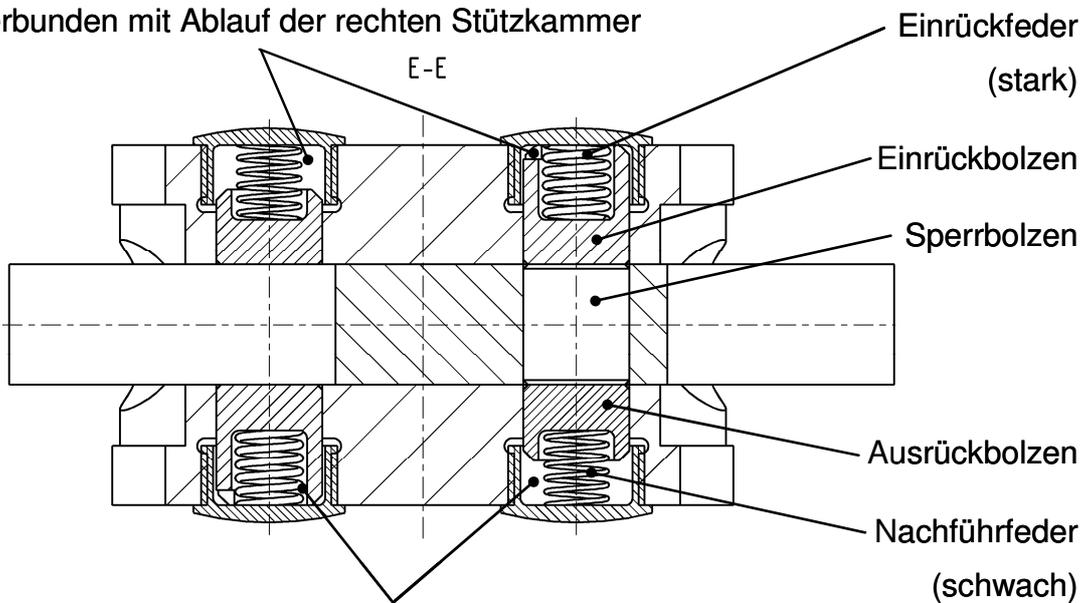


Bild 90: Hydraulische Rücklaufsperrung mit interner Ölübergabe



Verbunden mit Ablauf der rechten Stützkammer



Verbunden mit Ablauf der linken Stützkammer

Bild 91: Endlagenarretierung für ein Mehrzyklus-VCR-Pleuel

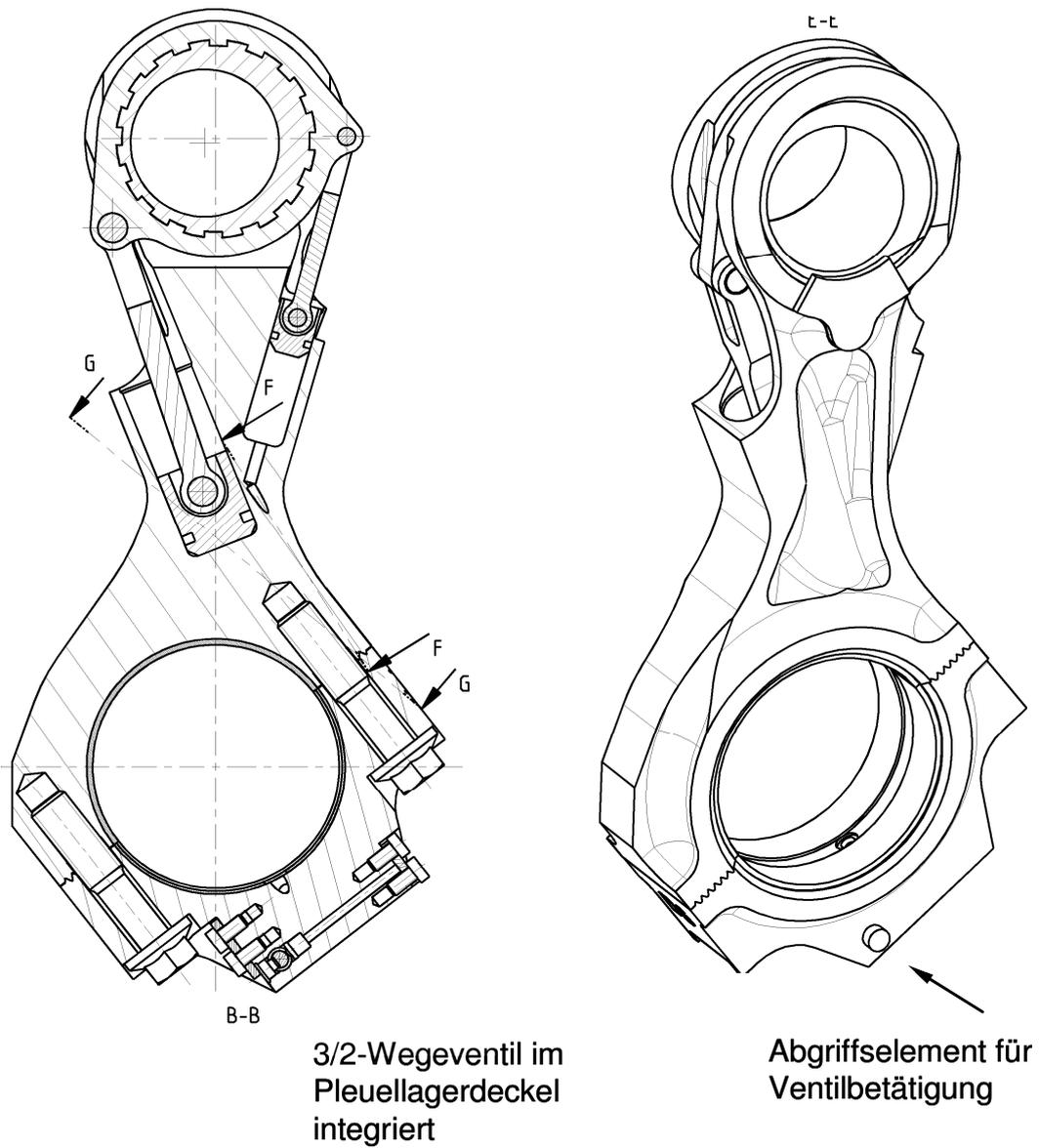


Bild 92: VCR-Pleuel für eine Nutzfahrzeug-Dieselmotoranwendung

9.9 Zusätzliche Herstellkosten

Pos.	Benennung	Anzahl pro Motor	Material	Masse [g]	Fertigungsverfahren	Stückkosten [€]	Kosten pro Motor [€]
1	Pleuelbearb.	4	42CrMo4		Spanen	3.78	15.12
4	Exzenter	4	42CrMo4	81	Sintern	1.73	6.92
5	Sperrklinke	8	42CrMo4	15	Sintern	0.59	4.72
6	Schlitten	4	42CrMo4	26	Sintern	1.28	5.12
7	Schlittenverbinder	4	42CrMo4	7	Sintern	0.38	1.52
8	Lagerring	8	CuSn8	12	Spanen	0.38	3.04
9	Arretierstift	8	42CrMo4	2	Pressen	0.3	2.4
10	Feder	4			Normteil	0.03	0.12
11	Doppelfeder	4			Normteil	0.06	0.24
12	Dorn	4	42CrMo4	10	Spanen	0.2	0.8
13	Schraube M4x10	8			Normteil	0.01	0.08
14	Stift	8			Normteil	0.05	0.4
15	Hülse	8			Normteil	0.1	0.8
16	Feder	8			Normteil	0.03	0.24
17	Kurvenscheibe	4	42CrMo4	68	Sintern	2.21	8.84
18	Kurvenscheibe	4	42CrMo4	48	Sintern	0.5	2
19	Gestell	4	AlSi9Cu3	150	Gießen Spanen	1.5	6
20	Feder	8			Normteil	0.02	0.16
21	Feder	8			Normteil	0.02	0.16
22	Schraube M6x30	16			Normteil	0.05	0.8
23	Kolben	8	42CrMo4		Spanen	0.5	4
24	Verschlußstopfen	8			Normteil	0.01	0.08
25	Rückschlagventil	2			Zukaufteil	0.8	1.6
26	Magnetventil	2			Zukaufteil	8	16
27	ZKG-bearb.	1	GJL25		Spanen	5	5
						Σ	86.16

Tabelle 23: Ermittelte Bauteilkosten für den Einzyklussteller

Pos.	Benennung	Anzahl pro Motor	Material	Masse [g]	Fertigungsverfahren	Stückkosten [€]	Kosten pro Motor [€]
1	Pleuelbearb.	4	42CrMo4		Spanen	4.54	18.16
4	Exzenter	4	42CrMo4	69	Sintern	1.77	7.08
5	Anlenkhebel	4	42CrMo4	56	Sintern	0.5	2
6	Schubstange	8	42CrMo4	27	Schmieden Spanen	0.79	6.32
7	Hydraulikkolben	8	42CrMo4	8	Schmieden Spanen	0.86	6.88
8	Stift	8			Normteil	0.05	0.4
9	Stift	8			Normteil	0.05	0.4
10	Lagerring	8	CuSn8	12	Spanen	0.38	3.04
11	Ventilkörper	4	C105W1	10	Spanen	1.03	4.12
12	Feder	4			Normteil	0.01	0.04
13	Kugel	4			Normteil	0.05	0.2
14	Rückschlagventil	8			Normteil	0.8	6.4
15	Sperrbolzen	4			Normteil	0.2	0.8
16	Einrückbolzen	8	42CrMo4		Spanen	0.2	1.6
17	Ausrückbolzen	8	42CrMo4		Spanen	0.2	1.6
18	Feder	8			Normteil	0.01	0.08
19	Feder	8			Normteil	0.01	0.08
20	Deckel	16	42CrMo4		Pressen	0.3	4.8
21	Kurvenscheibe	8	42CrMo4		Sintern	0.55	4.4
22	Zahnrad	8	42CrMo4		Sintern	0.3	2.4
23	Sicherungsring	8			Normteil	0.01	0.08
24	Gestell	4	AlSi9Cu3		Gießen Spanen	1.5	6
25	Schraube	8			Normteil	0.02	0.16
26	Verteilerwelle	1			Halbzeug	0.05	0.05
27	Getriebemotor Rutschkupplung	1			Zukaufteil	5	5
28	ZKG-bearb.	1	GJL25		Spanen	2	2
						Σ	84.09

Tabelle 24: Ermittelte Bauteilkosten für den Mehrzyklussteller

9.10 Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

DI	Direkteinspritzung (engl. direct injection)
AGR	Abgasrückführung
DS	Druckseite
FEM	Finite Elemente Methode
GDS	Gegendruckseite
VCR	Variable Compression Ratio
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
KW	Kurbelwelle
UT	unterer Totpunkt
OT	oberer Totpunkt
LOT	oberer Totpunkt während der Ladungswechselphase
HUT	unterer Totpunkt, zu Beginn der Hochdruckphase
NEFZ	neuer Europäischer Fahrzyklus (engl. NEDC)
HL	Hauptlager
PL	Pleuellager
RV	Rückschlagventil

Formelzeichen

A	Fläche allgemein
A_{BI}	geometrischer Durchströmquerschnitt Blende
A_{RV}	geometrischer Durchströmquerschnitt Rückschlagventil
$A_{Dü}$	Ausflussquerschnitt Ölspritzdüse
A_{HK}	Kolbenfläche (Stützkolben)
A_H	Fläche Haltenase Exzenter (Einzyklussteller)
A_K	Kolbenfläche
a	Zylinderabstand
α	Kurbelradius
$\alpha_{D,BI}$	Durchflusskoeffizient Blende
$\alpha_{D,RV}$	Durchflusskoeffizient Rückschlagventil
$\Delta\alpha_{Ev,ges}$	Gesamteventlänge mit Vorhubbereich
$\Delta\alpha_{KW,i}$	Kurbelwinkelintervall „i“
$\Delta\alpha_{ver}$	Kurbelwinkelfenster (zum Verfahren der Kurvenscheibe)
α_l	Kurbelwinkel linker Stützkolben
α_r	Kurbelwinkel rechter Stützkolben
α_{KS}	Steigungswinkel der Kurvenscheibe „ ε -Erhöhen“
b_{PL}	Breite Pleuellager
b_H	Breite der Haltenase am Exzenter (Einzyklussteller)
b_e	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$b_{e,o}$	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch (Basis)
β	Exzenterwinkel (Definition abhängig vom Lagerungsfall)

$\dot{\beta}$	momentane Exzenterwinkelgeschwindigkeit
$\Delta\beta_i$	Änderung des Exzenterwinkels im Intervall „i“
$\dot{\beta}_i$	Exzenterwinkelgeschwindigkeit während des Intervalls „i“
c	Strömungsgeschwindigkeit
$c_{i1}, c_{i2} \dots$	Konstanten im Abschnitt „i“
c_F	Federkonstante allgemein
c_{KF}	Federkonstante Klinkenfeder
c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_{RF}	Federkonstante Rückholfeder
D	Bohrungsdurchmesser
d	Durchmesser allgemein
d_{Bl}	Durchmesser Blende
d_B	Durchmesser Kolbenbolzen
d_{HK}	Kolbendurchmesser (Stützkolben)
d_{PL}	Durchmesser Pleuellager
$d_{PL,o}$	Durchmesser Pleuellager (Basis)
δ	Hilfswinkel (Definition abhängig vom Lagerungsfall)
$\bar{\delta}$	gem. Hilfswinkel (Definition abhängig vom Lagerungsfall)
E	E-Modul
ΔE_{kin}	Änderung der kinetischen Energie (Endlagendämpfung)
e	Exzentrizität
ε	Verdichtungsverhältnis (geometrisch)
η	dynamische Viskosität
η_i	indizierter Mitteldruck
F	Kraft
F_F	Federkraft allgemein
F_H	Haltekraft Kurvenscheibe
F_V	Federvorspannkraft
F_G	Gaskraft
F_K	Kraft zwischen Klinke und Schlitten
F_L	Lagerlast
F_{Lx}	Lagerlastkomponente in x-Richtung
F_{Ly}	Lagerlastkomponente in y-Richtung
F_{LBx}	Lagerlast am Kolbenbolzen, x-Komponente
F_{LBy}	Lagerlast am Kolbenbolzen, y-Komponente
F_{LHZx}	Lagerlast am Hubzapfen, x-Komponente
F_{LHZy}	Lagerlast am Hubzapfen, y-Komponente
F_N	Normalkraft am Abgriffselement
F_N	Kolbenseitenkraft
F_S	Pleuelstangenkraft
\tilde{F}_S	Auflagerkraft am Exzenter
F_{St}	Stützkraft

F_{RF}	Federkraft Rückholfeder
F_{KF}	Federkraft Klinkenfeder
F_H	Haltekraft (Betätigung Kurvenscheiben)
F_{HK}	Hydraulische Kraft auf sich vergrößernden Stützkolben
f_b	Proportionalitätskonstante Reibung, Verbrauch
$f_{\bar{U}}$	Übersetzungsfunktion
Φ	Winkel jeweils vom Abschnittsanfang gezählt
Φ_i	Winkelintervall im Abschnitt „i“
Φ_{ges}	Gesamteventlänge (Winkelintervall Summe)
φ_E	Exzenterwinkel im Absolutsystem
$\dot{\varphi}_E$	Winkelgeschwindigkeit des Exzenters (Absolutsystem)
$\ddot{\varphi}_E$	Winkelbeschleunigung des Exzenters (Absolutsystem)
φ'_E	Einfache Ableitung des absoluten Exzenterwinkels nach KW
φ''_E	Zweifache Ableitung des absoluten Exzenterwinkels nach KW
$\dot{\varphi}_P$	Winkelgeschwindigkeit Pleuel
φ'_P	Einfache Ableitung des Schwenkwinkels nach KW
γ	Hilfswinkel
h	angenährte Hubfunktion
h_B	Blockhöhe
h''	zweifache Ableitung der Hubfunktion nach Kurbelwinkel
h_o	Hub des Vorhubbereiches
h_{HK}	Höhe Stützkolben
h_{KH}	Kompressionshöhe (kinematisch wirksam)
$h_{KH,o}$	Abstand Exzentermitte zu Kolbenoberkante (Fall 4)
h_S	Schmierspalthöhe
h_S	radiales Kolbenspiel (Stützkolben)
H_u	unterer Heizwert
i	Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung
K_V	Hilfskonstante Durchfluss 3/2-Wegeventil (Betätigung Kurvenscheiben)
ξ	Hilfswinkel (Anlenkhebel)
l	Pleuellänge (kinematisch wirksam)
\bar{l}	gem. Pleuellänge (kinematisch wirksam)
l_o	Augenabstand Pleuel (Lagerungsfall 2 und 3)
l_1	Abstand Schwerpunkt Pleuel-Exzenter-Verbund zu gr. Pleuelauge
l_2	Abstand Schwerpunkt Pleuel-Exzenter-Verbund zu kl. Pleuelauge
l_{Ex}	Schubstangenlänge (Stützmechanik)
l_A	wirksame Länge am Abgriffselement (beide Seiten zusammen)
λ_s	Schubstangenverhältnis
$\bar{\lambda}_s$	gem. Schubstangenverhältnis
m	Masse allgemein
m_B	Masse Kolbenbolzen
m_E	Masse Exzenter

$m_{E,E}$	Ersatzmasse Exzenter (Einzyklussteller)
m_K	Masse Kolben (mit Ringen)
m_{Sc}	Masse Schlitten
m_h	oszillierende Masse
\bar{m}_h	gem. oszillierende Masse
m_r	rotierende Masse
\bar{m}_r	gem. rotierende Masse
m_{PEV}	Masse Pleuel-Exzenter-Verbund
\bar{m}_{PEV}	gem. Masse Pleuel-Exzenter-Verbund
$m_{PEV,h}$	Masse Pleuel-Exzenter-Verbund, oszillierender Anteil
$\bar{m}_{PEV,h}$	gem. Masse Pleuel-Exzenter-Verbund, oszillierender Anteil
$m_{PEV,r}$	Masse Pleuel-Exzenter-Verbund, rotierender Anteil
$\bar{m}_{PEV,r}$	gem. Masse Pleuel-Exzenter-Verbund, rotierender Anteil
\dot{m}	Massenstrom
\dot{m}_B	Kraftstoffmassenstrom
M_E	Exzentermoment
$M_{E,n}$	netto Exzentermoment
$\bar{M}^{(-)}$	Mittelwert der negativen Exzentermomentenanteile
$\bar{M}^{(+)}$	Mittelwert der positiven Exzentermomentenanteile
M_R	Reibmoment am Exzenter
$M_{R,Ea}$	Reibmoment an der Exzenteraussenfläche
$M_{R,Ei}$	Reibmoment an der Exzenterinnenfläche
M_{St}	Stützmoment
$M_{V,KF}$	Vorspannmoment Klinkenfeder
$M_{V,RF}$	Vorspannmoment Rückholfeder
μ	Reibkoeffizient
μ_G	Gleitreibkoeffizient
μ_H	Haftreibkoeffizient
n	Drehzahl allgemein
n	Motordrehzahl
ν	Querkontraktionszahl
ω	Winkelgeschwindigkeit allgemein
ω	Winkelgeschwindigkeit Motor
p	Druck allgemein
p	Gasdruck (relativ gegen Umgebung)
p_{max}	maximaler Gasdruck (relativ gegen Umgebung)
Δp	Druckdifferenz
Δp	Impulsänderung
p_A	Abgasgegendruck (absolut)
p_{Sau}	Saugrohrdruck (absolut)
p_{gal}	Öldruck in Galerie (relativ gegen Umgebung)

p_{HL}	Öldruck in Hauptlager (relativ gegen Umgebung)
p_{PL}	Öldruck in Pleuellager (relativ gegen Umgebung)
$p_{Dü}$	Öldruck an der Ölspritzdüse (relativ gegen Umgebung)
p_{St}	Stützdruck (relativ gegen Umgebung)
$p_{nach,RV}$	Öldruck nach Rückschlagventil (relativ gegen Umgebung)
p_u	Umgebungsdruck (absolut)
p_{me}	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	Reibmitteldruck
$p_{mr,o}$	Reibmitteldruck (Basis)
$p_{mr,ges}$	Gesamtreibmitteldruck
$p_{mr,ges,o}$	Gesamtreibmitteldruck (Basis)
$p_{mr,PL}$	Reibmitteldruck Pleuellager
$p_{mr,PL,o}$	Reibmitteldruck Pleuellager (Basis)
$p_{mr,TW}$	Reibmitteldruck Triebwerk
$p_{mr,TW,o}$	Reibmitteldruck Triebwerk (Basis)
$p_{HZ,max}$	maximale Hertzsche Pressung
P	Leistung allgemein
P_e	effektive Leistung
Π	Gasdruckfunktion (Gasdruck normiert mit Maximalwert)
ψ	Schwenkwinkel (kinematisch wirksam)
ψ_l	Schwenkwinkel linker Stützkolben
ψ_r	Schwenkwinkel rechter Stützkolben
r	Kurbelradius (kinematisch wirksam)
r	Weggröße allgemein, meist in radialer Richtung
r_o	Kröpfungsradius der Kurbelwelle (Lagerungsfall 1)
$r_{E,a}$	Radius Exzenteraußenfläche
$r_{E,i}$	Radius Exzenterinnenfläche
r_{Ex}	Hebelarm des Anlenkhebels
r_{K2}	Abstand Klinkendrehachse zu Berührungskreismitte
r_{RF}	Wirkradius Rückholfeder
$r_{S,E}$	Abstand Schwerpunkt Exzenter zur Drehachse
r_A	Radius am Abgriffselement
r_{zu}	Abstand Ölzuführung (HL) zur Drehachse der KW
r_{ab}	Abstand Ölaustritt (PL) zur Drehachse der KW
r_{Ki}	Radius Haltenase am Exzenter (Einzyklussteller)
R_H	hydraulischer Widerstand
$\rho_{Öl}$	Dichte Öl
s	Weg allgemein
s	Kolbenhub
s	Abstand Stützzyylinderachse zu Exzenterdrehachse

s	Schlittenhub (System Pleuel)
s_N	Schlittenhub nominell (System Pleuel)
$s_{\ddot{U}}$	Schlittenhub Überstreckanteil (System Pleuel)
s_{ges}	Schlittenhub gesamt (System Pleuel)
s_{KS}	Verfahrweg Kurvenscheibe
\ddot{s}	Schlittenbeschleunigung (System Pleuel)
s_i	Hub (absolut) im Abschnitt „i“
s_{iE}	Hub (absolut) am Ende von Abschnitt „i“
\ddot{s}_{iE}	Beschleunigung am Ende von Abschnitt „i“
χ	Neigung der Stützzyylinderbohrungen gegenüber Pleuelachse
T	Temperatur
t_H	Tiefe der Haltenase am Exzenter (Einzyklussteller)
$T_{\ddot{O}l}$	Öltemperatur
Δt	Zeitintervall
Δt_i	Dauer des Intervalls „i“
Δt_{ver}	Zeitfenster (zum Verfahren der Kurvenscheibe)
τ	Schubspannung
Θ_K	Massenträgheitsmoment Klinke
Θ_E	Hauptmassenträgheitsmoment Exzenter
$\Theta_{E(0)}$	Massenträgheitsmoment Exzenter bezüglich Drehachse
v	Geschwindigkeit allgemein
$v_{E,vor}$	Auftreffgeschwindigkeit des Exzenter (Einzyklussteller)
\dot{V}	Volumenstrom allgemein
V_c	Kompressionsvolumen
$V_{c,ZK}$	Kompressionsvolumen Anteil im Zylinderkopf
V_h	Zylinderhubvolumen
V_H	Hubvolumen des Motors
W_{diss}	Dissipationsarbeit
dW_v	differentielle virtuelle Arbeit
x, y	Weggrößen im Absolutsystem (Ursprung in KW-Mitte)
\tilde{x}, \tilde{y}	Weggrößen im System Pleuel (Ursprung Mitte gr. Pleuelauge)
$\ddot{x}_{S,Sc}, \ddot{y}_{S,Sc}$	Beschleunigung des Schlittenschwerpunktes im Absolutsystem
y_l	Höhe Gelenk linker Stützkolben über Exzenterdrehachse
y_r	Höhe Gelenk rechter Stützkolben über Exzenterdrehachse
\dot{y}_l, \dot{y}_r	Eintauchgeschwindigkeiten Stützkolben
\ddot{y}_B	Beschleunigung Kolbenbolzenmitte (Absolutsystem)
z	Beschleunigungsverhältnis

9.11 Literaturverzeichnis

Fachberichte

- [1] Adamis, P.; Heinrich, H.; Walzer, P.
Ottomotor mit variablem Verdichtungsverhältnis
Automobil-Industrie 4/85
- [2] Walzer, P.; Adamis, P.; Heinrich, H.; Schumacher, V.
Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor
MTZ 47, 1986
- [3] Bollig, C.; Habermann, K.; Marckwardt, H.; Yapici, K.I.
Kurbeltrieb für variable Verdichtung
MTZ 58, 1997
- [4] Bollig, C.; Habermann, K.; Schwaderlapp, M.; Yapici, K.I.
Variable Verdichtung
Ein Weg zur effizienten Hochaufladung
MTZ 62, 2001
- [5] Baker, R.E.; Daby, E.E.; Pratt, J.W.
Selecting compression ratio for optimum fuel economy with emission constraints
SAE-Paper 770191
- [6] Bergsten, L.
Saab Variable Compression SVC - Variabilität und Kontrolle
MTZ 62, 2001
- [7] Bergsten, L.; Drangel, H.
Der neue Saab SVC Motor – Ein Zusammenspiel zur Verbrauchsreduzierung
von variabler Verdichtung, Hochaufladung und Downsizing
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- [8] Binder, K.; Pfeffer, V.; Wirbeleit, F.
Entwicklungsarbeiten an Kolben mit variabler Kompressionshöhe zur Erhöhung
des Wirkungsgrades und der Leistungsdichte von Verbrennungsmotoren
MTZ 47, 1986
- [9] Geiger, J.; Habermann, K.; Lang, O.; Vogt, B.; Wittler, M.
Aufladung und Direkteinspritzung
MTZ 65, 2004
- [10] Grundy, J.R.; Kiley, E.R.; Brevick, E.A.
AVCR 1360-2 High Specific Output 'Variable Compression Ratio Diesel Engine'
SAE-Paper 760051, 1976
- [11] Hauser, G.
Teillastverfahren für Verbrennungsmotoren Entwurf eines Sechszylinder-
Viertakt-Otto-Motors mit verstellbarer Verdichtung
Kraftfahrzeugtechnik 5, 1955

- [12] Hitziger, H.
Doppelpfeuel
MTZ 54, 1993
- [13] INA-Schaeffler KG
Motorenelemente
Sach-Nr. 010-508-643/MOT D-D 12041, 2004
- [14] Kreuter, P.
Der aufgeladene Ottomotor mit variabler Verdichtung: Wirkung und Potentiale
26. Internationales Wiener Motorensymposium, 2005
- [15] Kurz, D.
Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken
ATZ 56, 1954
- [16] Larson, J.R.
Research engine for evaluating the effects of variable compression ratio (VCR)
and/or variable valve timing (VVT)
SAE-Paper, 910053, 1991
- [17] Lia, T.A.
The „Alvar“ engine concept. A variable compression ratio spark ignition engine
82128, Fisita Melbourne, 1982
- [18] N.N.
Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungskraftma-
schinen
Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen
Vorhaben Nr. 133 und 176, 1. Teilabschlußbericht, Heft 258, 1979
- [19] Paul, W.H.
Humphreys engine provides variable clearance volume
SAE Journal, 1952
- [20] Pischinger, S.; Wittek, K.; Bick, W.; Lang, O.
Kosten-Nutzen-orientierte Antriebsstrangentwicklung - ein ganzheitlicher Ansatz
17. Internationale AVL Tagung „Motor & Umwelt“, Graz, 2005
- [21] Pischinger, S.; Habermann, K.; Yapici, K.I.; Baumgarten, H.; Kemper, H.;
Der Weg zum konsequenten Downsizing
MTZ 64, 2003
- [22] Pouliot, H.N.; Delameter, W.R.; Robinson, C.W.
A variable-displacement spark-ignition engine
SAE-paper 770114, 1977
- [23] Rabhi, V.; Dionnet, F.; Beroff, J.
Die MCE-5 Technologie: eine neue technische Möglichkeit des variablen Ver-

dichtungsverhältnis bei SI Motoren

13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2004

- [24] Ruhkamp, L.; Krüger, M.; Schönfeld, S.
Maßnahmen zur weiteren Senkung der Rohemissionen von NFZ-Dieselmotoren
26. Internationales Wiener Motorensymposium, 2005
- [25] Schittler, M.; Heil, B.; Flotho, A.; Schmid, W.
MBE 4000 US'04: Ein R6 Dieselmotor mit Abgasrückführung für schwere DaimlerChrysler-Nutzfahrzeuge in USA
25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [26] Schwaderlapp, M.; Pischinger, S.; Yapici, K.I.; Habermann, K.; Bollig, C.
Variable Verdichtung - eine konstruktive Lösung für Downsizing-Konzepte
10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2001
- [27] Sperber, R.
Entwicklung des Kolbens mit veränderlicher Kompressionshöhe
Maschinenbautechnik 20, 1971
- [28] Staub, P.; Grimm, M.; Pivec, R.; Eichelseder, H.; Schaffer, K.M.
Neue Potenziale für den Dieselmotor durch erweiterte Potenziale
9. Tagung, Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 2003
- [29] Thiele, E.
Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren
MTZ 48, 1982
- [30] Wadman, B.W.
Continental's VCR Piston Development
Diesel and Gas Engine Progress 3., 1965
- [31] Wallace, W.A.; Lux, F.B.
A Variable Compression Ratio Engine Development
SAE-Paper 762A, 1964
- [32] Wirbeleit, F.G.; Binder, K.; Gwinner, D.
Development of pistons with variable compression height for increasing efficiency and specific power of combustion engines
SAE-paper 900229, 1990

Dissertationen

- [33] Bick, W.
Einflüsse geometrischer Grunddaten auf den Arbeitsprozess des Ottomotors bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen
Dissertation RWTH Aachen, 1990
- [34] Bollig, C.
Der variable Kurbeltrieb zur Realisierung eines veränderlichen Verdichtungs-

verhältnisses bei einem hochaufgeladenen 4-Zylinder-Ottomotor
Dissertation RWTH Aachen, 1996

- [35] Haas, A.
Aufteilung der Triebwerksverluste am Schnelllaufenden Verbrennungsmotor
mittels eines neuen Messverfahrens
Dissertation RWTH Aachen, 1987
- [36] Herrmann, O.E.
Emissionsregelung bei NFZ-Motoren über den Luftpfad
Dissertation RWTH Aachen, 2005
- [37] Hinrichs, H.G.
Untersuchungen an einem hochverdichtenden Ottomotor mit variablem Verdich-
tungsverhältnis
Dissertation RWTH Aachen, 1988
- [38] Sidropoulos, G.
Beitrag zur Beschreibung der Energieübertragung stossender stabförmiger
Körper mit Hilfe eines Diskretisierungs-Modells
Dissertation Universität Berlin, 1990
- [39] Szengel, R.
Einfluß konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe ei-
nes Hubkolbentriebwerks
Dissertation Universität Hannover, 1988
- [40] Yapici, K.I.
Variables Verdichtungsverhältnis beim Verbrennungsmotor durch exzentrische
Kurbelwellenverlagerung
Dissertation RWTH Aachen, 2001
- [41] Orłowsky, K.
Druckdynamische Effekte bei der Ölversorgung von Gleitlagern in Verbren-
nungsmotoren
Dissertation RWTH Aachen, 2004

Patente (Anmeldedatum)

- [42] Daimler-Benz AG
Offenlegungsschrift DE 3148193 A1, 1983
- [43] Mederer, G.
Offenlegungsschrift DE 10003467 A1, 2001
- [44] FEV Motorentchnik
Offenlegungsschrift DE 10243023 A1, 2002
- [45] FEV Motorentchnik
Offenlegungsschrift DE 10255299 A1, 2003

- [46] FEV Motorentchnik
Offenlegungsschrift DE 19841381 A1, 1998
- [47] FEV Motorentchnik
Offenlegungsschrift DE 19939210 A1, 1999
- [48] FEV Motorentchnik
Offenlegungsschrift DE 4437132 A1, 1994
- [49] Meta Motoren- u. Energie-Technik
Offenlegungsschrift DE 10026634 A1, 2001
- [50] Meta Motoren- u. Energie-Technik
Offenlegungsschrift DE 19703948 A1, 1997
- [51] Saab Automobile
PCT / SE94/00497, 1993
- [52] Teledyne Industries
Offenlegungsschrift 2632440 A1
- [53] Zimmer, A.
Offenlegungsschrift DE 4226361 A1, 1992
- [54] RABHI, V.
Offenlegungsschrift WO2003008783A8, 2002
- [55] Volkswagen AG
Offenlegungsschrift DE 3742321A1, 1987
- [56] Chapman, Ellsworth
Patentschrift 936409, USA, 1907
- [57] Schmid, E.
Offenlegungsschrift DE 3644721A1, 1986

Fachbücher

- [58] Affenzeller, J.; Gläser, H.
Die Verbrennungskraftmaschine
Band 8, Lagerung und Schmierung
Springer Verlag, 1990
- [59] Berger, F.
Das Gesetz des Kraftverlaufes beim Stoss
Vieweg Verlag, 1924
- [60] Gold, P.W.
Tribologie
Ausgabe 03, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, 2003

- [61] Hahn, H.G.
Technische Mechanik
Hanser Verlag, 1990
- [62] Köhler, E.
Verbrennungsmotoren
3. Auflage, Vieweg Verlag 2002
- [63] Lang, O.R.; Steinhilper, W.
Gleitlager
Konstruktionsbücher Band 31
Springer Verlag, 1978
- [64] Murrenhoff, H.
Grundlagen der Fluidtechnik
Teil 1, Hydraulik
1. Auflage, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, 1997
- [65] Pischinger, S.
Verbrennungsmotoren Band 1,2
24. Auflage, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, 2004
- [66] Pahl, G; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.H.
Konstruktionslehre
Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung
5. Auflage, Springer Verlag, 2002
- [67] Koller, R.
Konstruktionslehre für den Maschinenbau
4. Auflage, Springer Verlag, 1998
- [68] Robert Bosch GmbH
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
22. Auflage, VDI Verlag, 1995
- [69] Steinhilper, W.; Röper, R.
Maschinen- und Konstruktionselemente, Band 1-3
4. Auflage, Springer Verlag, 1994
- [70] Timoshenko, S.
Schwingungsprobleme der Technik
Springer Verlag, 1932
- [71] Urlaub, A.
Verbrennungsmotoren
2.Auflage, Springer Verlag, 1994
- [72] Zwicky, F.
Entdecken, Erfinden, Foschen im morphologischen Weltbild
Droemer/Knaur, 1966

Sonstige Quellen

- [73] Fa. Lee Hydraulische Miniaturkomponenten GmbH
Produktinformation
- [74] Fa. INA-Schaeffler KG
Technisches Taschenbuch, 2002

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Karsten Wittek
Geburtsdatum	21. Juni 1973
Geburtsort	Bochum
Eltern	Prof. Dr.-Ing. Udo Wittek Regina Wittek, geb. Sander
Familienstand	verheiratet, zwei Kinder

Schulbildung

1980 – 1984	Grundschule, Witten Rüdinghausen
1984 – 1985	Albert Martmöller Gymnasium, Witten
1985 – 1993	Gymnasium am Rittersberg, Kaiserslautern
1993	Abitur

Studium

1993 – 1995	Grundstudium Maschinenbau an der Universität Kaiserslautern
1995 – 1996	Beginn Hauptstudium an der Universität Kaiserslautern Vertiefungsrichtung Kraft und Arbeitsmaschinen
1996 – 1999	Fortsetzung Hauptstudium an der Rheinisch- Westfälischen technischen Hochschule Aachen Vertiefungsrichtung Verbrennungskraftmaschinen
1999	Diplom Maschinenbau

Beruflicher Werdegang

1999 – 2001	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kraftfahrwesen (ika) der RWTH Aachen
2001 – 2006	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKA) der RWTH Aachen
seit 06/2006	Leitender Angestellter bei der FEV Motorentchnik GmbH