



Diplomarbeit

Optimierung des Ladungswechsels zur Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung an einem 150 cm³ Viertaktmotor

eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Klaus Steinbrenner

Februar 2014

Geheimhaltung bis März 2016

Betreuender Professor: Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuender Assistent: Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland KIRCHBERGER

Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Tromayer Jürgen

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Fachbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Auftrages zur Neuauslegung eines wassergekühlten 150cm³ 4-Takt Motorradmotors, der sich für ein Baukastensystem für drei Hubräume eignen, sowie die aktuelle Abgasgesetzgebung erfüllen soll.

Ich bedanke mich beim Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichlseder, und beim Leiter des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung, Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchner für die Ermöglichung der Durchführung dieser Arbeit.

Besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer, der mich während der Durchführung betreute, für seine Unterstützung und Hilfe bei allen technischen Fragen. Auch das restliche Projektteam möchte ich nicht unerwähnt lassen, das freundschaftliche Klima und die gegenseitige Hilfsbereitschaft hat die Arbeit am Institut sehr angenehm gemacht.

Allergrößter Dank gebührt meinen leider schon verstorbenen Eltern, die mir durch ihre Unterstützung die schulische Ausbildung und das anschließende Studium ermöglicht haben, sowie meiner lieben Freundin Nicole Wonisch, die mir in schwierigen Zeiten stets zur Seite gestanden ist.

Graz, Februar 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
.....
(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date
.....
(signature)

Kurzfassung

Im Zuge einer Neuentwicklung eines 4-Takt-Motors am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik wurde der Entwicklungsprozess in mehrere Einzelpakete geteilt, die Thema verschiedener Diplomarbeiten sind. Dazu zählen die mechanische Auslegung der Motorkomponenten, die Vorentwicklungen am Motorprüfstand an einem A-Sample hinsichtlich erreichbarer Emissionen und die simulatorischen 3D-CFD Untersuchungen der thermodynamischen Vorgänge. Das Thema dieser Diplomarbeit ist die Auslegung und Optimierung des Ladungswechsels. Unterstützend wurde auch eine 0/1D Simulation durchgeführt, der Schwerpunkt der Arbeit liegt jedoch auf der konstruktiven Auslegung des Ventiltriebs und der Auswahl eines Einlasskanals durch empirische Erprobung am Strömungsprüfstand.

Nachdem ein Benchmarkmotor basisvermessen wurde, wurde dieser, um Optimierungspotential festzustellen, analysiert. Das Hauptaugenmerk fiel auf die Neugestaltung der eng zusammenhängenden Geometrien von Brennraum, Ladungswechselkanälen und Ventiltrieb. Nach der Untersuchung von Rapid-Prototyping-Modellen wurde unter Berücksichtigung aller Randbedingungen im Zylinderkopf und den sich ergebenden Einschränkungen durch Kundenwünsche, die vielversprechendste Version konstruktiv umgesetzt. Speziell die Ableitung der Nockengeometrie sowie die Überprüfung der Fertigbarkeit war hier ein Schwerpunkt.

Abstract:

In order to design a completely new 4-stroke-engine, the whole workload was split up into single packages, which have been topic of several diploma theses. One of these packages is the subject matter of this diploma thesis and contains the new design of the gas exchange components. Therefore, a benchmark engine was analyzed on engine- and flow test bench to work out the optimization potential.

The main focus of this work is not put on pure simulation, but more on the empirical improvement of the port geometries, the geometry of the combustion chamber and the valve train, which are very closely related to each other.

After measurements of rapid-prototyping-parts the most promising version was realized with respect to the boundary conditions in the cylinder head and the guidelines of the customer. To meet thermodynamical and mechanical needs, a new valve train concept was installed. Especially the derivation of the cam profile and the verification of the production requirements were a key aspect.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
1.1	Aufgabenstellung	4
2	Basisvermessung und Analyse des Benchmarkmotors	5
2.1	Ausrüstung am Motorenprüfstand:	7
2.1.1	Langsame Messdaten:	7
2.1.2	Schnelle Messdaten	9
2.2	Drehmoment und Leistungsvermessung der Benchmarkmotoren Yamaha FZ150 und YZF 125	11
2.3	Ventiltrieb	14
2.4	Basisvermessung am Strömungsprüfstand.....	14
2.4.1	Prüfstands Aufbau	15
2.4.2	Theoretische Grundlagen	17
2.4.3	Basisvermessung des Benchmarkmotors Yamaha YZF125	24
3	Optimierungspotential	30
3.1	Arbeitsverfahren von Viertakt-Otto-Motoren	31
3.1.1	Kenngrößen	31
3.2	Ventiltriebssysteme [11]	37
3.2.1	Drehzahlanforderung	38
3.2.2	Belastungen	38
3.2.3	Einteilung der Ventiltriebe	39
3.2.4	Nockenfolger	42
3.2.5	Gleitabgriff vs. Rollenabgriff	45
3.2.6	Ventilspielausgleich	47
3.3	Kanalgeometrien	50
3.3.1	Allgemeine Anforderungen an Einlasskanäle	50
3.3.2	Einlasskanäle zur Generierung von Ladungsbewegung.....	52
3.4	Einflüsse auf die Brennraumform	53
4	Optimierungsprozess	56

4.1	Optimierung des Einlasskanals	57
4.1.1	Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V1	59
4.1.2	Vermessung der Kanalversion V1 am Strömungsprüfstand	60
4.1.3	Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V2	63
4.1.4	Vermessung der Kanalversion V2 am Strömungsprüfstand	64
4.1.5	Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V3	65
4.1.6	Vermessung der Kanalversion V3 am Strömungsprüfstand	68
4.1.7	Auswertung der Kanalversion V3	68
5	Simulationsmodell in AVL Boost.....	73
5.1	AVL Boost	73
5.2	Verwendetes Simulationsmodell.....	75
6	Optimierung des Ventiltriebskonzepts	79
6.1	Tassenstößel	80
6.2	Einzelerschlepphebel.....	80
6.3	Rollenschlepphebel mit zwei Fingern	81
6.4	Separate Rollenschlepphebel pro Ventil	82
6.5	Ermittlung der reduzierten Massen	82
6.6	Ermittlung der Grenzdrehzahlen	87
6.6.1	Ermittlung der Ventilerhebungskurve	88
6.7	Vergleich der Grenzdrehzahlen.....	89
7	Überführung in die Konstruktion.....	96
7.1	Ableitung der Nockenkontur.....	96
7.1.1	Aufbau des Kinematikmodells in CATIA V5	96
7.1.2	Übertragung der Bewegung auf das System	99
7.1.3	Aufzeichnung des Spurpunktes	102
7.1.4	Überprüfung der Nockengeometrie in Bezug auf die Fertigung	103
7.1.5	Weiterverwendung des Kinematikmodells	104
8	Zusammenfassung und Ausblick	105
8.1	Prüfstandserprobung am Motorenprüfstand.....	106

9	Abbildungsverzeichnis	111
10	Tabellenverzeichnis	115
11	Literaturverzeichnis	116

1 Einleitung

Im Rahmen eines Industrieprojektes soll ein wassergekühlter 4-Takt-Motorradmotor entwickelt werden. Neben der Realisierung eines modernen Motorkonzeptes, bei dem auch das Potential für eine Hochleistungsvariante gegeben sein soll, gilt auch die Eignung als Alltagsfahrzeug als Kundenanforderung. Weiters zählt die Eignung für ein Baukastensystem, das die Hubraumklassen 125cm³, 150 cm³ sowie 175cm³ abdeckt, dazu. Um das zu bewerkstelligen, sollen lediglich Zylinder und Kolben getauscht werden. Der restliche Kurbeltrieb, sowie der Zylinderkopf werden beibehalten. Hinsichtlich Emissionen wird die Einhaltung der momentanen bzw. nächstgültigen Grenzwerte für Zweiräder dieser Hubraumklasse gefordert.

1.1 Aufgabenstellung

Die daraus resultierenden Randbedingungen sind Eingangsdaten für diese Diplomarbeit, die sich mit der Optimierung des Ladungswechsels zur Erreichung der Leistungs- bzw. Drehmomentziele des 150 cm³ Motors beschäftigt. Im Zuge dieser Diplomarbeit wird, ausgehend von einem Benchmark-Motor, der am Motorenprüfstand basisvermessen wird, eine Motorprozess-, Ladungswechsel- bzw. Ventiltriebsrechnung durchgeführt. Anhand dieser gewonnenen Daten werden Optimierungspotentiale hinsichtlich Brennraumgeometrie, Ventiltriebskonzept und Kanalgeometrie aufgezeigt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt dabei besonders auf der rechnerischen Auslegung und empirischen Erprobung der Einlasskanäle am Strömungsprüfstand sowie auf der fertigungsgerechten Umsetzung eines geeigneten Ventiltriebkonzeptes. Zu diesem Zweck wird ein kinematisches Simulationsmodell herangezogen.

Jenes Konzept bzw. jene Geometrien, die sich nach einer simulatorischen sowie strömungsprüfstandsbasierenden Optimierungsroutine als vielversprechend erweisen, sollen nach einer Verifizierung am Motorenprüfstand als Grundlage für eine Serienentwicklung dienen.

2 Basisvermessung und Analyse des Benchmarkmotors

Um Basis- und Vergleichsdaten für diese Motorenentwicklung zu Verfügung zu haben, wurde ein vom Auftraggeber ausgewählter Benchmarkmotor basisvermessen, dessen Leistungs- und Drehmomentangebot erreicht bzw. leicht übertroffen werden sollte.

Ausgewählt wurde hierfür der in Abbildung 2-1 abgebildete 4-Takt-Motor von Yamaha, der in den Hubraumvarianten 150 cm³ und 125 cm³ erhältlich ist. Auch hier ist das Baukastensystem so aufgebaut, daß der Zylinderkopf für alle Varianten derselbe bleibt und nur Zylinder und Kolben getauscht werden müssen.

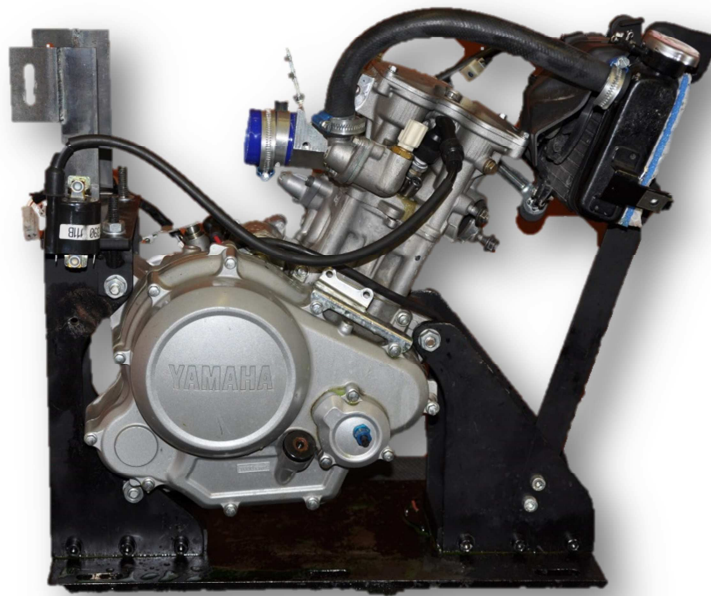


Abbildung 2-1 Benchmarkmotor, Yamaha-Baukastensystem für 125cm³ und 150 cm³

Dieses Baukastenkonzept hat wesentlichen Einfluss auf das Drehmoment- bzw. Leistungspotential der 150 cm³ Version, da die Ventilgröße durch den Bohrungsdurchmesser der 125 cm³ Version eingeschränkt ist. Von der unterzubringenden Ventilgröße leiten sich auch die maximal möglichen Strömungsquerschnitte für die Ein- und Auslasskanäle ab, die für eine möglichst gute Zylinderfüllung verantwortlich sind. Auch die Brennraumgeometrie sowie Ventilwinkel und Zündkerzenposition werden davon beeinflusst. Als Benchmark- bzw. Vergleichsmotor muss jedoch dasselbe Konzept herangezogen werden, wie es bei dieser Motorenent-

wicklung gefordert wird, da aus den oben genannten Gründen ein auf 150 cm³ ausgelegter Motor ein ganz anderes Leistungspotential mitbringt.

Um einerseits Vergleichsdaten für die Entwicklungsziele aber auch Eingangsdaten für die Simulation zu erhalten, wurde dieser Yamaha Motor am Motorenprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik aufgebaut (siehe Abbildung 2-2) und in den beiden Hubraumvariationen vermessen.

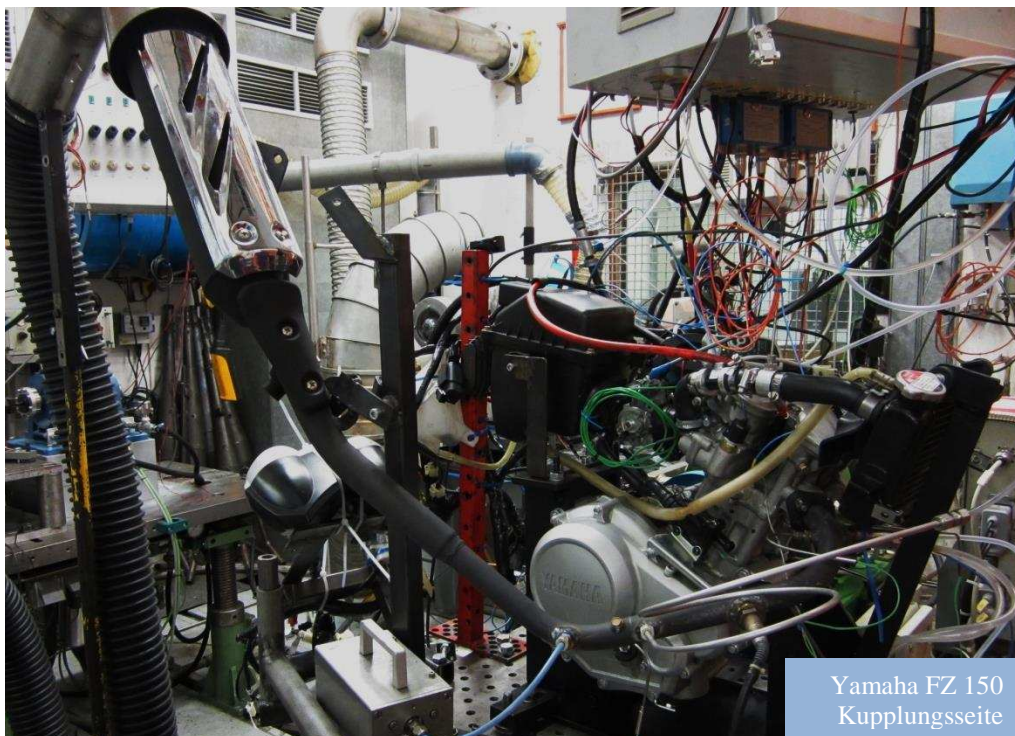
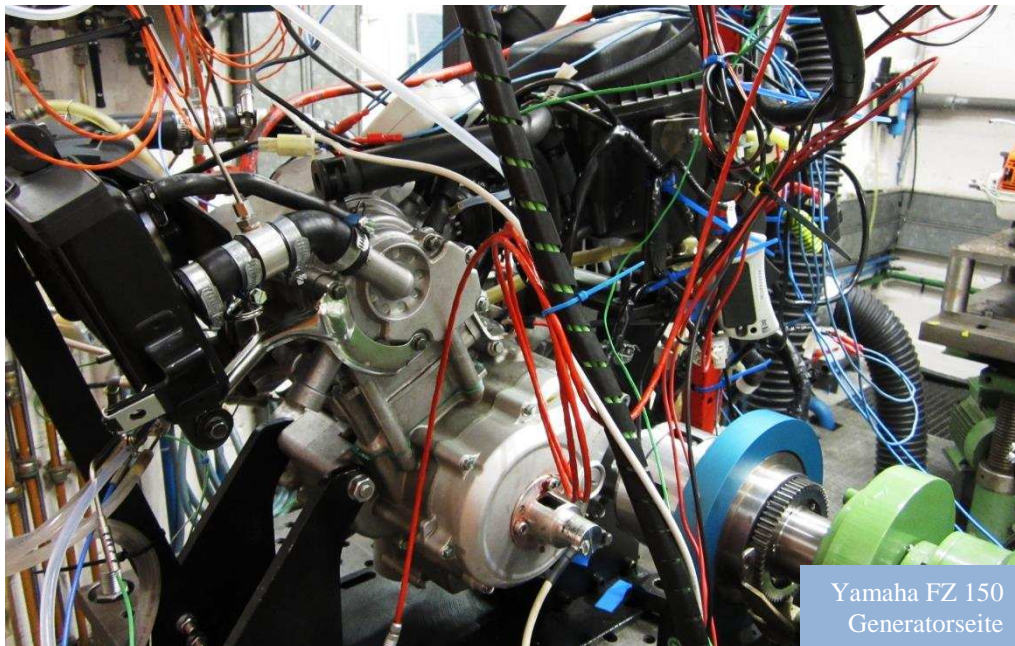


Abbildung 2-2 Prüfstands Aufbau für die Basisvermessung Yamaha FZ 150

Da vom Auftraggeber nicht ein zu erreichendes Drehmoment oder eine zu erreichende Spitzenleistung, sondern die Charakteristik dieses Motors als zu erreichendes Ziel festgelegt wurde, war die Erfassung dieser Daten am Prüfstand besonders wichtig. Zusätzlich wurden jedoch die für weiterführende Untersuchungen und Simulationen benötigten Motordaten mitvermessen.

2.1 Ausrüstung am Motorenprüfstand:

Je nach Erfassungsgeschwindigkeit der Messdaten wird zwischen „langsamen“ und „schnellen“ Messdaten unterschieden. Jene Messdaten, die über der Motordrehzahl aufgezeichnet werden, werden als langsame Messdaten bezeichnet, jene die über ein Arbeitsspiel aufgetragen und pro Grad Kurbelwinkel gemessen werden, als schnelle Messdaten bezeichnet.

2.1.1 Langsame Messdaten:

Als Leistungsbremse wird auf diesem Prüfstand eine Wirbelstrombremse vom Typ FA20 von Borghi Saveri verwendet. Sie hat eine maximale Bremsleistung von 14,7 kW (20PS). Die Drehzahlerfassung ist in dieser inkludiert.

Für die Drehmoment- bzw. Leistungserfassung wurde ein Kistler Drehmomentflansch der Type 4504B mit einem Nenndrehmoment von 50 Nm verwendet. Der Sensor besteht aus einem feststehenden Stator und einem mit Flanschsystem auf der Abtriebswelle befestigten Rotor. Die Messwertübertragung erfolgt berührungslos.

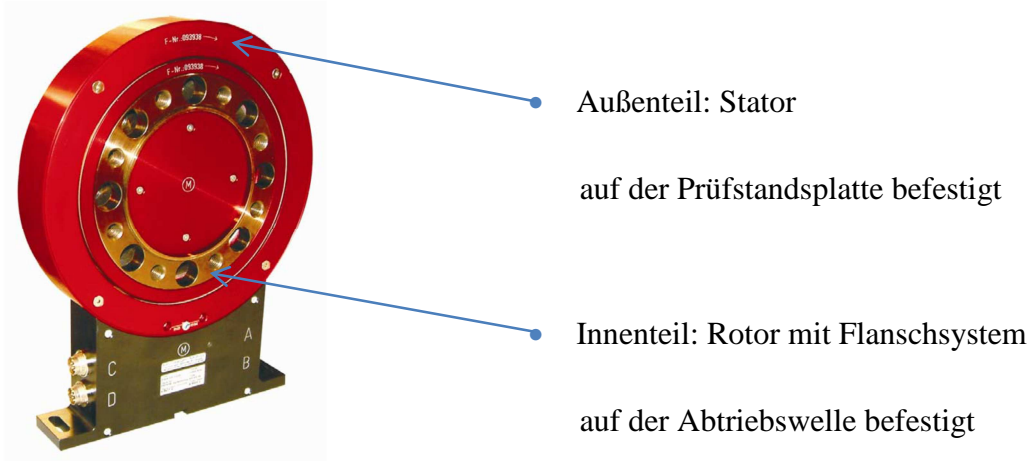


Abbildung 2-3 Drehmomentflansch Kistler 4505B

Aus dem mit dem Drehmomentflansch gemessenen effektiven Drehmoment M_e wird aus der Formel

$$P_e = M_e \omega$$

P_e [W] (2.1)

M_e [Nm]

ω [rad/s]

die abgegebene effektive Leistung P_e der Verbrennungskraftmaschine errechnet.

In der Formel müssen die Werte in kohärenten SI-Einheiten eingesetzt werden, um die Leistung zu berechnen. Mit dem Ausdruck für ω und dem Umrechnungsfaktor auf [U/min] ergibt sich die effektive Leistung zu:

$$P_e [W] = M_e [Nm] n \left[\frac{U}{min} \right] \frac{\pi}{30} \quad (2.2)$$

Für die Temperaturmessung kamen Typ K-Thermoelemente (siehe Abbildung 2-4) und Widerstandstemperatursensoren PT100 (siehe Abbildung 2-5) zum Einsatz.

Messstellen mit Typ K Thermoelementen:

- Motoröltemperatur
- Kerzensitztemperatur
- Abgastemperatur im Krümmer
- Abgastemperatur vor und nach Katalysator

Messstellen mit Pt100 Sensoren:

- Ansauglufttemperatur
- Kühlwassertemperatur



Erzeugte thermoelektrische Spannung:

ca. $40\mu\text{V}/^\circ\text{C}$

durch annähernde Linearität der Kennlinie
und Kalibrierung gute Genauigkeit erzielbar

Einsatzbereich: -200°C bis $+1300^\circ\text{C}$

Abbildung 2-4 Thermoelement Typ K



Nennwiderstand R_0 bei 0°C : 100 Ohm

Hohe Genauigkeit durch Linearität der Wi-
derstandskennlinie und Kompensation des
Leitungswiderstands

Einsatzbereich: -200°C bis $+600^\circ\text{C}$

Abbildung 2-5 Widerstandstemperaturfühler PT100

Zur Erfassung der statischen Drücke wurden die am Prüfstand integrierten Druckmessstellen verwendet. Der Umgebungsdruck, Ansaugdruck zwischen Drosselklappe und Einlassventil sowie der Abgasdruck vor dem Katalysator wurden mitaufgezeichnet. Zusätzlich wurde ein Durchflusssensor im Kühlkreislauf installiert, um gegebenenfalls die Kühlleistung über den Kühlmittelmassenstrom und die Temperaturdifferenz vor und nach dem Kühler berechnen zu können.

Um auf die Verbrennung rückschließen zu können, wurde eine Breitband-Lambdasonde und eine Rohabgasentnahme für die Abgaskomponenten HC, CO, CO₂, NO_x und O₂ installiert.

2.1.2 Schnelle Messdaten

Bei den schnellen Messdaten werden die Daten über Grad Kurbelwinkel für ein Arbeitsspiel aufgezeichnet. Diese Art der Motordatenerfassung wird als Indizierung bezeichnet. Die Datenerfassung erfolgte mit dem Dewetron-System DEWE 2010.

Zur Detektierung des Kurbelwinkels wurde ein Kurbelwinkelsensor von der Fa. Baumer mit 360 Impulsen pro Umdrehung verwendet.

Für die Messung der Ansaug- und Auspuffdrücke wurden piezoresistive Absolutdruckaufnehmer der Fa. Kistler aufgebaut. Für den Ansaugdruck kam der Miniatur-Absolutdrucksensor vom Typ 4005A zum Einsatz. Aufgrund der hohen Temperaturbelastung im Abgasstrang wurde hier der Sensor 4075A10 gewählt, der sich in einem wassergekühlten Kühladapter verbauen lässt. Die Zylinderdruckerfassung erfolgte mit dem piezoelektrischen Miniatur-Druckaufnehmer 6052b von Kistler.

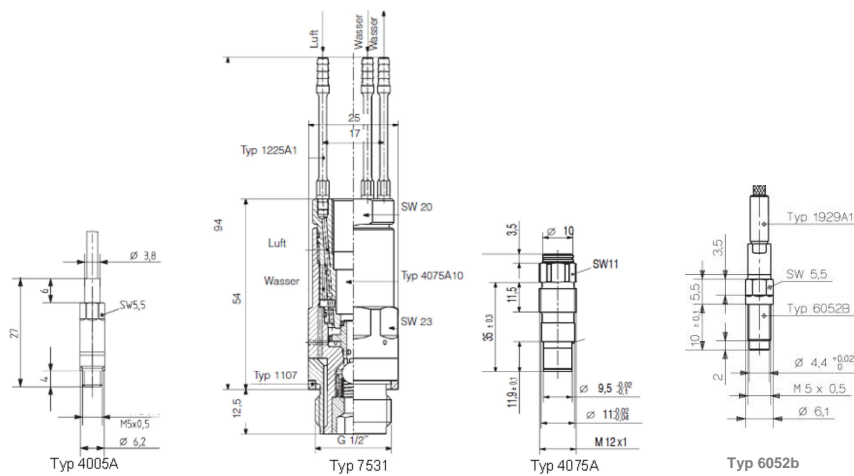


Abbildung 2-6 verwendete Druckaufnehmer für die Indizierung (Fa. Kistler)

Der Einspritz- und der Zündzeitpunkt wurde mit einer Stromzange gemessen, deren Signal ebenfalls kurbelwinkelaufgelöst aufgezeichnet wurde und so mit den Zylinderdruckdaten synchronisiert werden kann.

2.2 Drehmoment und Leistungsvermessung der Benchmarkmotoren Yamaha FZ150 und YZF 125

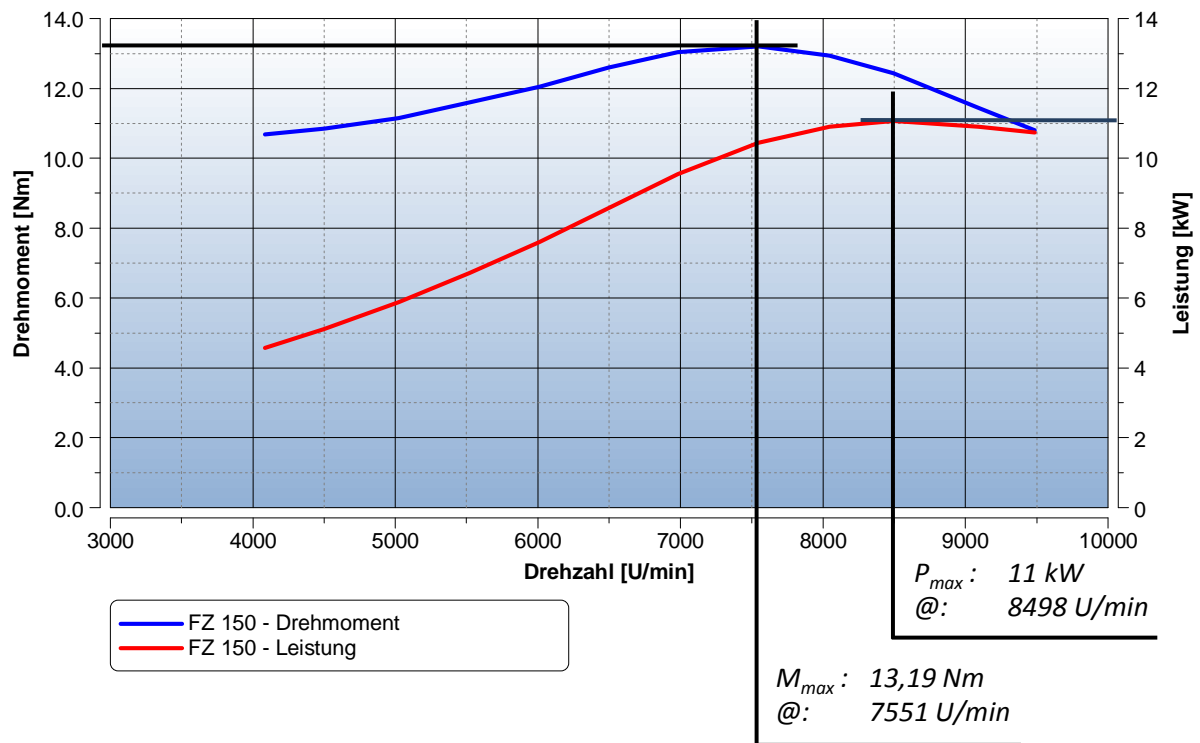


Abbildung 2-7 Yamaha FZ150, Drehmoment- und Leistungsdaten

Wie in Abbildung 2-7 ersichtlich hat das Modell FZ150 ein maximales Motordrehmoment von knapp über 13 Nm bei einer Drehzahl von 7550 U/min. Die Nennleistung von 11 kW wird bei einer Drehzahl von 8500 U/min erreicht. Diese Messergebnisse decken sich sehr gut mit den Herstellerangaben [6].

Engine

Type | Liquid Cooled, 4 Stroke, SOHC, 4 Valve

Cylinders | Vertical Single Cylinder

Displacement | 149.8 cm³

Bore x Stroke | 57.0 x 58.7 mm

Compression Ratio | 10.4:1

Max Horse Power | 11.1 kW (8500 rpm)

Max Torque | 13.1 NM (7500 rpm)

Starting System | Electric and Kick

Abbildung 2-8 Auszug aus den technischen Daten für das Modell Yamaha FZ 150

[6]

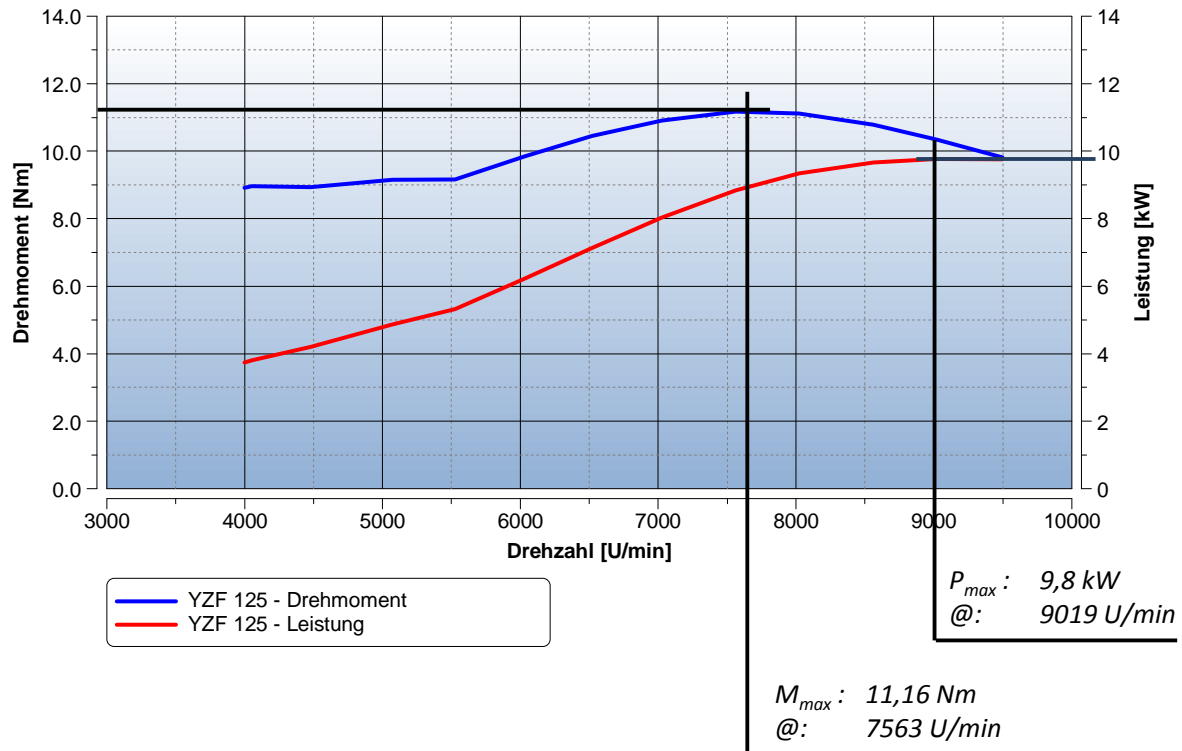


Abbildung 2-9 Yamaha YZF 125, Drehmoment- und Leistungsdaten

Der Motor des Modells YZF 125 erreicht bei einer Drehzahl von 7563 U/min das maximale Motordrehmoment von 11,16 Nm. Die Spitzenleistung erreicht der Motor bei knapp über 9000 U/min, sie liegt etwas unter 10 kW. Vergleicht man die Werte aus Abbildung 2-9 mit den technischen Daten aus der Tabelle in Abbildung 2-10, so wird ersichtlich, daß die Herstellerangaben mit 11 kW bei 9000 U/min und 12,24 Nm bei 8000 U/min nicht erreicht werden.

MOTOR	
Bauart	Flüssigkeitsgekühlter 1-Zylinder-4-Takt-OHC-Motor, Katalysator, 4 Ventile
Hubraum	124,7 ccm
Bohrung x Hub	52,0 x 58,6 mm
Verdichtungsverhältnis	11,2: 1
Leistung	11,0 kW (15 PS) bei 9.000/min
maximales Drehmoment	12,24 Nm bei 8.000/min
Schmierung	Nasssumpf
Gemischaufbereitung	Benzineinspritzung
Zündung	Transistor
Starter	Elektro
Getriebe	6-Gang

Abbildung 2-10 Auszug aus den technischen Daten für das Modell YZF 125

[7]

Sollen Motoren unterschiedlichen Hubraums miteinander verglichen werden, wird dazu der Mitteldruck herangezogen. Dafür wird die abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen bezogen.

In der Beziehung für den effektiven Mitteldruck eines 4-Taktmotors

$$p_e = \frac{M_e}{V_H} 4 \pi$$

p_e Effektiver Mitteldruck [Pa]

M_e Motordrehmoment [Nm]

V_h Hubvolumen [m³]

(2.3)

ist M_e das auf dem Prüfstand gemessene Drehmoment und V_H das Hubvolumen. Mit den Daten der beiden oben angeführten Motoren ergeben sich jeweils bei den Drehzahlen für maximales Drehmoment folgende Werte:

Yamaha FZ 150 @7550 U/min

$$p_{e_{FZ150}} = 11,05 \text{ [bar]}$$

Yamaha YZF 125 @7560 U/min

$$p_{e_{YZF125}} = 11,30 \text{ [bar]}$$

2.3 Ventiltrieb

Wie in der unten stehenden Abbildung gezeigt, werden die Ventile des Yamaha-Motors über zwei Kipphebel betätigt. Für die Ein- und Auslassseite werden je zwei Ventile verbaut. Angetrieben werden diese von einer zentral angeordneten einzelnen Nockenwelle. Der Ventilspielausgleich erfolgt über Einstellschrauben auf den Kipphebeln. Durch die mittige Anordnung der Nockenwelle muss die Position der Zündkerze seitlich nach außen gekippt werden. Die Ventilwinkel sind symmetrisch zur Zylindermittenebene und betragen 20° . Der Einlasskanalwinkel, wie auch der Auslasskanalwinkel ist relativ weit nach unten geneigt. Die Winkel betragen vom Zentrum aus gemessen 65° und 95° . Eine nähere Beschreibung hinsichtlich der Massenverteilung des Ventiltriebs erfolgt in Kapitel 6.

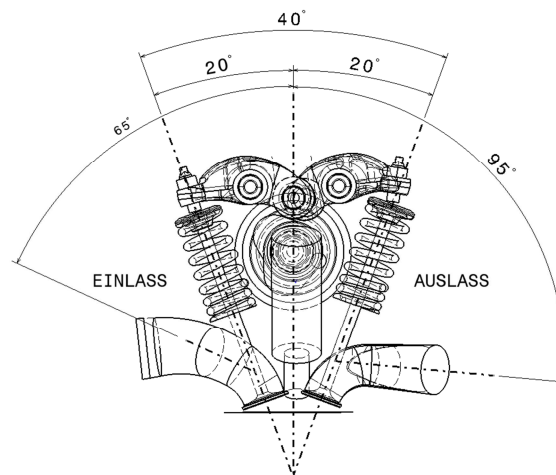


Abbildung 2-11 Ventilbetätigung des Benchmarkmotors

[1]

2.4 Basisvermessung am Strömungsprüfstand

Um die Qualität bzw. das Verhalten der Ein- und Auslasskanäle besser beurteilen zu können, wurden Messungen am Strömungsprüfstand durchgeführt.

Unter statischen Strömungsbedingungen wurden Durchflusswerte und Ladungsbewegungskennzahlen ermittelt, die einerseits zur Analyse des Benchmarkmotors herangezogen werden und in weiterer Folge als Eingangsdaten für die simulatorische Rechnung dienen. Eine günstige Formgebung, im Besonderen des Einlasskanals, beeinflusst das Leistungspotential des Motors maßgeblich.

2.4.1 Prüfstands Aufbau

In Abbildung 2-12 ist der prinzipielle Aufbau eines Strömungsprüfstandes dargestellt. Mittels eines Gebläses wird in einem Sammel- bzw. Beruhigungsbehälter eine konstante Druckdifferenz gegenüber der Umgebung erzeugt.

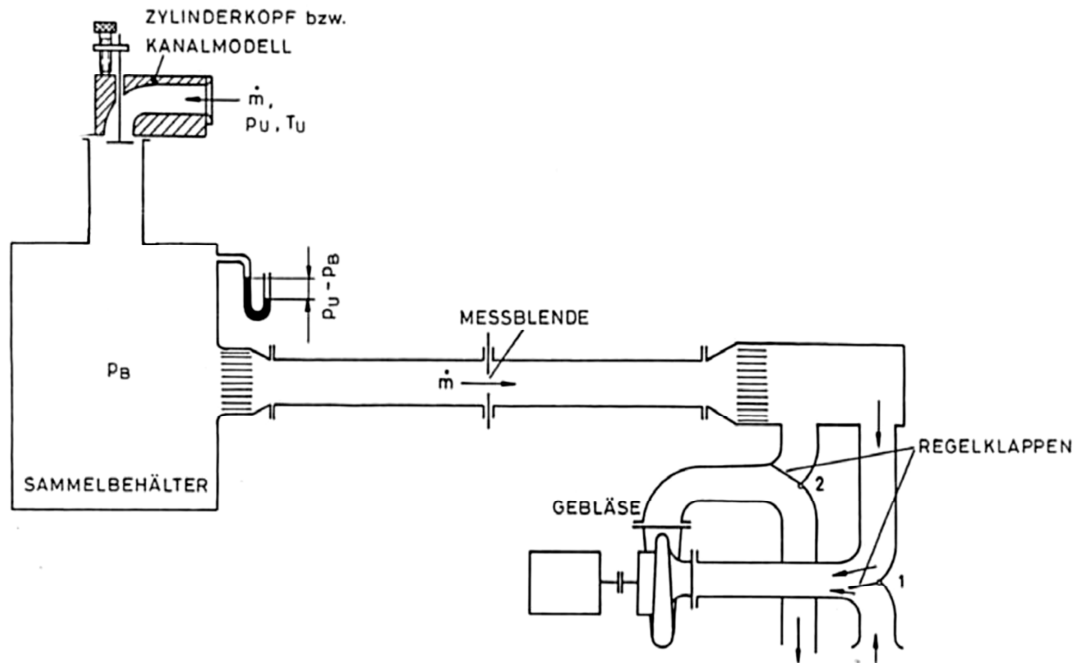


Abbildung 2-12 Prinzipskizze Strömungsprüfstand

[1]

Abhängig von der gewünschten Strömungsrichtung ist es durch entsprechende Stellung der Regelklappen möglich, sowohl Unter- als auch Überdruck im Behälter zu erzeugen. Dieser Aufbau ist bei einem drehrichtungsgebundenen Gebläse notwendig, um die richtigen Strömungsrichtungen für Ein- und Auslasskanäle abzubilden.

Aufgrund der Drehzahlbegrenzung des Gebläses von 3000 U/min beläuft sich die maximal erreichbare Druckdifferenz auf ca. 55 mbar gegenüber dem Umgebungsdruck und ist vom Strömungsquerschnitt des Prüflings abhängig.

Der Prüfling wird direkt auf den Behälter aufgesetzt, wobei je nach Bohrung des Motors ein entsprechendes Zwischenstück verwendet wird, das den Zylinder ersetzt und das System abdichtet.

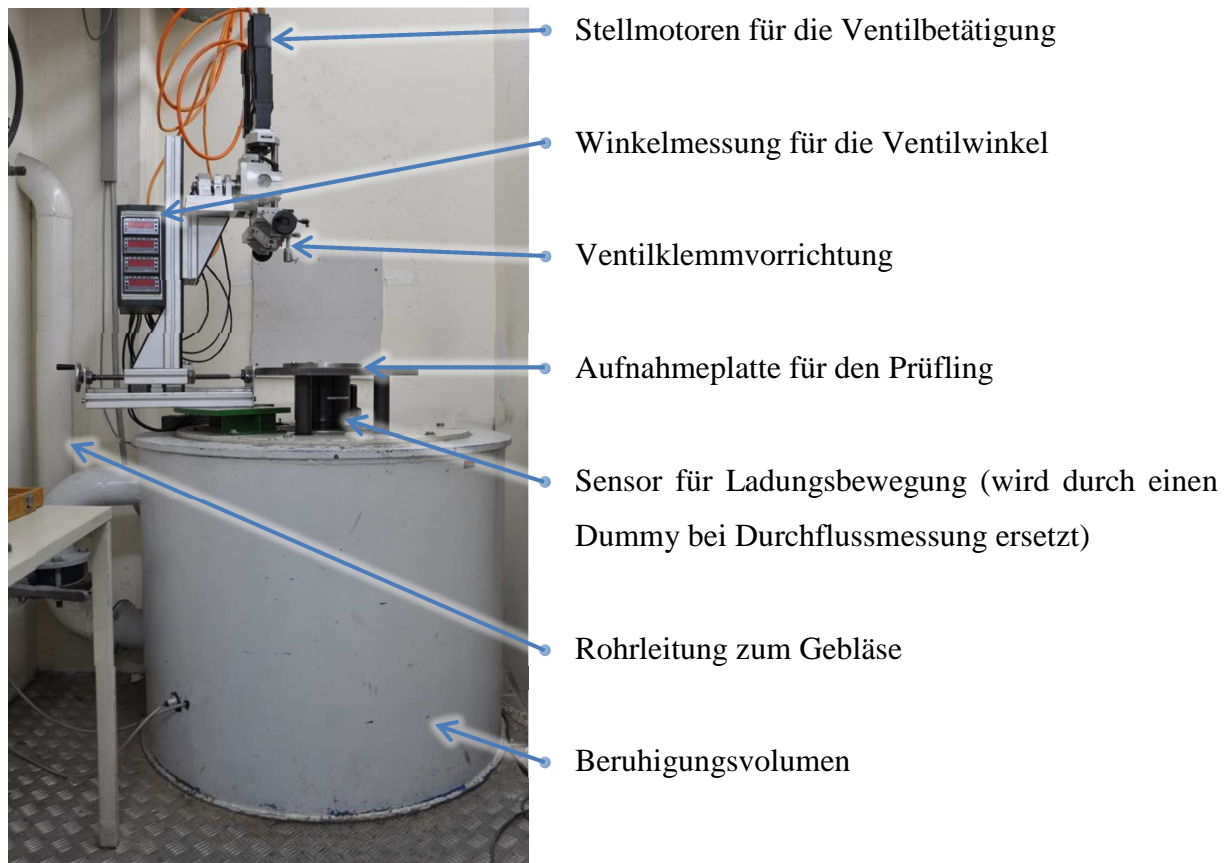


Abbildung 2-13 Strömungsprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Die Ventilbetätigung wird anstelle des Ventiltriebs von Stellmotoren übernommen, die die Ventile in vordefinierten Schritten öffnen. Auf diese Weise wird der komplette Ventilhub abgefahren und bei jeder Ventilstellung der zugehörige Luftmassenstrom gemessen. Der Massenstrom kann über den Druckabfall an einer Blende nach DIN 1952 oder mit einem Heißfilmanemometer bestimmt werden.

Sind zusätzlich zu den Durchflusswerten auch Ladungsbewegungskennzahlen von Interesse, wird zwischen Prüfling und Beruhigungsvolumen der Sensor für die Bestimmung dieser zwischengeschaltet. Das können Flügelräder sein, in der Regel ist das jedoch ein sphärischer Messgleichrichter oder eine Drallwabe.

2.4.2 Theoretische Grundlagen

Folgende Kennwerte werden am Strömungsprüfstand ermittelt:

- Massendurchfluss
- $\mu\sigma$ -Durchflusswert
- Tumblezahl
- Drallzahl

2.4.2.1 Massendurchfluss

Die Massendurchflussmessung kann auf diesem Prüfstand mit zwei Systemen durchgeführt werden, entweder mittels Blendenmessung nach DIN 1952 oder mittels Heißfilmanemometer. Bei der Blendenmessung wird über die Druckdifferenz vor und nach einer definierten Blendenöffnung auf den Volumenstrom geschlossen. Durch zusätzliche Messung von Druck und Temperatur für die Dichtekorrektur kann der Massenstrom errechnet werden. Das erhöht den Messaufwand und die Fehleranfälligkeit des Messsystems.

Da für diese Untersuchungen der Massenstrom von großer Bedeutung ist und dieser mit einem Heißfilmanemometer genauer und komfortabler bestimmt werden kann, wird dieses Messprinzip nachfolgend kurz beschrieben. Es wird auch beinahe ausschließlich auf diesem Prüfstand verwendet, da so der Massendurchfluss ohne weitere Messung und Korrektur auf direktem Weg ermittelt wird.

Heißfilmanemometer (Sensy-flow) [2]

Auf dem Strömungsprüfstand kommt ein thermischer Masse-Durchflussmesser FMT700-P für Luft (Sensyflow P) zum Einsatz, der mit dem thermischen Messprinzip eines Heißfilmanemometers den Luft-Massendurchfluss ermittelt. Der große Vorteil dieses Messprinzips liegt in der höheren Genauigkeit durch die nicht notwendige Korrektur von Druck- und Temperatureinflüssen.

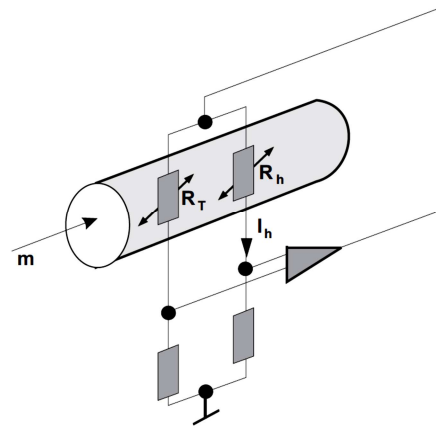


Abbildung 2-14 Sensoreinheit Sensy-flow in der Messstrecke und schematisches Funktionsprinzip [2]

Das Messsystem besteht aus den Komponenten Messwertaufnehmer (Messrohr), Speise-/Auswertegerät und Messstrecke. Der Messwertaufnehmer ist in Form eines Messrohres aufgebaut und enthält die Sensoreinheit (siehe Abbildung 2-14).

Das Messverfahren beruht darauf, dass einem beheizten Körper durch das ihn umströmende Gas Wärme entzogen wird. Die strömungsabhängige „Abkühlung“ wird als Messeffekt genutzt. Das Gas umströmt zwei temperaturempfindliche Widerstände, R_h und R_T , die Teil einer elektrischen Brückenschaltung sind. Aufgrund des gewählten Widerstandsverhältnisses $R_h \ll R_T$ wird R_h durch den Strom I_h aufgeheizt. R_T nimmt die Temperatur des Gases an. Der Strom I_h wird durch eine elektronische Regelschaltung so vorgegeben, dass sich eine konstante Temperaturdifferenz zwischen dem beheizten Widerstand R_h und der Temperatur des Gases einstellt. Die im Widerstand R_h erzeugte elektrische Leistung kompensiert exakt dessen Wärmeverlust an die Strömung. Da dieser Wärmeverlust von der Zahl der Teilchen abhängt, die auf die Oberfläche des Widerstandes R_h treffen, stellt I_h ein Maß für den Massendurchfluss dar.

Dieses durchflussabhängige Signal wird im Speise- und Auswertegerät in massendurchflusslineare Einheitssignale umgewandelt, die von der Prüfstandssoftware aufgezeichnet werden.

2.4.2.2 $\mu\sigma$ -Durchflusskennwert [3]

Der $\mu\sigma$ -Wert ist ein dimensionsloses Maß für die bei bestimmten Ventilhuben durchströmende Gasmasse. Werden die Strömungsprüfstandsmessungen bei gleichen Reynolds-Zahlen durchgeführt, ist ein unmittelbarer Vergleich verschiedener Ventilkänäle möglich.

Dieser Kennwert setzt sich aus der Durchflusszahl μ und der Versperrungsziffer σ zusammen.

Durchflusszahl μ :

Die Durchflusszahl μ ist ein Maß für den Strömungswiderstand und berücksichtigt Verluste durch Reibung und Strahlkontraktion.

Versperrungsziffer σ :

Die Versperrungsziffer σ berücksichtigt die kurbelwinkelabhängige Veränderung des momentan wirksamen Strömungsquerschnittes A_g am Ventil (siehe Abbildung 2-15). Dieser wird als Produkt aus dem konstanten Bezugsquerschnitt A_V und der Versperrungsziffer dargestellt. Als Bezugsquerschnitt A_V wird meist der innere Ventilsitzquerschnitt ohne Berücksichtigung des Ventilschafts herangezogen.

$$A_g = \sigma A_V$$

A_g [mm²]

A_V [mm²]

σ [-]

(2.4)

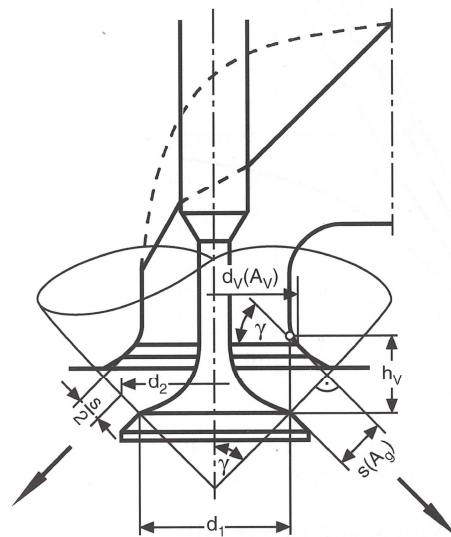


Abbildung 2-15 Momentaner geometrischer Durchströmungsquerschnitt A_g

[3]

Am Strömungsprüfstand kann für einen bestimmten Ventilhub direkt der Durchflusskennwert $\mu\sigma$ gemessen werden. Über die jeweilige Ventilerhebungskurve kann dieser Wert auch dem entsprechenden Kurbelwinkel zugeordnet werden. Der $\mu\sigma$ -Durchflusskennwert ist per Definition der Quotient aus der tatsächlich durch das Ventil strömenden Masse zu der theoretisch möglichen, abhängig vom Querschnitt und der Druckdifferenz.

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (2.5)$$

Zur rechnerischen Bestimmung des theoretisch möglichen Massenstroms durch das Ventil \dot{m}_{th} wird von einer isentropen, adiabaten Strömung ausgegangen. Nachstehend wird der Zusammenhang, wie er auch am Strömungsprüfstand verwendet wird, kurz beschrieben. [4]

Die darin verwendeten Variablen bedeuten:

- \dot{m}_{th} theoretischer Massenstrom $\left[\frac{kg}{h}\right]$
- AQuerschnittsfläche [m]
- ρ Dichte $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
- wGeschwindigkeit $\left[\frac{m}{s}\right]$
- vspezifisches Volumen $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
- hEnthalpie $\left[\frac{J}{kg}\right]$
- q_a spezifische äußere Wärme $\left[\frac{J}{kg}\right]$
- c_p spezifische Wärmekapazität $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
- TTemperatur [K]
- pDruck [Pa]
- κ Isentropenexponent [-] (beträgt für Luft 1,44)
- RGaskonstante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

Erhaltung der Masse bei eindimensionaler Strömung:

Kontinuitätsgleichung $\dot{m}_{th} = A\rho w = A\frac{w}{v} = konst.$ (2.6)

Erhaltung der Energie für offene Systeme:

Energiegleichung $\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = h_1 - h_2 - q_a$ (2.7)

Unter Zugrundelegung einer adiabaten, reibungsfreien Strömung folgt die Zustandsänderung einer Isentropen. Das bedeutet $q_a = 0$, $q_R = 0$ und $\delta_s = 0$. Zusätzlich gilt $w_1 = w_0 = 0$.

Dadurch vereinfacht sich Gleichung (2.7) zu:

$$\frac{w^2}{2} = h_0 - h \quad (2.8)$$

Da Luft als ideales Gas mit konstanter spezifischer Wärme beschrieben werden kann, ergibt sich mit

$$h_0 - h = c_p(T_0 - T) \quad (2.9)$$

aus der Gleichung (2.8) durch Einsetzen und Umformen:

$$\frac{w^2}{2} = c_p T_0 \left(1 - \frac{T}{T_0}\right) \quad (2.10)$$

Für ideales Gas gilt:

Gasgleichung
$$T_0 = \frac{p_0 v_0}{R} \quad (2.11)$$

Spezifische Wärme
$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad (2.12)$$

Isentropengleichung
$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2.13)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (2.11), (2.12) und (2.13) in die Gleichung (2.10) und Umformen erhält man die Beziehung für die Geschwindigkeit:

$$w = \sqrt{2p_0 v_0} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (2.14)$$

Die Gleichung (2.14) eingesetzt in die Kontinuitätsgleichung (2.6) ergibt mit der Gleichung (2.15) für eine isentrope Zustandsänderung

$$v = v_0 \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2.15)$$

folgende Gleichung für den theoretischen Massenstrom idealer Gase \dot{m}_{th} :

$$\dot{m}_{th} = A \rho \sqrt{2RT_0} \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}_{\psi} \quad (2.16)$$

Durch Einführen der Abkürzung ψ (siehe Gleichung (2.16)) für den hinteren Wurzelausdruck erhält man die übliche Form der Durchflussgleichung.

$$\text{Durchflussgleichung} \quad \dot{m}_{th} = A\rho\sqrt{2RT_0}\psi \quad (2.17)$$

2.4.2.3 Drall- und Tumblezahl

Weitere wichtige Kennzahlen für die Strömung im Zylinder selbst sind die Drall- und die Tumblezahl. Da die Ladungsbewegung die Gemischbildung, den Verbrennungsablauf und auch den Emissionsausstoß maßgeblich beeinflusst, werden diese Kennwerte bei der Optimierung von Verbrennungskraftmaschinen herangezogen, um Leistungs-, Emissions-, und Verbrauchswerte zu verbessern.

Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung von Füllung, abhängig von Steuerzeiten, Kanalquerschnittsverlauf sowie den Durchflusswiderständen und Ladungsbewegung, muß ein Optimum gefunden werden. [1]

Die Ladungsbewegung kann durch verschiedene Maßnahmen erzielt werden, etwa durch asymmetrische Anordnung der Einlasskanäle im Zylinderkopf, durch Umlenken der Einlassströmung an der Zylinderwand, durch die geometrische Formgebung des Kanals oder durch den Einsatz von Drallblechen.

Um die komplexe Drehbewegung im Zylinder einfacher zu beschreiben, wird die Drallzahl Z_D sowie die Tumblezahl Z_T verwendet. Da diese Kennzahlen dimensionslos sind, ist es ebenfalls möglich, verschiedene Kanäle miteinander zu vergleichen.

In beiden Fällen wird dabei der Quotient aus der Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung und der Kurbelwelle gebildet. Für die Drallzahl wird die Drehbewegung um die Hochachse, für die Tumblezahl die Drehbewegung um die Querachsen herangezogen. [3]

$$\text{Drallzahl} \quad z_D = \frac{\omega_D}{\omega_{KW}} \quad (2.18)$$

$$\text{Tumblezahl} \quad z_T = \frac{\omega_T}{\omega_{KW}} \quad (2.19)$$

z_D Drallzahl [-]

z_T Tumblezahl [-]

ω_D Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung um die Hochachse (Drall) [s^{-1}]

ω_T Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung um die Querachsen (Tumble) [s^{-1}]

ω_{KW} Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle [s^{-1}]

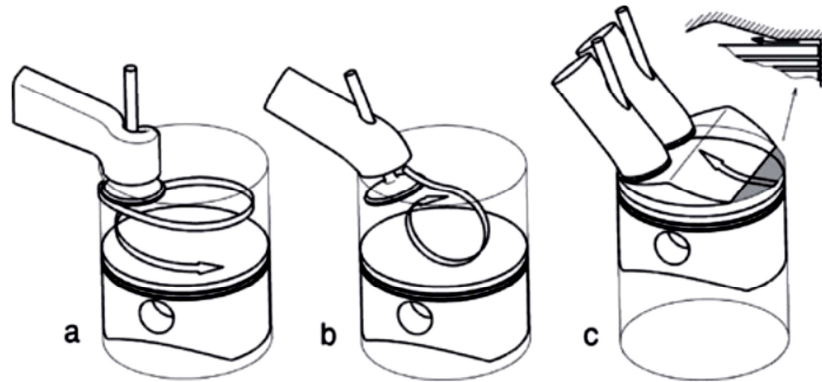


Abbildung 2-16 Ladungsbewegungen im Brennraum; a Drall, b Tumble, c Quetschströmung [5]

Als Drall wird eine Drehbewegung um die Zylinderhochachse, bzw. z-Achse bezeichnet, der Tumble dreht um die Zylinderquerachsen, bzw. x- und y-Achse. Die Quetschströmung entsteht bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens, wodurch das Verbrennungsgas aus Bereichen gedrückt wird, deren Flächen parallel zum Kolbenboden angeordnet sind. Diese Strömung kann jedoch nicht am Strömungsprüfstand gemessen werden.

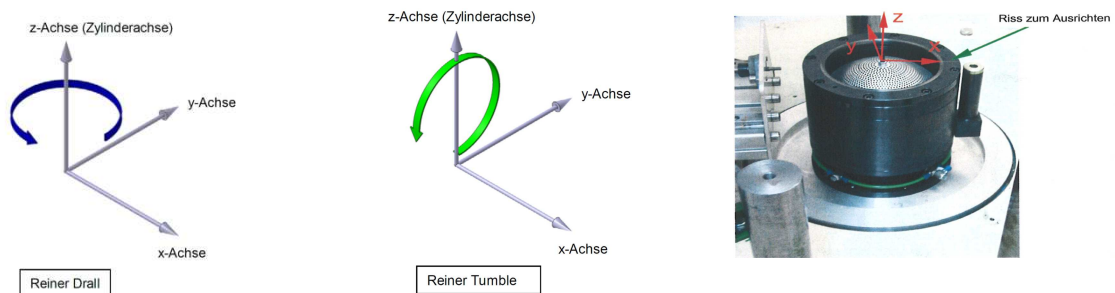


Abbildung 2-17 Achsenbezeichnung am Strömungsprüfstand

Die Bestimmung der Ladungsbewegungskennzahlen erfolgt entweder mit Flügelrädern oder mit einem sphärischen Messgleichrichter. Die sphärische Form des Sensors ermöglicht eine Bestimmung der Drehbewegung in alle drei Richtungen. Am Prüfstand wird ein sphärischer Messgleichrichter nach Tippelmann verwendet (Abbildung 2-17, rechts). Aus den um den Kugelmittelpunkt gemessenen Momenten können die Kennzahlen ermittelt werden. Durchflusskennzahlen, die mit eingebautem Messgleichrichter gemessen werden, sind für weiterführende Betrachtungen nicht geeignet, da die Messkugel als Strömungswiderstand wirkt und die Kennzahlen verfälscht.

Die Berechnungsvorschrift für die Berechnung nach Tippelmann ist in den Gleichungen (2.20) bis (2.24) ersichtlich.

$$\text{Drallzahl:} \quad D = \frac{M_Z R_{Zyl}}{\dot{V}^2 \rho} \quad (2.20)$$

Bei der Ladungsbewegung um die Zylinderquerachsen können die Tumblezahlen getrennt betrachtet werden oder zu einer zusammengefasst werden. Außerdem ist auch die Lage des Tumblewirbels über den Tumblewinkel feststellbar (siehe Gleichung (2.21)).

$$\text{Tumble um die X-Achse:} \quad T = \frac{M_X R_{Zyl}}{\dot{V}^2 \rho} \quad (2.21)$$

$$\text{Tumble um die Y-Achse:} \quad T = \frac{M_Y R_{Zyl}}{\dot{V}^2 \rho} \quad (2.22)$$

$$\text{Addition der Einzelmomente:} \quad M_{XY} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} \quad (2.23)$$

$$\text{Tumblezahl:} \quad T = \frac{M_{XY} R_{Zyl}}{\dot{V}^2 \rho} \quad (2.24)$$

$$\text{Tumblewinkel:} \quad \alpha_T = \arctan\left(\frac{M_Y}{M_X}\right) \quad (2.25)$$

T Tumblezahl [-]

M_X, M_Y, M_Z ... Momente um die Zylinderachsen [Nmm]

R_{Zyl} Bohrungsradius [m]

\dot{V} Volumenstrom $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

ρ Dichte $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

α_T Winkellage des Tumblewirbels [$^\circ$]

2.4.3 Basisvermessung des Benchmarkmotors Yamaha YZF125

Gleich wie bei dieser Neuentwicklung entstammt auch der Yamaha YZF125 einem Baukastensystem, bei der mehrere Hubraumklassen mit einem Zylinderkopf abgedeckt werden. Es wird also für den 150 cm³ Motor ebenfalls der Zylinderkopf der 125 cm³ Version verwendet. Da auch hier der zur Verfügung stehende Raum für die Ventilquerschnittsfläche von der kleineren Bohrung für den 125 cm³-Kopf begrenzt wird, wurde dieser Motor als Benchmark ausgewählt.

Um eine Aussage über die Strömungscharakteristik der Kanäle des Benchmarkmotors zu erhalten, wurden der Massenstrom, der sich daraus ableitende Durchflusskoeffizient $\mu\sigma$, sowie

die Kennwerte für die Ladungsbewegung, die Drall- und Tumblezahl, bis zu einem Ventilhub von 10,5 mm bestimmt.

Alle Messungen wurden bei zwei verschiedenen Drücken durchgeführt, um Messfehler so gut wie möglich auszuschließen. Bei gleichen Messergebnissen der dimensionslosen Kennzahlen, jedoch bei unterschiedlichen Messdrücken, kann somit von plausiblen Messungen ausgegangen werden.

Zu niedrige Drücke können allerdings nicht herangezogen werden, da einerseits der Luftmassenmesser im Messbereich betrieben werden muss und andererseits der Messgleichrichter entsprechend ausgelenkt werden muss. Durch die Adapterhülse befindet sich der Zylinderkopf systembedingt in ca. 60 mm Entfernung vom Sensor. Entsteht zu wenig Strömungsgeschwindigkeit beim Durchströmen des Kanals bzw. Ventilsitzes, reicht der Impuls zur Auslenkung des Messgleichrichters nicht aus, um aussagekräftige Ergebnisse zu erzielen. Die minimale Druckdifferenz liegt zwischen 25 und 35 mbar.

Die maximale Druckdifferenz wird durch die höchste einstellbare Gebläsedrehzahl von 3000 U/min begrenzt. In den nachfolgenden Messungen wurden aus diesem Grund Druckdifferenzen von 30 bzw. 50 mbar gewählt, für weitere vergleichende Betrachtungen werden jedoch Messungen mit 50 mbar herangezogen.

Zusätzlich wurden von den Kanälen Silikonabgüsse angefertigt, um Anhaltspunkte und Vergleichswerte für die spätere Konstruktion zu erhalten. Die Abgüsse sind in der Abbildung 2-18 dargestellt.

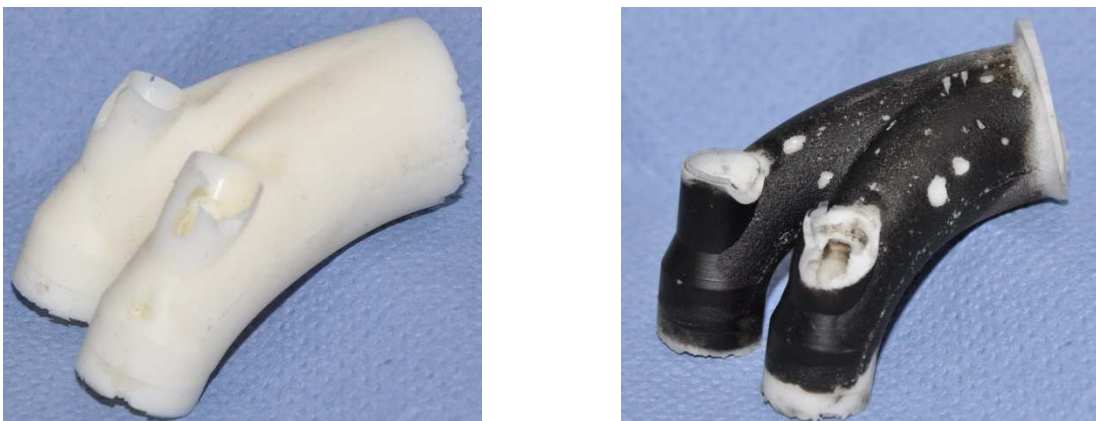


Abbildung 2-18 Silikonabgüsse des Yamaha Einlass- (links) und Auslasskanals (rechts)

2.4.3.1 Kennzahlen der Ladungsbewegung und Durchflusswerte

Für die Kennzahlen der Ladungsbewegung wurden, wie im realen Motorbetrieb, beide Ventile gemeinsam betätigt. Einzelbetätigung ist hier nicht sinnvoll, da sich die Strömung im Zylinder völlig anders ausbildet, wenn es zu einseitigen Einströmvorgängen kommt. In der Abbildung 2-19 sind die gemessenen Momentenverläufe am sphärischen Messgleichrichter über dem Ventilhub dargestellt. Die Y-Achse entspricht der Kolbenbolzenachse, die X-Achse steht normal dazu. Jene Momente, die um diese beiden Achsen gemessen werden, gehen also in die Gleichungen (2.21) bis (2.23) ein und ergeben sich nach Gleichung (2.24) zur Tumblezahl.

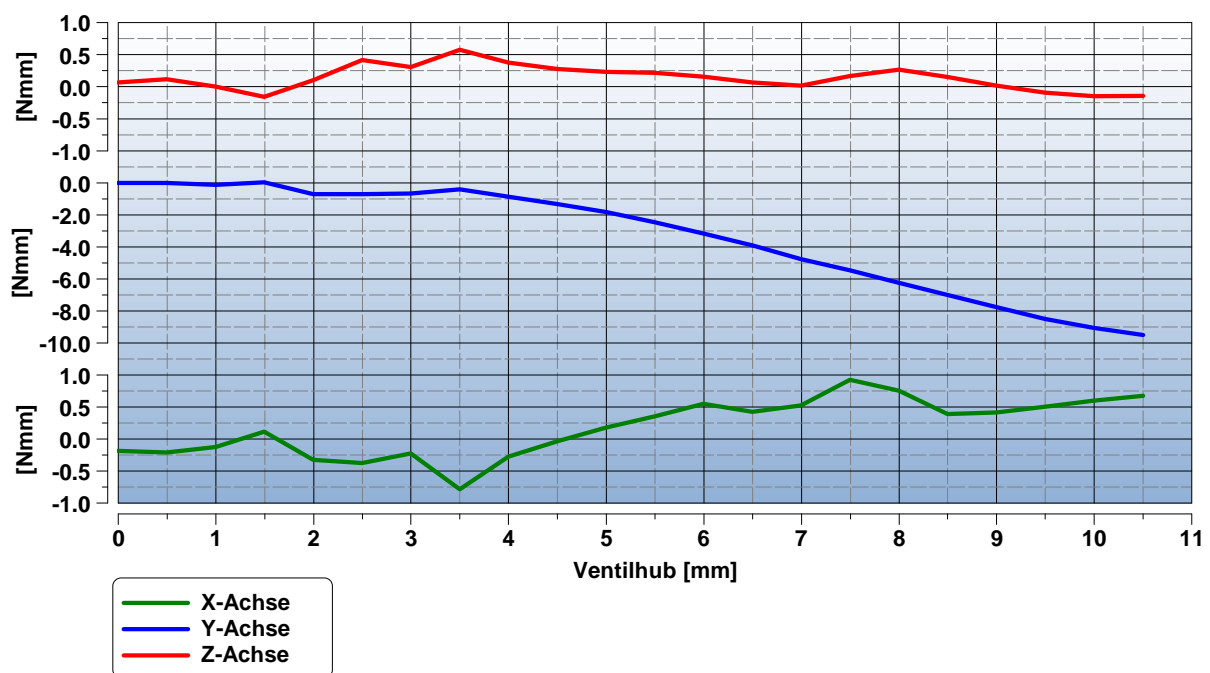


Abbildung 2-19 Yamaha YZF 125, Momente um die Zylinderachsen, gemeinsame Ventilbetätigung

Es ist ersichtlich, daß die Tumblebewegung hauptsächlich durch die Rotation um die Kolbenbolzenachse (Y-Achse) zustande kommt und erst ab einem Öffnungshub von ca. 4 mm markant ansteigt. Davor ist der auf dem Sensor auftretende Impuls, verursacht durch den noch relativ kleinen Ringspalt zwischen Ventil und Sitzring, zu klein, um für entsprechende Ladungsbewegung zu sorgen. Allerdings ist bei geringer Ventilöffnung der Ventilteller selbst in höherem Maße für eine Tumblebewegung verantwortlich, als der Einlasskanal. Als Vergleichskriterium für das Potential eines Kanals Ladungsbewegung zu erzeugen, müssen deshalb Werte bei größeren Ventilhuben herangezogen werden.

Das an der Z-Achse aufgezeichnete Moment um die Zylinderhochachse (grüne Linie in Abbildung 2-19) ergibt nach Gleichung (2.20) die Drallzahl. Es ist klar ersichtlich, daß, wie bei Benzinmotoren üblich, dieses Moment im Vergleich zu den anderen, sehr niedrig ist.

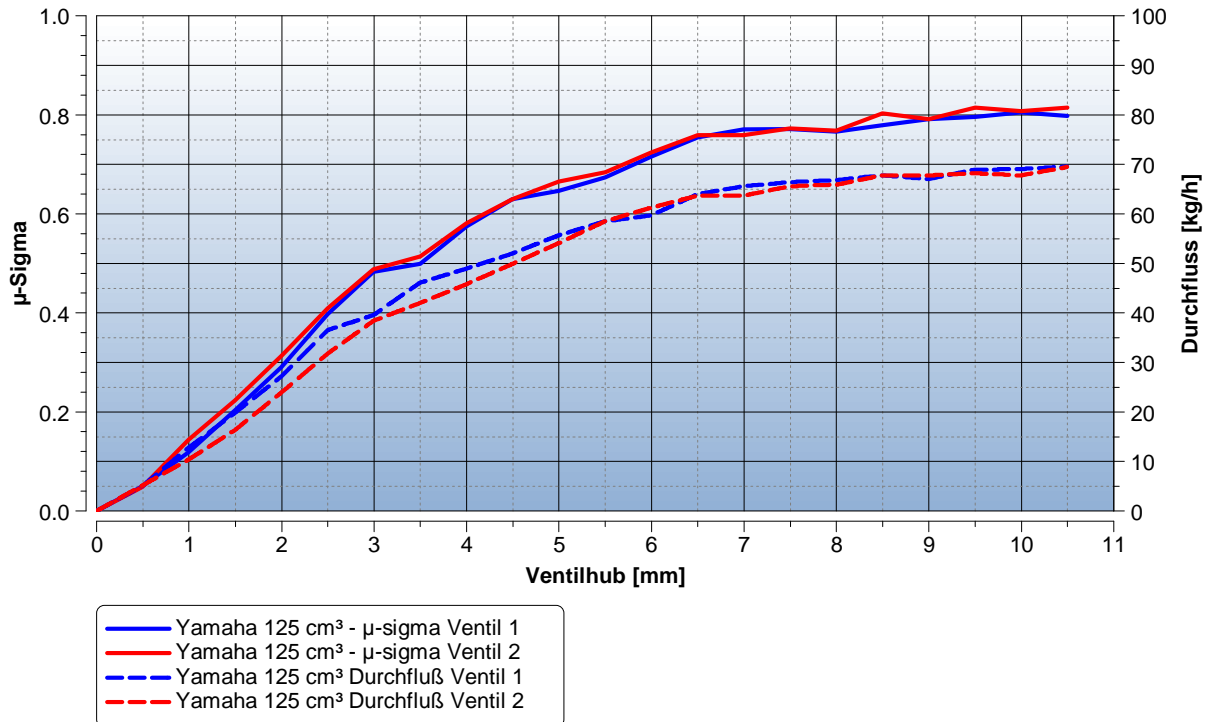


Abbildung 2-20 Yamaha YZF 125, μ -Sigma und Durchflussverläufe, Einzelventilbetätigung

Der beinahe identische Verlauf der beiden Ventile bei Einzelbetätigung weist auf symmetrische Durchfluss- bzw. Massenstromverteilung hin. Dadurch liegt der Schluß nahe, daß es auch keinen ausgeprägten Füllkanal oder Ladungsbewegungskanal gibt.

Dasselbe Bild zeigt sich auch bei Einzelaufzeichnungen der Ladungsbewegung. Bei getrennt voneinander betätigten Ventilen zeigt sich der in Abbildung 2-21 dargestellte Verlauf. Sowohl der Verlauf der Tumble- als auch der Drallzahl ist bei beiden Einlasskanälen auf selbem Niveau.

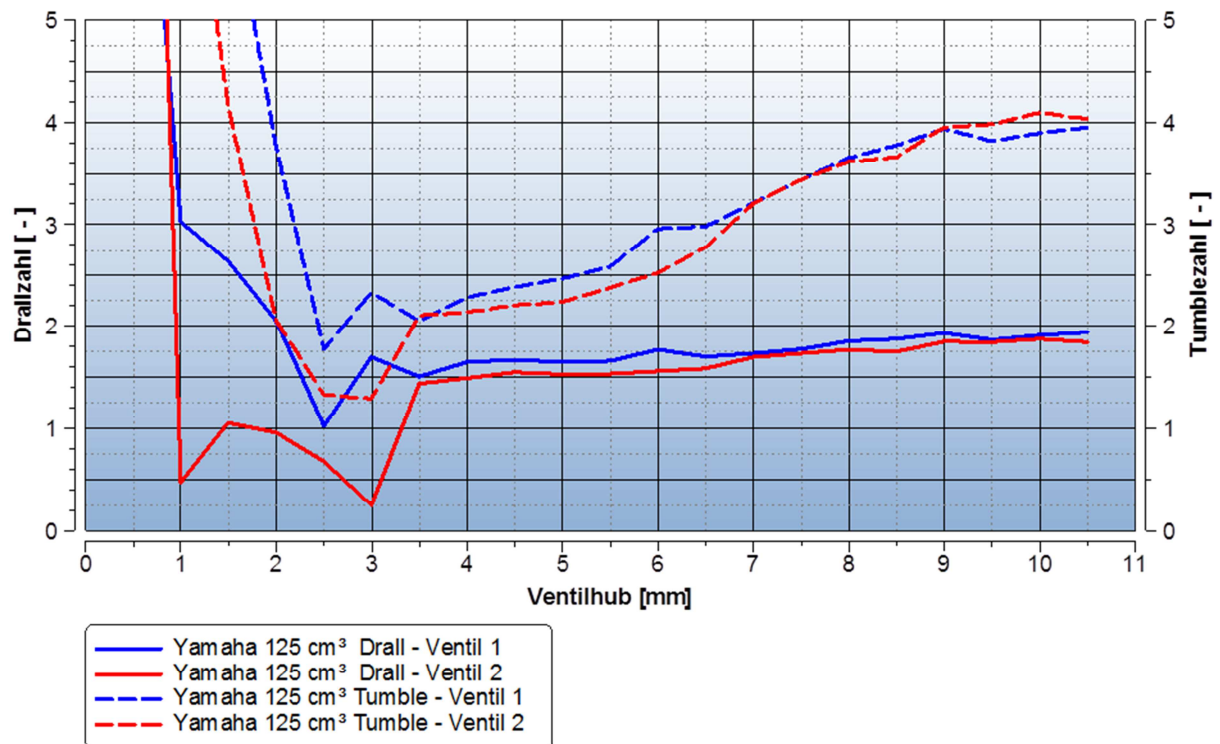


Abbildung 2-21 Yamaha YZF, Ladungsbewegungskennzahlen bei Einzelventilbetätigung

In Abbildung 2-22 sind zusammenfassend die Strömungs- und Ladungsbewegungskennwerte bei gemeinsamer Ventilbetätigung dargestellt.

Der Verlauf der Strömungskennzahl μ -Sigma weist einen vergleichsweise flachen Anstieg bei geringer Ventilöffnung auf, erreicht jedoch bei einem maximalen Ventilhub von 7mm einen Wert von 0,72. Verglichen mit anderen Motoren dieser Kategorie liegt dieser Wert über dem Durchschnitt. Wie bei Kanälen mit hohen Durchflusswerten üblich, entwickeln sie durch die auf Durchfluss optimierte Kanalgeometrie wenig Impuls für eine hohe Ladungsbewegung. Das zeigt auch der Verlauf der Tumble- und Drallzahl.

Bei der Drallzahl stellt sich ein für Ottomotoren typischer Verlauf mit niedrigen Werten ein, während es ab einem Ventilhub von 4mm zu einem deutlichen Anstieg bei der Tumblezahl kommt. Trotzdem sind Werte von ca. 0,5 bei maximalem Ventilhub relativ niedrig. Da eine Tumble-Ladungsbewegung maßgeblich zu einer Homogenisierung des Gemisches im Zylinder beiträgt, könnten sich niedrige Werte nachteilig auf die Gemischaufbereitung auswirken. Das stellt einen Ansatzpunkt für eine Optimierung des Ansaugtraktes dar.

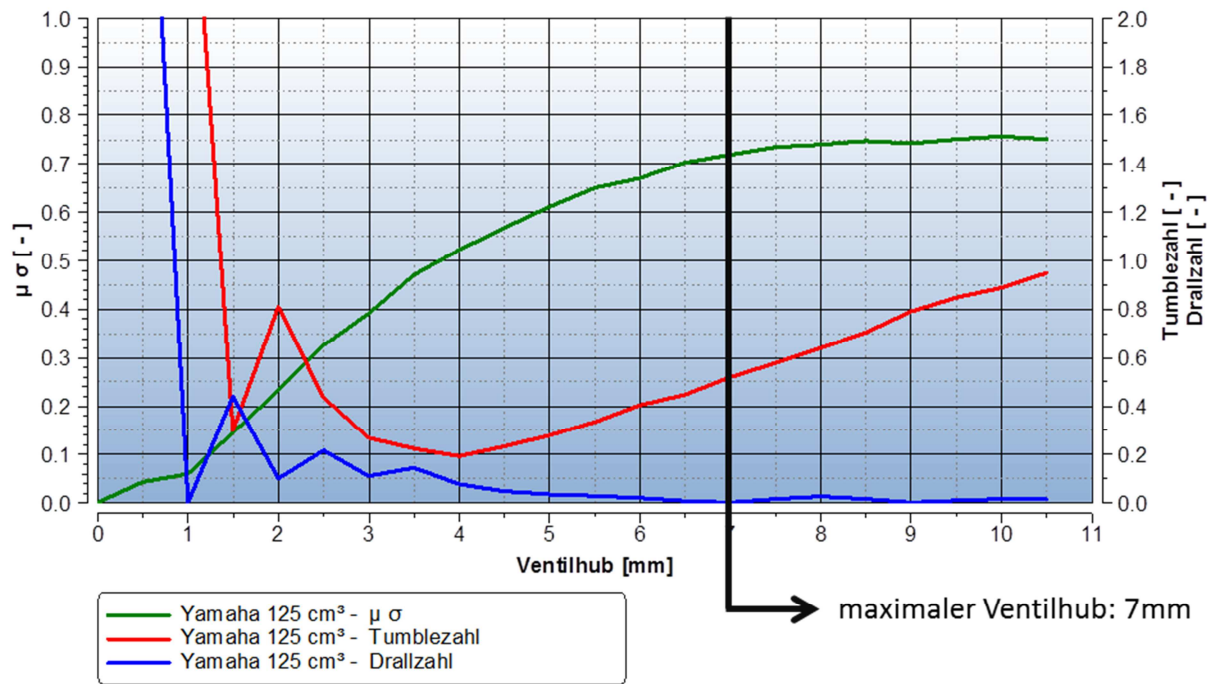


Abbildung 2-22 Yamaha YZF, Strömungs- und Ladungsbewegungskennwerte, gemeinsame Ventilbetätigung

3 Optimierungspotential

Ausgehend von den grundlegenden Beziehungen, die das Arbeitsverfahren einer Verbrennungskraftmaschine beschreiben, sollen jene Kenngrößen herausgearbeitet werden, die die Leistungsfähigkeit maßgeblich beeinflussen (Kapitel 3.1).

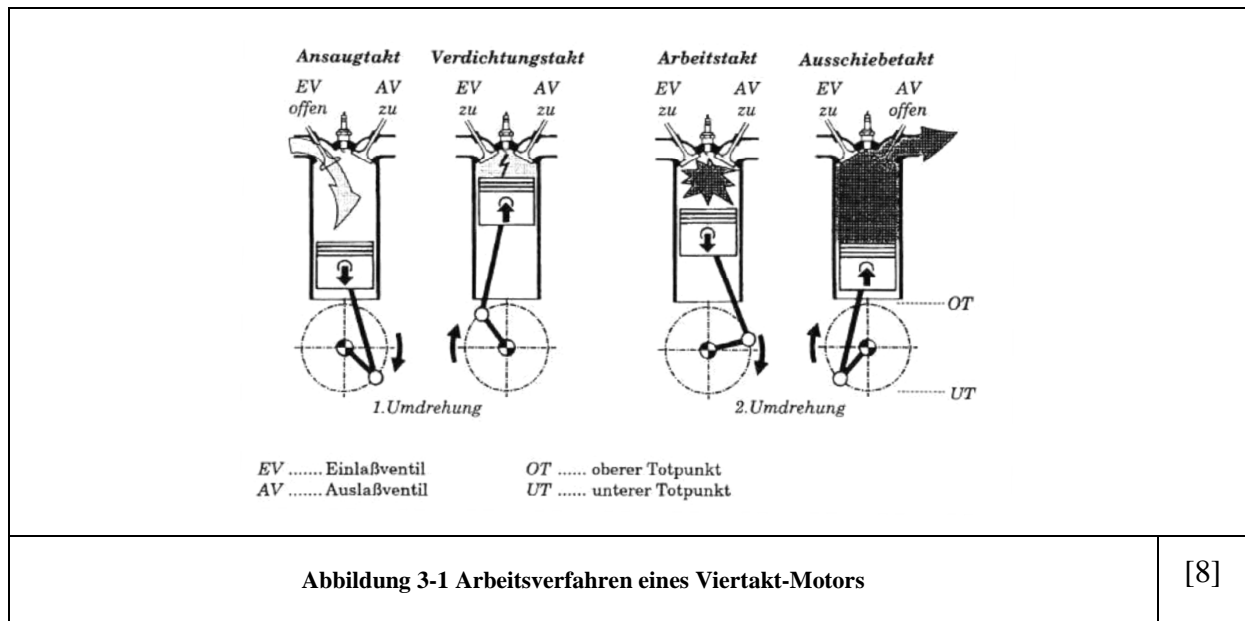
Unter Punkt 3.2 werden einige grundlegende Ansprüche an den Ventiltrieb und dessen Komponenten angeführt, um mögliche Angriffspunkte für eine Optimierung zu identifizieren.

Im Kapitel 3.3 werden einige Strategien und Überlegungen hinsichtlich der Kanalgestaltung von Verbrennungskraftmaschinen angeführt, die den Ladungswechsel und die Gemischaufbereitung möglichst gut unterstützen.

In einer Verbrennungskraftmaschine wird durch die Verbrennung eines Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum ein rascher Druck- und Temperaturanstieg erreicht, der den Kolben nach unten drückt. Über den Kurbeltrieb wird die im Kraftstoff gespeicherte Energie in mechanische Energie umgewandelt und steht als Drehbewegung an der Kurbelwelle zur Verfügung. Allgemein können Hubkolbenmotoren in Anhängigkeit ihres Ladungswechselprinzips in Zwei- oder Viertaktmotoren eingeteilt werden oder in Abhängigkeit des Brennverfahrens in Otto- bzw. Dieselmotoren.

Da es sich in dieser Arbeit um einen Viertakt-Ottomotor handelt, werden nur die dafür relevanten Beziehungen angeführt.

3.1 Arbeitsverfahren von Viertakt-Otto-Motoren



Wie in der obigen Abbildung gezeigt, wird ein Arbeitsspiel in 4 Takte unterteilt, die jeweils in den Extremlagen des Kolbens, oberer (OT) und unterer Totpunkt (UT) beginnen bzw. enden. Für den Durchlauf eines Arbeitsspiels werden hier zwei Kurbelwellenumdrehungen benötigt. Im ersten Takt (Ansaugtakt) bewegt sich der Kolben bei geöffneten Einlassventilen Richtung unteren Totpunkt. Durch den dabei entstehenden Unterdruck im Zylinder wird frisches Kraftstoff-Luftgemisch über den Einlasskanal angesaugt. Während des zweiten Taktes (Verdichtungstakt) wird die angesaugte Frischladung bei geschlossenen Ventilen durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens verdichtet. Im anschließenden Arbeitstakt zu Beginn der zweiten Kurbelwellenumdrehung kommt es nach der Zündung des Gemisches durch einen Zündfunken zu einem starken Druck- und Temperaturanstieg. Durch die Expansion wird der Kolben nach unten geschoben. Über den Kurbeltrieb wird die oszillierende Bewegung in eine Drehbewegung umgewandelt und kann als mechanische Arbeit, bzw. Drehmoment an der Kurbelwelle gemessen werden. Im vierten Takt (Ausschiebetakt) kehrt der Kolben wieder in die OT-Lage zurück und schiebt das verbrannte Gas bei geöffneten Ventilen über den Auslasskanal in den Abgastrakt. Nach dem Schließen der Auslassventile beginnt das nächste Arbeitsspiel.

3.1.1 Kenngrößen

Im p,V -Diagramm (Abbildung 3-2) wird der im oben beschriebenen Prozess entstehende Zylinderdruck über dem Hubvolumen aufgetragen.

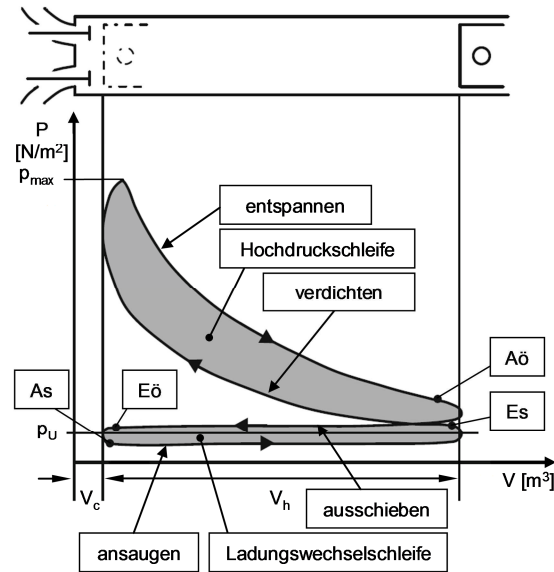


Abbildung 3-2 schematisches p,V-Diagramm eines Viertaktmotors

[9]

Die in der oberen Hochdruckschleife eingeschlossene Fläche stellt die innere positive Arbeit dar. Da beim Ladungswechsel Energie aufgewendet werden muss, wird die in der unteren Ladungswechselschleife eingeschlossene Fläche als negative innere Arbeit bezeichnet. Wird die Differenz der beiden Flächen gebildet, entspricht das der gesamten inneren Arbeit W_i .

Die innere Arbeit errechnet sich also aus dem Integral der

$$\text{Volumsänderungsarbeit} \quad W_i = \int p \, dV \quad [\text{J}] \quad (3.1)$$

Eine ausschlaggebende konstruktive Größe ist das Verdichtungsverhältnis. Per Definition wird es aus dem Quotienten aus dem maximalen und minimalen Zylindervolumen während des Arbeitsspieles gebildet.

$$\text{Verdichtungsverhältnis} \quad \varepsilon = \frac{V_h}{V_h + V_c} \quad [-] \quad (3.2)$$

Darin ist das Hubvolumen V_h jenes Volumen, das vom Kolben zwischen der unteren und der oberen Totpunktlage durchlaufen wird. Das Kompressionsvolumen V_c ist das verbleibende Volumen im Zylinder, wenn sich der Kolben im oberen Totpunkt befindet. Der thermische Wirkungsgrad steigt mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis. Abgesehen von der Bauteilfestigkeit, den zunehmenden Wärme-, Pump- und Reibungsverlusten, ist jedoch das maximale Verdichtungsverhältnis von der Neigung der Ottomotoren zur unkontrollierten Selbstzündung (Klopfen), begrenzt.

Verdichtungsverhältnisse von heutigen (Saug-) Ottomotoren liegen für 2-Ventiler zwischen 8 und 10, bei 4-Ventilern zwischen 9 und 12 und bei direkt einspritzenden Ottomotoren zwischen 10 und 13 [10].

Mitteldruck, Leistung, Wirkungsgrad

Aufgrund schwieriger Vergleichbarkeit von Motoren mit unterschiedlichen Hubräumen, wurde der Begriff des Mitteldrucks eingeführt. Es wird dabei die verrichtete Arbeit durch das Hubvolumen dividiert.

$$\text{Mitteldruck} \quad p_m = \frac{W}{V_h} \quad [\text{Pa}] \quad (3.3)$$

Je nachdem, welche Arbeit für die Berechnung des Mitteldrucks herangezogen wird, entspricht die Formel entweder dem effektiven Mitteldruck p_e mit der effektiv an der Kurbelwelle gemessenen Arbeit, oder dem inneren Mitteldruck, setzt man die innere Arbeit an.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad p_r = \frac{W_r}{V_h} \quad (3.4)$$

Auch das anliegende Reibmoment bzw. die Reibarbeit kann zum Vergleich verschiedener Motoren mit diesen Formeln umgerechnet werden und ist die Differenz zwischen innerem und effektivem Mitteldruck.

$$\text{Reibmitteldruck} \quad p_r = p_i - p_e \quad [\text{Pa}] \quad (3.5)$$

Grundsätzlich hat der Mitteldruck die SI-Einheit $[\text{J}/\text{m}^3]$, die der Einheit des Drucks $[\text{N}/\text{m}^2]$, also $[\text{Pa}]$, gleich ist. Wesentlich gebräuchlicher ist jedoch die Einheit $[\text{bar}]$. Zu beachten ist jedoch, daß der Mitteldruck nicht einen Druck im herkömmlichen Sinn beschreibt.

Für die Leistung eines Viertakt-Motors, eingesetzt in SI-Einheiten gilt allgemein:

$$\text{Leistung} \quad P_e = n \cdot V_h \cdot p_e \quad [\text{W}] \quad (3.6)$$

Verwendet man die im Motorenbau gebräuchlicheren Einheiten für P $[\text{kW}]$, n $[\text{U}/\text{min}]$, V_h $[\text{dm}^3]$, sowie für p_m $[\text{bar}]$ ergibt sich die obige Gleichung für 4-Takt-Motoren zu:

$$\text{Leistung} \quad P_e = \frac{n}{1200} \cdot V_h \cdot p_e \quad [\text{kW}] \quad (3.7)$$

Bei den Wirkungsgraden wird jeweils der Energieeinsatz zur gewonnen Arbeit ins Verhältnis gestellt. So gilt für den effektiven Wirkungsgrad die zugeführte Brennstoffenergie Q_B , das Produkt aus Heizwert und Brennstoffmasse, als Energieeinsatz. Je nachdem ob die Brennstoffenergie auf ein Arbeitsspiel oder auf die Zeiteinheit bezogen wird, erhält man:

$$\text{Effektiver Wirkungsgrad} \quad \eta_e = \frac{W_e}{Q_B} \quad \text{bzw.} \quad \eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} \quad (3.8)$$

Für den Innenwirkungsgrad gilt mit der inneren Arbeit aus dem Integral $W_i = \int p \, dV$ die analoge Beziehung wie oben für ein Arbeitsspiel:

$$\text{Innenwirkungsgrad} \quad \eta_i = \frac{W_i}{Q_B} \quad (3.9)$$

Der mechanische Wirkungsgrad beschreibt per Definition die Umsetzung der inneren Arbeit:

$$\text{Mechanischer Wirkungsgrad} \quad \eta_e = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (3.10)$$

Kenngrößen des Ladungswechsel und des Gemisches:

Das Luftverhältnis λ zeigt das Verhältnis von tatsächlich vorhandener Luft und für eine vollständige Verbrennung des Kraftstoffs notwendiger. Hat das Luftverhältnis also den Wert 1, so ist für eine stöchiometrische Verbrennung ausreichend Luft vorhanden.

$$\text{Luftverhältnis} \quad \lambda = \frac{m_L}{L_{ST} \cdot m_B} \quad \left[\frac{\text{Masse Luft}}{\text{Masse Brennstoff}} \right] \quad (3.11)$$

Dieser Kennwert hat also wesentlichen Einfluß auf die Verbrennung, kann jedoch in Abhängigkeit des Motorkonzepts und der Verbrennungsstrategie variieren. Während die Zündgrenzen des ottomotorischen Kraftstoffs zwischen $\lambda=0,4$ und $1,4$ liegen, werden Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung mit einem Luftverhältnis zwischen $0,8$ und $1,2$ betrieben.

Der stöchiometrische Luftbedarf L_{ST} gibt an, welche Luftmenge für die stöchiometrische Verbrennung eines gewissen Kraftstoffes notwendig ist. Er ist abhängig von der Zusammensetzung des Kraftstoffes und der Verbrennungsluft und wird aus dem Sauerstoffbedarf der Verbrennungsreaktion berechnet.

$$\text{Stöchiometrischer Luftbedarf} \quad L_{ST} = 138,3074 \cdot \left(\frac{c}{12,011} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,064} - \frac{o}{32,00} \right) \quad (3.12)$$

Kraftstoffanalyse		
Dichte	ρ	740,400 kg/m ³
unterer Heizwert	H_U	42,240 MJ/kg
Massenanteil		
Kohlenstoff		83,680 %
Wasserstoff		12,380 %
Sauerstoff		2,940 %

Tabelle 3-1 Kraftstoffanalyse des verwendeten Otto-Kraftstoffes

[9]

Der stöchiometrische Luftbedarf wird oft in $\left[\frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Brennstoff}} \right]$ angegeben und liegt für konventionelle Otto-Kraftstoffe um 14. Mit den Massenanteilen aus der Analyse des am Institut für Verbrennungskraftmaschinen verwendeten Ottokraftstoffes ergibt sich hier konkret:

$$L_{ST} = 14,0984 \left[\frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Brennstoff}} \right]$$

In den oben genannten Beziehungen für den Mitteldruck wurde dieser über die am Prüfstand gemessene Leistung oder über die errechnete innere Arbeit berechnet. Um die beeinflussenden Größen, die diese Kennzahl von der Gemischseite her beschreiben, wird folgender Ausdruck verwendet:

$$\begin{aligned} \text{Effektiver Mitteldruck} & \quad p_e = \lambda_a H_G \eta_e \\ \text{Indizierter Mitteldruck} & \quad p_i = \lambda_a H_G \eta_i \end{aligned} \quad (3.13)$$

Darin stehen λ_a für den Luftaufwand bzw. den Liefergrad, H_G für den Gemischheizwert und η_e und η_i für die effektiven bzw. inneren Wirkungsgrade.

Aus der Definition des Liefergrades geht hervor, daß dieser aus dem Verhältnis der im Zylinder verbleibenden Frischluftmasse zur theoretisch möglichen Ladung bei Füllung des Hubraumes bei Umgebungszustand gebildet wird. Die Zylinderfüllung kann je nach Motorkonzept auf Luft oder Gemisch bezogen werden. Der Liefergrad beschreibt so den Erfolg des Ladungswechsels. Bei nicht aufgeladenen Motoren nimmt der Liefergrad Werte unter eins an. Außer bei der Füllungsregelung sind immer möglichst hohe Liefergrade angestrebt, niedrige Werte verringern die umsetzbare Kraftstoffenergie und damit die Leistung. Bei der Laststeuerung durch Androsselung sinkt zwar der Mitteldruck in Folge der Absenkung des Liefergrades, die dadurch verursachten Drosselverluste senken aber auch den Wirkungsgrad des Motors.

$$\text{Liefergrad} \quad \lambda_a = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} = \frac{m_{Fr}}{V_H \cdot \rho_{th}} \quad (3.14)$$

Der Luftaufwand wird wie der Liefergrad auch auf die theoretische Ladungsmasse je Arbeitsspiel bezogen (m_{th}), jedoch gilt für m_G , dass hier die gesamte zugeführte Frischladungsmasse angesetzt wird. Es wird also auch die durch Ventilüberschneidung wieder verlorene angesaugte Masse mitgerechnet. Aus diesem Grund ist der Luftaufwand am Prüfstand relativ gut messbar. Bei Motoren mit geringer Ventilüberschneidung sind Luftaufwand und Liefergrad sehr ähnlich.

Gasförmige Ladung vorausgesetzt, gilt:

$$\text{Luftaufwand} \quad \lambda_a = \frac{m_G}{m_{th}} = \frac{m_G}{V_H \cdot \rho_{th}} \quad (3.15)$$

Beeinflusst werden Liefergrad und Luftaufwand durch Strömungs- und Drosselverluste im Ansaugsystem und an den Ventilen, den Wärmeaustausch an den Wänden im Zylinder und im Ansaugkanal (Aufheizverluste). Die Dauer der Ventilüberschneidung sowie die Höhe des Abgasgedrucks, die die Spülverluste beeinflussen, beeinflussen auch Liefergrad und Luftaufwand. Zusätzlich hängen die Verluste stark von der Motordrehzahl ab.

Der Gemischheizwert H_G definiert den Energieinhalt der in den Zylinder eingebrachten Frischladung und hat auf das Drehmoment- bzw. Leistungsangebot einer Verbrennungskraftmaschine wesentlichen Einfluss. Per Definition ist das jene Energie, die, bezogen auf den Umgebungszustand, in den Zylinder eingebracht wird und wird meist in der Einheit [kJ/m³] angegeben. Bei gemischansaugenden Motoren bezieht sich die Volumsangabe in der Einheit des Gemischheizwertes auf ein m³ Gemisch, bei luftansaugenden Motoren bezieht sie sich auf ein m³ reine Luft. Der Gemischheizwert wird dann mit $\overline{H_G}$ bezeichnet.

$$\text{Unterer Heizwert} \quad H_u \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\text{Gemischheizwert} \quad H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_G} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right] \quad (3.16)$$

$$\text{Volumen des angesaugten Gemisches} \quad V_G = \frac{(m_L + m_B)}{\rho_G} \quad [\text{m}^3] \quad (3.17)$$

$$\text{Luftmasse} \quad m_L = \lambda \cdot L_{ST} \cdot m_B \quad [\text{kg}] \quad (3.18)$$

$$\text{Gemischheizwert (gemischansaugend)} \quad H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{ST} + 1} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right] \quad (3.19)$$

In der Gleichung für den Gemischheizwert gemischansaugender Motoren ist eine starke Abhängigkeit vom Luftverhältnis zu erkennen. Diese ist in Abbildung 3-3 dargestellt. Es ist jedoch zu beachten, daß diese für Bereiche $\lambda < 1$ unrealistisch ist, da es hier durch den Luftmangel zu keiner vollständigen Umsetzung der Brennstoffenergie kommen kann. Angenähert ergibt sich die umsetzbare Energie durch Zugrundelegung einer vollständigen Verbrennung mit der zur Verfügung stehenden Luft; im Diagramm durch die strichlierte Linie dargestellt. Der überschüssige Brennstoff bleibt unverbrannt. Um die Bereiche fetter Verbrennung genauer abzubilden, muss das chemische Gleichgewicht des Verbrennungsgases mitberücksichtigt werden. [3]

Aus dem Luftaufwand λ_a , dem Gemischheizwert H_G und dem Hubvolumen V_H kann wiederum die dem Verbrennungsmotor zugeführte Brennstoffenergie Q_B errechnet werden.

$$\text{Brennstoffenergie} \quad Q_B = \lambda_a \cdot V_H \cdot H_G \quad [kJ] \quad (3.20)$$

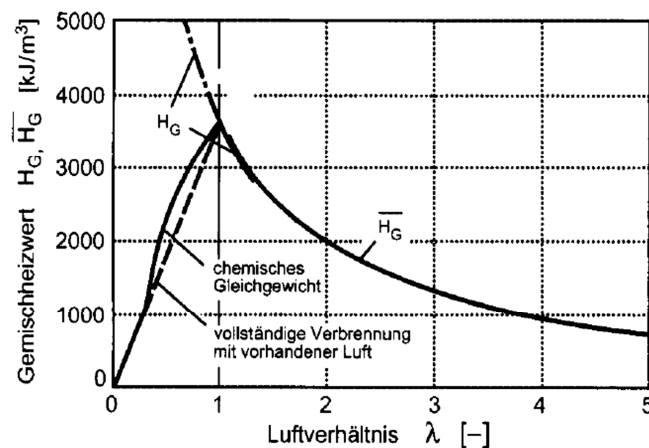


Abbildung 3-3 Gemischheizwerte als Funktion des Luftverhältnisses

[3]

3.2 Ventiltriebssysteme [11]

Bevor auf verschiedene Ventiltriebssysteme für diesen konkreten Motor eingegangen wird, sollen einige allgemeine Anforderungen gezeigt werden.

Die primäre Aufgabe des Ventiltriebs ist die Steuerung des Ladungswechsels. Der Antrieb erfolgt über eine mechanische Kopplung mit der Kurbelwelle, die meist über einen Zahnriemen- oder Kettentrieb realisiert wird.

Abgesehen von kolbengesteuerten 2-Takt-Motoren, wird der Ein- und Auslass von 4-Takt-Ottomotoren in den meisten Fällen über Tellerventile gesteuert. Die primäre Aufgabe des Ventiltriebs besteht darin, einerseits Frischladung (Gemisch oder Luft) in ausreichender Menge dem Zylinder zuzuführen, sowie nach Beendigung der Verbrennung das verbrannte Gas wieder abzuführen. Dies wird durch richtiges Timing der Ventile bewerkstelligt.

3.2.1 Drehzahlanforderung

Die erreichbare Maximaldrehzahl wird bei beinahe allen 4-Takt-Ottomotoren wesentlich vom Ventiltrieb beeinflusst. Ab einer bestimmten Grenzbeschleunigung der Ventile kommt es zum Abheben der Komponenten im Ventiltrieb. Bei dieser Grenzdrehzahl ist die Federkraft nicht mehr in der Lage, das Ventil schnell genug zurückzubewegen. Das verschlechtert einerseits die motorische Verbrennung und wirkt sich auch negativ auf die Bauteillebensdauer (erhöhter Ventilverschleiß) aus.

Deshalb wird versucht die bewegten Komponenten des Ventiltriebs so leicht als möglich auszuführen, da die Masse als auch die Feder die Grenzdrehzahl beeinflussen. Wird die Federsteifigkeit erhöht, erhöht sich zwar die Federkraft, wodurch die Grenzdrehzahl wieder nach oben geschoben werden kann, jedoch entstehen dadurch auch höhere Kontaktkräfte. Die dadurch verursachte Reibung verringert die Motorleistung und erhöht den Kraftstoffverbrauch.

3.2.2 Belastungen

Wie oben bereits angeführt, entstehen durch die geforderten, möglichst steifen Ventiltriebe auch höhere Reibungskräfte, die auch zu erhöhtem Verschleiß führen. Hauptsächlich betroffen sind davon die Kontaktstellen zwischen Nockenwellen, Nockenfolgern, Ventilschaftenden, Ventilsitz und Ventildführungen. Durch saubere Auslegung, entsprechende Werkstoffe und konstruktive Maßnahmen, wie zum Beispiel Rollenabgriffe, kann der Verschleiß minimiert werden.

Auch bei der Geräusentwicklung des Ventiltriebs, die durch Ventilspiel oder sehr hartes Aufsetzen der Ventile beeinflusst wird, ist die konstruktive Ausführung von großer Bedeutung. Rampen auf dem Nockenprofil bei Ventilschluss minimieren das Aufsetzgeräusch und verlängern die Lebensdauer von Ventilen und Sitzringen. Abhängig von der Anwendung des Verbrennungsmotors gilt hier, das Optimum zwischen Verschleiß, Akustik und Anforderungen des Ladungswechsels zu finden.

Die Lebensdauieranforderungen selbst können stark variieren, sie können bei Rennfahrzeugen einige Stunden oder einige hundert Kilometer, bei Nutzfahrzeugen hunderttausende Kilometer betragen.

Aus der Forderung nach hohen Verbrennungsdrücken und –temperaturen kommt zusätzlich zur mechanischen Belastung die thermische. Deshalb muss von der Brennraumseite her eine ausreichende Wärmeabfuhr gewährleistet sein. Besonders Auslassventile, die von heißem Abgas umströmt werden, werden aufgrund der thermischen Belastung auch hohl ausgeführt, um von innen mit flüssigem Natrium kühlen zu können.

3.2.3 Einteilung der Ventiltriebe

Ventiltriebe können anhand verschiedener Merkmale in Gruppen eingeteilt werden. Eine grobe, in der Literatur weit verbreitete, ist jene nach der Anzahl und Anordnung der Nockenwellen.

Eine einzelne Nockenwelle im Kurbelgehäuse:

Motoren mit einer einzelnen Nockenwelle im Kurbelgehäuse werden als OHV (Overhead Valve) Motoren bezeichnet. Die untenliegende Nockenwelle (linkes Bild in Abbildung 3-4) wird im Kurbelgehäuse angeordnet, wobei sich auf ihr sowohl die Nocken für die Einlassventile als auch die Nocken für die Auslassventile befinden. Der Nockenhub wird über eine Stößelstange hinauf in den Zylinderkopf übertragen. Diese Konfiguration ermöglicht zwar eine einfachere Konstruktion des Zylinderkopfes, hat aber durch die langen Wege der Kraftübertragung bis hin zum Ventil sehr wenig Steifigkeit und hohe Masse.

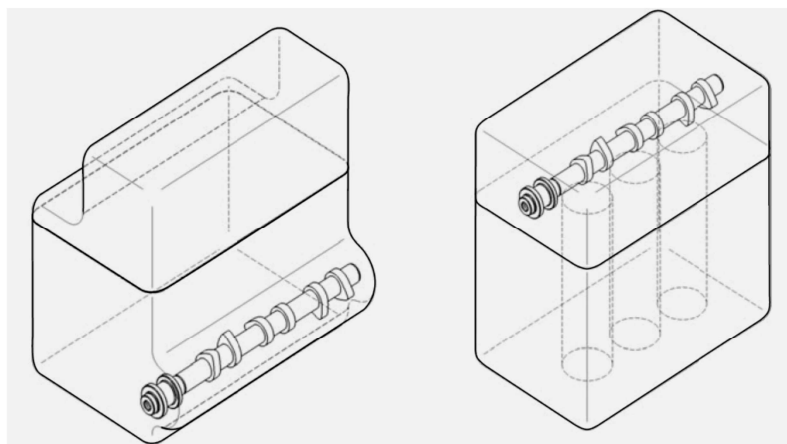


Abbildung 3-4 Anordnung von Nockenwellen (links OHV, rechts SOHC)

[11]

Eine einzelne Nockenwelle im Zylinderkopf:

Wie im rechten Bild in der Abbildung 3-4 gezeigt, wird bei der SOHC Anordnung (Single Overhead Camshaft) die Nockenwelle direkt im Zylinderkopf verbaut. Dadurch erhöht sich die Steifigkeit des Systems, jedoch müssen die Nockenfolger für mehrere Ventile oft kompliziert geformt werden und weisen aufgrund der zentralen Einbaulage auch eine größere Baulänge auf, was auch höheres Massenträgheitsmoment zur Folge hat. Bei „Low Cost Motoren“ und Motoren mit nur zwei Ventilen pro Zylinder ist dieses Konzept jedoch weit verbreitet, zumal nur eine Nockenwelle notwendig ist und auch der Bauraum für den Zylinderkopf im Vergleich zu Zwei-Nockenwellen-System kompakter ausfällt. Die Forderung bei modernen Motoren nach variablen Ventilsteuerzeiten ist mit diesem System jedoch nicht erfüllbar.

Zwei getrennte Nockenwellen im Zylinderkopf

In puncto Drehzahlsteifigkeit für den Betrieb bei hohen Drehzahlen und Freiheitsgraden für einen variablen Ventiltrieb sind Konfigurationen mit zwei Nockenwellen, bei V-Motoren zwei Nockenwellen pro Zylinderbank, unumgänglich (siehe Abbildung 3-5). Bei DOHC Systemen (Double Overhead Camshaft) sind die Nocken für die Ein- und Auslassseite jeweils auf einer separaten Welle angeordnet. Diese Trennung ermöglicht grundsätzlich den Einsatz von variablen Ventilsteuerungssystemen und abhängig von den verwendeten Nockenfolgern auch sehr kompakte Bauformen des Zylinderkopfes. Der Einbau einer zusätzlichen Nockenwelle mitsamt der notwendigen Strukturen für die Lagerung im Zylinderkopf bringt jedoch einen erheblichen Kostenaufwand im Vergleich zu Systemen mit einer Nockenwelle mit sich.

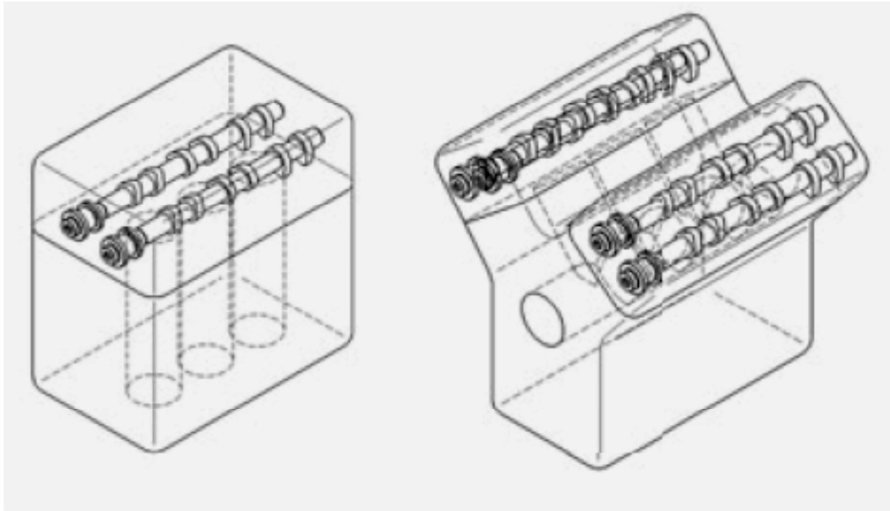


Abbildung 3-5 Anordnung von Nockenwellen , DOHC in Reihen und V-Motor

[11]

Eine Sonderform des Ventiltriebs stellt die Zwangsventilsteuerung (beispielsweise von Ducati eingesetzt), dar. Beim klassischen Ventiltrieb sorgt eine Feder für die notwendige Schließkraft. In Abhängigkeit der geforderten Maximaldrehzahl wird die Federsteifigkeit so gewählt, daß das Ventilschaftende niemals den Kontakt zum Nockenfolger verliert, um unkontrollierte Betriebszustände zu vermeiden.



Abbildung 3-6 Klassische (links) und Zwangs-Ventilsteuerung (rechts)

[11]

Wie in den vorangegangenen Punkten bereits erläutert, führt das bei höheren Drehzahlen zu immer höher werdenden Kontaktkräften und schließlich einem Anstieg in der Reibung im Ventiltrieb. Um diesem Zusammenhang zu entgegnen, wird bei der desmodromischen Steuerung die Ventilschraube durch einen Schließhebel ersetzt, der das Ventil wieder nach oben zieht und verschließt. Gänzlich kann auch hier nicht auf eine Feder verzichtet werden, da das Ventil nicht gegen den völlig starren Ventilsitzring gezogen werden kann.

3.2.4 Nockenfolger

Eine wesentliche Komponente bei der Übertragung des Nockenhubes auf das Ventil stellen Nockenfolger dar. Aufgrund der Drehbewegung der Nockenwelle entstünden bei direktem Abgriff über das Ventilschaftende erhebliche Belastungen am Ventil. Um diese Biegebelastung zu vermeiden, verursacht durch die auftretenden Seitenkräfte der Kontaktstelle Ventil – Nocke, wird ein Bauteil zwischengeschaltet. Dieses wird als Nockenfolger bezeichnet.

In Abbildung 3-7 sind einige dieser Bauteile abgebildet.

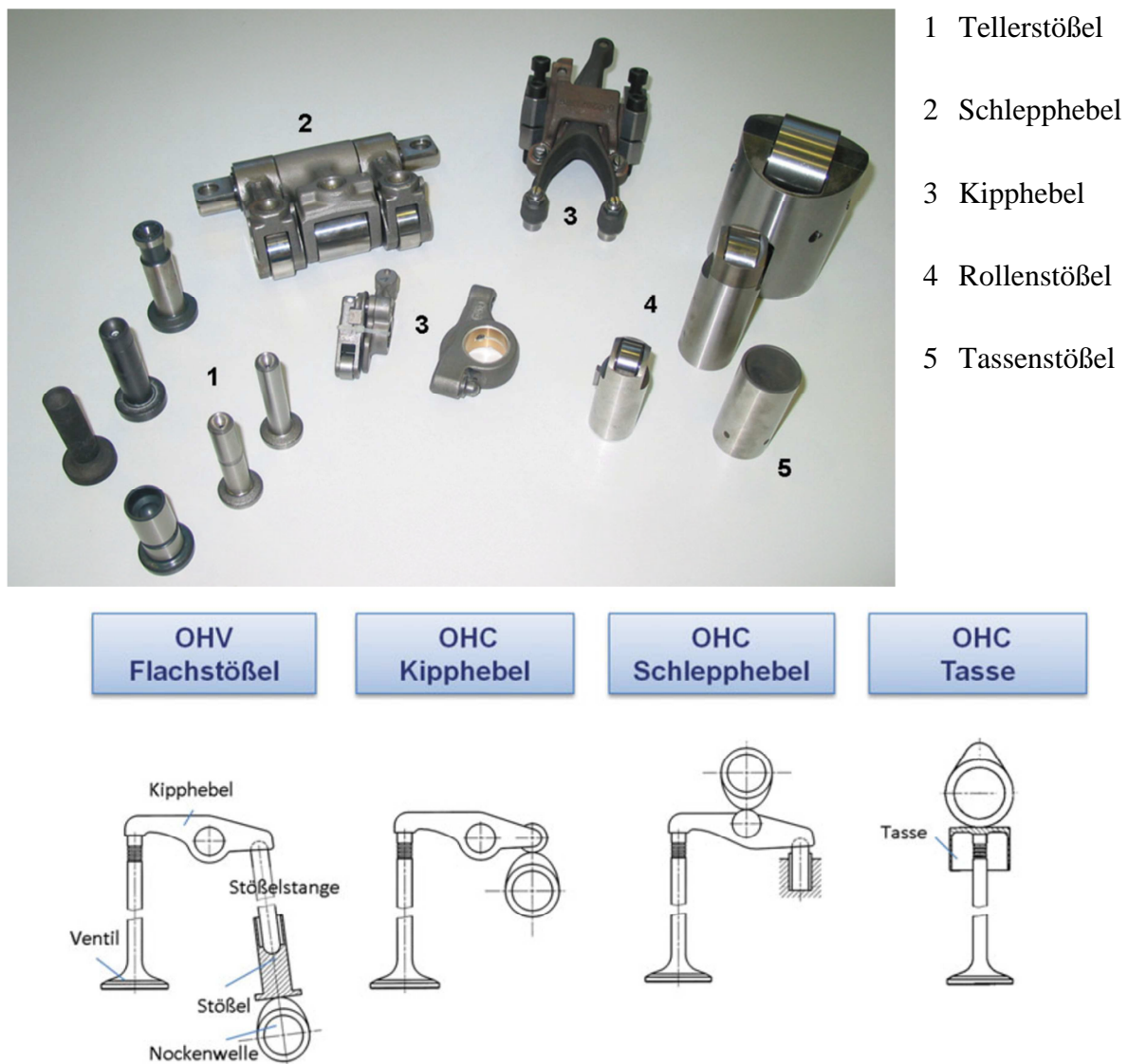


Abbildung 3-7 Beispiele für Nockenfolger (oben) und Anordnungen (unten)

[11]

Kipphebel:

Kipphebel greifen den Nockenhub ab und kehren damit die Bewegungsrichtung um, sodaß eine Abwärtsbewegung am Ventil durch eine Aufwärtsbewegung der Nocken erreicht wird. Der Hub kann über die Hebelverhältnisse des Kipphebels gesteuert werden. Die Kontaktstelle zwischen Nocken und Kipphebel kann als Gleit- oder Rollenabgriff gestaltet werden. Besonders wenn mehrere Ventile mit einem Hebel betätigt werden, ist auf eine möglichst biegesteife Ausführung der Finger zu achten. Generell ist die Biegesteifigkeit der Hebel ein systembestimmendes Kriterium, da dadurch die Eigenfrequenz und das dynamische Verhalten bestimmt werden.

Die Kräftesituation, Massenträgheitskräfte unberücksichtigt, am Kipphebel (Abbildung 3-8) ist einerseits abhängig von der Ventildfederkraft und andererseits von Kipphebelverhältnis.

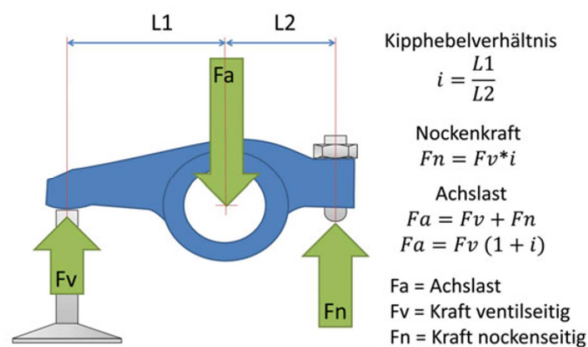


Abbildung 3-8 Kräftesituation am Kipphebel

[11]

Die nockenseitige und ventiltseitige Kraft stützt sich über die Achslast in der Mitte ab. Die Belastungsrichtung zeigt also vom Zylinderkopf weg, was bei einer Verschraubung durch die Betriebslast zu einer Mehrbelastung führt.

Schlepphebel:

Anders als bei Kipphebeln kehrt sich bei Schlepphebeln die Bewegungsrichtung nicht um. Allerdings kann auch hier durch das Hebelverhältnis auf den Hub Einfluss genommen werden. Wie in der Abbildung 3-9 gezeigt, können Schlepphebel je nach Ventiltriebskonzept sehr klein und leicht ausgeführt werden, was einerseits die Möglichkeit für kompakte Zylinderköpfe bietet und andererseits wesentliche Vorteile in der Massenreduzierung der bewegten Ventiltriebsteile mit sich bringt.



Abbildung 3-9 Schlepphebel mit Gleitkontakt

[11]

Abbildung 3-10 zeigt die Kräftesituation beim Schlepphebel. Durch die geänderte Lage der Auflagerlast ergibt sich auch ein anderes Kipphebelverhältnis, was den Schlepphebel bei gleicher Betätigungskraft, Steifigkeit und gleichem Übersetzungsverhältnis leichter und kleiner macht.

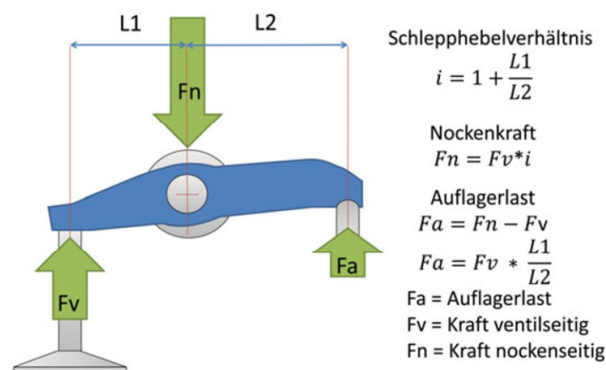


Abbildung 3-10 Kräftesituation am Schlepphebel

[11]

Tassenstößel:

Bei Tassenstößeln wird ein becherförmiges Bauteil (Tasse), auf dem der Nocken gleitet, in einer Bohrung geführt. Über die Mantelfläche der Tasse können die entstehenden Seitenkräfte abgestützt werden. Hohe Fertigungspräzision der Bauteile und eine entsprechende Ölversorgung sind Voraussetzung für dieses System. In puncto Bauteilmasse hinsichtlich Drehzahlleistung und Kompaktheit ist dieses System sehr vorteilhaft und in modernen Ottomotoren sehr weit verbreitet. Diese Elemente können auch zum Antrieb von Hochdruckpumpen für Benzindirekteinspritzungen verwendet werden.

Teller- und Rollenstößel:

Tellerstößel haben an einem verjüngten Schaft eine tellerförmige Gleitfläche und werden, wie Rollenstößel, bei denen der Abgriff über eine Rolle funktioniert, meist in OHV Systemen für den Ladungswechsel installiert. Rollenstößel finden auch beim Antrieb für Hochdruckpumpen für Benzindirekteinspritzung Anwendung.

3.2.5 Gleitabgriff vs. Rollenabgriff

Wie bei den Einzelkomponenten in den vorhergehenden Punkten angeschnitten, kann der Kontakt zwischen der Nocke und dem Nockenfolger auf unterschiedliche Weise realisiert werden. Gleitet die Nocke über eine Gleitfläche des Nockenfolgers, so wird dies als Gleitabgriff bezeichnet. Wälzt sich die Nocke über eine Rolle am Nockenfolger ab, spricht man vom Rollenabgriff. Beide Strategien weisen Vor- und Nachteile auf, die in Abbildung 3-11 zusammengefasst sind.

	Vorteile	Nachteile
Gleitabgriff	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Einfache Bauteile ▪ Kostengünstig ▪ Konkaves Nockenprofil ▪ Niedrige bewegte Masse 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Höhere Reibung ▪ Funktion stark abhängig von Materialauswahl ▪ Beschichtungen bei St-St-Kontakt erforderlich
Rollenabgriff	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Hohe übertragbare Last ▪ Niedrige Reibung ▪ Geringer Verschleiß 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Verdrehsichere Aufnahme / Lagerung notwendig ▪ Komponente komplexer und schwerer ▪ Evtl. Hohlradien in Nockenprofil

Abbildung 3-11 Vor- und Nachteile von Gleit- und Rollenabgriffen bei Ventiltriebssystemen

[11]

Die Attraktivität des Gleitabgriffs liegt in der Einfachheit des Aufbaus. Es sind weniger Bauteile notwendig, da weder eine Rolle, noch die dafür notwendige Lagerung inklusive Wälzkörper notwendig ist. Diese vergleichsweise geringere Komplexität wirkt sich auch im Preis positiv aus. Bei der maximalen übertragbaren Kraft bei gleichem Bauraum ist der Gleitabgriff benachteiligt. Da der zur Verfügung stehende Platz im Zylinderkopf wesentlich von der Zylindergröße bzw. vom Abstand zwischen den einzelnen Zylindern abhängt, ist ein Rollenabgriff zur Übertragung der hohen Kontaktkräfte notwendig.

Bei der Materialwahl ist beim Gleitabgriff darauf zu achten, daß die in Kontakt stehenden Gleitflächen verschiedenartiges Gefüge aufweisen, um die Beschädigung der Oberfläche

durch Fressen zu verhindern. Die Werkstoffpaarung von Stahl auf Stahl, auch wenn dieser hohe Oberflächenhärten aufweist, wie zum Beispiel Martensit auf Martensit, ist ungeeignet. Diesem Effekt kann mit einer Gleitschicht (meist am Nockenfolger) entgegengewirkt werden. Solche Oberflächenveredelungen werden als Tribo-Schichten bezeichnet, die im Nitrier- oder PVD-Verfahren (Physical Vapour Deposition) aufgebracht werden. Eine bei Schleppebeln oft angewandte Beschichtung ist zum Beispiel die Diamond-Like-Carbon Beschichtung (DLC). Eine kostengünstigere Variante ist die Verwendung von unterschiedlichen Reibpartnern wie Stahl und Gusseisen.

Der in Abbildung 3-11 angeführte Vorteil des konvexen Nockenprofils beim Gleitabgriff trifft nur bei Tassenstößeln aufgrund der ebenen Berührfläche auf. Sobald bei Kipp- und Schleppebeln die Gleitflächen rund ausgeformt werden, sind auch hier Hohlradien an den Nockenflanken notwendig.

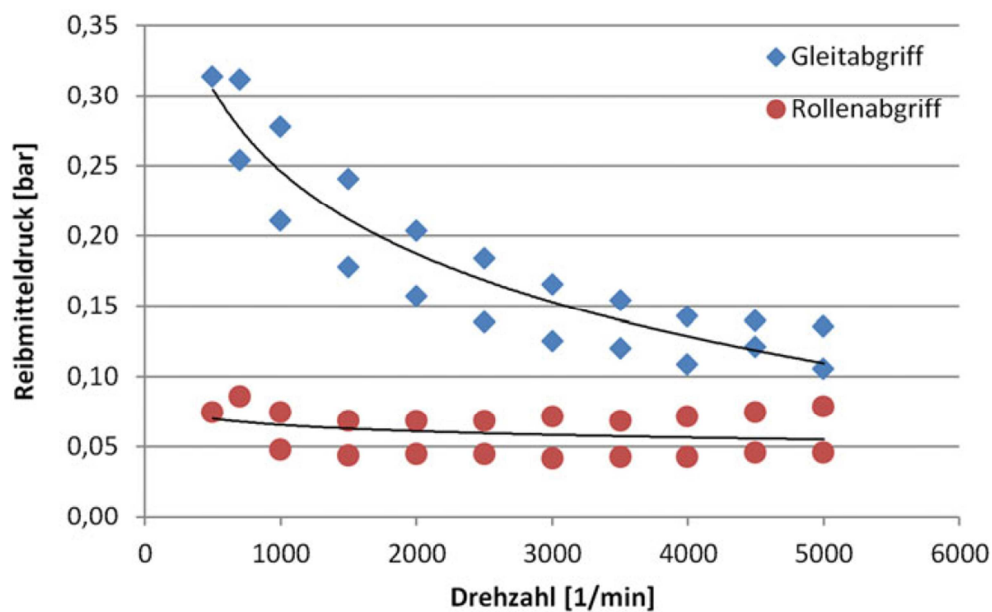


Abbildung 3-12 Vergleichsmessung für Gleit- und Rollenabgriff

[11]

Eines der wesentlichsten Unterscheidungsmerkmale der beiden Systeme ist die auftretende Reibung zwischen den Kontaktpartnern. In der Abbildung 3-12 wird ersichtlich, daß der Rollenabgriff, besonders bei niedrigeren Drehzahlen, deutliche Vorteile mit sich bringt. Ursache für diesen eigentlich gegenläufigen Effekt der Reibung ist die Abnahme der Normalkraft zwischen den Komponenten bei höher werdenden Drehzahlen. Das kann im Extremfall bis zum Abheben führen. (Die Zusammenhänge werden im Kapitel 6.5 beschrieben) Da die Reibkraft

über den Reibbeiwert mit der auftretenden Normalkraft zusammenhängt, sinkt in diesem Fall die Reibung bei höheren Drehzahlen.

Bezüglich Werkstoffwahl ist darauf zu achten, daß die Wälzermüdungsfestigkeit, die von der Hertz'schen Pressung abhängt, gegeben ist. Ein üblicher Werkstoff ist 100Cr6 in Wälzlagerqualität.

Die Nockenform selbst, ist beim Rollenabgriff fülliger mit einer breiteren Nockenspitze ausgeführt (schematische Darstellung in Abbildung 3-13). Bei der Nockenflanke können konkave Bereiche notwendig sein, die hinsichtlich Herstellbarkeit bedacht werden müssen, da die erzielbaren Radien von der Größe der verfügbaren Schleifscheibe abhängen.

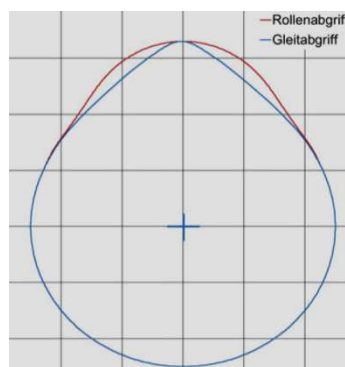


Abbildung 3-13 Nockenkonturen für Rollenabgriff (rot) und Gleitabgriff (blau)

[11]

Nachteilig bei Rollensystemen ist jedoch die zusätzliche Masse durch den Wälzkörper, was die Eignung für sehr hohe Drehzahlen beeinträchtigt. Bei hochdrehenden Sportmotoren kommen deshalb oft Tassenstößel oder beschichtete Gleithebel zum Einsatz.

3.2.6 Ventilspielausgleich

Damit ein vollständiges Schließen der Ventile stets gewährleistet werden kann, muss die Ventilbetätigung ein geringes Spiel aufweisen, das zwischen Ventilschaftende und Nockenfolger vorgesehen ist. Grundsätzlich kann der Ausgleich des Ventilspiels mechanisch oder hydraulisch gestaltet werden. Abbildung 3-14 gibt einen kurzen Überblick über die Konzepte.

	Vorteile	Nachteile
Mechanische Ventilspiel-einstellung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Einfache Konstruktion ▪ Geringe bewegte Masse ▪ Robuste Lösung ▪ Motorbremse einfach umsetzbar 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Stoßbelastung: <ul style="list-style-type: none"> – Nockenform mit Rampen – Geräuschentwicklung ▪ Regelmäßige Werkstattarbeit
Hydraulische Ventilspiel-einstellung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Geräuscharmer Lauf ▪ Kein Nachstellen notwendig 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Aufwendigerer Aufbau ▪ Ölversorgung mit gefiltertem Drucköl ▪ Höhere bewegte Masse ▪ Komplexe Konstruktion bei interner Motorbremse

Abbildung 3-14 Gegenüberstellung der Möglichkeiten der Ventilspieleinstellung

[11]

Mechanischer Ventilspielausgleich

Bei dieser Art des Ausgleichs wird bei OHV-System meist auf der Stößelseite, bei OHC-Systemen auf der Ventilseite des Hebels eine Schraube mit Feingewinde und Kontermutter angebracht. Mittels Einstell-Lehre wird am kalten Motor ein vorgeschriebenes Ventilspiel eingestellt. Damit wird der Wärmedehnung der beteiligten Bauteile des Ventiltriebs, sowie des Zylinders und Zylinderkopfes im warmen Zustand Rechnung getragen. Bei Betriebstemperatur beträgt der Spalt zwischen Ventil und Nockenfolger um die 0,1mm. Zu großes Ventilspiel ist einerseits schlecht für den Ventiltrieb selbst, aber auch in Anbetracht der Geräusch-Emission zu vermeiden. Es ist als unschönes „Klappern“ zu hören.

Da der Verschleiß der Bauteile nicht automatisch kompensiert werden kann, muss das Ventilspiel laut Wartungsintervall überprüft und gegebenenfalls neu eingestellt werden. Verschleiß an den Kontaktflächen Ventilschaft/Nockenfolger und Nockenfolger/Nocke (bei OHV auch Stößelstange) vergrößert das Ventilspiel. Verschleiß hingegen des Ventilteller oder des Ventilsitzring, hat das eine Reduzierung des Ventilspiels zur Folge.

Der mechanische Ventilspielausgleich mittels Schraube ist eine einfache, robuste Lösung und auch im Gewicht, speziell bei nicht allzu hohen Drehzahlen, attraktiv. Muss er jedoch auf der Ventilseite des Hebels angebracht werden, verursacht das durch die Massenkonzentration ein deutlich höheres Massenträgheitsmoment. Die Zugänglichkeit der Schrauben und Kontermuttern, sowie zusätzlicher Platz für die Werkzeuge können in engen Zylinderköpfen von kleinvolumigen Motoren problematisch sein.

Ohne auf einen hydraulischen Ausgleich umzusteigen ist diese Problematik mit Einlegeplättchen, sogenannten „Shims“, anstatt Einstellschrauben umgehbar. Das bringt klare Vorteile hinsichtlich Gewicht und notwendigem Bauraum. Das Ein- bzw. Nachstellen ist mit diesem System nicht mehr so einfach durchführbar, da ein Sortiment von präzise auf Dicke geschliffenen Shims für jedes einzustellende Spiel vorhanden sein muß.

Der mechanische Ausgleich beeinflusst auch die Gestaltung des Nockens zu Beginn der Erhebung. Da das Spiel nicht gänzlich vermeidbar ist, muß, zur Minderung der Stoßbelastung zu Hubbeginn, der Nocken mit einer Rampe versehen sein, die das zugelassene Spiel aus dem Ventiltrieb nimmt und ein sanftes Öffnen des Ventils ermöglicht.

Hydraulischer Ventilspielausgleich

Für den hydraulischen Ventilspielausgleich werden federbelastete kolbenförmige Elemente verwendet, die durch permanent anliegenden Öldruck das Spiel bei geschlossenem Ventil vollständig ausgleichen. Das Prinzip ist in Abbildung 3-15 dargestellt. Drückt die Nocke das Ventil nach unten, wird durch einen definierten Leckagespalt Öl nach außen gedrückt, wodurch sich das Element einen bestimmten Weg absenkt.

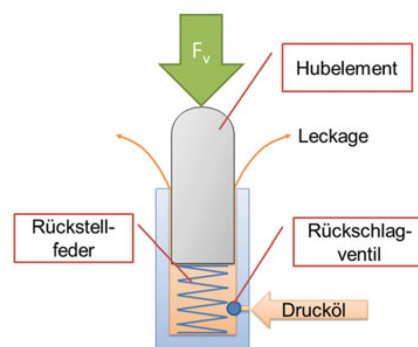


Abbildung 3-15 Prinzipskizze des hydraulischen Ventilspielausgleichs

[11]

Erst nach Ventil-Schluss baut sich der Öldruck in der Kammer durch Nachfließen des hinausgedrückten Öles wieder auf, und alle Komponenten werden wieder in Berührung gebracht. So wird gewährleistet, daß sich das Ventil sicher schließt und der nächste Ventilhub spiel- und stoßfrei erfolgen kann. Es muß sichergestellt sein, daß die Summe aus Federkraft im Hydraulikelement und Öldruck die Ventulfederkraft nicht übersteigt und es zu keinem unbeabsichtigten Öffnen des Ventils kommt.

Muss der hydraulische Ausgleich in den Hebel integriert werden, verursacht das eine Erhöhung der Masse. Ist es jedoch möglich, das Element in den Zylinderkopf einzubauen, kann es als Auflager für den Schleppebel dienen und wirkt sich nicht negativ auf die bewegte Masse

aus. Als klarer Vorteil dieses Systems sind die Wartungsfreiheit und die Geräuscharmheit zu nennen. In der Motorstartphase kann es jedoch kurz zu erhöhter Geräuschentwicklung kommen, da sich der Öldruck in der Kammer erst aufbauen muß. Gegenüber den Vorteilen müssen die höheren Kosten und der Aufwand für eine Ölversorgung mit ausreichend gut gefiltertem, luftblasenfreiem Öl abgewogen werden.

3.3 Kanalgeometrien

Besonders beim Einlasskanal hat die geometrische Formgebung im Hinblick auf hohe Liefergrade und effiziente Verbrennung wesentlichen Einfluss auf den Ladungswechsel. Einerseits muss der Kanal den erforderlichen Massenstrom für die Verbrennung zur Verfügung stellen und andererseits muss je nach Konzept eine entsprechende Ladungsbewegung generiert werden, die wiederum die Gemischbildung entscheidend beeinflusst.

3.3.1 Allgemeine Anforderungen an Einlasskanäle

Der Einlasskanal muss grundsätzlich in der Lage sein, ausreichend Frischladung in den Zylinder zu transportieren und zur Gemischaufbereitung beizutragen. Dazu wird mittels einer Einspritzdüse Kraftstoff in die vorbeiströmende Frischluft eingebracht. Die Ausrichtung der Einspritzdüse soll derart erfolgen, daß möglichst wenig Wandbenetzung an der Einlasskanalwand entsteht. [13]

Durch die stark pulsierende Strömung im Einlasskanal wird die Verdampfung des Kraftstoffes und die Gemischbildung unterstützt. Eine Reduktion des bereits erfolgten Wandfilmauftrages kann durch warme Kanalwände zwar verringert werden, jedoch ist dabei auf volumetrische Verluste durch das höhere spezifische Volumen zu achten. Das würde sich negativ auf den Liefergrad auswirken.

Gelangt die gesamte eingebrachte Brennstoffmasse gasförmig in den Zylinder, wirkt sich das beim Vollastbetrieb nachteilig auf die Leistungsausbeute aus. Zurückzuführen ist das auf den Liefergrad, der aufgrund des Kraftstoffdampfvolumens sinkt. Gleichzeitig werden aber auch positive Effekte durch die Verdampfung des Kraftstoffes erzielt, da es durch den Entzug der Verdampfungswärme aus der Frischladung zu einer Temperaturabsenkung im Einlasskanal kommt und somit zu einer Dichteerhöhung, was dem Liefergrad wieder zuträglich ist.

Auch konstruktiv kann der Wandfilmentstehung entgegengewirkt werden. So wird bei Strömungsumlenkung die Wandfilmbildung durch Sekundärströmeffekte verstärkt (Abbildung

3-16). Bei massiven Krümmungen im Kanal kommt es dann auf der Innenseite zur ausgeprägten Benetzung der Wände durch den Kraftstoff.

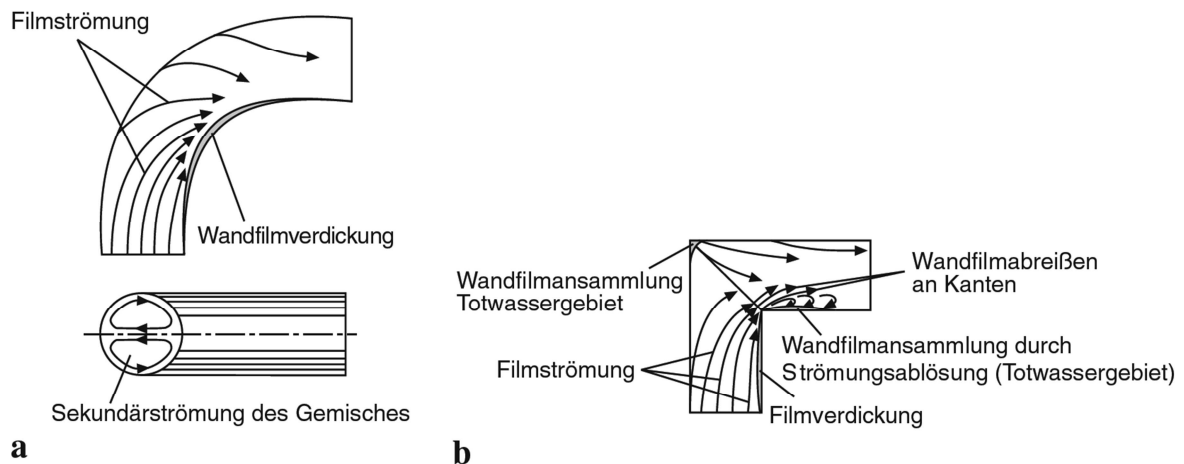


Abbildung 3-16 Gemischströmung und Wandfilmsammlung im Krümmer (a) und einem Kniestück (b) [13]

Der Wandfilmbildung kann also mit geradlinig ausgeführten Kanälen mit möglichst wenig Ecken und vorstehenden Kanten entgegengewirkt werden. Bei Flanschflächen zum Beispiel, ist auf möglichst gute Flucht der Bauteile zu achten. Ist keine gute Passgenauigkeit zu erreichen, kann der Effekt mit stromabwärts angebrachten Anfasungen gemildert werden. Zusätzlich wirkt sich die Vermeidung von Querschnittssprüngen und Unstetigkeitsstellen auch positiv auf den Durchflusskoeffizienten aus.

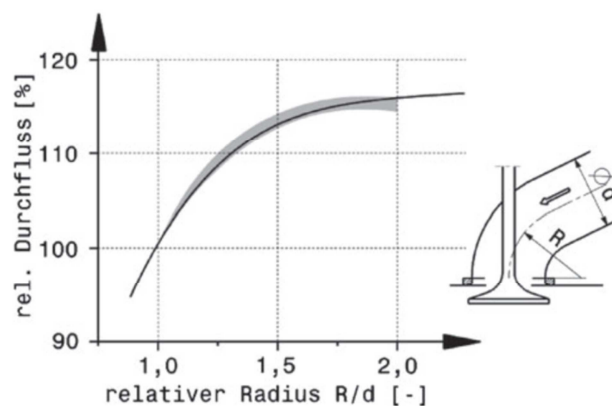


Abbildung 3-17 Einfluss des Kanalbogenradius auf den Durchfluss [5]

Speziell bei Einlasskanälen, die hohen Massendurchfluss erreichen sollen, wirkt sich der Kanalbogenradius kurz vor der Mündung in den Zylinder auf die Strömung aus. Der Einfluss ist in Abbildung 3-17 dargestellt. Der relative Durchfluss ist über dem Verhältnis von Kanalbogenradius R zu Kanaldurchmesser d dargestellt. Der Durchfluss wurde normiert und beträgt

bei einem R/d-Verhältnis von eins 100%. Es ist zu erkennen, daß der Durchfluss bei kleineren R/d Verhältnissen stark ansteigt und ab ca. 1,5 immer stärker abflacht. Empfohlen wird eine Realisierung von einem Verhältnis von 2.

3.3.2 Einlasskanäle zur Generierung von Ladungsbewegung

Bei der Ladungsbewegung wird, wie unter Punkt 2.4.2.3 beschrieben, zwischen Drall und Tumble unterschieden. Im Allgemeinen kommen Drallkonzepte eher bei Dieselmotoren zum Einsatz, während Tumblekanäle bei Ottomotoren zu finden sind. Aus diesem Grund wird hier der Tumblewirbel näher beschrieben. (Die Ausnahme sind Magerkonzepte bei Ottomotoren, bei denen teilweise zur Erlangung einer geschichteten Ladung, ein Drallwirbel installiert wird.) Anders als beim Drall, zerfällt der Tumble während der Aufwärtsbewegung in kleinere Strömungsstrukturen, im oberen Totpunkt ist er nur mehr als Turbulenz vorhanden, die mit der turbulenten, kinetischen Energie mathematisch beschrieben wird.



Abbildung 3-18 Einlasskanalgeometrien: links Füllkanal, rechts Tumblekanal

[12]

Bei der Auslegung des Einlasskanals stehen 2 grundlegende Konzepte zur Verfügung. Der Füllkanal, links in Abbildung 3-18, gekennzeichnet durch einen kleinen Winkel zwischen Ventil und Kanalachse, hat verhältnismäßig geringe Strömungsverluste und erreicht somit gute Durchflusswerte. Beim Tumblekanal, rechts in Abbildung 3-18, ist das markante Wegknicken gleich nach dem Ventilsitzring zu erkennen. Der Winkel zwischen Ventil- und Kanalachse ist wesentlich größer als bei Füllkanälen, wodurch eine Walzenströmung im Zylinder erzeugt werden kann.

Da eine Erhöhung der Ladungsbewegung auch eine Erhöhung der Ladungswechselverluste mit sich bringt, hat sich in Untersuchungen hinsichtlich Eignung von Kanalkonzepten [12] herausgestellt, daß ein Kompromiss zwischen höchstmöglichem Durchfluss und intensiver Ladungsbewegung zu finden ist. Füllkanäle ermöglichen besonders bei hohen Drehzahlen über eine Optimierung der Zylinderfüllung eine Nennleistungsverbesserung. Kanäle, die La-

dungsbewegung generieren, haben jedoch durch die verbesserte Durchmischung des Kraftstoff-Luftgemisches im Zylinder einen sehr positiven Einfluss auf die Verbrennung. Zu den klaren Vorteilen zählen kürzere Brenndauern, geringere Klopfneigung und Zündverzüge, schnellere Umsetzung des Kraftstoffes, Wirkungsgradvorteile aufgrund effizienterer Verbrennung sowie geringere HC- und CO-Emissionen.

Nachteile ergeben sich allerdings bei erhöhten Ladungswechselverlusten durch niedrigere Strömungsbeiwerte und damit einer schlechteren Zylinderfüllung, einer Erhöhung der Wandwärmeverluste durch höhere Konvektion und einer durch höhere Verbrennungstemperaturen, resultierend aus einer schnelleren Verbrennung, bedingten Anhebung der NO_x-Konzentration.

3.4 Einflüsse auf die Brennraumform

Die Wahl der Ventilanzahl, die Gestaltung der Ein- und Auslasskanäle und die Wahl der Zündkerzenposition haben engen Bezug zur möglichen Gestaltung des Brennraumes. Grundsätzlich soll die Oberfläche des Brennraumes möglichst stetig verlaufen und wenig Ecken und Kanten aufweisen damit eine kompakte Form realisiert werden kann. Das ermöglicht durch eine gute Spülung mit wenig Restgasgehalt eine effiziente Verbrennung und verringert die Klopfneigung des Motors. [5]

Zur Erreichung eines möglichst großen Strömungsquerschnittes werden möglichst große Ventilflächen angestrebt. Bei gegebenem Bohrungsdurchmesser und der festgelegten Anzahl der Ventile kann die Ventilfläche nur durch die Neigung der Ventilachse beeinflusst werden.

Hinsichtlich Ventilanzahl hat sich das Vierventilkonzept sehr weit verbreitet. Die Vorteile bei vier Ventilen liegen in der möglichen Realisierung von kleinen Ventilwinkeln bei wesentlich besseren Ventilquerschnitten als bei Zwei-Ventilern. Eine Erhöhung der Ventilzahl auf fünf Ventile (3 Einlassventile und 2 Auslassventile) bringt oft keine wesentliche Verbesserung. Durch die kreisrunde Form der Ventile kann nicht der gesamte Bohrungsquerschnitt genutzt werden, zusätzlich muss zwischen den Ventilen ein entsprechender Steg stehen bleiben, damit die Ventilsitzringe eingepresst werden können. In Abbildung 3-19 sind gängige Brennräume dargestellt.

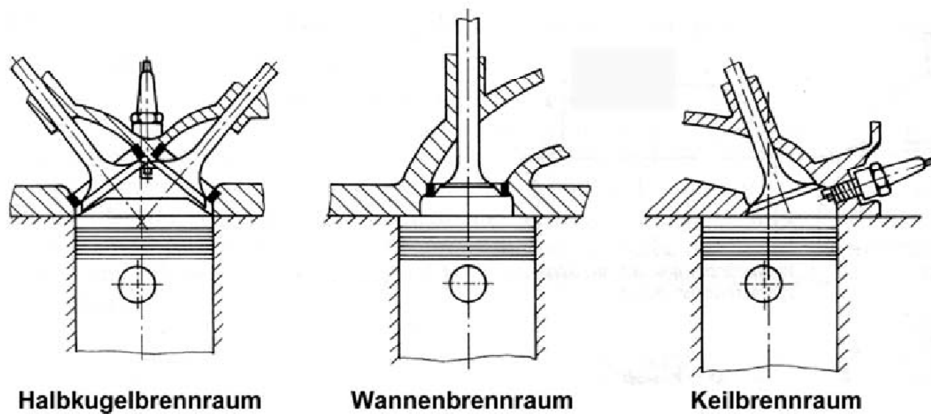


Abbildung 3-19 Brennraumformen bei Ottomotoren

[10]

Die sich ergebende Brennraumform bei Vierventil-Zylinderköpfen, besonders mit steilen Ventilwinkeln, hat sich als vorteilhaft für die Verbrennung erwiesen. Sie wird als Halbkugel- oder Dachbrennraumform bezeichnet. Die dadurch entstehende kompakte Brennraumform ermöglicht kurze Flammenwege und weist Potential für hohe Verdichtung auf. Sie ermöglicht zusammen mit einer zentralen Zündkerzenposition eine klopfeste, stabile Verbrennung.

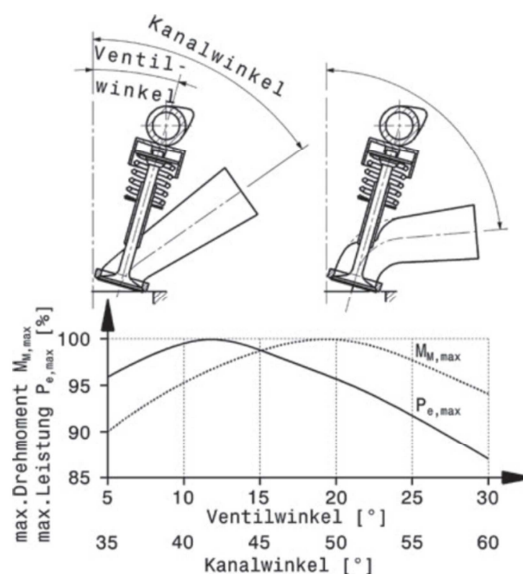


Abbildung 3-20 Zusammenhänge zwischen Kanal- und Ventilwinkel

[5]

Wie in [5] erläutert, besteht auch gegenseitiger Einfluss bezüglich Brennraumform, Ventilwinkel und Kanalwinkel. Steilere Kanäle wirken sich durch den höheren Durchfluss positiv auf die Maximalleistung aus, während größere Ventilwinkel eher für einen Brennraum für hohes Motordrehmoment sprechen. Allgemein gilt, daß sich bei kleinen Zylindereinheiten auch die Ventilwinkel verkleinern. Die Zusammenhänge sind graphisch in Abbildung 3-20 zusammengestellt. Demnach ergeben sich bei den Ventilwinkeln optimale Werte für das Mo-

tordrehmoment um 20 Grad Neigung und beim Kanalwinkel um 50 Grad, gemessen zur Zylindermittenebene. Bei der Leistung liegt das Optimum bei steileren Winkeln. Bei den Ventilwinkeln liegt es zwischen 10 und 15 Grad, beim Kanalwinkel zwischen 40 und 45 Grad.

4 Optimierungsprozess

In den im Kapitel 3 angeführten Punkten wurde versucht, mögliche Ansatzpunkte für die Optimierung des Motors zu finden. Im folgenden Kapitel sollen realisierbare Lösungen als Kombination von Maßnahmen erarbeitet werden.

Analytisch betrachtet wird die abgegebene Motorleistung unter Zugrundelegung der Gleichung (3.8) von drei Größen definiert und beeinflusst. Das sind das Hubvolumen, die Motordrehzahl sowie der Mitteldruck.

Der Ansatz, durch eine Vergrößerung des Hubvolumens für eine Erhöhung der für die Verbrennung zur Verfügung stehenden Frischgasmasse eine Leistungssteigerung zu erreichen, ist in vielen Fällen nicht möglich. Im Sport, wie auch bei Alltagsfahrzeugen, sind Fahrzeugklassen über die Größe der Hubräume ihrer Motoren definiert. Auch der Gesetzgeber sieht unterschiedliche Regelungen für entsprechende Hubraumklassen vor. Konkret in diesem Fall wurde der Hubraum mit exakt 150 cm^3 festgelegt.

Soll durch eine Erhöhung der Drehzahl eine Leistungssteigerung erzielt werden, müssen mechanische Komponenten auf diesbezügliche Tauglichkeit untersucht werden. Hinsichtlich Ventiltrieb muss die Kontaktbedingung bei den sich berührenden Elementen gewährleistet bleiben. Ein steifer, leichter Ventiltrieb ist hier notwendig. Zu beachten ist auch die erhöhte Reibungszunahme durch höhere Drehzahlen, was den Wirkungsgrad etwas sinken lässt.

Zusätzlich darf das akustische Verhalten des Motors bei einer Nenndrehzahlerhöhung nicht außer Acht gelassen werden. Bei sportlichen Anwendungen wird es meist toleriert, bei Alltagsanwendungen sind hohe Geräuschemissionen meist störend und auch gesetzlich limitiert.

Als dritte zu beeinflussende Größe bleibt noch der Mitteldruck, der durch die Definition über den Quotienten von Arbeit zu Hubvolumen das Drehmomentangebot des Motors beschreibt. Mit der Beziehung aus Gleichung (3.13) wird ersichtlich, daß der Mitteldruck über die Größen Luftaufwand, Gemischheizwert sowie über den inneren und mechanischen Wirkungsgrad erhöht werden kann.

Der Liefergrad bildet die der Verbrennung zur Verfügung stehende Masse im Brennraum ab, der Gemischheizwert beschreibt den Energieinhalt der Frischladung. Beide Größen hängen eng mit der Gestaltung des Ladungswechsels zusammen. Die Ausführung der Einlasskanäle für entsprechenden Massentransport mit Gemischaufbereitung und das Ventiltiming wirken hier zusammen.

Schließlich sollen möglichst hohe Wirkungsgrade für eine gute Ausnutzung der eingebrachten Kraftstoffenergie sorgen. Der innere Wirkungsgrad beschreibt die Qualität der Umsetzung des Kraftstoffes. Konstruktiv kann das mit der Ausformung eines günstigen Brennraumes und mit Einlasskanälen zur Ladungsbewegungsgenerierung für bessere Gemischaufbereitung im Zylinder unterstützt werden.

Da das Hauptaugenmerk dieser Arbeit auf Ladungswechselkomponenten liegt, wird nicht auf alle Faktoren, die den mechanischen Wirkungsgrad beeinflussen, eingegangen. Mit entsprechender Lagerung und Antrieb der Nockenwellen und einer nicht zu steifen Auslegung der Ventildfedern können mechanische Verluste im Ventiltrieb reduziert werden.

4.1 Optimierung des Einlasskanals

Im Punkt 3.3 wurde bereits beschrieben, dass beim Einlasskanal ein Kompromiss zwischen Massendurchsatz und Ladungsbewegung zu finden ist. Zusätzlich wird in die Auslegungsstrategie die Möglichkeit eines Nachladeeffektes durch dynamisches Schwingen der Luftsäule im Ansaugtrakt mit einbezogen. Grundsätzlich reduziert eine Querschnittsverengung den Massenfluss durch Reibungsverluste. Zu große Querschnitte verringern jedoch die Strömungsgeschwindigkeit und reduzieren die für die Gemischaufbereitung zur Verfügung stehende kinetische Energie. Zwischen diesen Extremen liegt ein Optimum.

Da am Institut für Verbrennungskraftmaschinen bereits bei einem vorhergehenden Projekt mit dieser Strategie gute Erfahrungen gemacht wurden, sollen auch hier dynamische Effekte durch eine leichte Einschnürung erzielt werden.

Als Richtwerte [5] für die Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle des Einlasskanals bei Nenndrehzahl gelten allgemein für Serienmotoren ca. 70 m/s und für Hochleistungsmotoren zwischen 100 m/s und 130 m/s.

Für diese Auslegung soll eine Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt von 100 m/s herangezogen werden. Im Vergleich mit den aus der Literatur bekannten Werten liegt das im unteren Bereich für Hochleistungsmotoren.

Die Findung des Optimums wurde in iterativen Schritten zwischen der rechnerischen Auslegung und der Vermessung am Strömungsprüfstand von Rapid-Prototyping Modellen der Kanäle durchgeführt.

Um die geometrische Form der Einlasskanäle abzuleiten, wurden mit den Eckdaten des Motors und einer festgelegten Strömungsgeschwindigkeit die notwendigen Kanalquerschnittsflächen errechnet.

4.1.1 Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V1

Eingangsdaten			
Hubraum	V_H	0,15	Liter
Strömungsgeschwindigkeit	v_c	100,00	m/s
Motornendrehzahl	n	7540,00	U/min
Bohrungsdurchmesser	D	57,00	mm
Bohrungsquerschnittsfläche	A_B	2550,47	mm ²
Diffusorwinkel nach Engstelle	α	7,00	°
Diffusorlänge	l	13,00	mm

Zwischenergebnisse			
benötigte Zeit für Kolbenhub	T/2	0,004	s
Kolbenhub	H	58,81	mm
Kolbengeschwindigkeit	v_{Kolben}	14,78	m/s
Querschnittsfläche vor der Abzweigung	A_0	377,00	mm ²
Durchmesser für erforderliche Querschnittsfläche	D_0	21,91	mm

Tabelle 4-1 Berechnungsdaten der Kanalversion V1

Aus den Zwischenergebnissen wurde Richtung Zylinder über den Diffusorwinkel der Durchmesser der Ventilsitzringe bestimmt. Allzu große Querschnitte können hier nicht realisiert werden, da der zur Verfügung stehende Bauraum durch die geometrische Situation im Brennraum begrenzt wird. In Richtung Drosselklappe ergibt sich der Verlauf des Kanals stromaufwärts durch den Drosselklappenquerschnitt. Die errechneten Querschnitte sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Ergebnisse			
Querschnittsfläche pro Kanalweig	A_1	188,50	mm ²
Durchmesser an der Engstelle	D_1	15,50	mm
Durchmesser am Ventilsitz	D_2	17,09	mm

Tabelle 4-2 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V1

Grafisch ist der Verlauf der Kanalversion V1 in der folgenden Abbildung dargestellt. Ausgehend vom Ventilsitz sind die Kanalquerschnitte aufgetragen. Deutlich sind der Diffusor und die Engstelle zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit kurz vor der Mündung in den Zylinder zu erkennen. Für die Überführung in die Konstruktion wurde von äquivalenten Flächenquerschnitten ausgegangen, kreisrunde Formen konnten hier nicht überall realisiert werden.

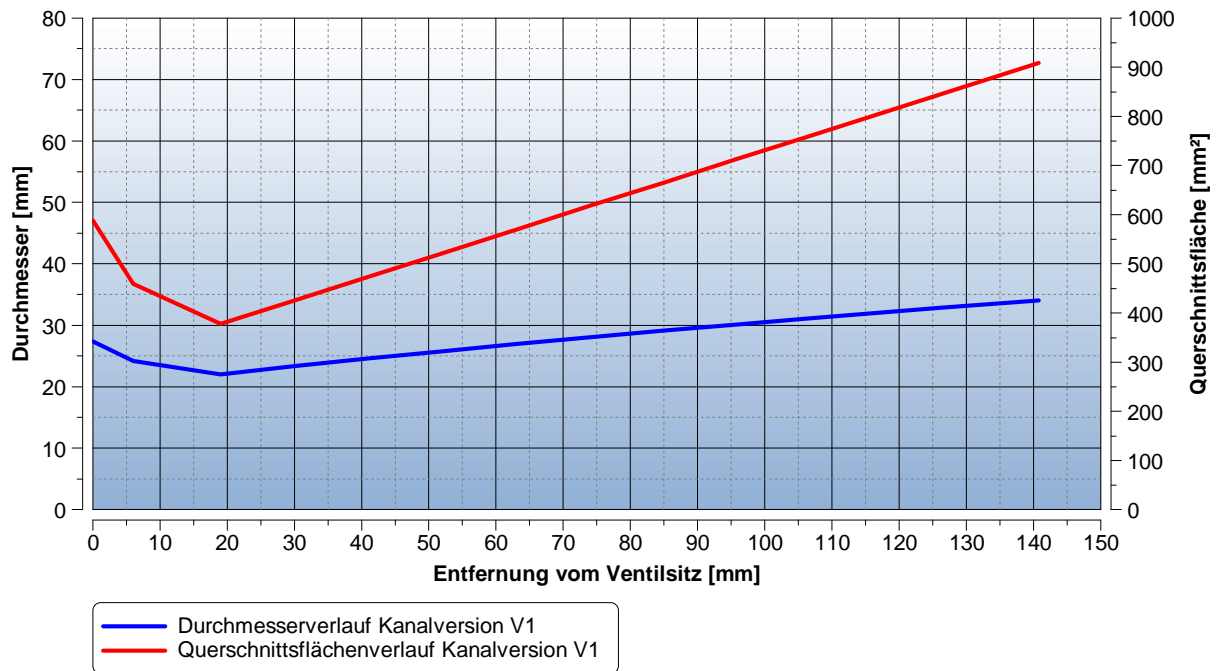


Abbildung 4-2 Verlauf der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V1

Die Modellierung der ersten Kanalvariante aus der 3D CAD Konstruktion ist in der Abbildung 4-3 dargestellt.

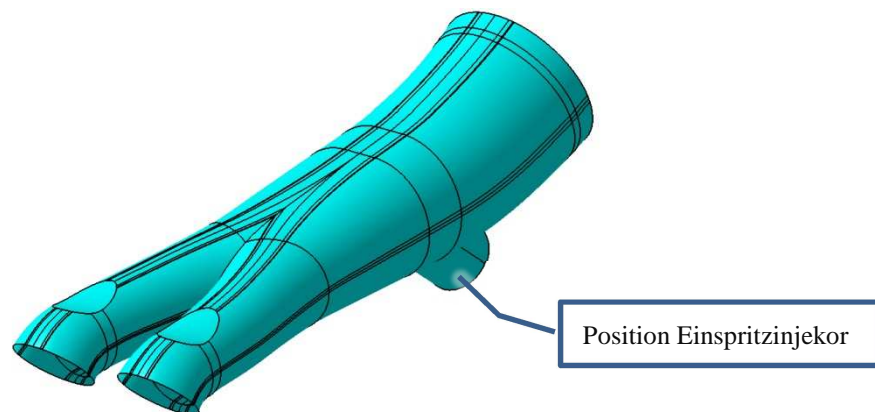


Abbildung 4-3 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V1

4.1.2 Vermessung der Kanalversion V1 am Strömungsprüfstand

Um das Potential dieser Auslegung beurteilen zu können, wurden vom Kanal Rapid-Prototyping-Modelle angefertigt, um sie am Strömungsprüfstand vermessen zu können. Es ist zu berücksichtigen, daß die Messwerte vom Strömungsprüfstand kein reales Abbild der Situa-

tion im Motor liefern. Der Einströmvorgang im Motor ist durch das ständige Beschleunigen und Verzögern der Luftsäule im Einlasskanal hochdynamisch.

Am Strömungsprüfstand können nur statische Bedingungen geschaffen werden, da mit einem konstanten Unterdruck angesaugt wird. Grundlegende Eigenschaften von Kanälen hinsichtlich der Schere von Massenstrom und Ladungsbewegung können jedoch untersucht werden.

Für die Erstellung der Modelle wurde lediglich der Ladungswechseltrakt modelliert, mit den Ventilschaftführungen und Ventilen versehen und untersucht. Exemplarisch ist eines dieser Modelle in Abbildung 4-4 dargestellt.

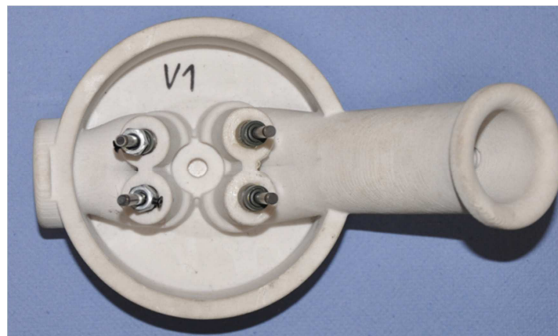


Abbildung 4-4 Rapid Prototyping Kanal V1

Die Untersuchungen erfolgten mit einem konstanten Unterdruck von 50mbar. Zusätzlich zum Durchfluss wurde die Ladungsbewegung gemessen, wobei in den folgenden Diagrammen nur die Tumblewerte dargestellt sind, da sie für Ottomotoren relevanter sind als Drallwerte. Als Referenz wurden die Werte vom zuvor vermessenen Yamaha-Benchmark-Zylinderkopf zum Vergleich herangezogen. Sie sind in den Diagrammen strichliert dargestellt.

In der Abbildung 4-5 sind die Strömungsdaten der ersten Kanalversion dargestellt. Durch die markante Einschnürung vor dem Diffusor ist der beabsichtigte Anstieg in der Ladungsbewegung klar zu erkennen. Gegenläufig entwickelt sich dazu das Durchflussverhalten. Durch die Einschnürung erhöht sich zwar die kinetische Energie, der Massenstrom wird jedoch stark reduziert und steigt ab einem Ventilhub von ca. 4 Millimetern nicht weiter an.

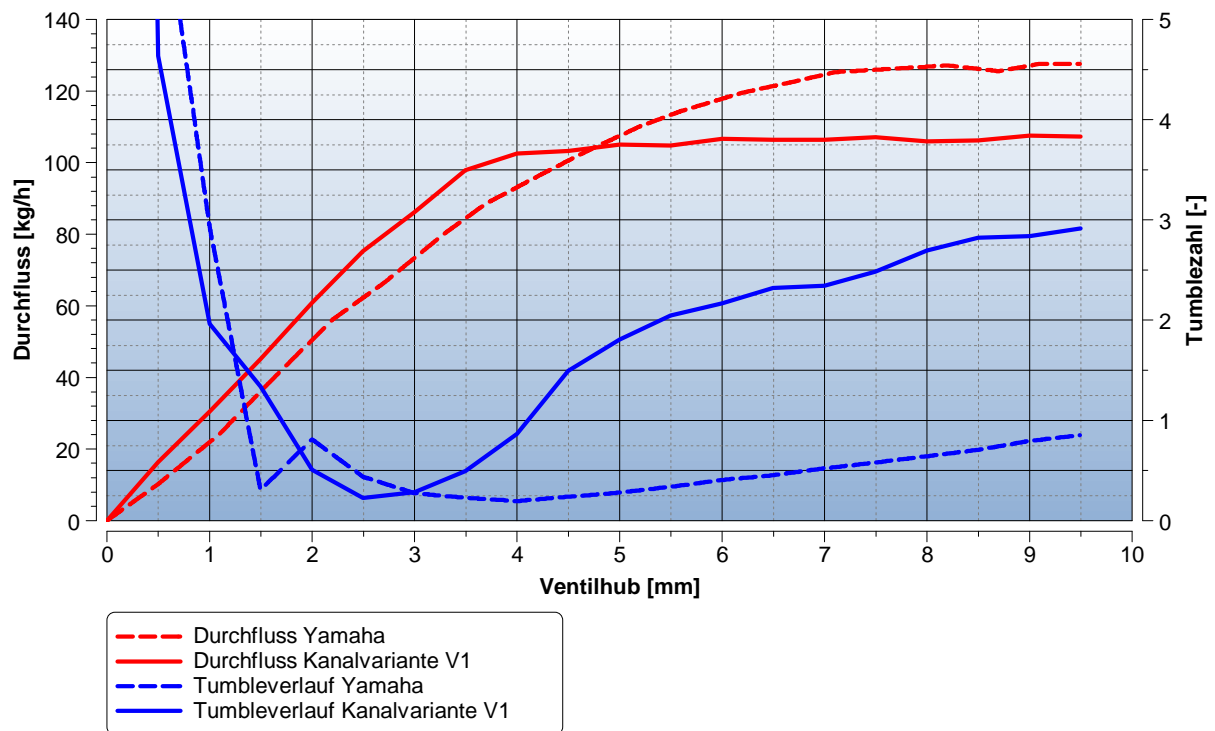


Abbildung 4-5 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V1

Mit diesem ersten Modell konnte gezeigt werden, dass die Generierung der Ladungsbewegung mit dieser Strategie gut funktioniert. Für eine Realisierung im Motor ist die Abnahme des Massendurchflusses gegenüber dem Benchmarkmotor jedoch zu groß.

Zieht man die Auswirkungen auf den Liefergrad (Gleichung (3.15)) in Betracht, so wird klar, daß eine zu große Reduktion der Frischladungsmasse äußerst negativen Einfluss auf den Mitteldruck aus Gleichung (3.13) hat.

Auch wenn bei diesen Untersuchungen dynamische Nachladeeffekte nicht abgebildet werden können, wurde im nächsten Schritt versucht, zugunsten des Durchflusses das Ladungsbewegungsniveau zu reduzieren.

4.1.3 Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V2

Bei der nächsten Kanalvariante wurde der Kanalquerschnitt im ganzen Bereich angehoben. Der Querschnitt des Drosselklappenkörpers als Randbedingung bleibt davon unberührt. Durch die geforderte Kompatibilität des Zylinderkopfes mit 125 cm³ Zylinder, wird der maximal mögliche Durchmesser des Ventilsitzes stark eingeschränkt. Der dafür zur Verfügung stehende Raum wurde zur Gänze ausgereizt. Der Durchmesser an der engsten Stelle wurde ebenfalls vergrößert, um einen höheren Massenstrom zu ermöglichen. Aufgrund der Beibehaltung der Strömungsgeschwindigkeit von 100 m/s verschiebt sich die Drehzahl auf etwas höheres Niveau. Die Berechnungsdaten sind in den unten abgebildeten Tabellen dargestellt.

Eingangsdaten			
Hubraum	V_H	0,15	Liter
Strömungsgeschwindigkeit	v_c	100,00	m/s
Motornendrehzahl	n	9040,00	U/min
Bohrungsdurchmesser	D	57,00	mm
Bohrungsquerschnittsfläche	A_B	2550,47	mm ²
Diffusorwinkel nach Engstelle	α	5,00	°
Diffusorlänge	l	13,00	mm

Zwischenergebnisse			
benötigte Zeit für Kolbenhub	$T/2$	0,003	s
Kolbenhub	H	58,81	mm
Kolbengeschwindigkeit	v_{Kolben}	17,72	m/s
Querschnittsfläche vor der Abzweigung	A_0	452,00	mm ²
Durchmesser für erforderliche Querschnittsfläche	D_0	24,00	mm

Tabelle 4-3 Berechnungsdaten der Kanalversion V2

Ergebnisse			
Querschnittsfläche pro Kanalweig	A_1	226,00	mm ²
Durchmesser an der Engstelle	D_1	16,97	mm
Durchmesser am Ventilsitz	D_2	18,10	mm

Tabelle 4-4 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V2

Der zugehörige Querschnittsverlauf ist in Abbildung 4-6 dargestellt. Durch die größere Erhöhung des Engstellendurchmessers im Vergleich zum bauraumbedingten Ventilsitzdurchmesser, kommt es zu einer Abflachung des Diffusorwinkels.

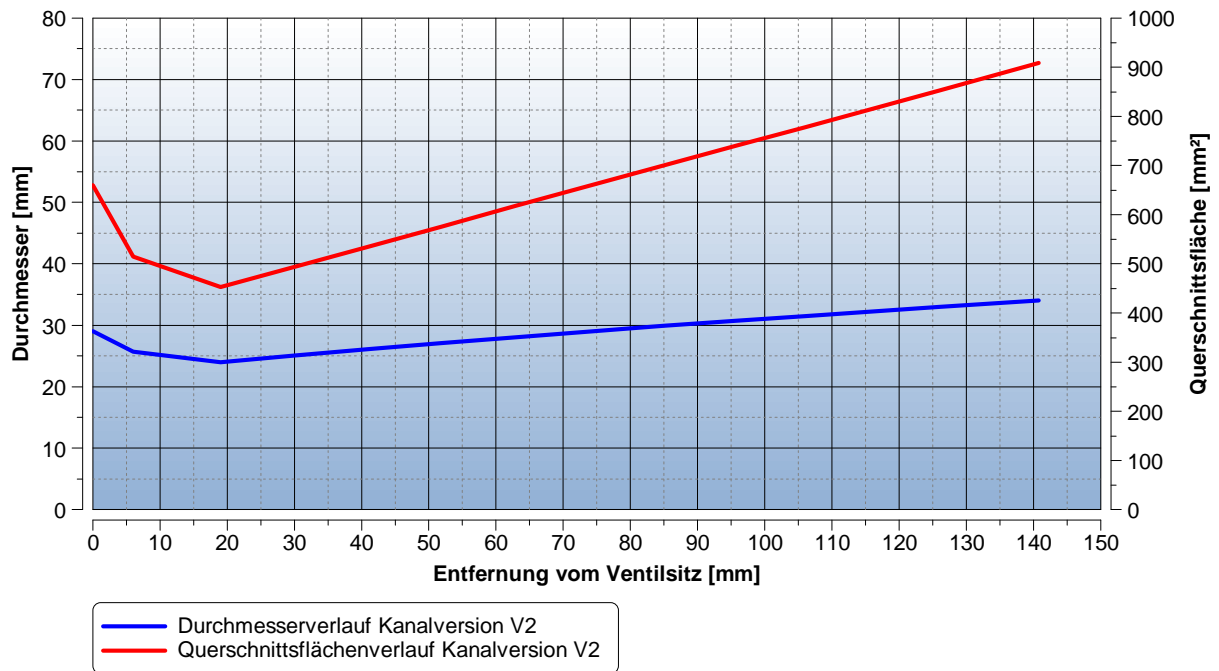


Abbildung 4-6 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V2

In der Abbildung 4-7 sind die Varianten V1 (türkis) und Variante V2 (rot) dargestellt. Durch die Querschnittsanhebung umhüllt die zweite Version die erste beinahe zur Gänze. Wesentlich ist die Vergrößerung des Querschnitts im Bereich nach der Abzweigung in Richtung Ventilsitz.

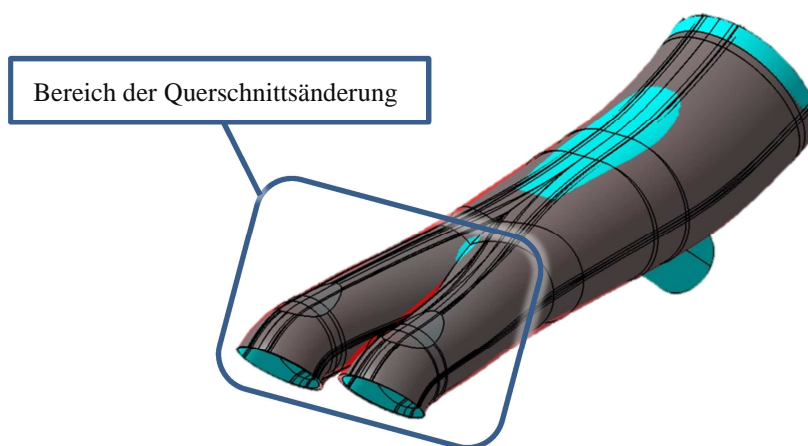


Abbildung 4-7 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V2 im Vergleich mit Variante V1

4.1.4 Vermessung der Kanalversion V2 am Strömungsprüfstand

Am Strömungsprüfstand hat sich herausgestellt, daß die Massenflussnachteile der ersten Kanalversion kompensiert werden konnten. In puncto Durchfluss erreicht dieser Kanal beinahe die Werte des Benchmarkmotors (Abbildung 4-8). Hinsichtlich Ladungsbewegungsniveau

konnten die Vorteile jedoch nicht in gleichem Maße beibehalten werden. Die Tumblewerte liegen zwar über den des Benchmarkmotors, sind aber deutlich über den ganzen Ventilhub gesunken. Vergleicht man die Werte etwa bei einem Ventilhub von 8 Millimetern, so bedeutet dies einen Abfall um beinahe 50 Prozent.

In einer dritten Variante sollen deshalb die Vorteile der beiden ersten Varianten kombiniert werden.

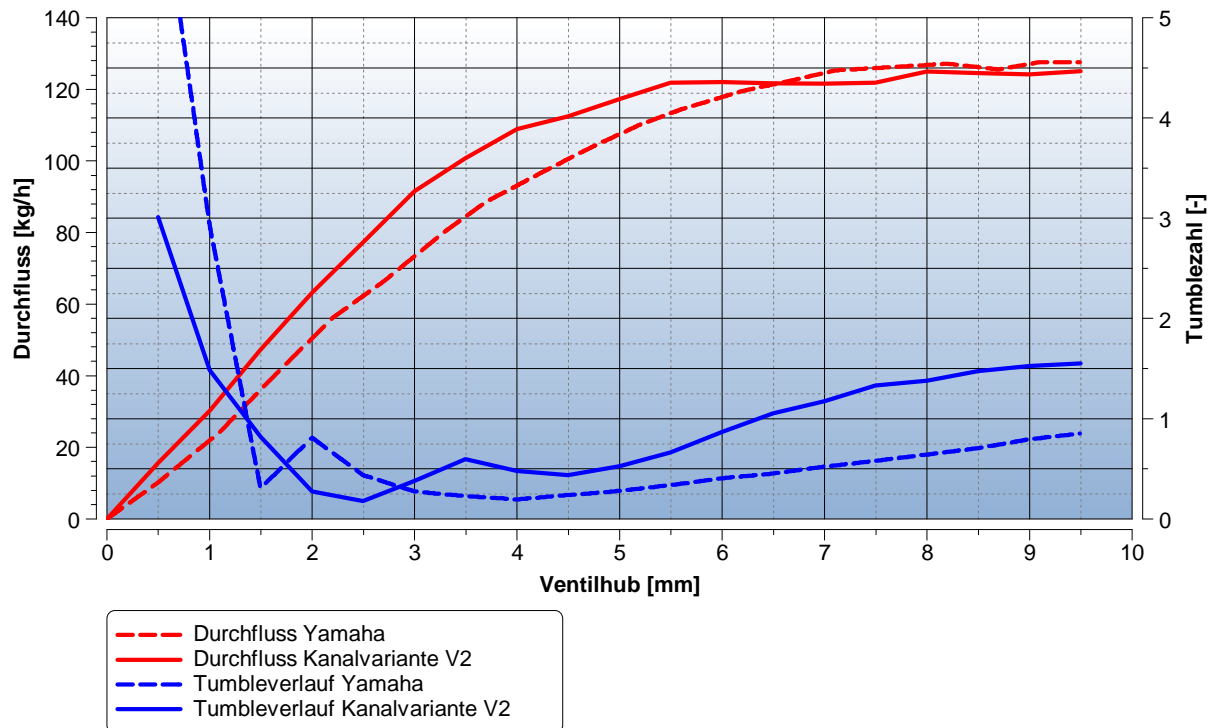


Abbildung 4-8 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V2

4.1.5 Kalkulatorische Auslegung der Kanalversion V3

Ziel der dritten Kanalversion ist es, das Tumbelniveau so weit zu erhöhen, daß der negative Einfluss auf den Massenstrom möglichst gering ausfällt. Damit soll ein Abfallen des Liefergrades so gut es geht vermieden werden.

Wie aus der Tabelle 4-5 und Tabelle 4-6 entnommen werden kann, wurde der möglichst große Ventilsitzdurchmesser beibehalten. Um die Ladungsbewegung wieder zurückzugewinnen, wurde der Durchmesser für den Engstellenquerschnitt auf den Wert der ersten Version gesetzt.

Eingangsdaten			
Hubraum	V_H	0,15	Liter
Strömungsgeschwindigkeit	v_c	100,00	m/s
Motorenndrehzahl	n	7540,00	U/min
Bohrungsdurchmesser	D	57,00	mm
Bohrungsquerschnittsfläche	A_B	2550,47	mm ²
Diffusorwinkel nach Engstelle	α	8,00	°
Diffusorlänge	l	18,60	mm

Zwischenergebnisse			
benötigte Zeit für Kolbenhub	$T/2$	0,004	s
Kolbenhub	H	58,81	mm
Kolbengeschwindigkeit	v_{Kolben}	14,78	m/s
Querschnittsfläche vor der Abzweigung	A_0	377,00	mm ²
Durchmesser für erforderliche Querschnittsfläche	D_0	21,91	mm

Tabelle 4-5 Berechnungsdaten der Kanalversion V3

Ergebnisse			
Querschnittsfläche pro Kanalweig	A_1	188,50	mm ²
Durchmesser an der Engstelle	D_1	15,50	mm
Durchmesser am Ventil Sitz	D_2	18,10	mm

Tabelle 4-6 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V3

Durch die im Vergleich zur ersten Version vergrößerte Querschnittsfläche beim Ventilsitz und die Beibehaltung der Engstelle, wird der Diffusorwinkel im Mündungsbereich etwas vergrößert.

Zusätzlich zu den charakteristischen Durchmessern wurde auch der weitere Querschnittsverlauf stromaufwärts unter Berücksichtigung des maximal zur Verfügung stehenden Bauraums vergrößert. Das betrifft hauptsächlich den Bereich zwischen 30 und 70 Millimeter Entfernung vom Ventilsitz. Der Verlauf ist in Abbildung 4-9 dargestellt.

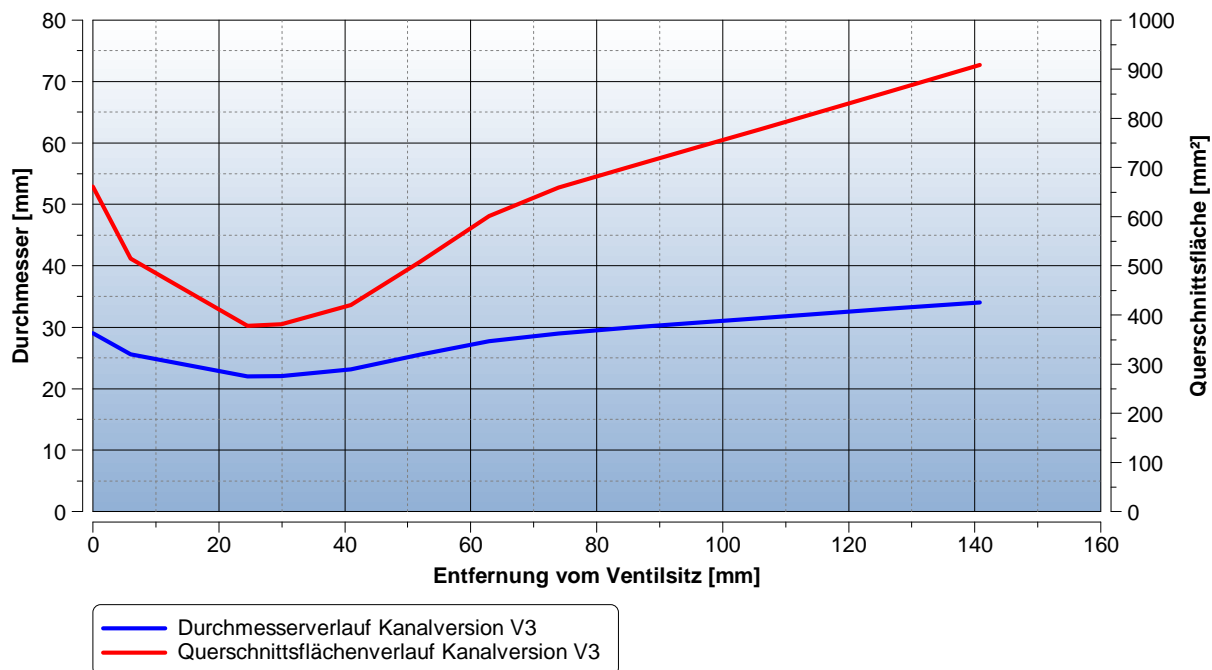


Abbildung 4-9 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V3

In Abbildung 4-10 ist der dreidimensionale Verlauf der Variante V3 (grün) im Vergleich zur Variante V2 (rot) dargestellt. Der sich ergebende bräunliche Farbton weist auf den kleineren Querschnitt der dritten Variante hin. Besonders in Bereichen der Engstelle vor dem Ventil hat die Querschnittsreduktion Einfluss auf die Strömungscharakteristik dieser Kanalversion.

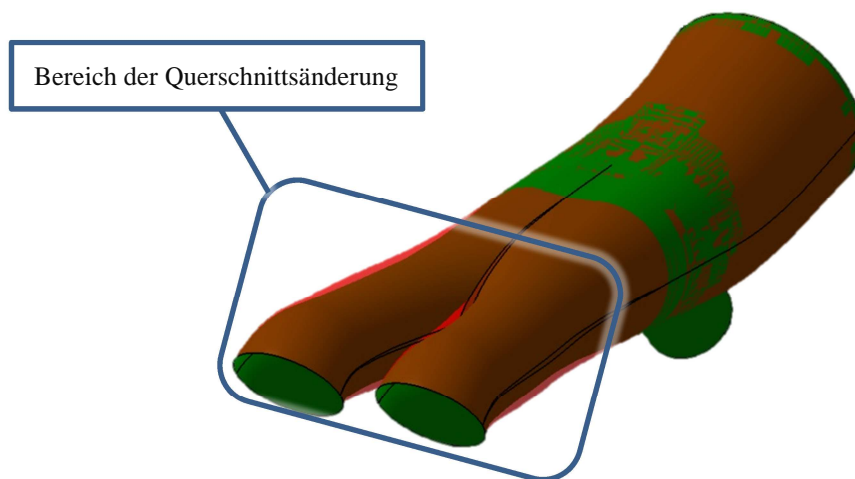


Abbildung 4-10 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V3 im Vergleich mit Variante V2

4.1.6 Vermessung der Kanalversion V3 am Strömungsprüfstand

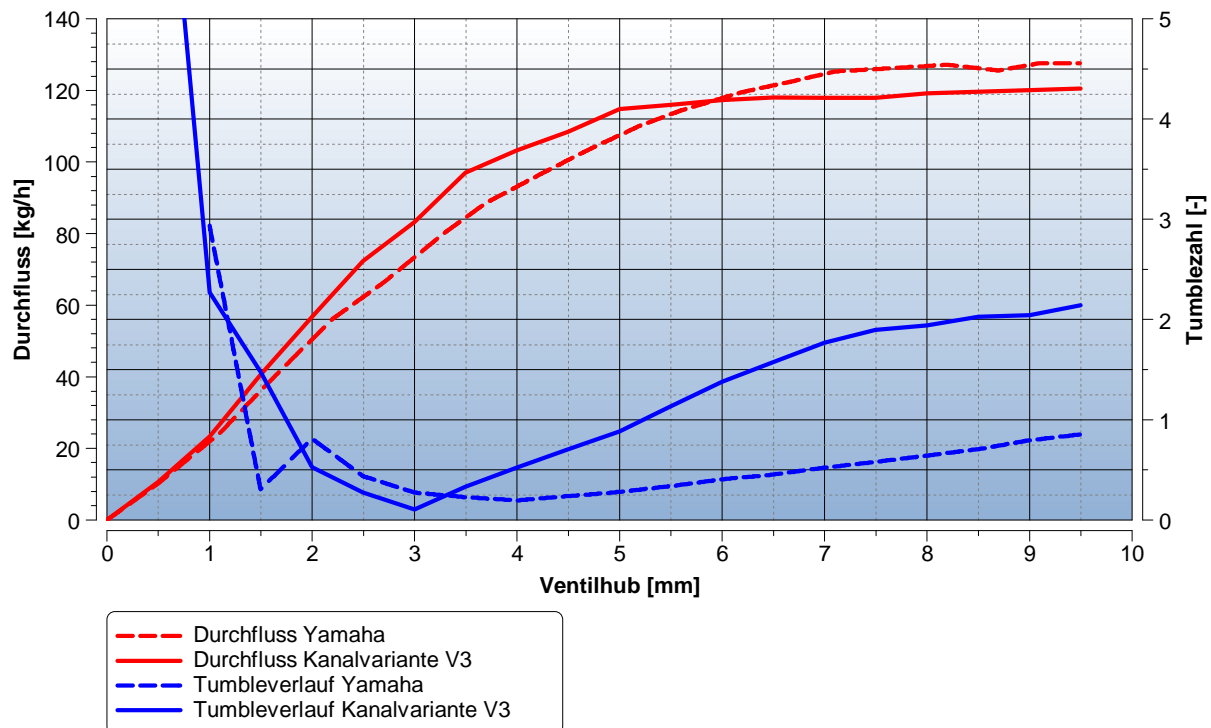


Abbildung 4-11 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3

Am Strömungsprüfstand zeigte sich das in Abbildung 4-11 dargestellte Bild. Bezüglich Mas-sendurchfluss reicht diese Kanalversion beinahe an die Yamaha-Kanäle heran. Lediglich ab einem Ventilhub von ca. 6,5 Millimetern ergeben sich leichte Nachteile des Kanals. Klare Vorteile bietet diese Kanalgeometrie allerdings im Angebot der Ladungsbewegung. Vergleicht man diese bei einem Ventilhub von 8 Millimetern, so ergibt sich ein Tumblezuwachs in der Größenordnung des Faktors 3. Aus diesen Gründen wird dieses Kanalkonzept als das mit dem meisten Potential beurteilt.

4.1.7 Auswertung der Kanalversion V3

Die am Prüfstand ermittelten Daten werden nun auf den Ventilhub bezogen und über dem Kurbelwinkel dargestellt. Damit werden die Effekte und Unterschiede zum Benchmarkmotor besser ersichtlich.

Den Messungen liegen statische Durchströmverhältnisse zugrunde, es wird mit einem konstanten Unterdruck von 50 mbar angesaugt. Um Einflüsse unterschiedlicher Ventilerhebungskurven und somit unterschiedlich freigegebener Strömungsquerschnitte auszuschließen, werden sowohl die Referenz des Yamaha Motors sowie die neue Kanalgeometrie auf dieselbe

Ventilerhebungskurve bezogen. Zugrundegelegt wird eine Ventilerhebungskurve mit 8 Millimetern Maximalhub.

In der Abbildung 4-12 stellt der blaue Graph die Ventilerhebung der Einlassventile dar. Diesem Verlauf folgt der Durchfluss, in Rot dargestellt. Bei beiden Kurven ist zu erkennen, daß der Durchfluss bei größeren Ventilhuben immer mehr abflacht. Zurückzuführen ist das auf den flachen Gradient des Massenstroms im letzten Drittel des Ventilhubes (vergl. Abbildung 4-11). Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt beim Prototypenkanal. Das führt im Bereich maximalen Ventilhubes zu Einbußen gegenüber dem Benchmark-Kanal, im Diagramm mit einem Minus gekennzeichnet. Allerdings kommt es bei kleineren Ventilhuben durch das rasche Ansteigen des Durchflusses zu einem Gewinn, im Diagramm mit einem Plus gekennzeichnet.

Ob das anfängliche Ziel, eine klare Erhöhung der Ladungsbewegung bei nur geringen Einbußen im Massendurchfluss, erreicht werden kann, muss durch eine Gegenüberstellung der negativen und positiven Differenzbereiche geklärt werden. Dargestellt ist das in Abbildung 4-13. Die grüne Linie zeigt den kumulierten Massenstromverlauf während des Ventilhubes. Dieser ist normiert auf 1. Es zeigt sich, daß Einbußen im oberen Bereich durchaus durch den raschen Anstieg der Durchflusswerte kompensiert werden können. Nach Einlass-Schluss zeigt sich sogar eine leichte Überlegenheit des Prototypenkanals von etwas unter 5 Prozent.

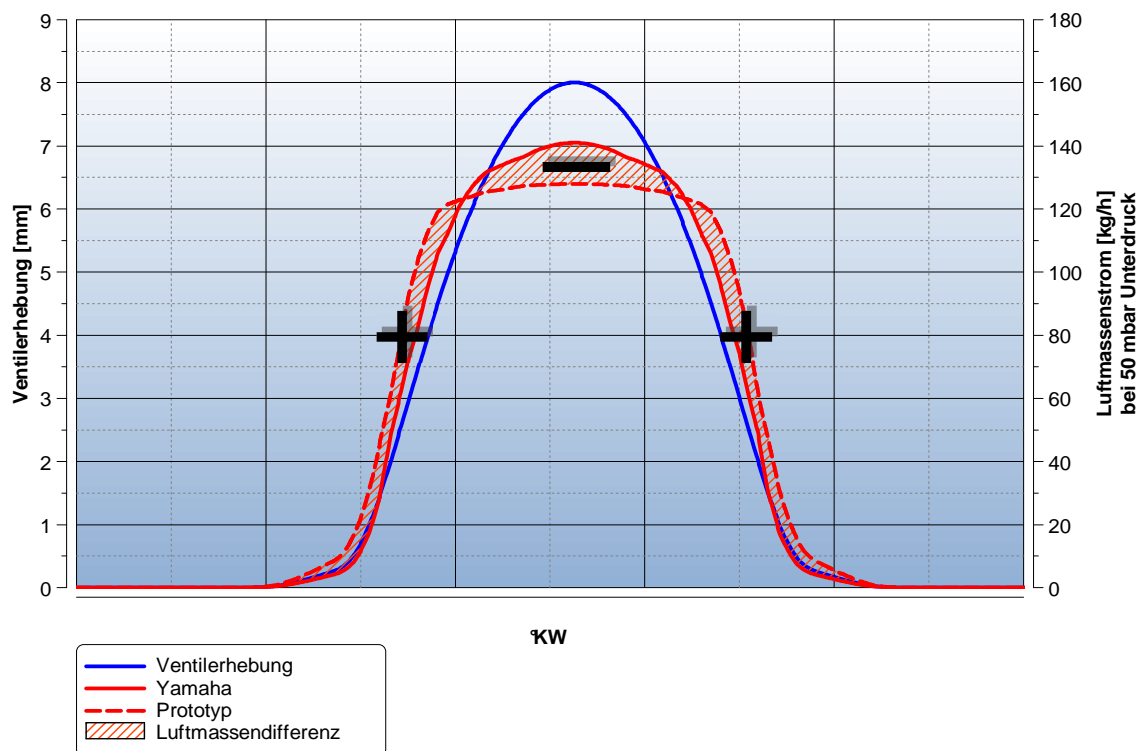


Abbildung 4-12 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3 - Durchfluss

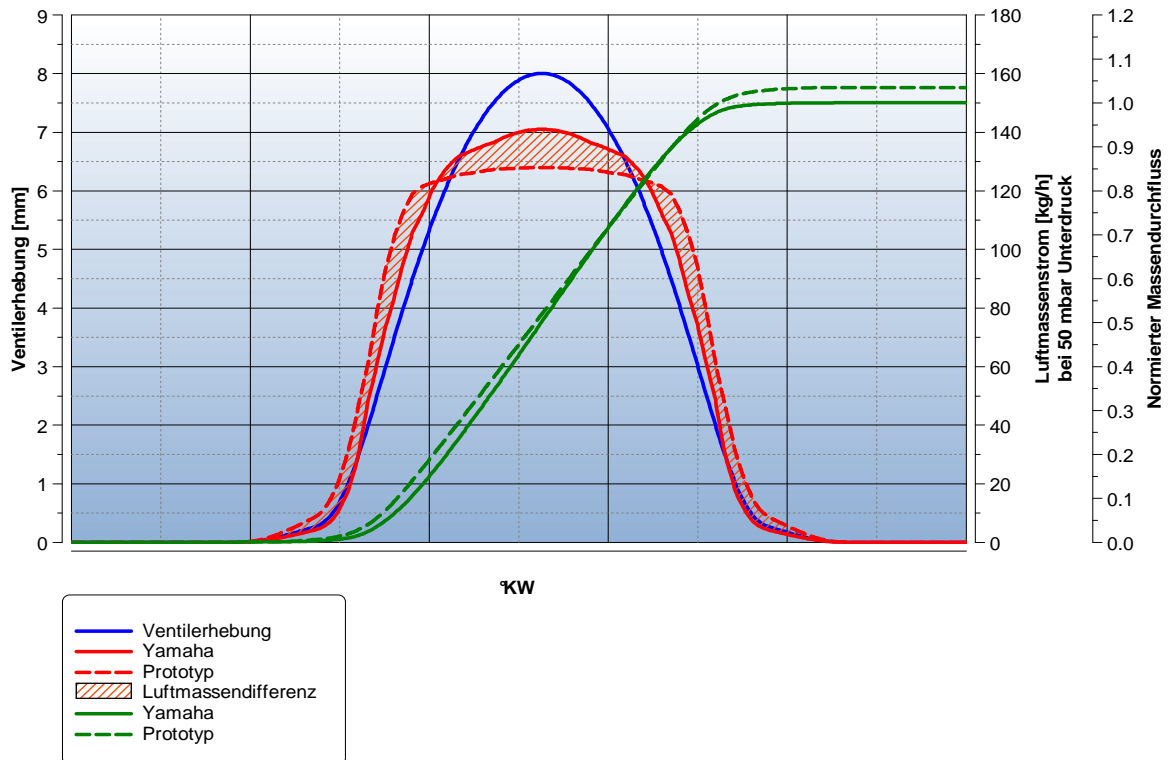


Abbildung 4-13 Darstellung des normierten kumulierten Massenstromverlaufes der Variante V3

Die Ausbildung der Tumblewalze kann in drei Phasen unterteilt werden (Abbildung 4-14). Während der ersten Phase bei sehr kleinen Ventilhuben strömt das Frischgas relativ gleichmäßig über den Ventilspalt in den Zylinder. Der Einfluss des Kanals zu diesem Zeitpunkt ist sehr gering, die meisten Einlasskanäle zeigen ähnliches Verhalten. Hohe Tumblezahlen während dieser Phase resultieren aus der Berechnungsformel (2.21) und (2.22). Sehr kleines gemessenes Moment am sphärischen Messgleichrichter im Zähler und geringe Massendurchsätze im Nenner ergeben hohe Tumblezahlen bei kleinen Ventilhuben. Dabei auftretende hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt sind für die Gemischaufbereitung vorteilhaft, bei der tatsächlichen Generierung der Ladungsbewegung spielen sie jedoch eine untergeordnete Rolle.

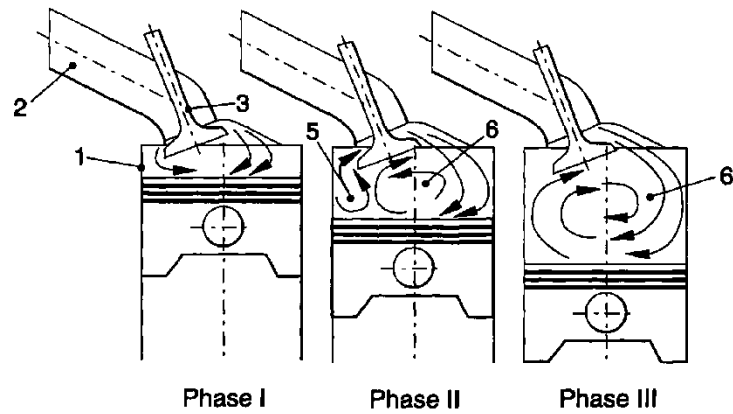


Abbildung 4-14 Phasen bei der Ausbildung des Tumblewirbels

[14]

Während der zweiten Phase bildet sich die Walze zunehmend über die obere Seite des Ventils aus, da hier die Strömung weniger umgelenkt werden muss. In der dritten Phase kommt die Kanalgeometrie mehr und mehr zum tragen, da sich das Ventil weiter vom Ventilsitz entfernt. Die Einströmung in den Zylinder erfolgt hauptsächlich über die Ventiloberseite. Die einzelnen Phasen sind auch in Abbildung 4-15 eingetragen.

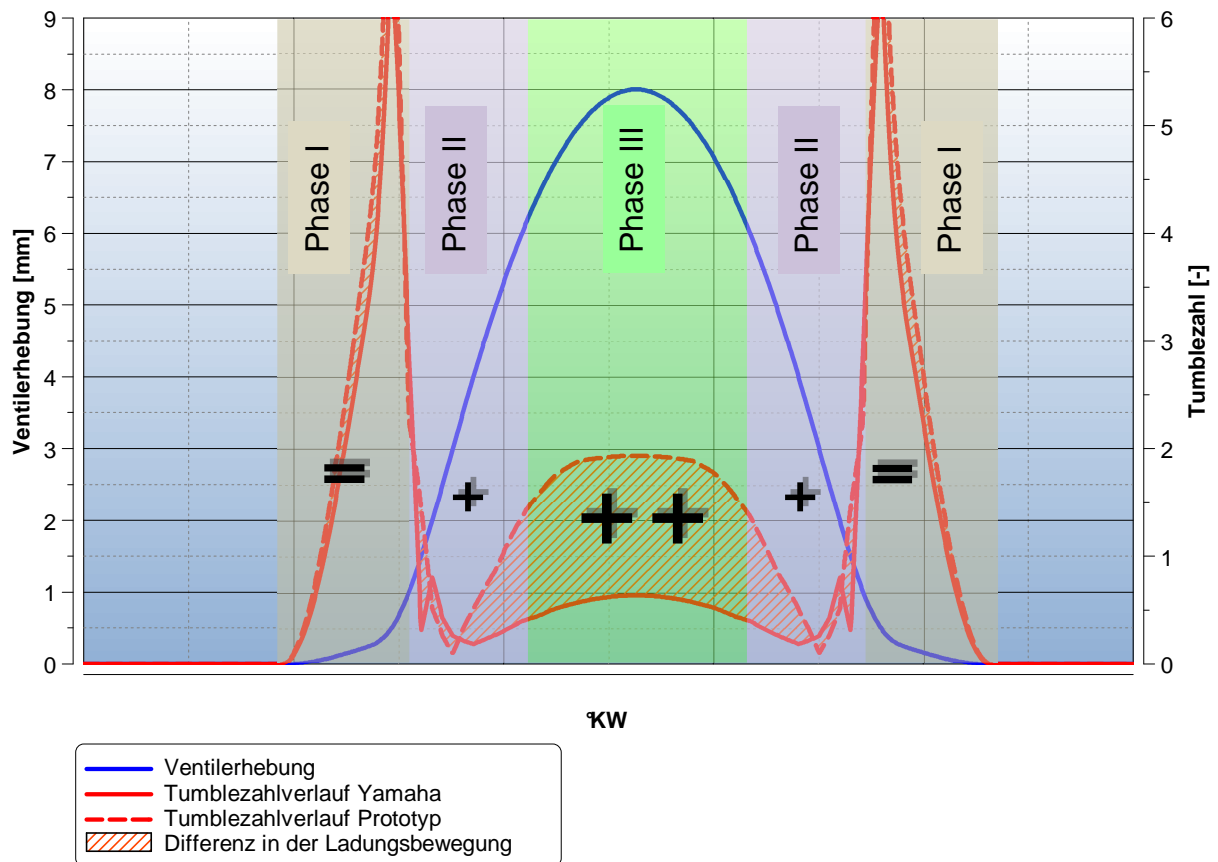


Abbildung 4-15 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3 - Ladungsbewegung

Diese Zusammenhänge sind auch in der Strömungsvermessung erkennbar und sind in Abbildung 4-15 dargestellt. Es ist ein Vergleich der Tumblezahl-Verläufe des Benchmarkmotors mit dem Prototypenkanal V3 dargestellt. Bei kleinen Ventilhuben sind die Kanäle beinahe deckungsgleich. Bei vollständig geöffnetem Ventil (Phase III) zeigt sich der Zugewinn an Ladungsbewegung.

5 Simulationsmodell in AVL Boost

Um Veränderungen im Motorverhalten durch Änderungen beim Ladungswechsel abschätzen zu können, wurde ein Simulationsmodell für den Basismotor mit AVL Boost erstellt. Die Modellierung des Yamaha Motors war im Zuge dieses Entwicklungsprojektes bereits Thema einer Bachelorarbeit [15] am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik. Dieses Boost-Modell wurde als Grundlage herangezogen.

Die dabei angewandte Strategie während der Entwicklungsphase gestaltete sich wie folgt:

Da der Yamaha Motor in Hardware zur Verfügung stand, wurde davon ein Simulationsmodell angefertigt. Parallel konnten zur Verifizierung des Simulationsmodells der Motor am Motorprüfstand sowie am Strömungsprüfstand vermessen werden. Indizierdaten vom Motorprüfstand und Durchflusswerte von Strömungsuntersuchungen des Zylinderkopfes und anderer Rohrleitungen zählen neben den geometrischen Daten zu den Eingangsdaten. Dadurch konnte zur Vorausberechnung der Einflüsse eine gute Basis geschaffen werden.

Nachdem Messergebnisse und Simulationsergebnisse abgeglichen wurden, können die Änderungen für die Neuentwicklung eingearbeitet werden, sodass eine Vorausberechnung möglich ist.

5.1 AVL Boost

Da der Schwerpunkt dieser Arbeit nicht in der Modellerstellung und Simulation mit dieser Software liegt, wird sie im Folgenden nur kurz beschrieben.

BOOST ist eine 0/1D-Simulationssoftware zur Abbildung des Arbeitsprozesses von Verbrennungskraftmaschinen. Unabhängig von Konzept, Größe und Zylinderanzahl des Motors, können damit thermodynamische Vorgänge simuliert werden. Der Ladungswechsel sowie Vorgänge im Ansaug- und Auslasstrakt werden durch eindimensionale Gasdynamik-Modelle berücksichtigt. Diesen Modellen liegen die Gleichungen für die Erhaltung der Masse, Energie und Impuls, sowie der eindimensionalen Fadenströmung zugrunde. Die Verbrennung bzw. die Hochdruckphase wird mit Hilfe von 0- oder quasidimensionalen Modellen abgebildet.

Der große Vorteil dieses Programmpakets liegt in der zur 3D-CFD Simulation vergleichsweise sehr kurzen Rechenzeit. In Abhängigkeit von der Größe und Komplexität des Modells, liegen die Berechnungsergebnisse in nur wenigen Minuten vor. So können Rohrlängen, Quer-

schnitte, Steuerzeiten und Volumina sehr rasch und effizient ausgelegt werden. Auskunft über die räumliche Ausdehnung der Strömungsphänomene gibt diese Simulation nicht.

Die Erstellung des Modells selbst erfolgt über eine graphische Benutzeroberfläche, wo vorgegebene Elemente zur Verfügung stehen. Durch Rohrleitungen werden diese miteinander kombiniert. Zusätzlich können mit dem implementierten Modul „BURN“ gemessene Zylinderdruckdaten in Verbrennungsparameter umgewandelt werden, die für die Abbildung der Verbrennung herangezogen werden. Nach erfolgter Berechnung können die Ergebnisse in einem Post-Prozessor graphisch ausgewertet werden. Es kann zwischen drehzahlbezogenen oder arbeitsspielbezogenen Darstellungen gewählt werden.

5.2 Verwendetes Simulationsmodell

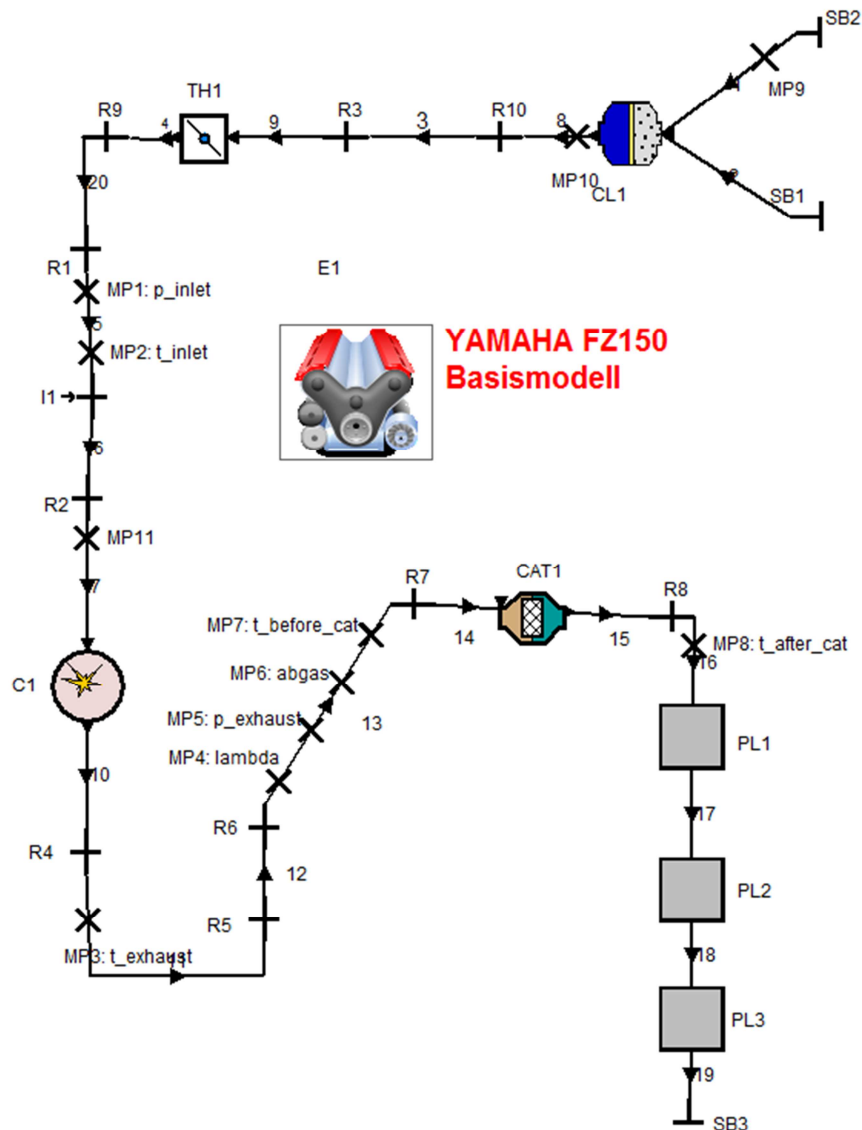


Abbildung 5-1 Boost Modell Yamaha FZ150

[15]

Als Validierung dieses Modells diente der gemessene Drehmomentverlauf am Motorprüfstand. Mit diesem wurden die Simulationsergebnisse verglichen. Der Vergleich ist in Abbildung 5-2 dargestellt. Es wurde kein absolut deckungsgleicher Verlauf des Drehmoments erreicht, der Motor zeigt aber die gleiche Charakteristik. Das maximale Drehmoment liegt in beiden Fällen bei ca. 7500 U/min und erreicht knapp über 13 Nm. So kann davon ausgegangen werden, daß das Simulationsmodell für eine Vorausrechnung herangezogen werden kann.

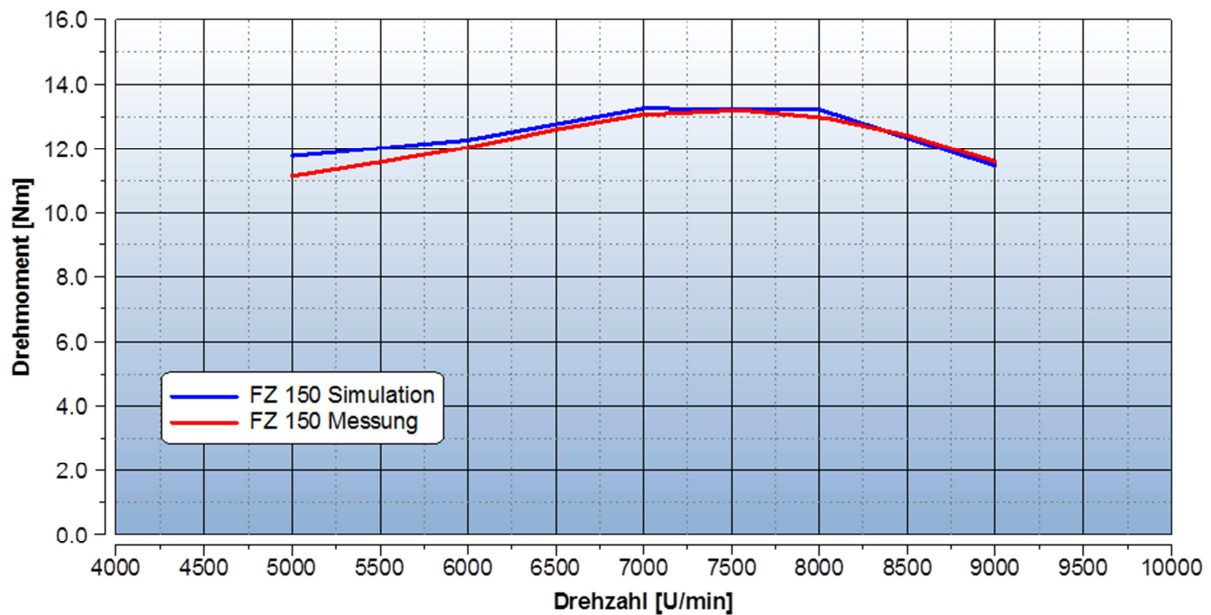


Abbildung 5-2 Vergleich Simulationsergebnisse mit Prüfstandsergebnissen FZ 150

Auf dieses Simulationsmodell aufbauend wurden folgende Änderungen eingearbeitet:

Um dynamische Effekte in der Einlassströmung besser nutzen zu können, wurde der ursprüngliche Ventilhub der Einlassventile des Benchmarkmotors um 1 Millimeter auf 8 Millimeter angehoben. Das Timing, also die relative Stellung der Ventilerhebung zueinander, wurde im ersten Schritt nicht verändert. Die Erhebung des Auslassventils wurde ebenfalls um einen Millimeter angehoben. Die Erhebungskurven der Ventile sind in der Abbildung 5-3 dargestellt. Strichliert ist jeweils der Benchmarkmotor und durchgezogen der Prototyp.

Weiters werden die rechnerisch und empirisch am Strömungsprüfstand ermittelten Einlasskanäle aus Kapitel 4.1 in die Simulation miteingebunden. Geometrisch wird einerseits der Kanalverlauf über die Querschnittsänderung angegeben und andererseits das Strömungsverhalten durch μ -Sigma-Werte. So kann dem Kanal das am Strömungsprüfstand ermittelte Durchflussverhalten aufgeprägt werden. Das Verhalten des Auslasskanals bleibt in diesem Schritt unangetastet. Die Charakteristik wird vom Yamaha-Motor übernommen.

Durch diese Änderungen im System konnte die in Abbildung 5-4 dargestellte Drehmomentcharakteristik erreicht werden. Das maximale Drehmoment erhöht sich auf 14 Nm und liegt bei ca. 8000 U/min. Speziell im Bereich höherer Drehzahlen kann eine deutliche Anhebung des Drehmoments erreicht werden.

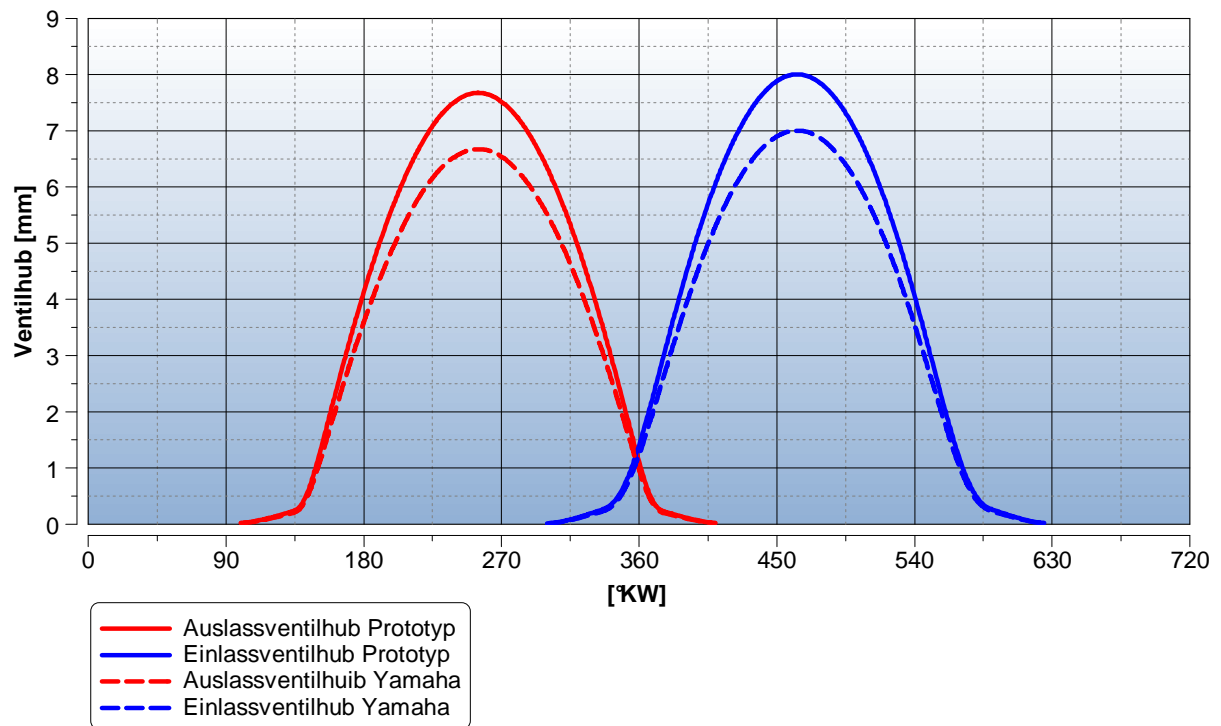


Abbildung 5-3 Hubkurven des Ein- und Auslassventils (Yamaha und Prototypmotor)

[3]

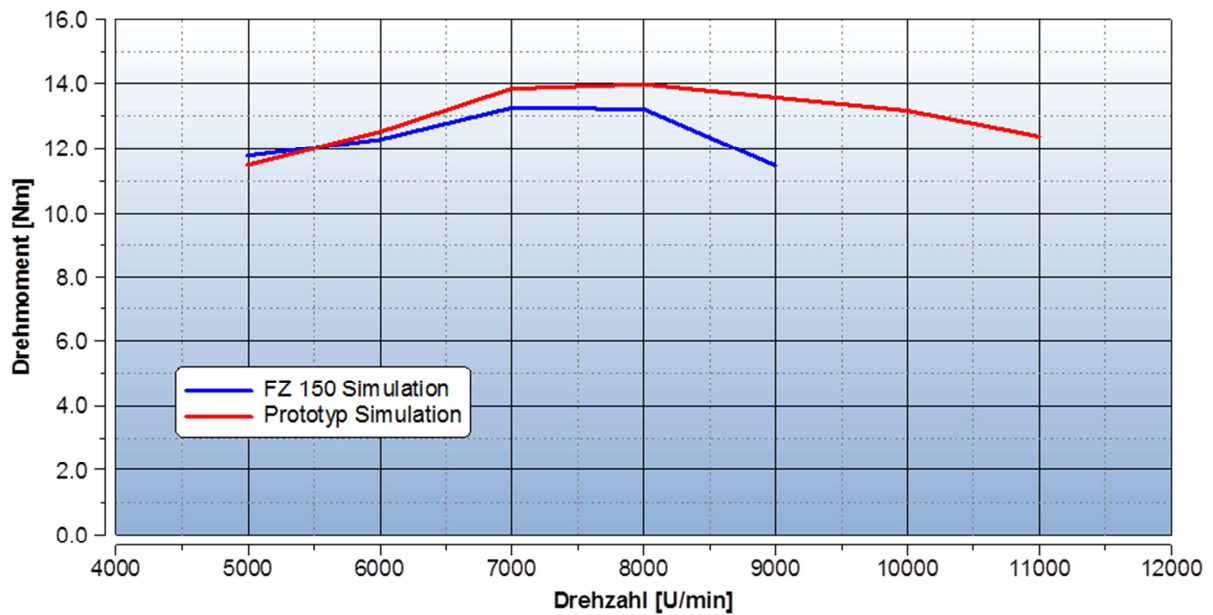


Abbildung 5-4 Veränderung des Drehmomentverlaufes (FZ150 vs. Prototyp)

Um das bessere Drehmomentangebot bei höheren Drehzahlen nutzen zu können, soll die Motorenndrehzahl angehoben werden. Entsprechend der Gleichung (3.6) kann damit eine Leistungssteigerung bewirkt werden.

Durch dieses Vorgehen ergeben sich für den Ventiltrieb neue Anforderungen hinsichtlich der Grenzdrehzahl. Zusätzlich zu einer höheren Ventilerhebung, die geometrisch schon für höhere Beschleunigungen sorgt, muss eine höhere Motordrehzahl berücksichtigt werden. Um diesen Faktoren Rechnung zu tragen, wird ein neues Ventiltriebskonzept ausgearbeitet.

6 Optimierung des Ventiltriebskonzepts

Zur Abschätzung des Potentials für die Eignung für höhere Drehzahlen wurden einige Ventiltriebskonzepte ausgearbeitet. Danach wurde unter Berücksichtigung der Randbedingungen, die zum Großteil aus den Wünschen des Auftraggebers kommen, eine Variante konstruktiv umgesetzt.

Als Referenz dient auch hier der Ventiltrieb im Yamaha Motor, Abbildung 6-1. Dieser wird über eine Nockenwelle betätigt, die über Kipphebel mit Rollenabgriff die Bewegung an die Ventile überträgt. Der Ventilspielausgleich erfolgt bei diesem System über Einstellschrauben an der Ventilseite. Durch die zentrale Anordnung der einzelnen Nockenwelle entstehen sehr große Ventilwinkel und der Zündkerzendom muss schräg nach außen geführt werden. Dadurch ergeben sich für die Brennraumgeometrie schlechte Voraussetzungen. Den Vorteilen der kompakten Bauweise und der geringen Anzahl der Komponenten stehen die Nachteile der schweren, unsymmetrisch geformten Nockenfolger gegenüber.

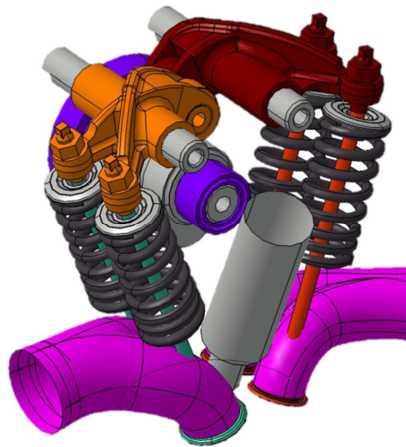


Abbildung 6-1 Ventilbetätigung im Yamaha Motor

Als Vergleich dazu wurden einige Ventiltriebskonzepte ausgearbeitet, um vor der detaillierten Betrachtung allgemeine Vor- und Nachteile herauszufiltern. Es ist dies jeweils ein Konzept für Tassenstößel, Schleppebel, Rollenschleppebel mit zwei Fingern und separate Rollenschleppebel pro Ventil. Als Ziel galt eine Realisierung eines DOHC-Systems zur Schaffung einer zentralen Zündkerzenposition und eines kompakten Brennraumes mit steileren Ventilwinkeln.

6.1 Tassenstößel

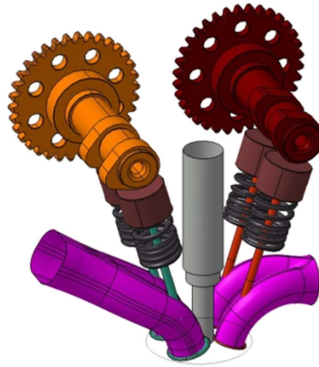


Abbildung 6-2 Konzept für Tassenstößel

Der Tassenstößel bietet in Bezug auf Drehzahlfestigkeit gutes Potential, da die bewegten Massen im Ventiltrieb klein gehalten werden können. Durch die Anordnung der Nockenwelle direkt oberhalb des Ventils ergibt sich eine größere Bauhöhe gegenüber anderen Konzepten, allerdings lassen sich steile Ventilwinkel realisieren. Anspruchsvoll ist die Fertigung des Tassenstößels und der zylindrischen Gleitfläche im Zylinder. Neben einer einwandfreien Ölversorgung mit reinem Öl ist eine präzise Fertigung der Bauteile für eine einwandfreie Funktion maßgebend. Durch den direkten Kontakt der Nocke mit dem Tassenstößel und die großen Gleitflächen des Stößels in der Führung ergeben sich leichte Reibungsnachteile. Der Ventilspielausgleich muß bei dieser Variante entweder hydraulisch erfolgen oder mit Einlegeplättchen, sogenannten Shims.

6.2 Einzelschlepphebel

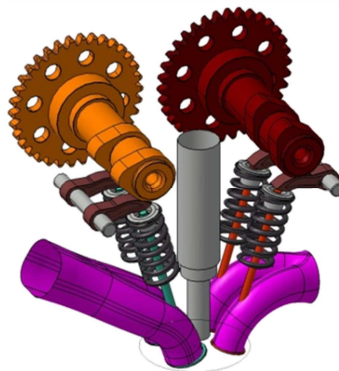


Abbildung 6-3 Konzept für Schlepphebel

Auch hier ist bei leichter Ausführung der Schleppebel eine hohe Drehzahleignung gegeben. Durch Aufbringen einer Gleitschicht auf den Hebel kann die Reibung minimiert werden. Zu berücksichtigen ist, daß wie bei den Tassenstößeln auch, mehr Bauteile als bei kombinierten Schleppebeln notwendig sind. Bei vier Ventilen ergeben sich vier Schleppebel. Auf den Nockenwellen sind ebenfalls zwei Nocken pro Seite notwendig. Das alles erfordert einen höheren Bauteilaufwand und eine aufwendigere Bearbeitung der Nockenwelle. Der Ventilspielausgleich kann hier nur durch Shims erfolgen.

6.3 Rollenschleppebel mit zwei Fingern

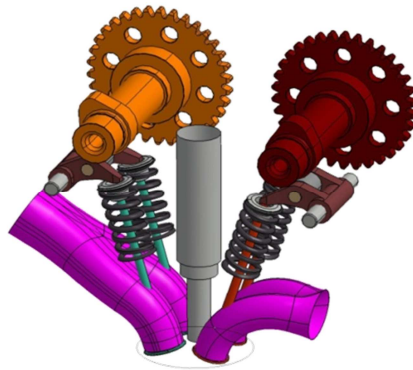


Abbildung 6-4 Konzept für Rollenschleppebel mit Fingern

Wie bei allen Varianten, bei denen die Nockenwellen direkt über dem Ventil angeordnet sind, ergibt sich auch hier eine höhere Bauhöhe des Zylinderkopfes. Das jeweilige Ventilpaar wird von nur einem Schleppebel mit zwei Fingern betätigt, was gegenüber dem obigen Konzept zu weniger Bauteilen führt. Auf den Nockenwellen ist ebenfalls nur eine Nocke pro Seite notwendig. Durch eine steife, möglichst gewichtsoptimierte Konstruktion ist eine entsprechende Drehzahleignung erreichbar. Bezüglich auftretender Reibung hat diese Art durch den Rollenabgriff des Nockenfolgers wesentliche Vorteile.

In der Produktion werden solche Schleppebel aufgrund der verbesserten Bauteilfestigkeit meist durch Schmieden hergestellt. Die Fertigungskosten werden dadurch, abhängig von der notwendigen Stückzahl durch die erforderliche Schmiedeform, erhöht.

Wird der Ventilspielausgleich über Shims bewerkstelligt, wirkt sich das durch die geringere Masse positiv auf die Grenzdrehzahl aus. Die Wahl von Einstellschrauben erhöht zwar die Bedienerfreundlichkeit des Systems, aber auch die Masse und das Massenträgheitsmoment.

6.4 Separate Rollenschlepphebel pro Ventil

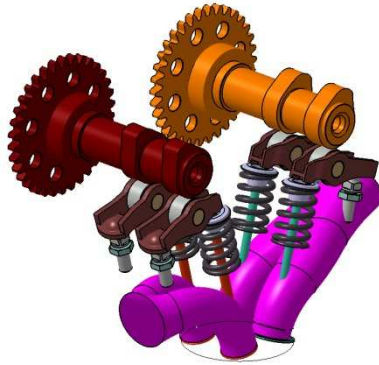


Abbildung 6-5 Konzept für Einzelrollenschlepphebel

Dieses Konzept wurde wegen des Herstellprozesses mit in die Studie aufgenommen. Grundsätzlich bietet es ähnliche Vor- und Nachteile, wie in den beiden zuvor angeführten Varianten. Der Ventilspeilausgleich könnte hier entweder durch ein hydraulisches Element erfolgen oder durch eine geschraubten Ausgleich. Anders als beim vorher beschriebenen Konzept ist es hier möglich, die Einstellschraube an der Hinterseite des Hebels zu positionieren und in den Zylinderkopf zu integrieren. Die ins System eingebrachte Masse nimmt dadurch nicht an der Bewegung teil. Die Grenzdrehzahl wird deshalb nicht beeinflusst. Als problematisch hat sich jedoch der dafür benötigte Bauraum herausgestellt. Wie in Abbildung 6-5 dargestellt, ragen die Einstellschrauben in den Einlasskanal.

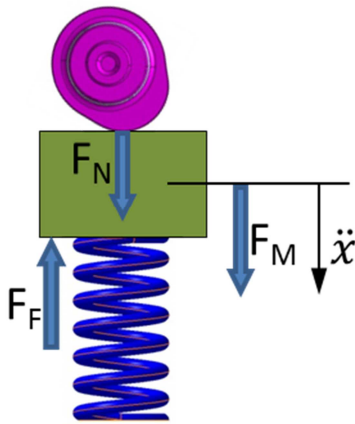
Klare Unterschiede zu anderen Schlepphebelkonzepten finden sich im konstruktiven Aufbau. Diese Art von Schlepphebeln stammen von der Firma INA-Schäffler und werden mittels spanloser Metallumformung aus Stahlblech hergestellt. Das bietet bei sehr hohen Stückzahlen große Kostenvorteile.

In diesem konkreten Fall müßten für die notwendige Baugröße neue Tiefziehformen hergestellt werden, was bei den zu erwartenden relativ kleinen Stückzahlen den Kostenvorteil durch den einfachen Prozeß bei weitem aufwiegt.

6.5 Ermittlung der reduzierten Massen

Ein wesentliches Kriterium für die Beurteilung der Eignung eines Ventiltriebkonzeptes ist die Grenzdrehzahl. So wird jene Drehzahl bezeichnet, bei der es zum Kontaktverlust zwischen den Ventiltriebskomponenten kommt. Ausschlaggebend ist die Ventildfederkraft im Verhältnis zur entstehenden Beschleunigungskraft, die bei der Betätigung entsteht. Ist der Ventiltrieb bei gegebener Beschleunigung zu schwer, kann es zu einem Kontaktverlust kommen. In der Ab-

Abbildung 6-6 sind die Verhältnisse skizziert. Dabei ist F_F die Ventilfederkraft, F_N die Nockenkraft und F_M die resultierende Massenkraft aus den Ventiltriebskomponenten.



$$F_N = F_F - F_M$$

$$F_M = m\ddot{x}$$

Bedingung für permanenten Kontakt:

$$F_N > 0$$

Abbildung 6-6 Kraftschlussbedingung

Unter der Voraussetzung, daß gleiche Ventile, gleiche Ventilfedern mit gleicher Steifigkeit, gleiche Federteller mit Federkeilen sowie gleiche Ventilerhebungskurven verwendet werden, ist der Nockenfolger das ausschlaggebende Bauteil.

Bei Ventilbetätigungen, bei denen alle Komponenten einer linearen Bewegung folgen, wie zum Beispiel beim Tassenstößel, ist die Masse alleine ausschlaggebend. Anders verhält es sich bei Schleppl- oder Kipphebeln, die einer rotatorischen Bewegung folgen. Hier ist die reduzierte Masse ausschlaggebend. Bei dieser Methode wird eine äquivalente Masse ermittelt, die bei einer translatorischen Bewegung in Ventilrichtung den gleichen Einfluss auf das schwingende System hat, wie der reale Hebel.

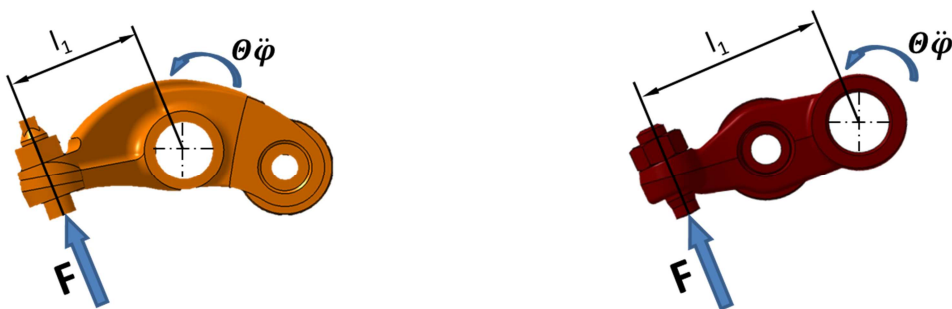


Abbildung 6-7 Geometrie an Nockenfolgern

Erreicht wird das durch Errechnung jener Kraft F , die der Bewegung des Nockenfolgers durch seine Trägheit bei einer Beschleunigung entgegenwirkt. In Abbildung 6-7 sind die geometrischen Zusammenhänge skizziert. Dabei steht F für die Kraft, die über die reduzierte Masse m_{red} entsteht, l_1 für den Abstand zwischen der Kraft und dem Hebelarm und $\theta\ddot{\varphi}$ für das

Trägheitsmoment bei entsprechender Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$. Es gelten folgende Beziehungen:

$$\text{Angreifende Kraft durch reduzierte Masse} \quad F = m_{red} a \quad \text{mit} \quad a = l_1 \ddot{\varphi} \quad (6.1)$$

$$\text{Momentengleichgewicht am Hebel} \quad m_{red} \ddot{\varphi} l_1^2 = \Theta \ddot{\varphi} \quad (6.2)$$

$$\text{Durch Umformen ergibt sich} \quad m_{red} = \frac{\Theta}{l_1^2} \quad (6.3)$$

In den oben stehenden Beziehungen wird ersichtlich, daß auf die reduzierte Masse und somit auf die Drehzahltauglichkeit des Ventiltriebs bei den Nockenfolgern letzten Endes nur über das Massenträgheitsmoment und den Abstand zum Kraftangriffspunkt Einfluß genommen werden kann.

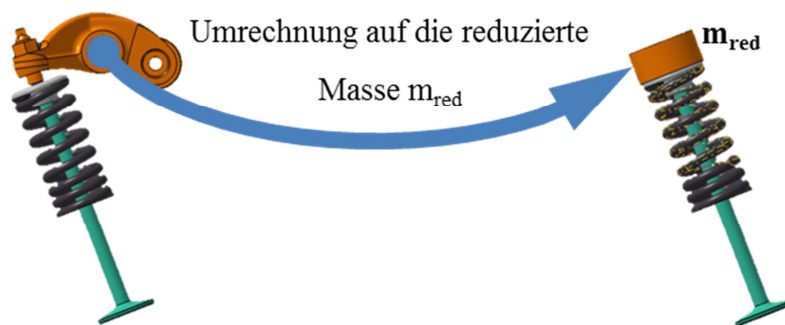


Abbildung 6-8 Ermittlung der reduzierten Masse des Nockenfolgers am Ventil

Deshalb wird zur Beurteilung die reduzierte Masse herangezogen. Das sich ergebende Massenträgheitsmoment des Nockenfolgers wird der 3D-CAD Konstruktion entnommen. Um einen guten Vergleich zu ermöglichen, werden für alle Nockenfolger gleiche Materialeigenschaften vorausgesetzt. Die Ergebnisse dieser Rechnungen sind in Tabelle 6-1 zusammengefasst. Zu beachten ist, daß bei den Einzelschlepphebeln und beim Tassenstößel die Veränderung zum Benchmarkmotor mit dem Faktor 2 multipliziert wurde, da diese pro Ventil verbaut werden.

Beim Tassenstößel geht die Masse direkt in die Beurteilung ein, da dieser nur translatorisch bewegt. Massenträgheitsmoment und Hebelarm gibt es hier nicht. Die Bauteilmasse entspricht in diesem Fall der reduzierten Masse.

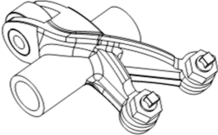


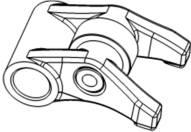
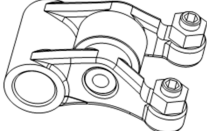
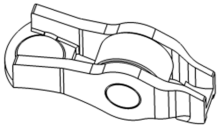
Nockenfolger	Masse [g]	Massenträg- heitsmoment [gmm ²]	Hebel- länge l1 [mm]	Reduzierte Masse [g]	Vergleich zu Yamaha [%]
Yamaha Benchmark 	83,40	19637,00	24,00	34,09	100%
Tassenstößel 	13,50	-	-	13,50	79%
Einzel-Schlepphebel 	10,00	1815,00	24,00	3,15	18%
Rollenschlepphebel mit Shims 	62,25	17074,00	32,00	16,67	49%
Rollenschlepphebel mit Schraube 	70,40	25249,10	32,00	24,66	72%
Rollenschlepphebel INA 	38,80	16611,00	36,00	12,82	75%

Tabelle 6-1 Tabellarischer Vergleich der Nockenfolger-Daten

Zur Verdeutlichung der errechneten Werte sind die für die bewegten Massen relevanten Daten in Abbildung 6-9 dargestellt. Klar zu erkennen ist, daß bei den Hebeln die Bauteilmasse alleine nicht ausschlaggebend ist.

Neben der Massenverteilung um den Drehpunkt, die durch das Massenträgheitsmoment dargestellt wird, geht das Hebelverhältnis stark ein. Speziell Schleppebel können hier durch den längeren Abstand zwischen Berühr- und Drehpunkt Vorteile erreichen (dargestellt in Abbildung 6-7 durch die Länge l_1). Durch die quadratische Abhängigkeit der reduzierten Masse von diesem Abstand in Gleichung (6.3), wird m_{red} gesenkt. Durch diesen Effekt stechen der Einzel-Schleppebel und der INA-Schleppebel besonders hervor.

Bei den beiden Rollenschleppebeln schneidet die Version, bei der der Ventilspielausgleich über Shims erfolgt, etwas besser ab. Bei gleicher Hebellänge l_1 wirkt sich die zusätzliche Masse der Schraube und Kontermutter am freien Ende negativ auf das Massenträgheitsmoment aus.

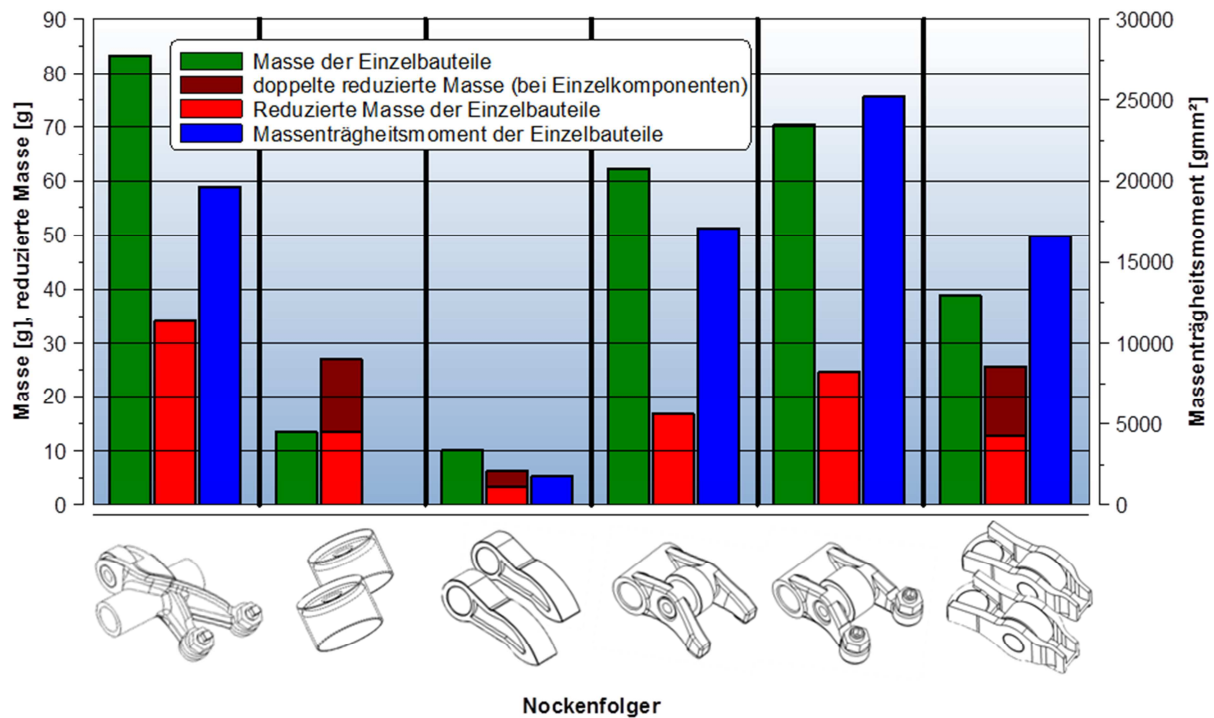


Abbildung 6-9 Vergleich der Massendaten der Nockenfolger

Zu beachten ist jedoch, daß bei jenen Bauteilen, die pro Ventil verbaut werden, die reduzierte Masse zu verdoppeln ist. In Abbildung 6-9 sind die Massen (grün) die Trägheitsmomente (blau) und die reduzierte Masse (hellrot) der Einzelbauteile dargestellt. Beim Tassenstößel, dem Einzelschleppebel und dem Schleppebel von INA ist zusätzlich die verdoppelte reduzierte Masse (dunkelrot) eingezeichnet. Was das für das Gesamtkonzept bezüglich Grenzdrehzahl bedeutet, wird im Folgenden behandelt.

6.6 Ermittlung der Grenzdrehzahlen

Ziel ist es, unter gegebenen Randbedingungen ein System zu finden, das einer festgelegten Motorhöchstzahl von 11.000 U/min ohne Kontaktverlust zwischen den Ventiltriebskomponenten standhält. Um Unsicherheiten in der Masseverteilung und Geometrie (z.B. bei Guss oder Schmiedeteilen) sowie den Dynamik-Einfluss zu kompensieren, wird ein Aufschlag von 10 Prozent berücksichtigt. Die rechnerisch angestrebte Grenzdrehzahl liegt mit diesem Faktor bei ca. 12.100 U/min.

Zur Ermittlung der Grenzdrehzahl wird bei maximalem Ventilhub die Kontaktbedingung aus Abbildung 6-6 aufgestellt. Anschließend wird jene Drehzahl ermittelt, bei der die Federkraft der Massenträgheitskraft entspricht. In Abbildung 6-10 ist die Vorgangsweise skizziert. Im abgebildeten Fall erreicht die maximale Massenträgheitskraft die Federkraft nicht, es kommt zu keinem Abheben des Ventils.

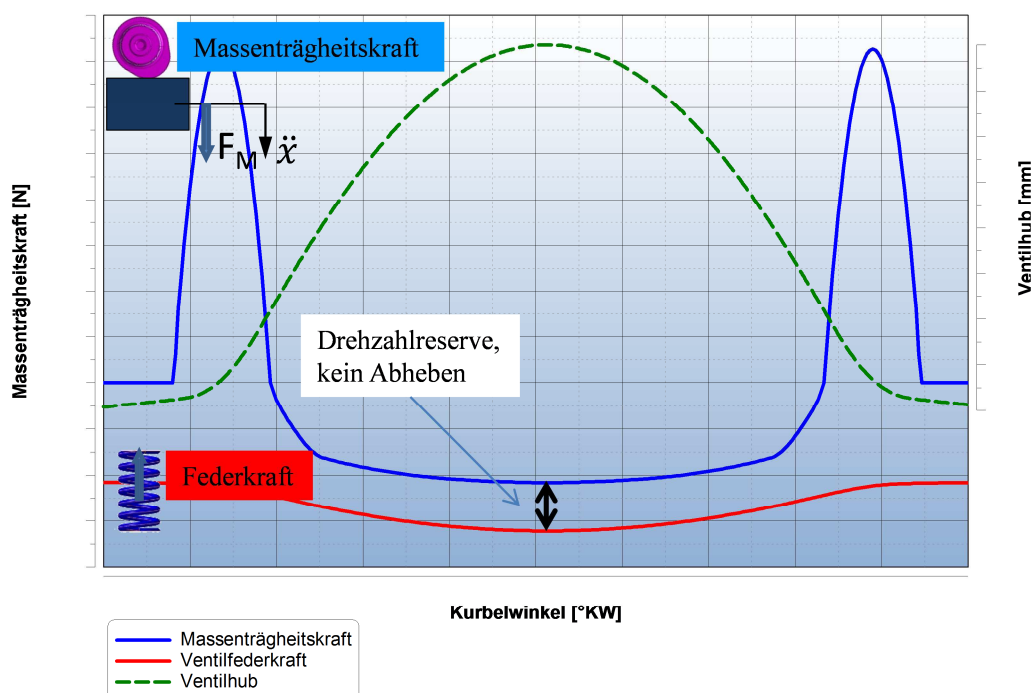


Abbildung 6-10 Prinzipskizze für die Ermittlung der Grenzdrehzahl

Zur Ermittlung der Massenträgheitskraft wird die reduzierte Gesamtmasse der bewegten Komponenten mit der Ventilbeschleunigung multipliziert. Die Ventilbeschleunigung selbst ergibt sich aus zweimaligem Ableiten der Ventilerhebungskurve.

6.6.1 Ermittlung der Ventilerhebungskurve

Die Form der Ventilerhebung wurde unter Zuhilfenahme von AVL EXCITE Camdesigner generiert. Die Eingangsdaten bilden die notwendigen Steuerzeiten, d. h. Anfang und Ende des Ventilhubes und die maximale Ventilerhebung.

Zusätzlich werden in dieser Berechnung auch Öffnungs- und Schließrampen berücksichtigt. Notwendig ist dies einerseits zum Ausgleich des Ventilspiels und andererseits zur Gewährleistung einer maximalen Aufsetzgeschwindigkeit des Ventils. Diese Geschwindigkeit sollte 0,5 m/s nicht überschreiten. Damit wird eine übermäßige mechanische Beanspruchung des Ventiltellers und Ventilsitzringes (Einschlagen) vermieden.

In Abbildung 6-11 sind die kinematischen Daten dargestellt. In der Beschleunigungskurve (rot) sind die trapezförmigen Rampen, die beim Öffnen und Schließen eine entsprechend niedrige Geschwindigkeit (blau) gewährleisten, zu erkennen. In Bereichen, wo die Beschleunigung auf den Wert 0 zurückgeht entsteht eine konstante Geschwindigkeit. Diese Randbedingungen haben Einfluss auf die Ausgestaltung der Ventilerhebung (grün) und somit auf die Nockenform.

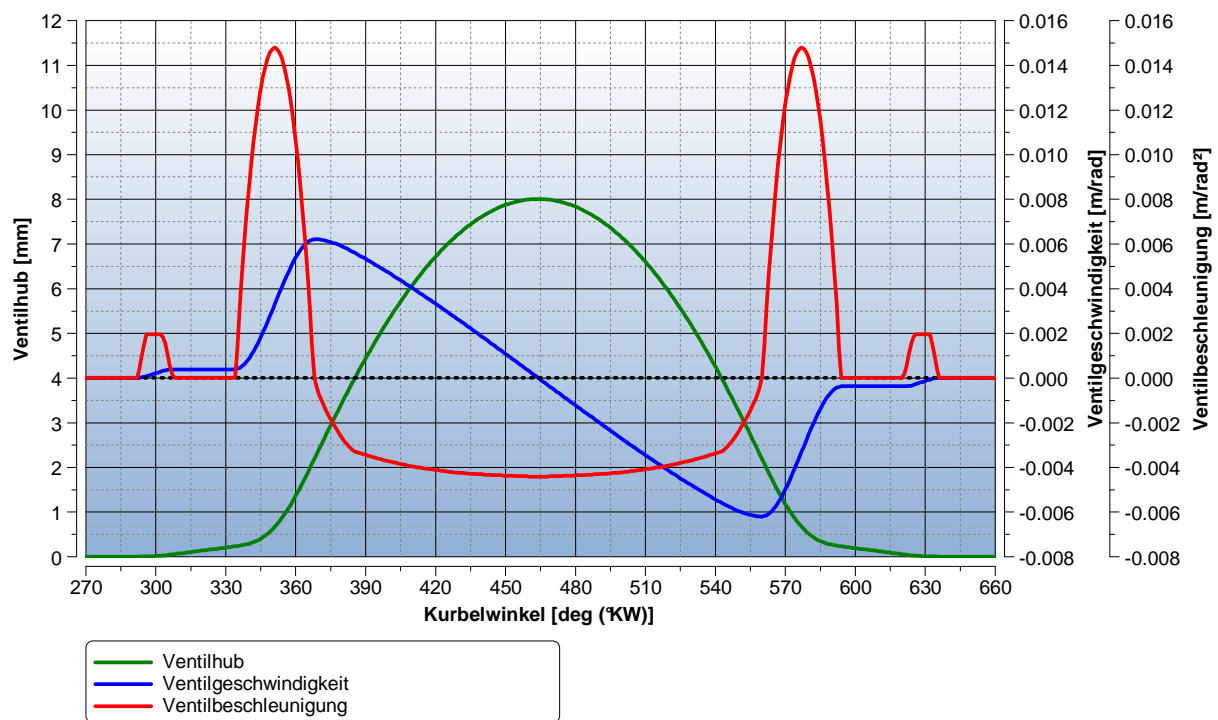


Abbildung 6-11 Prozentueller Vergleich der reduzierten Masse mit Benchmarkmotor

6.7 Vergleich der Grenzdrehzahlen

Um die Systeme untereinander vergleichen zu können, werden für die unterschiedlichen Systeme gleiche Randbedingungen geschaffen. Das heißt: Gleiche Ventilerhebungskurven bei gleicher Drehzahl und somit gleiche Beschleunigung, gleiche Federvorspannkraft und gleiche Federkraft (durch gleiche Federkonstante). Die Rechnungen wurden bei einer Drehzahl von 12.200 U/min durchgeführt.

Die Federkraft errechnet sich aus der über dem Ventilhub gleich bleibenden Vorspannkraft und der mit dem Ventilhub ansteigenden Federkraft. Die Ventildedern haben eine Federkonstante c von 14 N/mm und eine Vorspannung von 16mm.

Die Unterschiede der Systeme werden dann beim Unter- bzw. Überschreiten der vorgegebenen Ventildederkraft ersichtlich.

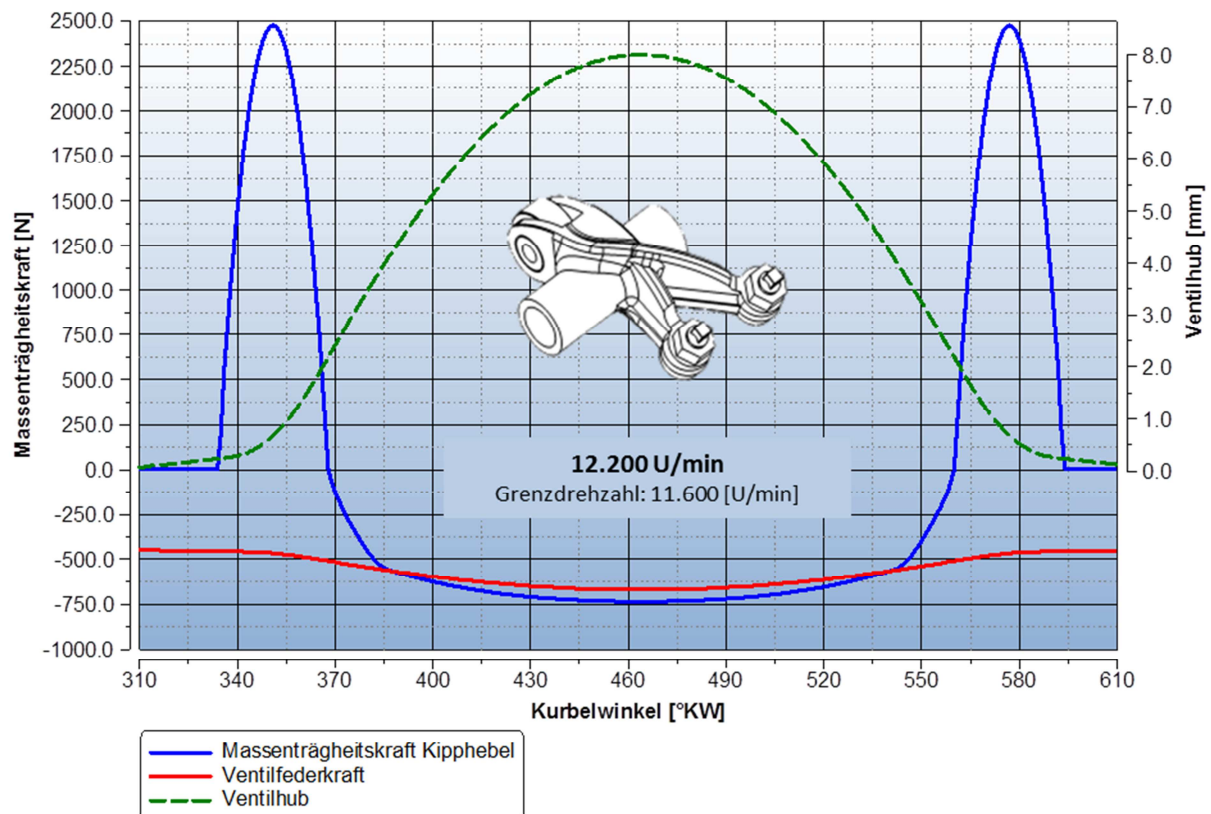


Abbildung 6-12 Auftretende Kräfte beim Kipphebel (Benchmarkmotor)

Bei vorgegebener Ventilbeschleunigung kann die Konfiguration mit Kipphebeln die Kontaktbedingung nicht erfüllen. Die Massenträgheitskraft übersteigt bei hohen Drehzahlen die Federkraft. Aus der Beziehung

$$\omega = \sqrt{\frac{F_{Feder}}{m_{red\ ges} a_{Ventil} \left(\frac{n\pi}{30}\right)^2}} \quad \text{und} \quad n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (6.4)$$

erhält man für dieses System eine Grenzdrehzahl von 11600 (U/min).

Die Abbildung 6-13 zeigt die Situation beim Tassenstößel. Es wird eine Grenzdrehzahl von 12000 U/min erreicht. Die zur Verfügung stehende Ventilfederkraft wird knapp überschritten.

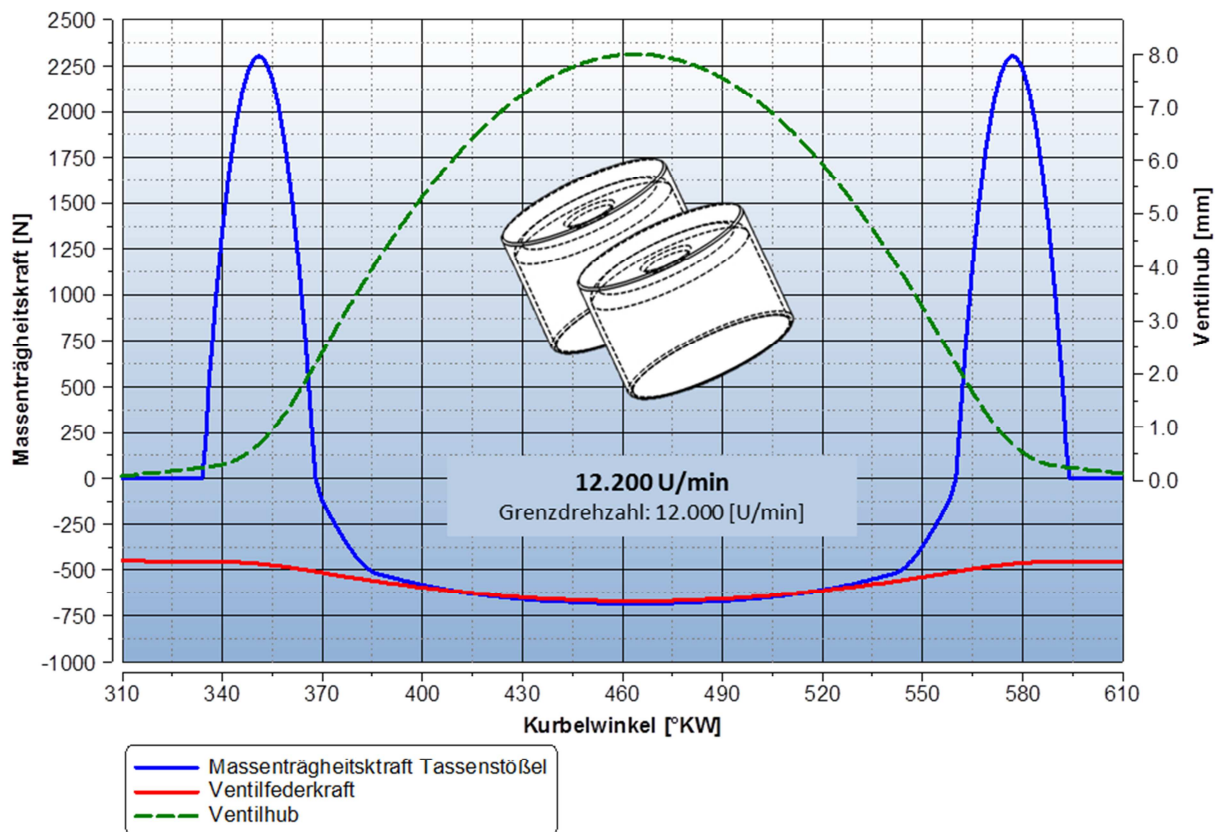


Abbildung 6-13 Auftretende Kräfte beim Tassenstößel

In der darauffolgenden Abbildung 6-14 ist der Kräfteverlauf des Schleppehebelpaares dargestellt. Hier könnte die Federkraft sogar etwas reduziert werden. Die Massenträgheitskraft erreicht die Federkraft nicht. Wie bei den reduzierten Massen vorhin schon gezeigt, hat dieses System das größte Drehzahlpotential, die Grenzdrehzahl liegt bei 13.600 U/min.

Auch die Massenträgheitskraft des Rollenschleppehebels mit Einlegeplättchen (Abbildung 6-15) erreicht die von den Ventilfedern bereitgestellte Kraft nicht. Das spricht für ein drehzahlfestes System, das eine Grenzdrehzahl von 12.800 U/min erreicht.

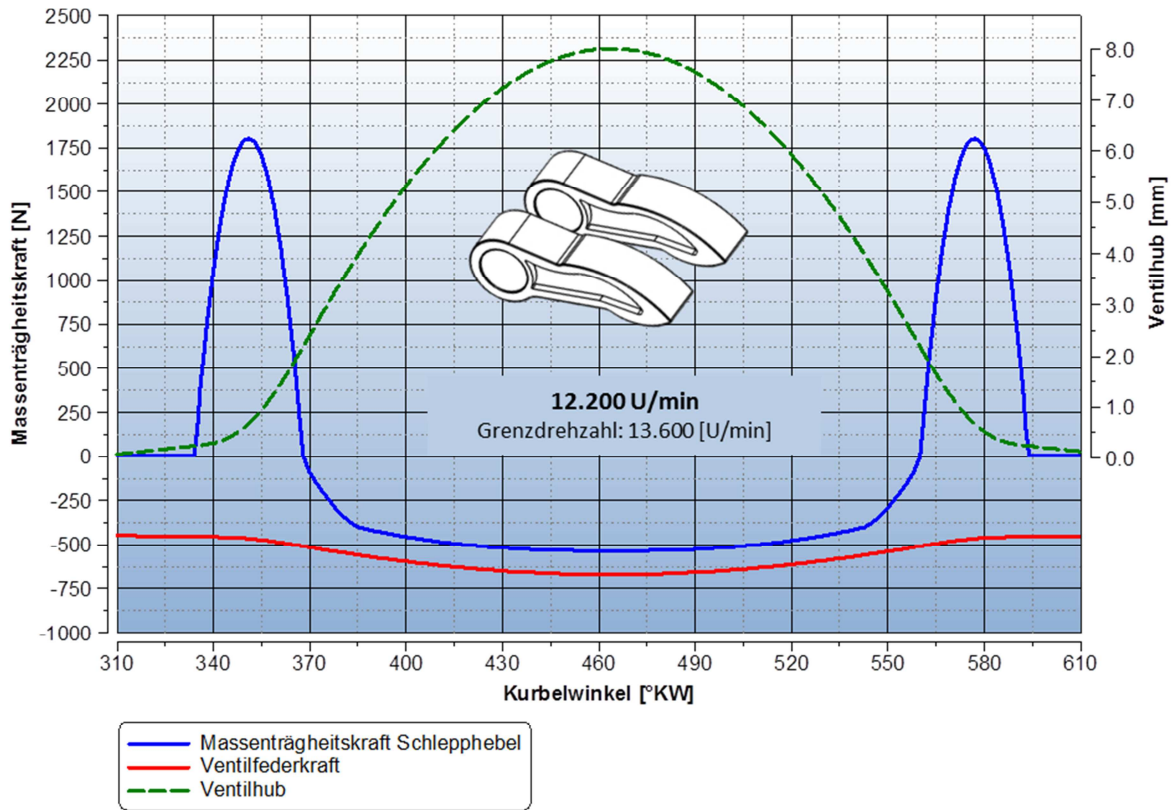


Abbildung 6-14 Auftretende Kräfte beim Schlepphebel

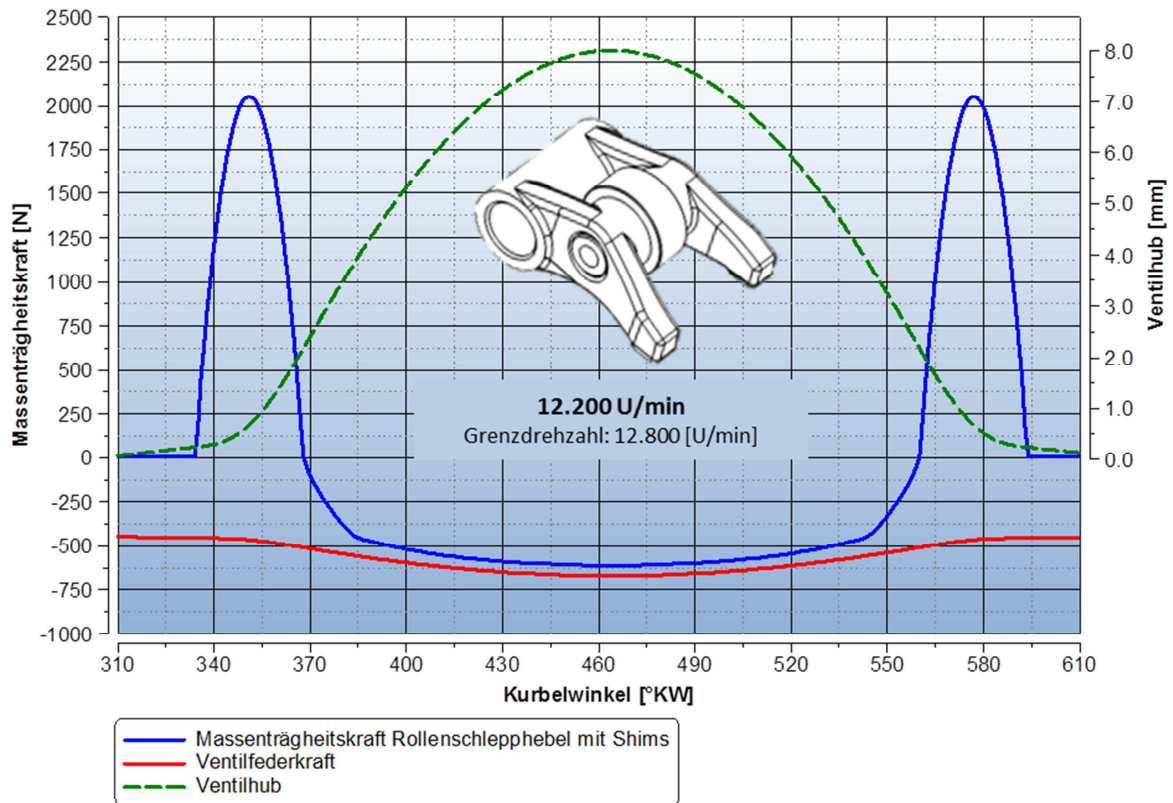


Abbildung 6-15 Auftretende Kräfte beim Rollenschlepphebel mit Shims

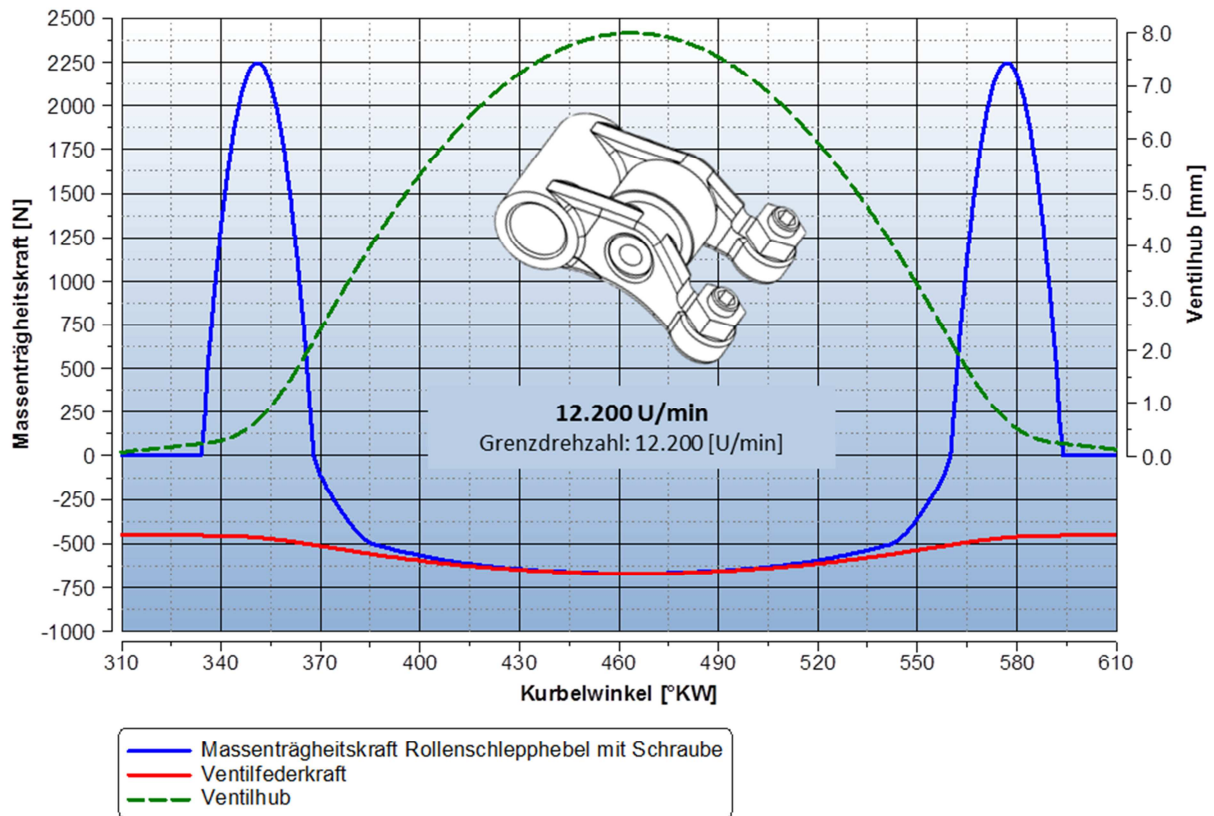


Abbildung 6-16 Auftretende Kräfte beim Rollenschlepphebel mit Einstellschrauben

Der in Abbildung 6-16 Rollenschlepphebel unterscheidet sich von der Hebelgeometrie nicht von dem vorhergehenden, lediglich der Ventilspielausgleich wird über Einstellschrauben bewerkstelligt. Durch den Massennachteil ergibt sich auch eine Absenkung der Grenzdrehzahl, die bei 12.200 U/min liegt.

Der Rollenschlepphebel von INA, dessen Daten in Abbildung 6-17 dargestellt sind, ist zwar aufgrund des Herstellprozesses interessant, hinsichtlich Grenzdrehzahl bietet er aber, durch die relativ hohe reduzierte Masse, nicht so gute Werte wie die Einzelschlepphebel mit Gleitabgriff. Wie im Diagramm ersichtlich, übersteigt die Massenträgheitskraft die Federkraft leicht. Die Grenzdrehzahl liegt bei 12.100 U/min.

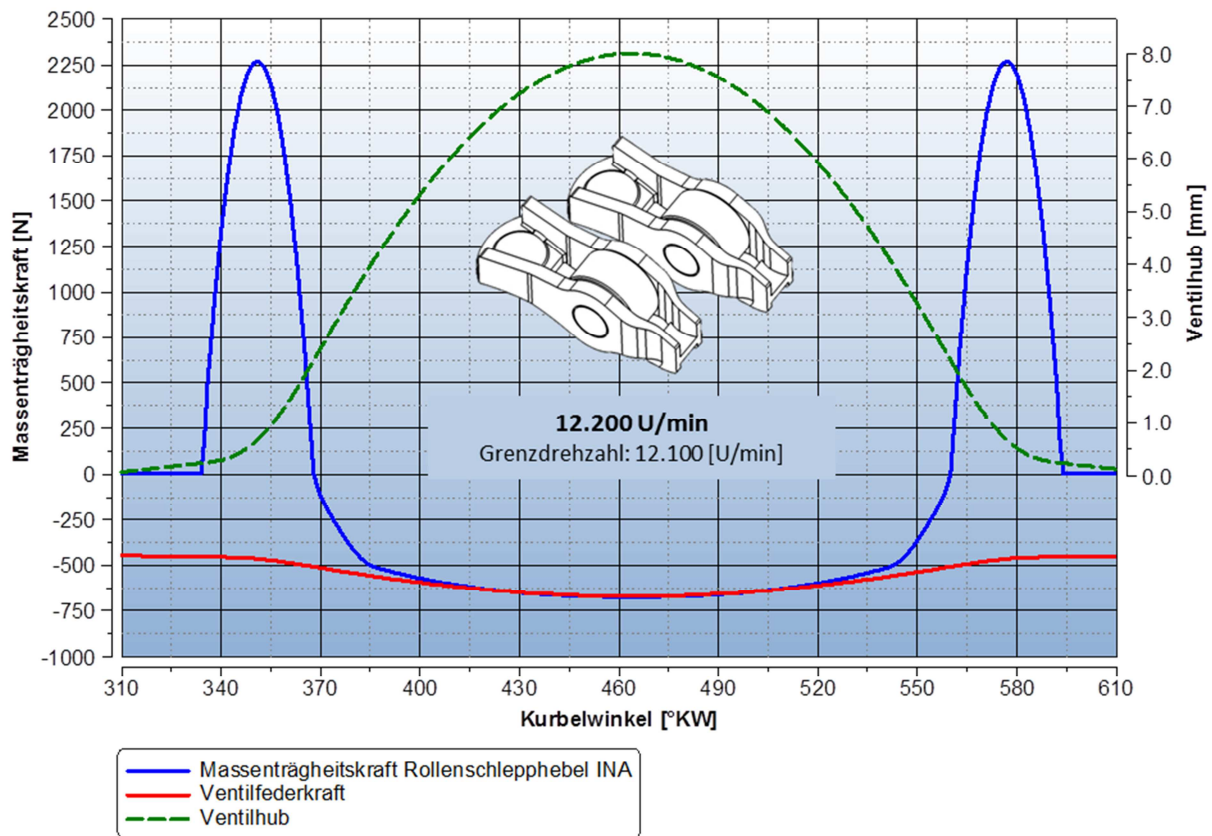


Abbildung 6-17 Auftretende Kräfte beim Rollenschlepphebel von INA

Zusammenfassend sind die Grenzdrehzahlergebnisse in Abbildung 6-18 dargestellt. Aus rein technischer Sicht in Hinblick auf maximale Drehzahltauglichkeit müsste ein Einzel-Schlepphebel mit Gleitabgriff realisiert werden. Wie es sich bereits in der Darstellung in Abbildung 6-9 abgezeichnet hat, weist dieser die höchste Grenzdrehzahl auf.

Bei diesem System wäre es möglich, die Federkraft zu reduzieren. Entweder durch Verringerung der Vorspannung oder durch Wahl einer geringeren Federsteifigkeit. Positive Effekte hätte dies in Bezug auf Reibung. Durch Verringerung der Kontaktkräfte muss weniger Motor-drehmoment für die Ventilbetätigung aufgebracht werden. Der mechanische Wirkungsgrad steigt.

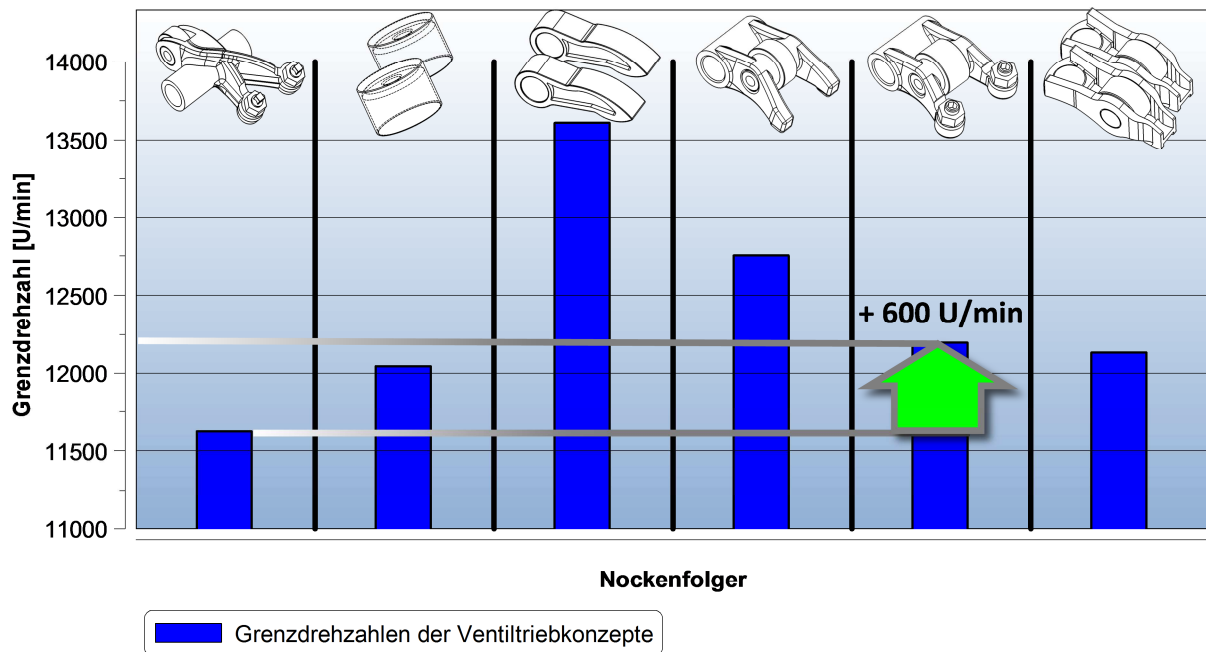


Abbildung 6-18 Grenzdrehzahlen der Ventiltriebkonzepte

Konkret in diesem Fall mussten jedoch eine Reihe anderer Aspekte mitberücksichtigt werden. Drei Vorgaben des Herstellers beeinflussten die Wahl des Systems am Wesentlichsten.

Am asiatischen Markt, wo dieses Fahrzeug verkauft werden soll, wird seitens der Betreiber auf den Ölhaushalt einer Verbrennungskraftmaschine nicht besonders geachtet. Zu wenig Öl oder gealtertes, verunreinigtes und schlecht schmierfähiges Öl sind Randbedingungen, denen mit einer robusten Konstruktion möglichst entgegengewirkt werden soll. Ein hydraulischer Ventilspielausgleich oder Tassenstößel scheidet aufgrund dieser Tatsache komplett aus. Weiters bietet ein Rollenabgriff diesbezüglich bessere Haltbarkeit durch geringere Verschleißanfälligkeit.

Eine weitere Einschränkung ergab sich durch die Wahl des mechanischen Ventilspielausgleichs. Werden Shims verwendet, muss zur Einstellung des korrekten Ventilspiels ein Satz geschliffener Plättchen verfügbar sein. Durch die Forderung nach einfacher Bedienung und Servicierbarkeit, musste auf Ventilspieleinstellschrauben umgestellt werden.

Aus diesem Grund wird ein Konzept mit einem Rollenschlepphebel mit zwei Fingern und Einstellschrauben zur Umsetzung gelangen. In dieser Variante wird rechnerisch eine Grenzdrehzahl von 12.200 U/min erreicht, was die Anforderung erfüllt. Verglichen mit dem Benchmarkmotor wird das durch eine Verbesserung in der reduzierten Masse des Nockenfolgers von 28% erreicht (Abbildung 6-19).

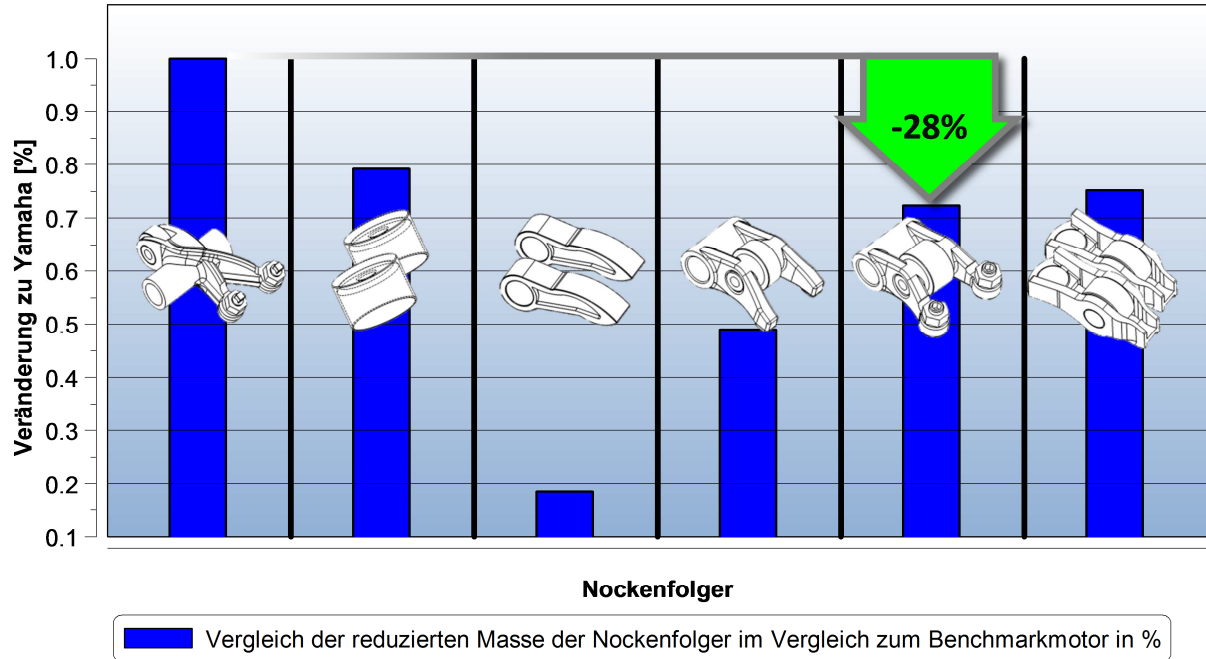


Abbildung 6-19 Prozentueller Vergleich der reduzierten Masse mit Benchmarkmotor

7 Überführung in die Konstruktion

7.1 Ableitung der Nockenkontur

Die bisherigen Betrachtungen des Ventiltriebes erfolgten immer ausgehend von einer bestimmten Ventilerhebung, unabhängig von der Geometrie des restlichen Ventiltriebes. Die tatsächliche Gestaltung der Nockenform wurde dabei außer Acht gelassen. Diese wird jedoch wesentlich von der Art des Nockenfolgers, in diesem Fall ein Rollenschlepphebel, mitbestimmt. An den Flanken der Nocke sind zum Beispiel konkave Bereiche notwendig, damit das Ventil der geforderten Erhebungskurve folgt.

Das wiederum muss bei der Fertigung der Nockenwellen berücksichtigt werden, da abhängig vom verwendeten Schleifscheibendurchmesser nicht jede konkave Form realisiert werden kann. Wie in Abbildung 7-1 skizziert, gilt als Bedingung, daß der zur Verfügung stehende Schleifscheibendurchmesser kleiner sein muss, als der Radius der Nockenkontur in den nach innen gekrümmten Bereichen.

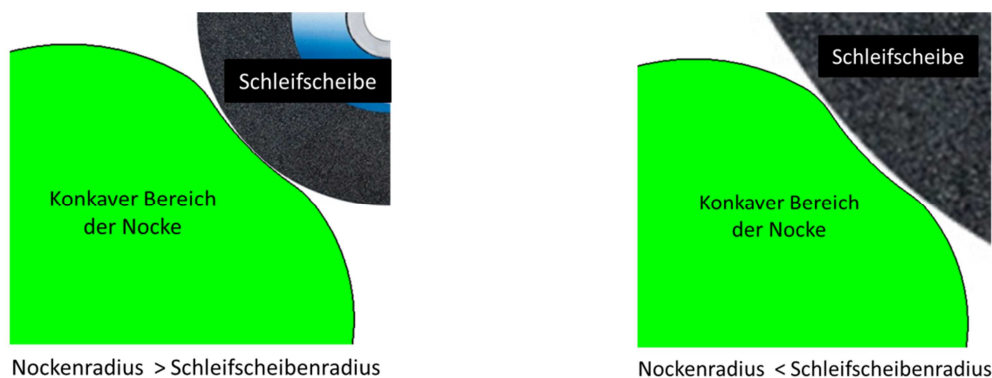


Abbildung 7-1 Gegenüberstellung der Radien an der Nocke und Schleifscheibe

Um einerseits die Nockenkontur zu bekommen und gleichzeitig die korrekte Bewegung des Ventiltriebes überprüfen zu können, wurde der Ventiltrieb im Kinematikmodul der 3D CAD Software CATIA V5 aufgebaut. Die Ermittlung der Nockenkontur wird anhand der Einlassnockenwelle gezeigt.

7.1.1 Aufbau des Kinematikmodells in CATIA V5

Um ein bewegliches 3D Modell zu erhalten, ist es notwendig, den Kurbel- und Ventiltrieb beweglich abzubilden. Die einzelnen Motorkomponenten werden durch kinematische Kon-

taktbedingungen gekoppelt, sodaß nur die im realen Motorbetrieb herrschenden Bewegungen möglich sind. Als Ergebnis bewegt sich der Ventiltrieb also synchron zum Kurbeltrieb mit halber Kurbelwellendrehzahl. Alle teilnehmenden Komponenten folgen dieser Bewegung im Rahmen ihrer kinematischen Vorgaben. In Abbildung 7-2 ist das gesamte Modell im Schnitt durch die Mittenebene dargestellt, der detaillierte Aufbau wird in den nächsten Punkten erklärt.

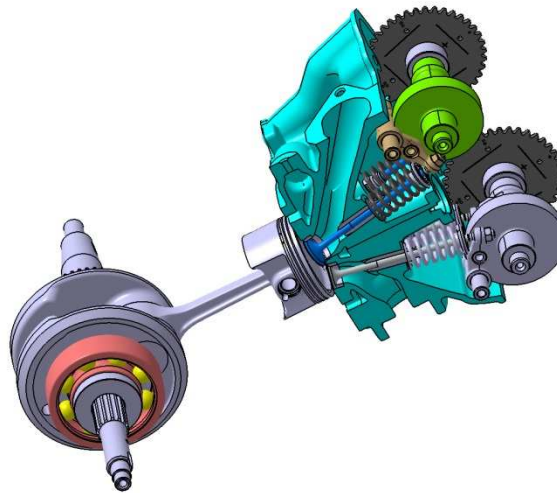


Abbildung 7-2 Aufbau des Kinematikmodells

Kontaktbedingungen von Nockenwelle und Schleppebel

An der Nockenwelle ist zum jetzigen Zeitpunkt noch keine Nocke ausgebildet. Diese ist das Resultat des Verfahrens. Sie ist nur als kreisrunde Scheibe vorhanden.

Die Nockenwelle selbst hat nur mehr den rotatorischen Freiheitsgrad um die Nockenwellenachse, alle translatorischen Bewegungen sind gesperrt (Abbildung 7-3). Auch der Schleppebel ist an der Schleppebelachse fixiert. Eine rotierende Kippbewegung wird zugelassen.

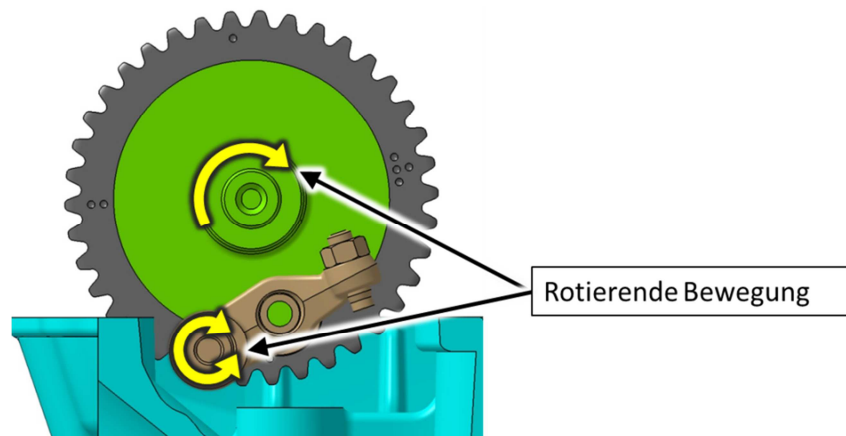


Abbildung 7-3 Bewegungsbedingungen von Nockenwelle und Schleppebel

Kontaktbedingung zwischen Ventil und Schleppebel

In der Abbildung 7-4 ist der Kontakt zwischen Ventilschaft und Schleppebel dargestellt. Dieser ist als Liniengleitbedingung modelliert. Dabei wird die Bewegung des Berührungspunktes entlang zweier Linien zugelassen. Eine Linie bildet dabei die Schleppebelkontur ab, die andere die des Ventilschafts. Ein Abheben der beiden Komponenten wird nicht zugelassen.

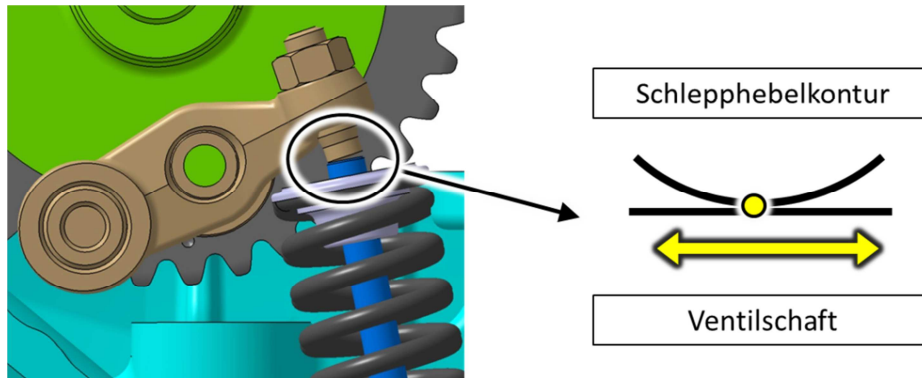


Abbildung 7-4 Kontaktbedingung zwischen Ventilschaft und Schleppebel

Kontaktbedingung des Ventils

Das Ventil wird in Richtung der Ventilachse von den Ventilschaftführungen geführt. Die Bewegung wird nur translatorisch entlang der Flächenberührung zugelassen. Eine Rotation wird ebenfalls unterbunden (Abbildung 7-5). Der Start der Bewegung erfolgt bei vollständig geschlossenem Ventil.

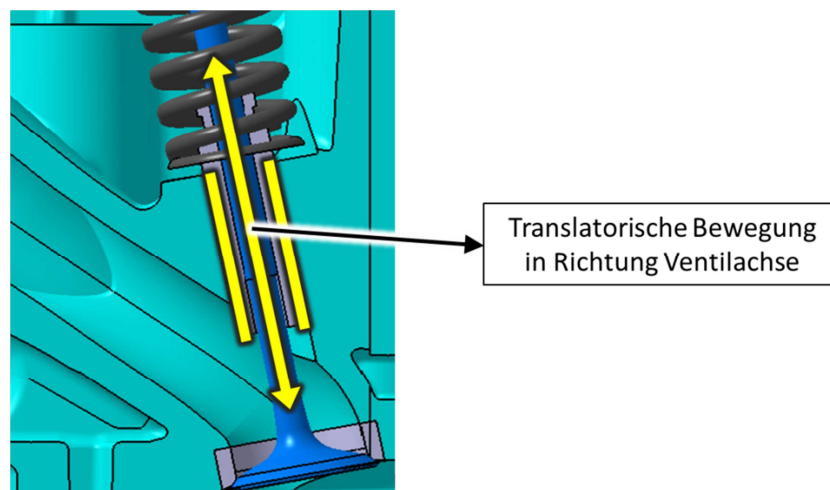


Abbildung 7-5 Bewegungsbedingung des Ventils

Zu diesem Zweck wird die Ventilerhebungskurve in einen Spline umgewandelt, der eine Gesamtlänge von 720mm hat. Das ist eine tangentialstetige Kurve, die aus Stützpunkten generiert wird. Die einzelnen Stützpunkte stellen die Ventilerhebung in Bezug auf die Kurbelwellenumdrehung (über 720 °KW) dar. Um die Koordinaten der einzelnen Stützpunkte nicht händisch einzeichnen zu müssen, bietet CATIA V5 ein fertiges Makro, das aus einer tabellarischen Auflistung eine Punkteschaar und anschließend einen Spline erstellt. Das Makro verbirgt sich in der Excel Datei „GSD_PointSplineLoftFromExcel“. Ein Ausschnitt dieser Excel-Datei wird in Abbildung 7-7 gezeigt.

	A	B	C	D
1	StartLoft			
2	StartCurve			
3	0	0	0	
4	1	0	0	
5	2	0	0	
432	429	7,18272	0	
433	430	7,22846	0	
434	431	7,27291	0	
435	432	7,31605	0	
436	433	7,3579	0	
437	434	7,39845	0	
438	435	7,43769	0	

Wegkoordinate des Splines [mm]
entspricht dem Drehwinkel der Kurbelwelle
(1mm Weg pro 1°KW Verdrehung)

Höhenkoordinate des Splines [mm]
entspricht der Ventilerhebung

dritte Koordinate des Splines [mm]
bei einer ebenen Kurve ist dieser Wert 0

Abbildung 7-7 Tabellarische Auflistung der Spline-Stützpunkte

In der ersten Spalte wird die x-Koordinate eingetragen. Sie entspricht in Millimetern genau 720 °KW. Die mittlere Spalte beinhaltet die y-Koordinate, das ist der Hub des Ventils. Da das Makro auch nach einer z-Koordinate verlangt, wird diese in der dritten Spalte eingefügt. Wertmäßig ist sie Null, da es sich um eine ebene Kurve handelt.

Zum Zeitpunkt des Ausführens des Makros muss ein leeres Bauteil von CATIA im Hintergrund geöffnet sein. In dieses werden die Punkte eingelesen, ein Spline gebildet und als Kurve dargestellt (Abbildung 7-8).



Abbildung 7-8 Darstellung des Splines in CATIA

Durch diese nun zur Verfügung stehende Kurve kann der Ventilhub in Abhängigkeit des Kurbelwinkels auf den Ventiltrieb übertragen werden. Zur Integration im Kinematikmodell und der letztendlichen Generierung des Nockenprofils sind noch zwei Schritte notwendig.

Zuerst wird ein Punkt in die Mitte des Ventiltellers gelegt (rotes x in Abbildung 7-9) und auf einer Ebene parallel zur Motormittenebene eine Gerade im rechten Winkel zum Ventil erzeugt (rot strichlierte Gerade in Abbildung 7-9). Auch der zuvor erzeugte Punkt liegt auf dieser Geraden.

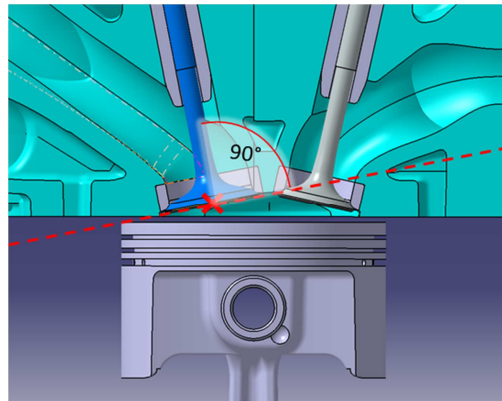


Abbildung 7-9 Führungsgerade für den Spline

Auf diese Führungsgerade wird der zuvor erzeugte Spline gelegt, sodaß Bereiche ohne Ventilhub mit der Führungsgereaden kongruent sind. Die Ebene des Splines entspricht der zuvor eingefügten Ebene. Der Anfangspunkt wird mit dem Punkt in Ventilmittle in Deckung gebracht. Zusätzlich wird zwischen Spline und Ventil eine Punkt-Linien-Kontaktbedingung eingefügt. Damit folgt das Ventil mit einer translatorischen Bewegung in Richtung Ventilachse dem Verlauf des vorgegebenen Splines. Das Ventil wird dadurch entsprechend dem Ventilhub nach unten gezogen. Abbildung 7-10 zeigt die Verhältnisse bei bereits geöffnetem Ventil.

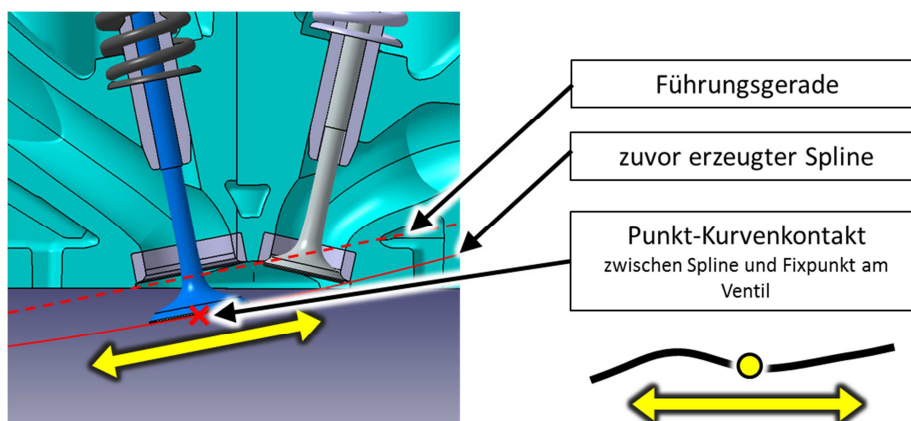


Abbildung 7-10 Anknüpfung des Ventils an den Spline

7.1.3 Aufzeichnung des Spurpunktes

Bevor das Simulationsmodell in Gang gebracht werden kann, wird im Zentrum des Rollenabnehmers ein Punkt erzeugt (rotes x in Abbildung 7-11). Als Projektion dieses Punktes wird der Spurpunkt im Anschluß auf der kreisrunden Scheibe des späteren Nockenkörpers aufgezeichnet.

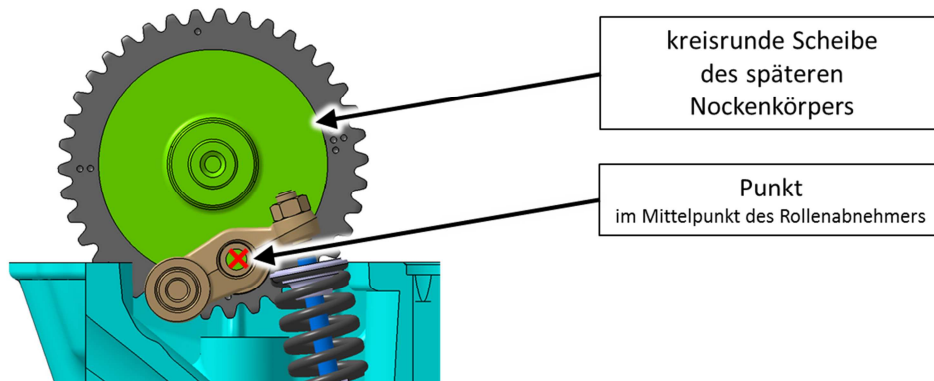


Abbildung 7-11 Punkt zur Aufzeichnung des Spurpunktes

Um die Bewegung des Kurbeltriebes und des Ventiltriebes zu synchronisieren, wird eine Variable eingeführt. In CATIA wird diese als „KINTime“ bezeichnet. Es ist dies die Zeit, in der in der Kinematiksimulation Vorgänge ablaufen. Diese Variable lautet für die Nockenwelle $[360^\circ/\text{Zeiteinheit}]$, für die Kurbelwelle $[720^\circ/\text{Zeiteinheit}]$ und für die Bewegung des Splines $[720\text{mm}/\text{Zeiteinheit}]$.

Wird die Simulation gestartet, wird während des Ablaufes der Spurpunkt zu jedem Zeitschritt auf der sich mit Nockenwellendrehzahl bewegendem Scheibe aufgezeichnet. Das Resultat ist eine Punktwolke in der Form der vergrößerten Nocke (Abbildung 7-12). Diese Punktwolke wird wiederum zu einer tangentialstetigen Kurve zusammengefügt, aus der eine Fläche generiert wird. Wird von dieser Fläche eine Offsetfläche mit dem Abstand des Radius des Rollenabnehmers gebildet, erhält man die exakte Nockenkontur.

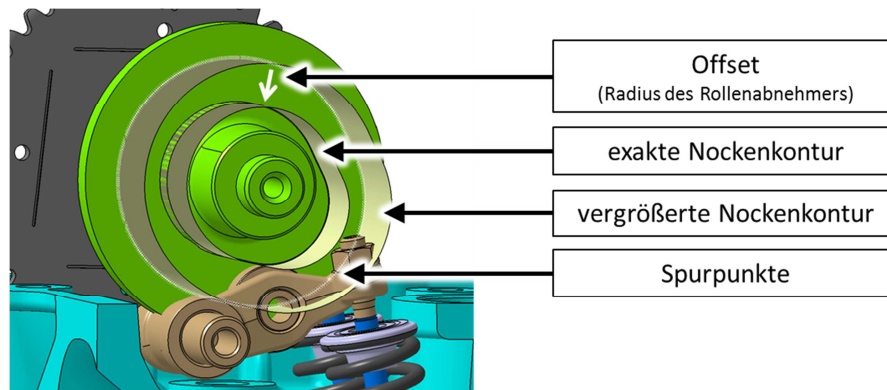


Abbildung 7-12 Erstellung der Nockenfläche

7.1.4 Überprüfung der Nockengeometrie in Bezug auf die Fertigung

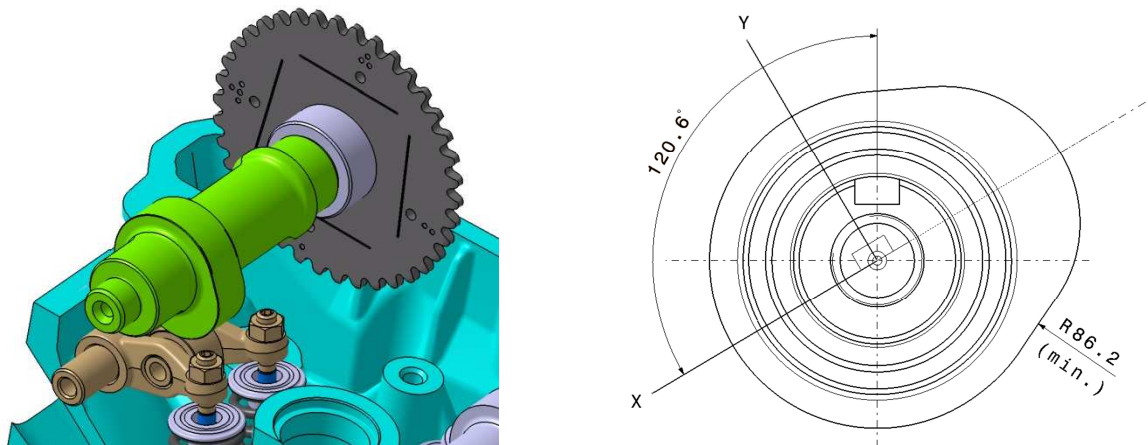


Abbildung 7-13 Fertige Nockenwelle (links), Nockenkontur aus Werkstattzeichnung (rechts)

Wie eingangs bereits erwähnt, entstehen in Bereichen konkaver Nockenform aufgrund des Fertigungsprozesses Einschränkungen hinsichtlich minimaler Radien. Konkret in diesem Fall steht eine Nockenwellenschleifmaschine mit einem (sehr kleinen) verwendeten Schleifscheibendurchmesser von 120 Millimetern zur Verfügung. Für den kleinsten auftretenden nach innen gekrümmten Radius der Nocke bedeutet das, daß er keinesfalls unter 60 Millimetern liegen darf.

Aus dem Ausschnitt aus der Werkstattzeichnung in der Abbildung 7-13 rechts geht hervor, daß der kleinste auftretende Radius ca. 86 Millimeter beträgt. Den Anforderungen des Fertigungsprozesses ist diesbezüglich Genüge getan.

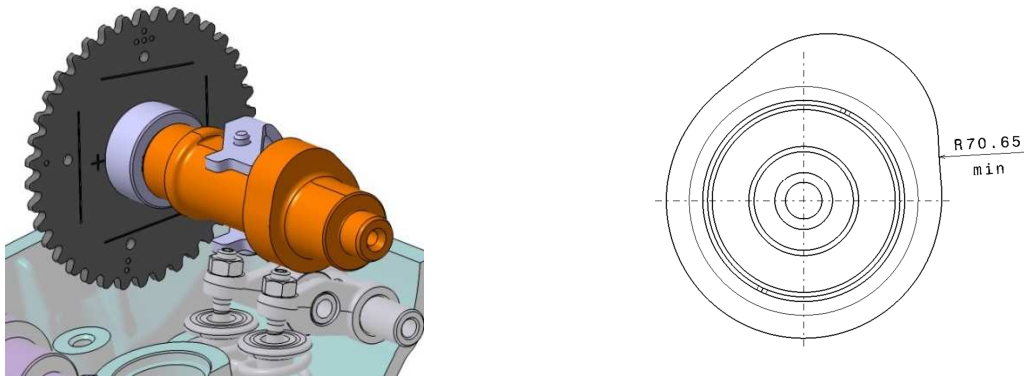


Abbildung 7-14 Fertige Auslassnockenwelle

Dasselbe Verfahren wurde auch bei der Auslassnockenwelle durchgeführt. Auch hier ergab die Überprüfung des kleinsten auftretenden Krümmungsradius keine Unterschreitung des Schleifscheibenradius (Abbildung 7-14).

7.1.5 Weiterverwendung des Kinematikmodells

Steht dieses Kinematikmodell zur Verfügung, kann es zusätzlich zur Kollisionskontrolle der einzelnen Bauteile verwendet werden. Speziell bei Motoren mit sehr hohen Verdichtungsverhältnissen ist der Abstand zwischen den Ventilen und dem Kolben in OT-Nähe ein heikler Punkt. Unter Berücksichtigung der relativen Bewegung von Kolben und Ventilen, der Länge des Kurbeltriebs bei Motorhöchstdrehzahl und der auftretender Fertigungstoleranzen, darf es zu keiner Berührung kommen. Um einer Kollision vorzubeugen, werden im Kolben Taschen vorgesehen. Die ausreichende Dimensionierung dieser Ausnehmungen kann komfortabel mit dieser Simulation überprüft werden. Es bietet sich auch die Möglichkeit, den Bewegungsablauf automatisch zu stoppen, wenn eine Kollision auftritt.

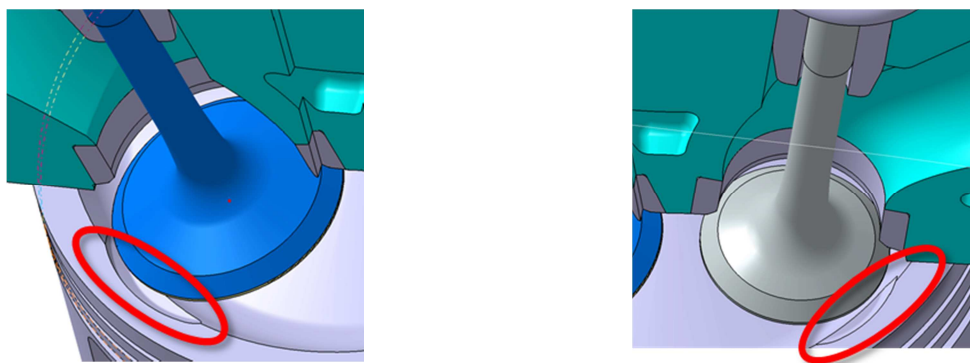


Abbildung 7-15 Ventiltaschen im Kolben (links Einlassseite, rechts Auslassseite)

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgehend von den in Kapitel 3 bereits angeführten Zusammenhängen für Leistung, Drehmoment und Mitteldruck einer Verbrennungskraftmaschine,

$$\text{Leistung} \quad P_e = n \cdot V_h \cdot p_e \quad (8.1)$$

$$\begin{aligned} \text{Effektiver Mitteldruck} \quad p_e &= \lambda_a H_G \eta_e \\ p_e &= \frac{M_e}{V_H} 4 \pi \end{aligned} \quad (8.2)$$

wurden in folgenden Bereichen Optimierungen im Vergleich zum Benchmark-Motor durchgeführt.

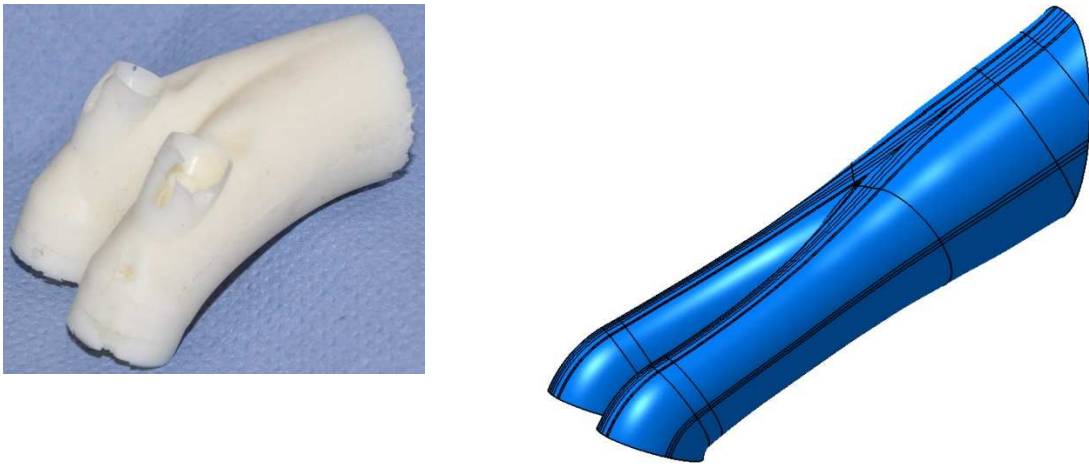


Abbildung 8-1 Einlasskanäle (links: Yamaha; rechts Prototypenkanal)

Unter Berücksichtigung der Formel für den Innenwirkungsgrad (3.9) und den effektiven Mitteldruck (3.13) wurde der Einlasskanal hinsichtlich einer Erhöhung der Ladungsbewegung bei möglichst geringer Absenkung des Massendurchflusses optimiert.

Die generierte Ladungsbewegung soll durch gute Gemischaufbereitung und ausreichende Turbulenz eine effiziente Verbrennung ermöglichen, die den inneren Wirkungsgrad erhöht. Unter maximaler Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraumes für den Ventilquerschnitt im Brennraum (Abbildung 8-2) wird durch einen Einlasskanal mit hohen Durchflussbeiwerten (Abbildung 8-1 rechts) gleichzeitig der Liefergrad möglichst hoch gehalten.

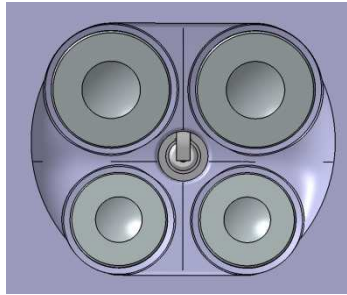


Abbildung 8-2 Brennraum

In sehr enger Beziehung zur Kanalgeometrie steht auch die geometrische Anordnung der Ventile. Ein kompakter dachförmiger Brennraum durch steil angeordnete Ventile und zentrisch angeordnete, senkrechte Zündkerze, soll ebenfalls einen guten Verbrennungsablauf ermöglichen.

Für die Anhebung der Motornendrehzahl zur Leistungssteigerung nach Gleichung (3.7) entstand die Notwendigkeit, auch das Ventiltriebskonzept hinsichtlich erhöhter Grenzdrehzahl neu zu überarbeiten. Durch Beibehaltung des Yamaha-Ventiltriebes und einfache Anhebung der Federsteifigkeit und -vorspannung könnte man dem Ventilabheben zwar entgegenwirken, jedoch wirken sich höhere Betätigungskräfte negativ auf den mechanischen Wirkungsgrad aus. Deshalb fiel die Entscheidung unter Abwägung aller Randbedingungen auf ein Rollenschlepphebelsystem, das eine höhere Drehzahlfestigkeit aufweist.

8.1 Prüfstandserprobung am Motorenprüfstand

Nach Abschluss der konstruktiven Tätigkeit, wird der Prototypenmotor am Motorenprüfstand erprobt und vermessen. Für die Erstauslegung wurden zwar die Steuerzeiten des Benchmarkmotors übernommen, jedoch ist über eine Variation der Steuerzeiten eine Verschiebung des Drehmoments und eine Änderung der Motorcharakteristik erzielbar. Grundsätzlich ist dieser Motor nicht mit Variabilitäten im Ventiltrieb ausgestattet, doch für den Prüfstandsbetrieb wurde ein Konzept zur Untersuchung dieser Zusammenhänge ausgearbeitet.

Mithilfe des Kinematikmodells wurden, wie in Kapitel 7.1.1 beschrieben, drei Nockenwellen mit verschiedenen Ventilhuben ausgearbeitet. Es stehen Ventilhuben mit 7, 7,5 und 8 Millimetern zur Verfügung. Zusätzlich kann über die Verdrehung der Kettenräder an den Nockenwellen eine Änderung der Steuerzeiten bewirkt werden. Es ist so eine Verschiebung der Ventilöffnung beider Ventile, aber auch eine Verschiebung relativ zueinander zu erreichen. Die Effekte von unterschiedlichen Ventilüberschneidungszeiten können somit am Prüfstand erprobt

werden. Dazu wurden auf den Kettenrädern spezielle Markierungen vorgesehen. Ein Ausschnitt aus der Werkstattzeichnung ist in Abbildung 8-3 abgebildet.

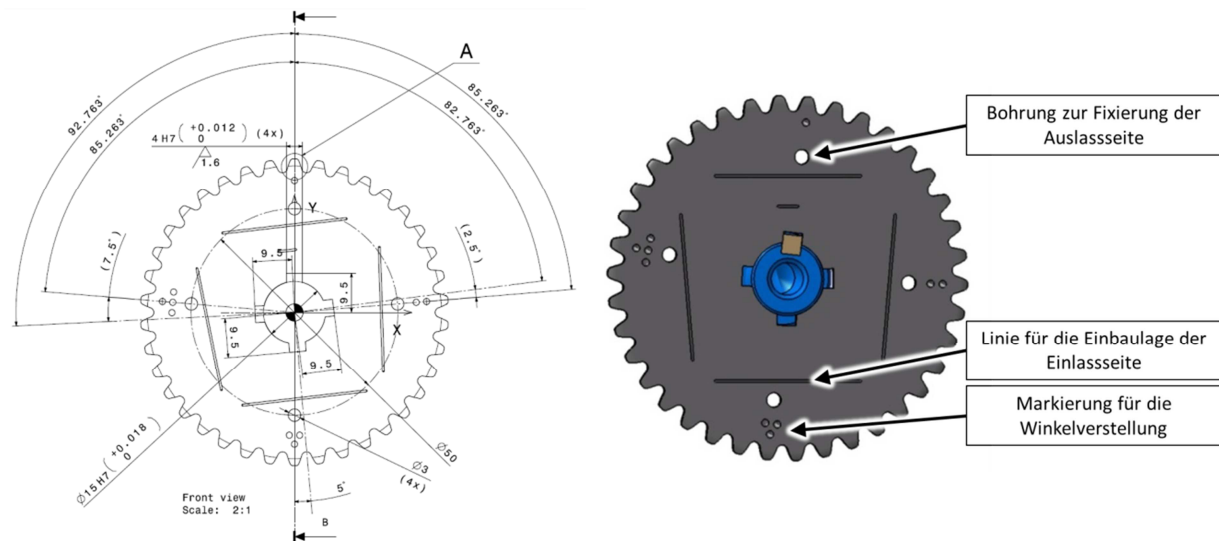


Abbildung 8-3 Nockenwellenrad in „Null-Lage“

Darin ist ersichtlich, daß die Positionierung des Kettenrades auf der Nockenwelle immer über eine Passfedernut erfolgt. In Bezug dazu gibt es einen Referenzzahn, zu dem die Position der Passfedernut ausgerichtet ist. Für die „Null-Lage“ ist das der Zahn, der als Detail A in der oben dargestellten Abbildung gekennzeichnet ist.

Aufgrund der vielfältigen Einbaumöglichkeiten wurde eine Montagereihenfolge entwickelt, um sicherzugehen, daß die beabsichtigte Nockenwellenstellung auch tatsächlich erreicht wird. Zuerst wird die Auslassnockenwelle eingerichtet. Zu diesem Zweck befindet sich am Kettenrad eine 3mm Bohrung. Dazu fluchtend ist am Nockenwellenträger ebenfalls eine Bohrung angeordnet. Durch diese wird ein Stift gesteckt, um die Auslass-Nockenwelle zu arretieren.

Zur Festlegung der Einbaulage auf der Einlassseite dient die (vier Mal vorhandene) lange eingefräste Linie an den Kettenrädern. Zugehörig zur jeweiligen Wahl der Passfedernut muss diese parallel zur Zylinderkopfkante eingebaut werden. Zu beachten ist, daß die unten liegende Linie ausschlaggebend ist.

An jedem Kettenrad sind vier Einbaulagen möglich. Die erste ist die „Null-Lage“, sie entspricht der Auslegungssteuerzeit. Die weiteren drei Markierungen kennzeichnen eine Verschiebung des Referenzzahnes gegenüber der Passfedernut um $2,5^\circ$, 5° , und $7,5^\circ$ Nockenwelle. (Markierung mit zwei, drei und vier kleinen Fräspunkten). Wird das Kettenrad in diesen Positionen montiert, resultiert eine Verschiebung des Ventilöffnungszeitpunktes von 5° , 10° und 15° Kurbelwinkel in eine Richtung.

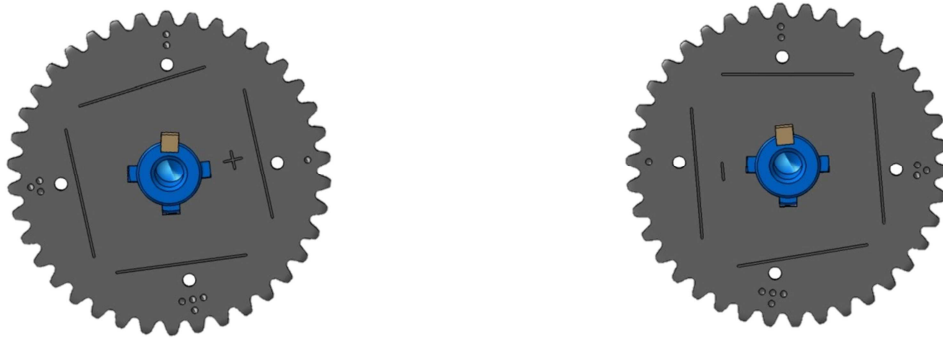


Abbildung 8-4 Kettenrad $+5^\circ$ KW (links) und -5° KW (rechts)

Zusätzlich können die Kettenräder gewendet werden (Abbildung 8-3). Damit ist die Änderung der Nockenposition in die andere Richtung möglich. Für Verschiebungen in Kurbelwinkelrichtung sind die Räder mit der sichtbaren „+“ - Seite und für Verschiebungen gegen die Kurbelwellendrehrichtung mit der „-“ Seite nach außen zu montieren.

In der Abbildung 8-5 ist die Verdrehung der Nockenwelle skizziert. Die Nockenwelle ist in dieser Abbildung zur Verdeutlichung in Achsrichtung leicht versetzt dargestellt. Auch der Verdrehwinkel ist vergrößert.

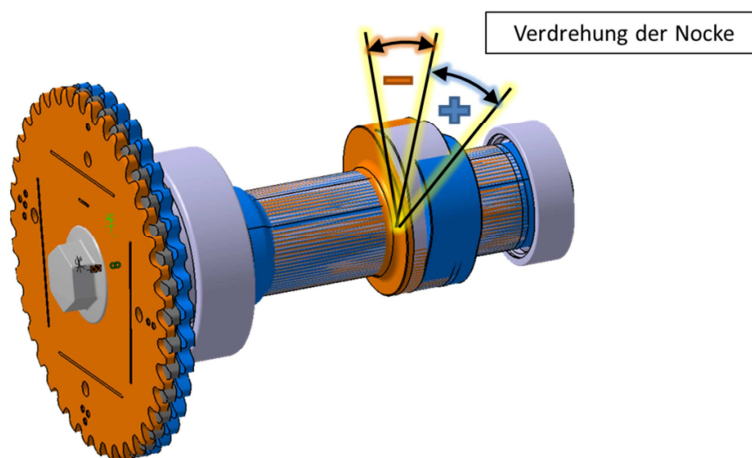


Abbildung 8-5 Schematische Darstellung der Nockenwellenverdrehung

In Verbindung mit den drei zur Verfügung stehenden Nockenprofilen für verschiedene Erhebungen können mit dieser Varianz in der Montage einige Ventilsteuerstrategien am Prüfstand gefahren werden. Es ist dazu nicht notwendig, für jede Variante eine eigene Nockenwelle fertigen zu lassen. Die Kosten der ohnehin teuren Prototypenkomponenten können so durch eine Reduzierung der Anzahl gesenkt werden. Die erzielbaren Steuerzeitvarianten bei gleich bleibenden Ventilhuben sind in Abbildung 8-6 dargestellt.

Die durch die Steuerzeitänderung veränderte Relativbewegung von Kolben und Ventilen wurde im Kinematikmodell hinsichtlich einer möglichen Kollision untersucht und die Taschen im Kolben (Abbildung 7-15) entsprechend der kritischsten Variante angepasst. Somit kann auch der Kolben für alle Steuerzeitvarianten verwendet werden.

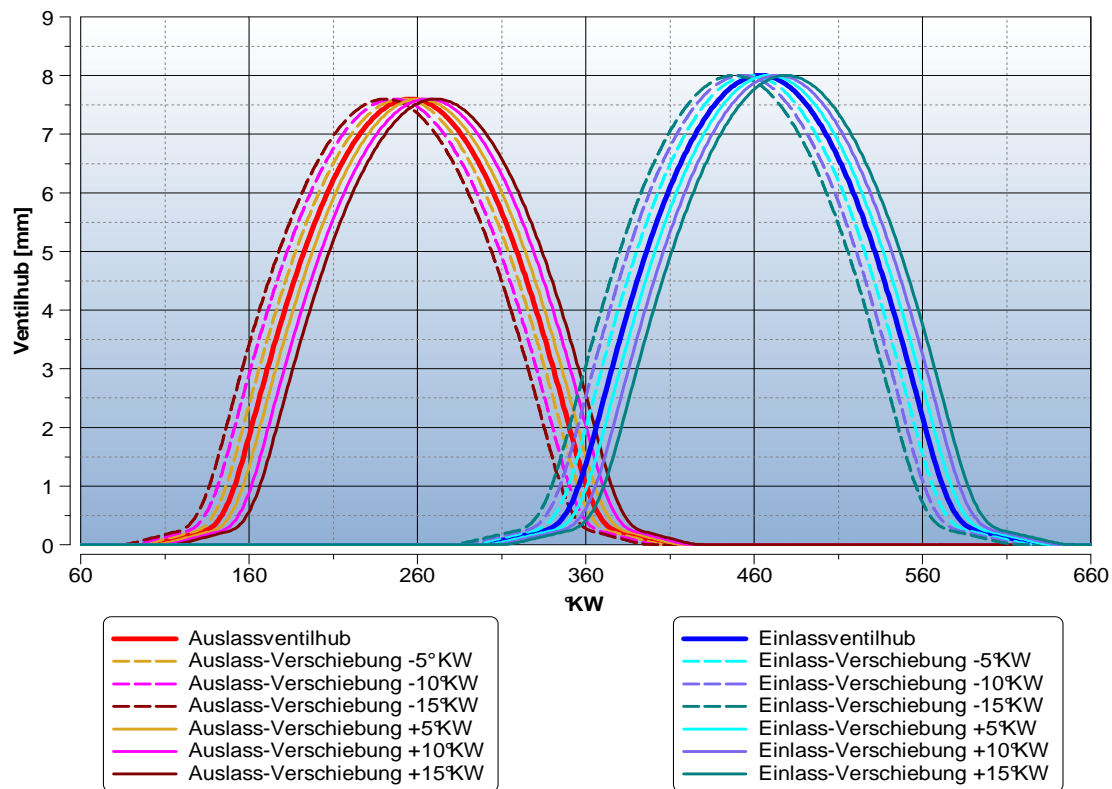


Abbildung 8-6 Steuerzeitenvariation bei gleichem Ventilhub

Während der Fertigstellung dieser Diplomarbeit wurden sämtliche Motorkomponenten in den Prototypenstatus übergeführt und gefertigt. Nach der Vermessung der kritischsten Bauteile wurde der Motor bereits zusammgebaut und am Motorenprüfstand ersten Untersuchungen im Schleppbetrieb unterzogen. Nach Sicherstellung der mechanischen Funktion und Überprüfung des Öl- bzw. Kühlwasserkreislaufes, werden sich in den gefeuerten Untersuchungen die Einflüsse der konstruktiven Änderungen zeigen.

Nach der Optimierung der Steuerzeit und gegebenenfalls Optimierung des Abgastraktes wird der Motorenprüfstandsentwicklung eine Emissionsentwicklung am Rollenprüfstand folgen. Gefordert wird die Einhaltung der ab 2017 gültigen EURO 4 Abgasnorm.

Nach absolvierten Haltbarkeitstests am Prüfstand und im Fahrzeug auf der Straße, sowie der Einarbeitung notwendiger Änderungen, ist der Serienproduktionsstart geplant.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Benchmarkmotor, Yamaha-Baukastensystem für 125cm ³ und 150 cm ³	5
Abbildung 2-2 Prüfstands Aufbau für die Basisvermessung Yamaha FZ 150	6
Abbildung 2-3 Drehmomentflansch Kistler 4505B	8
Abbildung 2-4 Thermoelement Typ K.....	9
Abbildung 2-5 Widerstandstemperaturfühler PT100.....	9
Abbildung 2-6 verwendete Druckaufnehmer für die Indizierung (Fa. Kistler)	10
Abbildung 2-7 Yamaha FZ150, Drehmoment- und Leistungsdaten.....	11
Abbildung 2-8 Auszug aus den technischen Daten für das Modell Yamaha FZ 150	11
Abbildung 2-9 Yamaha YZF 125, Drehmoment- und Leistungsdaten	12
Abbildung 2-10 Auszug aus den technischen Daten für das Modell YZF 125.....	13
Abbildung 2-11 Ventilbetätigung des Benchmarkmotors.....	14
Abbildung 2-12 Prinzipskizze Strömungsprüfstand	15
Abbildung 2-13 Strömungsprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik	16
Abbildung 2-14 Sensoreinheit Sensy-flow in der Messstrecke und schematisches Funktionsprinzip.....	18
Abbildung 2-15 Momentaner geometrischer Durchströmungsquerschnitt A_g	19
Abbildung 2-16 Ladungsbewegungen im Brennraum; a Drall, b Tumble, c Quetschströmung	23
Abbildung 2-17 Achsenbezeichnung am Strömungsprüfstand.....	23
Abbildung 2-18 Silikonabgüsse des Yamaha Einlass- (links) und Auslasskanals (rechts)	25
Abbildung 2-19 Yamaha YZF 125, Momente um die Zylinderachsen, gemeinsame Ventilbetätigung	26
Abbildung 2-20 Yamaha YZF 125, μ -Sigma und Durchflussverläufe, Einzelventilbetätigung	27
Abbildung 2-21 Yamaha YZF, Ladungsbewegungskennzahlen bei Einzelventilbetätigung... ..	28
Abbildung 2-22 Yamaha YZF, Strömungs- und Ladungsbewegungskennwerte, gemeinsame Ventilbetätigung	29
Abbildung 3-1 Arbeitsverfahren eines Viertakt-Motors	31
Abbildung 3-2 schematisches p,V-Diagramm eines Viertaktmotors.....	32
Abbildung 3-3 Gemischheizwerte als Funktion des Luftverhältnisses	37

Abbildung 3-4 Anordnung von Nockenwellen (links OHV, rechts SOHC).....	39
Abbildung 3-5 Anordnung von Nockenwellen , DOHC in Reihen und V-Motor	41
Abbildung 3-6 Klassische (links) und Zwangs-Ventilsteuerung (rechts)	41
Abbildung 3-7 Beispiele für Nockenfolger (oben) und Anordnungen (unten)	42
Abbildung 3-8 Kräftesituation am Kipphebel	43
Abbildung 3-9 Schleppebel mit Gleitkontakt.....	44
Abbildung 3-10 Kräftesituation am Schleppebel	44
Abbildung 3-11 Vor- und Nachteile von Gleit- und Rollenabgriffen bei Ventiltriebssystemen	45
Abbildung 3-12 Vergleichsmessung für Gleit- und Rollenabgriff.....	46
Abbildung 3-13 Nockenkonturen für Rollenabgriff (rot) und Gleitabgriff (blau)	47
Abbildung 3-14 Gegenüberstellung der Möglichkeiten der Ventilspieleinstellung.....	48
Abbildung 3-15 Prinzipskizze des hydraulischen Ventilspielausgleichs	49
Abbildung 3-16 Gemischströmung und Wandfilmansammlung im Krümmer (a) und einem Kniestück (b)	51
Abbildung 3-17 Einfluss des Kanalbogenradius auf den Durchfluss	51
Abbildung 3-18 Einlasskanalgeometrien: links Füllkanal, rechts Tumblekanal.....	52
Abbildung 3-19 Brennraumformen bei Ottomotoren.....	54
Abbildung 3-20 Zusammenhänge zwischen Kanal- und Ventilwinkel.....	54
Abbildung 4-1 Skizze des Einlasskanals.....	58
Abbildung 4-2 Verlauf der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V1	60
Abbildung 4-3 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V1	60
Abbildung 4-4 Rapid Prototyping Kanal V1.....	61
Abbildung 4-5 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V1	62
Abbildung 4-6 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V2	64
Abbildung 4-7 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V2 im Vergleich mit Variante V1 ..	64
Abbildung 4-8 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V2	65
Abbildung 4-9 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V3	67
Abbildung 4-10 Konstruktive Umsetzung der Kanalform V3 im Vergleich mit Variante V2	67
Abbildung 4-11 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3	68
Abbildung 4-12 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3 - Durchfluss	69
Abbildung 4-13 Darstellung des normierten kumulierten Massenstromverlaufes der Variante V3	70
Abbildung 4-14 Phasen bei der Ausbildung des Tumblewirbels	71

Abbildung 4-15 Messergebnisse am Strömungsprüfstand der Kanalvariante V3 - Ladungsbewegung.....	71
Abbildung 5-1 Boost Modell Yamaha FZ150.....	75
Abbildung 5-2 Vergleich Simulationsergebnisse mit Prüfstandsergebnissen FZ 150.....	76
Abbildung 5-3 Hubkurven des Ein- und Auslassventils (Yamaha und Prototypmotor).....	77
Abbildung 5-4 Veränderung des Drehmomentverlaufes (FZ150 vs. Prototyp).....	77
Abbildung 6-1 Ventilbetätigung im Yamaha Motor	79
Abbildung 6-2 Konzept für Tassenstößel.....	80
Abbildung 6-3 Konzept für Schleppebel.....	80
Abbildung 6-4 Konzept für Rollenschleppebel mit Fingern	81
Abbildung 6-5 Konzept für Einzelrollenschleppebel	82
Abbildung 6-6 Kraftschlussbedingung.....	83
Abbildung 6-7 Geometrie an Nockenfolgern.....	83
Abbildung 6-8 Ermittlung der reduzierten Masse des Nockenfolgers am Ventil	84
Abbildung 6-9 Vergleich der Massendaten der Nockenfolger.....	86
Abbildung 6-10 Prinzipskizze für die Ermittlung der Grenzdrehzahl	87
Abbildung 6-11 Prozentueller Vergleich der reduzierten Masse mit Benchmarkmotor.....	88
Abbildung 6-12 Auftretende Kräfte beim Kipphebel (Benchmarkmotor).....	89
Abbildung 6-13 Auftretende Kräfte beim Tassenstößel.....	90
Abbildung 6-14 Auftretende Kräfte beim Schleppebel.....	91
Abbildung 6-15 Auftretende Kräfte beim Rollenschleppebel mit Shims	91
Abbildung 6-16 Auftretende Kräfte beim Rollenschleppebel mit Einstellschrauben.....	92
Abbildung 6-17 Auftretende Kräfte beim Rollenschleppebel von INA.....	93
Abbildung 6-18 Grenzdrehzahlen der Ventiltriebkonzepte	94
Abbildung 6-19 Prozentueller Vergleich der reduzierten Masse mit Benchmarkmotor.....	95
Abbildung 7-1 Gegeüberstellung der Radien an der Nocke und Schleifscheibe	96
Abbildung 7-2 Aufbau des Kinematikmodells.....	97
Abbildung 7-3 Bewegungsbedingungen von Nockenwelle und Schleppebel	97
Abbildung 7-4 Kontaktbedingung zwischen Ventilschaft und Schleppebel.....	98
Abbildung 7-5 Bewegungsbedingung des Ventils	98
Abbildung 7-6 Bewegungsbedingung am Kurbeltrieb.....	99
Abbildung 7-7 Tabellarische Auflistung der Spline-Stützpunkte	100
Abbildung 7-8 Darstellung des Splines in CATIA	100
Abbildung 7-9 Führungsgerade für den Spline	101

Abbildung 7-10 Anknüpfung des Ventils an den Spline.....	101
Abbildung 7-11 Punkt zur Aufzeichnung des Spurpunktes	102
Abbildung 7-12 Erstellung der Nockenfläche.....	103
Abbildung 7-13 Fertige Nockenwelle (links), Nockenkontur aus Werkstattzeichnung (rechts)	103
Abbildung 7-14 Fertige Auslassnockenwelle	104
Abbildung 7-15 Ventiltaschen im Kolben (links Einlassseite, rechts Auslassseite).....	104
Abbildung 8-1 Einlasskanäle (links: Yamaha; rechts Prototypenkanal).....	105
Abbildung 8-2 Brennraum	106
Abbildung 8-3 Nockenwellenrad in „Null-Lage“	107
Abbildung 8-4 Kettenrad +5° KW (links) und -5°KW (rechts).....	108
Abbildung 8-5 Schematische Darstellung der Nockenwellenverdrehung	108
Abbildung 8-6 Steuerzeitenvariation bei gleichem Ventilhub.....	109

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1 Kraftstoffanalyse des verwendeten Otto-Kraftstoffes.....	35
Tabelle 4-1 Berechnungsdaten der Kanalversion V1	59
Tabelle 4-2 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V1	59
Tabelle 4-3 Berechnungsdaten der Kanalversion V2.....	63
Tabelle 4-4 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V2.....	63
Tabelle 4-5 Berechnungsdaten der Kanalversion V3.....	66
Tabelle 4-6 Durchmesser der charakteristischen Kanalquerschnitte der Kanalversion V3.....	66
Tabelle 6-1 Tabellarischer Vergleich der Nockenfolger-Daten.....	85

11 Literaturverzeichnis

- [1] Andreas Wimmer (2006): Laborübung Verkehrstechnik. Teilübung Strömungsprüfstand (Verfasser: Franz Winkler). Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, LV-Nr: Nr. 313.083.
- [2] ABB Automation Products GmbH (2004) Datenblatt 10/14-6.84DE. Thermischer Masse-Durchflussmesser FMT700-P (Sensyflow P).
- [3] R. Pischinger, M. Klell, T. Sams (2002): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine 2. überarbeitete Auflage Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag, ISBN 3-211-83679-9
- [4] Franz Winkler (2009): Untersuchungen zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren. Dissertation. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz
- [5] Michael Trzesniowski (2012): Rennwagentechnik, 3. überarbeitete Auflage, Springer Verlag, ISBN 978-3-8348-1779-2
- [6] <http://www.mymotorcycle-reviews.com/yamaha-fz-150i-specifications.html>,
20.01.2014
- [7] Yamaha (2010): Factsheet Yamaha YZF125
- [8] R. Pischinger (1999): Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum TU-Graz
- [9] Gerd Neumann (2011): Konzeptentwicklung zur Anwendung von Abgasrückführung an kleinvolumigen Ottomotoren, Diplomarbeit
- [10] Wolfgang Eifler, Eberhard Schlücker, Ulrich Spicher, Gotthard Will (2009): Küttnner Kolbenmaschinen, 7. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, ISBN 978-3-8351-0062-6
- [11] Mahle GmbH (2013): Ventiltrieb – Systeme und Komponenten, Springer Vieweg Verlag, ISBN 978-3-8348-2490-5
- [12] S. Schmidt, A. Trattner, M. Abart, O. Schögl, R. Kirchberger, H. Eichlseder: Einfluss des Hub- Bohrungsverhältnisses und der Einlasskanalgeometrie auf Ladungsbewegung und Gemischbildung bei BDE-Ottomotoren
- [13] Helmut Eichlseder, Manfred Klütnig, Walter F. Piock (2008): Grundlagen und Technologien des Ottomotors – Der Fahrzeugantrieb, Springer Verlag, ISBN 978-3-211-25774-6

- [14] Bensler, Oberg (2001): Verfahren zum Ermitteln der Tumblezahl an einem Verbrennungsmotor. Patentanmeldung, Europäische Patentamt Patentnummer EP 1 092 969 A2
- [15] Arno Reiter (2013): Motorprozess- und Ladungswechselrechnung eines 4-Takt Zweiradmotors, Bachelorarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
- [16] AVL (2009): AVL BOOST Manual: „Users Guide“ Version 2009.1 und „Theory“ Version 2009