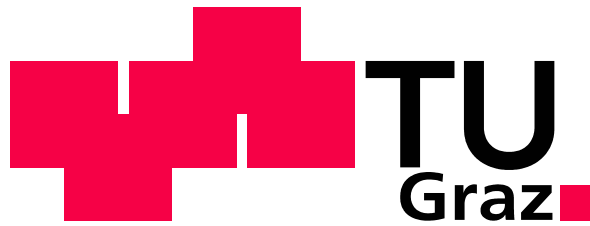


**Institut für Verbrennungskraftmaschinen und
Thermodynamik**



**Technische Universität Graz
Fakultät Maschinenbau**

**Entwicklungsmethodik für Zweitaktmotoren mit
innerer Gemischbildung**

**Development methodology for 2-stroke engines with
internal mixture preparation**

DIPLOMARBEIT

Mathias Schönbacher
Matrikelnummer: 0326251
Studienkennzahl: F 704

im März 2011

Geheimhaltung bis März 2013

Betreuender Professor:	Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Betreuende Assistenten:	Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt Oliver Schögl

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung, der Technischen Universität Graz im Rahmen eines Industrieprojektes mit der Fa. BRP-Rotax GmbH & Co. KG.

Ich möchte mich an dieser Stelle bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Forschungsbereiches Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger für die Möglichkeit der Durchführung dieser Arbeit bedanken.

Weiters bedanke ich mich für die Betreuung der Diplomarbeit bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Oliver Schögl für die fachliche Unterstützung in der Durchführung dieser Diplomarbeit sowie allen Kollegen des Fachbereichs.

Ich möchte diese Gelegenheit nutzen, um mich auch bei meinen Eltern zu bedanken, die mich während des gesamten Studiums unterstützt haben.

Mathias Schönbacher, Graz, März 2011

Kurzfassung

Schlitzgesteuerte, umkehrgespülte Zweitaktmotoren weisen eine einfache und kostengünstige Bauweise bei gleichzeitig hoher spezifischer Leistung auf. Aufgrund ihres Arbeitsprinzips ergeben sich aber in Kombination mit einer äußeren Gemischbildung (Vergaser) hohe Spülverluste, die sich in erhöhtem Verbrauch und hohen Kohlenwasserstoffemissionen äußern.

Grundlage dieser Arbeit war eine simulatorische Voruntersuchung eines Einzylinder-Zweitaktmotors im Hinblick auf Minimierung der Emissionen. Dabei wurde ein Konzept entwickelt, womit es möglich sein sollte, durch Erreichen bestimmter Luft- und Treibstoffangrade ein Lambda von 1 im Abgasstrang zu erhalten. Damit wäre eine effiziente Abgasnachbehandlung mittels Dreiwegekatalysator möglich. Die 1D-CFD Simulation mit AVL BOOST® und die 3D-CFD Simulation mit ANSYS FLUENT® dienten dabei der Auslegung geeigneter Kanalhöhen und eines entsprechenden Abgasstranges. Als Einsatzort eines solchen Motors wurde ein Range Extender für Elektrofahrzeuge angedacht. Die Betriebspunkte sollten jeweils bei Volllast und Drehzahlen von 3000 U/min sowie 6000 U/min liegen. Da der Motor nur in zwei Betriebspunkten arbeitet, wäre die Gestaltung eines einfachen Abgasstranges denkbar, der die gewünschten Eigenschaften - entsprechende Luft- und Treibstoffangrade - für beide Drehzahlen aufweist. Als Basis diene ein umkehrgespülter Zweitaktmotor mit äußerer Gemischbildung der Fa. BRP Rotax. Nach einigen Simulationsdurchläufen wurde aber erkannt, dass die geforderten Leistungen mit der gegebenen Konfiguration nicht erzielt werden konnten und somit der Fokus des Projektes auf einen erweiterten Drehzahlbereich gerichtet werden musste.

Die Untersuchung des Lambda 1 Konzeptes wurde weitergeführt, die Drehzahlen aber auf einen Drehzahlbereich von 1000 U/min bis 8000 U/min erweitert. Es konnte gezeigt werden, dass durch die geeignete Wahl der Kanalhöhen und der Länge und Gestalt des Abgasstranges in weiten Bereichen des Drehzahlbandes hohe Luftfanggrade erreicht werden konnten. Durch eine 3D Simulation der Direkteinspritzung konnte ebenfalls der Nachweis für das Erreichen eines hohen Treibstoffangrades erbracht werden, wobei Probleme, wie gute Gemischbildung nicht vollständig gelöst werden konnten. Eine weitere mit Hilfe der Simulation gewonnene Erkenntnis zeigt, dass die Realisierung des Lambda 1 Konzeptes aus heutiger Sicht nur mit erhöhtem Aufwand zu bewerkstelligen wäre. Die Entwicklung der Kanal- und Auspuffgeometrie hin zu hohen Luft- und Treibstoffangraden hilft jedoch in jedem Fall den Verbrauch und die HC-Emissionen zu verringern.

Abstract

Piston-controlled, loop scavenged two-stroke engines combine a simple and economic design with high power output. Due to their operating principles and in combination with external mixture formation (carburettor) they tend to have high scavenging losses resulting in high fuel consumption and emissions of unburned hydrocarbons.

The objective of this diploma thesis was a pre-investigation of a single cylinder two-stroke engine with regard to emission reduction with simulation tools. A concept was developed to achieve an equivalence ratio of 1 in the exhaust system by keeping certain trapping efficiencies of air and fuel. Therewith an effective after-treatment of exhaust gases via a three-way catalyst would be possible. With AVL BOOST® (1D simulation software) and ANSYS FLUENT® (3D simulation software), appropriate port heights and an exhaust design could be found. The purpose of such an engine could be a range extender for an electric vehicle. Operating points were given at 3000 rpm and 6000 rpm at WOT. Due to only two operating points, the design of a simple exhaust system meeting the requirements (appropriate trapping efficiency of air and fuel) was possible. The basic engine was a BRP Rotax loop scavenged two-stroke engine with external mixture formation. The conducted simulations showed that the requested power output could not be achieved with the given configuration and therefore the focus of the project was put on a broader speed range.

The investigations of the developed concept were extended to a speed range from 1000 rpm to 8000 rpm. 1D simulations showed that with an appropriate port and exhaust design, high air trapping efficiencies could be achieved in wide areas. 3D simulations of the direct fuel injection verified high fuel trapping efficiencies. In general, the simulation confirms that nowadays, the realisation of the concept can only be achieved with high effort (costs and time). The development of port- and exhaust design, in order to gain high trapping efficiencies, support the reduction of fuel consumption and emissions.

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)

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	8
1.1	Projektvorstellung	8
1.1.1	Der Basismotor	11
1.1.2	Abgasemissionsvorschrift	13
1.2	Motivation	13
2	Zweitaktmotoren	14
2.1	Theorie des Verbrennungsmotors	14
2.1.1	Ladungswechsel	15
2.1.2	Spülmodelle	17
2.1.3	Kanalgeometrie Umkehrspülung	21
2.1.4	Abgasanlage	22
2.2	Lambda 1 Konzeptmotor	23
2.3	Direkteinspritzung - Vorteile und Herausforderung	25
3	Simulation - Theorie und Grundlagen	27
3.1	Grundlegende Formeln	27
3.2	1D-Strömungssimulation mit AVL BOOST®	28
3.2.1	Zylinder (AVL BOOST®: Cylinder)	28
3.2.2	Plenum und variables Plenum (AVL BOOST®: Plenum, variable Plenum)	30
3.2.3	Rohrleitungen (AVL BOOST®: Pipes)	31
3.2.4	Drosselstellen (AVL BOOST®: Restrictions)	31
3.2.5	Injektor (AVL BOOST®: Injector)	31
3.2.6	Katalysator (AVL BOOST®: Catalyst)	31
3.2.7	Messpunkte (AVL BOOST®: Measuring Point)	31
3.2.8	Systemgrenze (AVL BOOST®: System Boundary)	32
3.3	3D-Strömungssimulation mit ANSYS FLUENT®	32
3.3.1	Turbulenzmodelle	32
4	1D Simulation - Erster Simulationsdurchgang	35
4.1	BOOST Modell	35
4.1.1	Teil 1 - Ansaugstrecke mit Drosselklappe	37
4.1.2	Teil 2 - Einlass mit Kurbelgehäuse	37
4.1.3	Teil 3 - Zylinder	37
4.1.4	Teil 4 - Auspuff	39
4.2	Simulationsergebnisse	39
4.2.1	Variation der Kanalhöhen	41
4.2.2	Variation der Auspuffgeometrie - Gerades Auspuffrohr	45
4.2.3	Variation der Auspuffgeometrie - Diffusor	47
4.2.4	Variation der Auspuffgeometrie - Durchmesser des Verbindungsrohres	49
4.2.5	Ermittlung der Steuerzeiten (Kanalhöhen)	51
4.2.6	Zusammenfassung der Geometriedaten des Motormodells	54
5	3D Simulation	55
5.1	Vergleich der Kanalvarianten	55
5.2	Ermittlung der Durchflusskoeffizienten	57
5.2.1	Basisuntersuchung	57

5.2.2	Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle	60
5.3	CFD Spülmodelle.....	61
5.4	Abgleich 1D-3D Simulation	64
6	1D Simulation - Zweiter Simulationsdurchgang.....	67
6.1	BOOST Simulation mit CFD Spülmodell und Durchflussbeiwerten	67
6.2	1D KAT Applikation	68
6.3	Auslegung des Auspuffsystems mit Optimization-Funktion von AVL BOOST®.....	73
7	Applikation der Direkteinspritzung in 1D sowie 3D	76
7.1	1D-Simulation.....	76
7.2	3D-Simulation.....	78
7.2.1	Spraymodellierung Theorie.....	78
7.2.2	Sprayabgleich.....	82
7.2.3	Applikation der Direkteinspritzung	86
7.3	Applikation eines Katalysators in der 3D Simulation.....	99
7.3.1	Vergleich von Massenflüssen, Druck- und Temperaturverläufen	99
7.3.2	Vergleich Direkteinspritzung mit und ohne Katalysator	101
8	Resümee	103
8.1	Bewertung des Lambda 1 Konzeptes.....	103
8.2	Diskussion der Ergebnisse	103
9	Anhang.....	105
9.1	Variation der Auspuffgeometrie - Gerades Auspuffrohr	105
9.2	Variation der Auspuffgeometrie - Diffusor	107
9.3	Variation der Auspuffgeometrie - Durchmesser des Verbindungsrohres.....	109
9.4	Durchflusskoeffizienten der Auslasskanäle	110
9.5	Vergleich der 1D und 3D Simulation	111
9.6	Vergleich der 1D Simulation mit und ohne Katalysator.....	112
9.7	Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator.....	113
10	Verzeichnisse	115
10.1	Abbildungsverzeichnis.....	115
10.2	Tabellenverzeichnis	117
11	Literaturverzeichnis	118

1 Einleitung

Der schlitzgesteuerte, umkehrgespülte Zweitaktmotor stellt nach wie vor eines der Motorkonzepte dar, welche sich durch eine kompakte, einfache und daher leichte und kostengünstige Bauweise bei gleichzeitig hoher Leistungsabgabe auszeichnen. Diese Eigenschaften machen den Zweitaktmotor auch heute noch attraktiv für diverse Anwendungen. Ein mögliches Anwendungsgebiet ist die Verwendung eines Zweitaktmotors als Range Extender in einem Elektrofahrzeug. Da die zurzeit verfügbaren Batterien, um vernünftige Reichweiten im elektrischen Betrieb zu ermöglichen, viel Platz in Anspruch nehmen und dazu noch sehr schwer sind, muss die Verbrennungskraftmaschine, die als Range Extender fungieren soll, so kompakt und leicht wie möglich sein. Anforderungen, die der Zweitaktmotor erfüllt. Ein Problem stellen aber die hohen Abgasemissionen dar. Aufgrund seines Arbeitsprinzips weist der umkehrgespülte Zweitaktmotor hohe Spülverluste auf, die sich, in Kombination mit einer äußeren Gemischbildung, durch erhöhten Verbrauch und hohe Kohlenwasserstoffemissionen (HC-Emissionen) äußern. Um zukünftige Abgasgesetzgebungen erfüllen zu können, ist daher eine direkte Treibstoffeinspritzung notwendig. Gemeinsam mit einer Optimierung der Kanalgeometrie und der Abgasanlage können die HC-Emissionen erheblich verringert werden. In Kombination mit einer geeigneten Abgasnachbehandlung (Dreiwege-Katalysator) und der Einschränkung auf nur zwei Betriebspunkte können die notwendigen Grenzwerte nach EU6 erreicht werden. [5]

1.1 Projektvorstellung

Ziel des Projektes, das im Auftrag der Fa. BRP Rotax am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt wurde, war die Abschätzung des Potenzials eines direkteinspritzenden, schlitzgesteuerten, umkehrgespülten Einzylinder-Zweitaktmotors für eine mögliche Verwendung als Range Extender. Der Fokus wurde dabei auf die Reduktion der Abgasemissionen durch geeignete Kanal- und Auspuffgestaltung gelegt. Mit Hilfe der 0D, 1D und 3D Simulation sollten in dieser Voruntersuchung die für eine spätere Konstruktion notwendigen Geometriedaten ermittelt werden.

In Abbildung 1-1 ist der in zwei Phasen gegliederte Projektablauf dargestellt.

In der ersten Phase (blau) wurde ein Konzept zur Emissionsreduktion entwickelt. Grundgedanke des Lambda 1 Konzeptes ist es, durch geeignete Luft- und Treibstoffangrade im Auspuff ein Summenlambda von 1 zu erhalten, welches die Möglichkeit der Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege Katalysator bietet. Der Luftfanggrad wird über das Kanal- und Auspuffdesign bestimmt, während der Treibstoffangrad über die Applikation einer Direkteinspritzung geregelt werden kann.

In der zweiten Phase (rot) wurde die 1D und 3D Strömungssimulation hinzugezogen. Um den geforderten Luftfanggrad zu erreichen, wurden mit Hilfe der 1D Strömungssimulation geeignete Kanalhöhen und eine passende Auspuffgeometrie ermittelt. Dadurch konnte ein dreidimensionales Motormodell erstellt werden und mittels 3D CFD Simulation das Spülmodell und die Durchflusskoeffizienten der Kanäle bestimmt werden. Diese dienen im zweiten 1D Simulationszyklus zur Anpassung des Motormodells. Durch die 3D CFD Simulation konnten eine Injektorposition und die Einspritzzeitpunkte gefunden werden, welche den geforderten Treibstoffangrad erzielen.

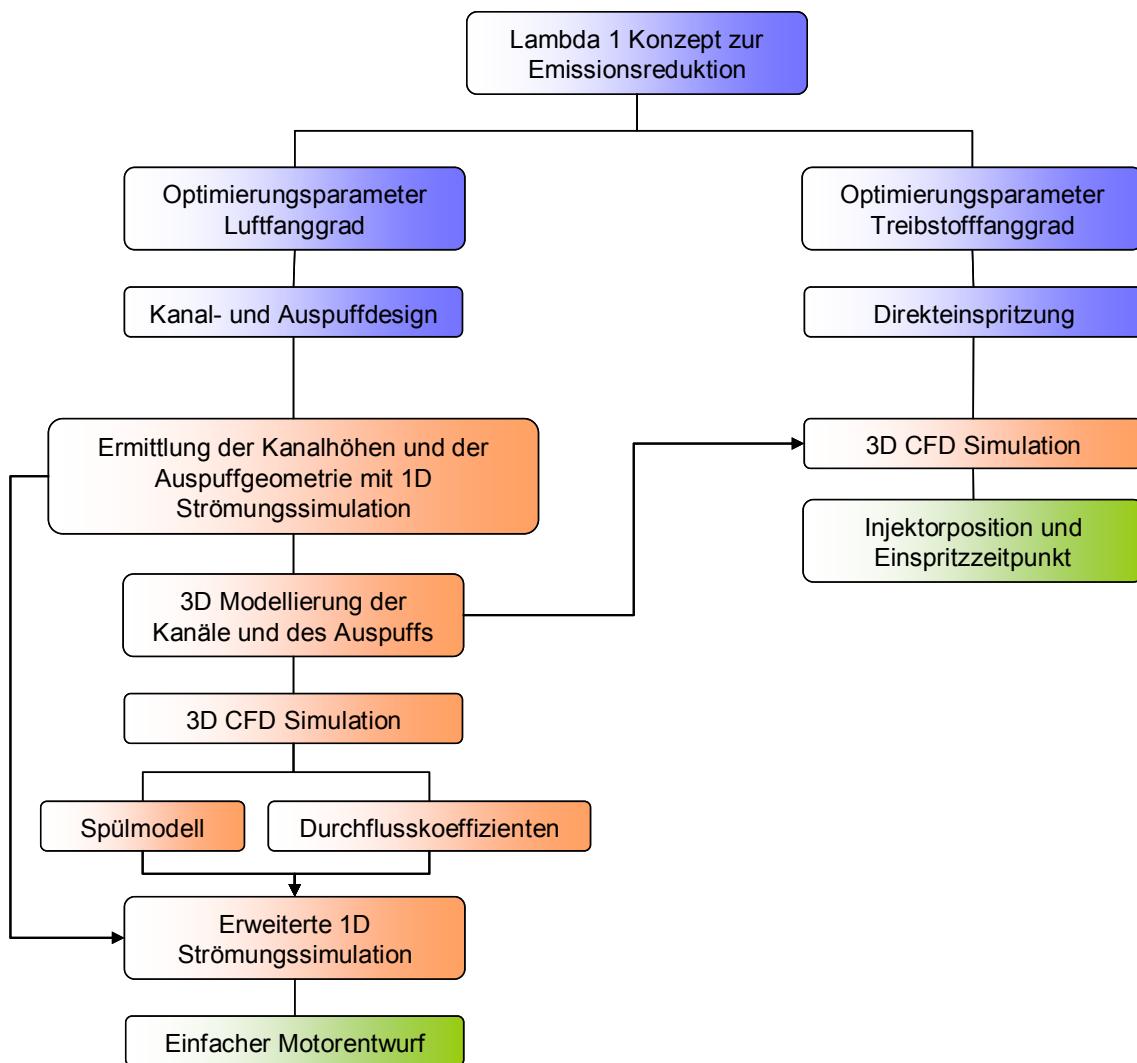


Abbildung 1-1: Schema Projektablauf

Abbildung 1-2 zeigt den Luft- und Treibstoffpfad eines Zweitaktmotors mit Direkteinspritzung (Luftpfad in blau, Treibstoffpfad in grün). Des Weiteren sind die unterschiedlichen Luftverhältnisse im Brennraum λ_{VG} und im Abgasstrang λ_{AG} eingezeichnet (rot). Anhand des Schemas erkennt man, dass das Lambda im Abgasstrang abhängig vom Lambda der Verbrennung und den Spülverlusten im Luft- und Kraftstoffpfad ist. Eine ausführlichere Beschreibung des Lambda 1 Konzeptes wird in Kapitel 2.2 durchgeführt.

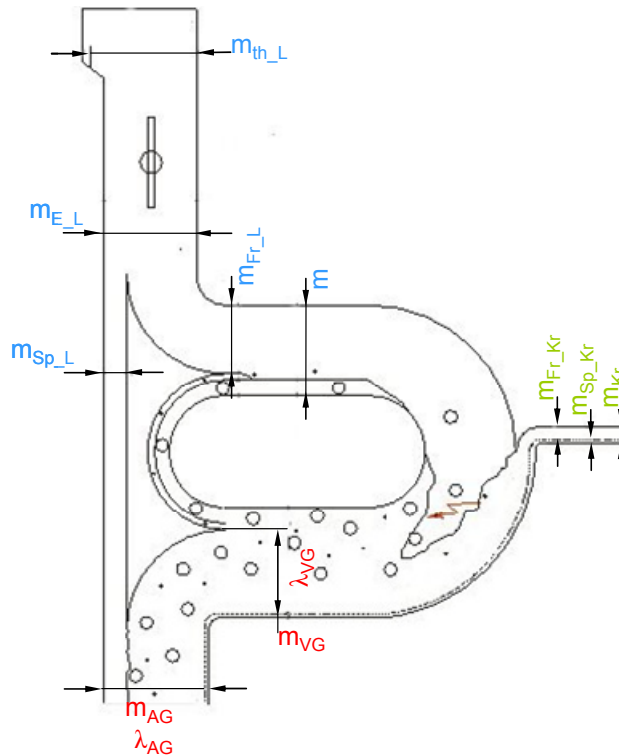


Abbildung 1-2: Schema des Luft- und Treibstoffpfads [14]

m	Zylindermasse
m_{AG}	abfließende Gasmasse
m_{E_L}	einströmende Luftmasse
m_{Fr_Kr}	gefangene Kraftstoffmasse
m_{Fr_L}	gefangene Frischladungsmasse Luft
m_{Kr}	eingebrachte Kraftstoffmasse
m_{Sr_Kr}	Spülmasse Kraftstoff
m_{Sp_L}	Spülmasse Luft
m_{th}	theoretische Luftmasse
m_{VG}	Verbrennungsgasmasse

Für die detaillierten Untersuchungen wurden zwei Betriebspunkte - 3000 U/min und 6000 U/min jeweils bei Vollast - ausgewählt. Da der Motor nur in zwei Betriebspunkten arbeitet, ist die Gestaltung eines einfachen Abgasstranges denkbar, der die gewünschten Luft- und Treibstofffanggrade für beide Drehzahlen besitzt. Im Laufe der Untersuchungen wurde ersichtlich, dass die geforderten Leistungsziele nicht erreicht werden konnten. Als alternatives Projekt wurde die Untersuchung des Lambda 1 Konzeptes weitergeführt, die Drehzahlen aber auf einen Drehzahlbereich von 1000 U/min bis 8000 U/min erweitert. Als neues Einsatzgebiet wurden Schneemobile angedacht. Der Simulationsablauf blieb aber der gleiche.

Zuerst wurden über die 1D Simulation geeignete Kanalhöhen ermittelt und mit der 3D-CFD Simulation abgeglichen, um im zweiten 1D-CFD Simulationsdurchgang aussagekräftige Ergebnisse erhalten zu können. Abschließend wurde die Direkteinspritzung appliziert und ebenfalls über die 3D-CFD Simulation verifiziert.

1.1.1 Der Basismotor

Als Basismotor wurde ein von BRP-Rotax gebauter Zweitaktmotor des Typs 797 gewählt, welcher für den Antrieb von Hochleistungs-Schneemobilen eingesetzt wird. Bei diesem Motor handelt es sich um einen wassergekühlten, membrangesteuerten Zweizylinder-Zweitaktmotor (siehe Tabelle 1-1 und Abbildung 1-3). Der Auspuff ist auf hohe Drehzahlen ausgelegt wodurch der Motor bei 8200 U/min seine maximale Leistung von 100,5 kW erzielt. Um bei niedrigen Drehzahlen ebenfalls hohe Leistungen zu erzielen, ist zusätzlich ein Steuerschieber (RAVE, Rotax Adjustable Variable Exhaust) im Abgastrakt angebracht, der die Auslasssteuerzeit verändern kann.

BRP-Rotax 797		
Kolbendurchmesser	mm	82,00
Kurbelwellenradius	mm	37,85
Hub	mm	75,70
Pleuellänge	mm	132,00
Zylinderanzahl	-	2
Hubvolumen Gesamt	cm ³	799,50
Verdichtungsverhältnis	-	12,30
P_{max}	kW	100,50
bei	U/min	8200
M_{max}	Nm	115,00
bei	U/min	8000



Tabelle 1-1: Motordaten des Basismotors BRP-Rotax 797 [4]

Abbildung 1-3: BRP-Rotax 797 [4]

In Tabelle 1-2 sind die Steuerzeiten der Überströmkanäle der Originalauslegung und des Auslasskanals dargestellt. Die Anzahl der Kanäle und deren Orientierung sind ein weiteres Indiz für die Leistungsauslegung des Motors.

Kanaldesign		Überströmkanäle	Hauptauslass RAVE offen	Hauptauslass RAVE geschl.	Nebenauslass
Kanalhöhe	[mm]	17,8	40,3	26,4	13,5
Öffnungsdauer	[°KW]	132	204	162	186
Kanal öffnet	[°KW n.OT]	114	78	99	87
Kanal schließt	[°KW n.OT]	246	282	261	273
Kanal öffnet	[mm n.OT]	57,9	35,4	49,3	41,3
Kanal schließt	[mm n.OT]	57,9	35,4	49,3	41,3

Tabelle 1-2: Steuerzeiten BRP Rotax 797

Abbildung 1-4 zeigt skizzenhaft die Anordnung der Kanäle und ihre Beschriftung.

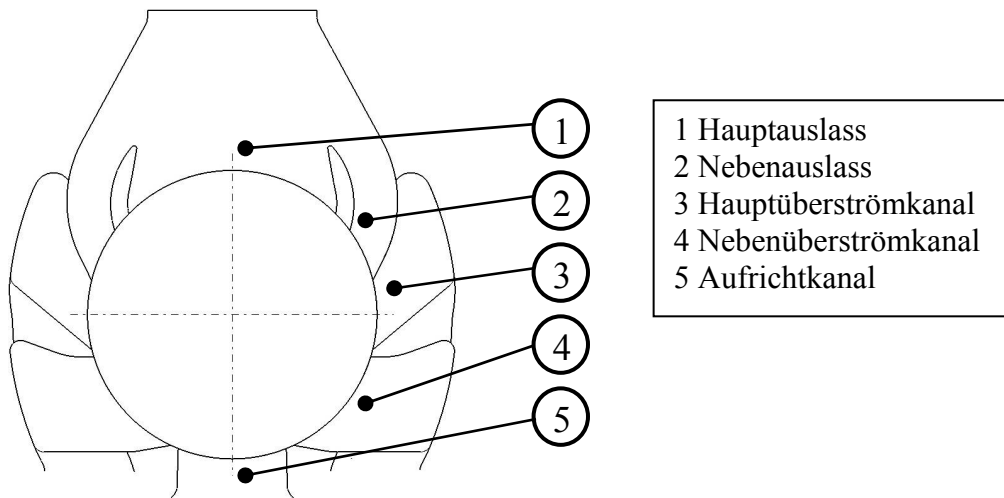


Abbildung 1-4: Bezeichnung der Kanäle

Im Zuge eines vorangegangenen Projektes wurde bereits ein eindimensionales Motormodell mit AVL BOOST erstellt und mittels Prüfstandsdaten abgeglichen. Dieser Abgleich ist besonders wichtig, da nur damit sicher gestellt ist, dass Variationen am Modell und die daraus resultierenden Änderung des Verhaltens des Motors auch in der Realität abgebildet werden. Nach entsprechender Modifizierung des eindimensionalen Modells, das heißt Umstellung eines Zweizylindermotors auf einen Einzylindermotor, sowie Anpassung der Abgasanlage, konnten die geplanten Variationen durchgeführt werden. Durch den vorangegangenen Abgleich sollten die Ergebnisse der Simulation eine grundlegende Vorabschätzung des Potenzials eines realen Motors liefern.

1.1.2 Abgasemissionsvorschrift

Neben den skandinavischen Ländern und Kanada stellt die USA den wichtigsten Absatzmarkt für Schneemobile dar. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle kurz auf die amerikanischen Emissionsstandards für Schneemobile eingegangen. Verantwortlich dafür ist in den USA die EPA (Environmental Protection Agency). Die Tabelle 1-3 zeigt die Entwicklung der in drei Phasen unterteilten Emissionsstandards.

Phase 1 betrifft das Übergangsjahr 2006 und die Modelljahre 2007 bis 2009, Phase 2 die Jahre 2010 bis 2011 und Phase 3 alle zukünftigen Modelle ab dem Jahre 2012. Bis zur Phase 3 sind in den Emissionsstandards feste Werte für Kohlenwasserstoff- (HC) und Kohlenmonoxidemissionen (CO) definiert. Die Grenzwerte besitzen dabei die Einheit g/kWh. Für Modelle, die in die Kategorie der Phase 3 fallen, werden die zulässigen Emissionen über die Gleichung 1-1 bestimmt. Das Ergebnis der Gleichung muss über 100 liegen, mit der zusätzlichen Bedingung, dass Kohlenwasserstoffemissionen (HC_{STD}) unter 75 g/kWh und die Kohlenmonoxidemissionen (CO_{STD}) unter 275g/kWh liegen. Das bedeutet, dass im Vergleich zur Phase 2 bei gleichbleibenden CO-Emissionen ($CO = 275$ g/kWh) die HC-Emissionen um ungefähr 38 %, also auf 46,8 g/kWh, reduziert werden müssen. Bleiben die HC-Emissionen mit 75 g/kWh konstant, so müssen die CO-Emissionen um circa 27 %, also auf 200 g/kWh, reduziert werden. Natürlich ist auch eine gleichzeitige Reduktion beider Schadstoffe möglich, solange die Gleichung ein Ergebnis von mindestens 100 ergibt. Zukünftige Abgasgesetzgebungen könnten auch Stickoxidemissionen in die Reglementierung einbinden.

Phase	Model year	Phase-in (percent)	Emission standards		Maximum allowable family emission limits	
			HC	CO	HC	CO
Phase 1	2006	50	100	275
Phase 1	2007–2009	100	100	275
Phase 2	2010 and 2011	100	75	275
Phase 3	2012 and later	100	(1)	(1)	150	400

Tabelle 1-3: Exhaust Emission Standards for Snowmobiles [7]

$$\left(1 - \frac{HC_{STD}}{150}\right) \times 100 + \left(1 - \frac{CO_{STD}}{400}\right) \times 100 \geq 100 \quad \text{Gleichung 1-1 [7]}$$

1.2 Motivation

Obwohl der Viertaktmotor bereits Lösungen, die Emissionen auf ein sehr niedriges Niveau zu bringen, bietet, ist die Weiterentwicklung von Zweitaktmotoren wichtig. Sie sind in Bereichen, wie zum Beispiel dem Off-Road Sektor (Schneemobile), weit verbreitet und werden auf Grund verschiedener Vorteile (niedrige Kosten, einfache Konstruktion, hohe Leistungsdichte [kW/kg]) gegenüber den Viertaktmotoren weiterhin bestehen. Die zukünftigen Abgasgesetzgebungen erfordern aber geeignete Maßnahmen, wie die Direkteinspritzung oder eine eventuelle Abgasnachbehandlung mittels Katalysator, um die Emissionslimits einhalten zu können.

2 Zweitaktmotoren

2.1 Theorie des Verbrennungsmotors

An dieser Stelle wird kurz auf wichtige Kenngrößen des Verbrennungsmotors, im speziellen des Zweitaktmotors, eingegangen.

Eine konstruktive Grundgröße stellt dabei das Verdichtungsverhältnis ε dar (siehe Gleichung 2-1). Es ist für Viertakt- sowie Zweitaktmotoren gleich definiert, wobei beim Zweitaktmotor zusätzlich ein effektives Verdichtungsverhältnis ε' berechnet wird (siehe Gleichung 2-2).

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} \quad \text{Gleichung 2-1}$$

$$\varepsilon' = \frac{V_{H'} + V_C}{V_C} \quad \text{Gleichung 2-2}$$

- V_H [m³] Hubvolumen
- V_C [m³] Kompressionsvolumen
- $V_{H'}$ [m³] Hubvolumen bis zur oberen Auslasskanalkante

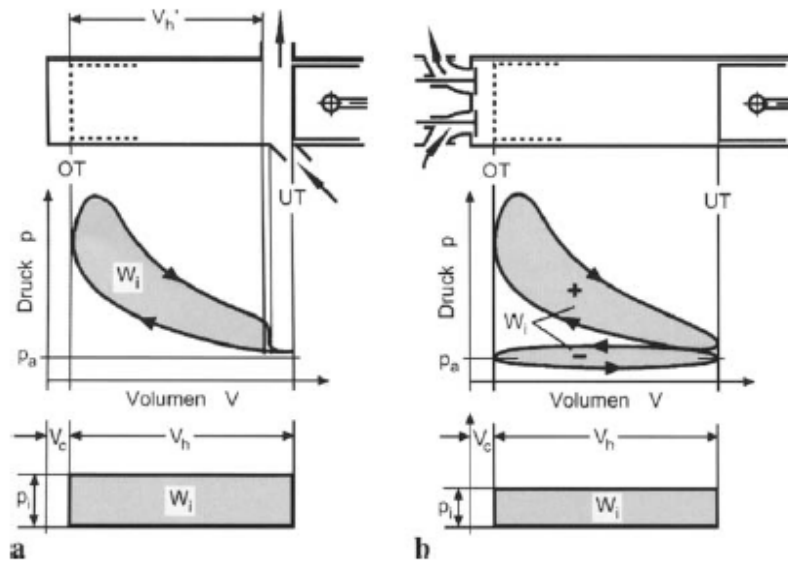


Abbildung 2-1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck:
a) Zweitaktmotor, b) Viertaktmotor [13]

Abbildung 2-1 zeigt das pV-Diagramm und den indizierten Mitteldruck. Charakteristisch für den Viertaktmotor, rechts dargestellt, ist die Ladungswechselschleife. Bei freisaugenden Motoren muss diese Arbeit aufgewendet werden, und verringert damit den induzierten Mitteldruck (siehe Gleichung 2-3).

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad \text{Gleichung 2-3}$$

- p_i [bar] indizierter Mitteldruck
- W_i [J] innere Arbeit
- V_h [m³] Hubvolumen

2.1.1 Ladungswechsel [13]

Der Ladungswechsel ist maßgeblich verantwortlich für die Leistung, den Kraftstoffverbrauch und die produzierten Emissionen eines Motors. Deshalb soll in diesem Abschnitt näher auf das Thema eingegangen werden. Zuerst wird anhand einer vereinfachten, allgemeingültigen Definition der Ladungswechsel dargestellt. Sie besitzt daher Gültigkeit für Saug- und aufgeladene Motoren mit Ventil- bzw. Schlitzsteuerung.

Der Ladungswechsel setzt sich dabei aus der einströmenden Masse m_E und der ausströmenden Masse m_A zusammen. Im Zylinder selber verbleibt die Masse m (siehe Abbildung 2-2).

Die einströmende Ladungsmasse m_E bildet dabei die Summe aus der Frischladung m_{FR} und der Spülmasse m_{SP} . Die Frischladung ist jener Teil der einströmenden Masse, die nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder verbleibt. Die Spülmasse hingegen wird direkt in den Auspuff geleitet. Bei luftansaugenden Motoren entspricht die einströmende Ladungsmasse der angesaugten Luftmasse, bei gemischansaugenden Motoren wird zusätzlich die Brennstoffmasse dazugerechnet. Die Größenordnung der Spülmasse variiert im Hinblick auf die Art des Arbeitsverfahren und Betriebspunktes sehr stark. So ist sie bei Viertaktmotoren mit geringer Ventilüberschneidung fast völlig vernachlässigbar, wohingegen sie bei schlitzgesteuerten Zweitaktmotoren einen nicht zu unterschätzenden Teil darstellt. Dort werden, vor allem bei kleinvolumigen Motoren, Spülverluste geduldet, um den Restgasgehalt im Zylinder zu minimieren und damit die Leistung zu erhöhen. Positiver Nebeneffekt, die im Zylinder verbleibende Abgasmasse (interne AGR) führt zu einer Verminderung der Stickoxid Emissionen.

Die im Zylinder gefangene Masse besteht somit aus Frischgas m_{FR} und der Masse Restgas m_{RG} . Die verbleibende bzw. rückströmende Restgasmasse ist ebenfalls wie die Spülmasse m_{SP} abhängig von der Art des Arbeitsverfahrens bzw. vom jeweiligen Betriebspunkt. Sie besitzt eine Bandbreite von wenigen Prozent bei aufgeladenen Dieselmotoren, $\sim 10\%$ bei Ottomotoren unter Vollast und bis zu $\sim 50\%$ bei Zweitaktmotoren im Teillastbereich. Der ausströmende Massenstrom setzt sich aus der Verbrennungsgasmasse m_{VG} und der direkt in den Auspuff strömenden Spülmasse m_{SP} zusammen.

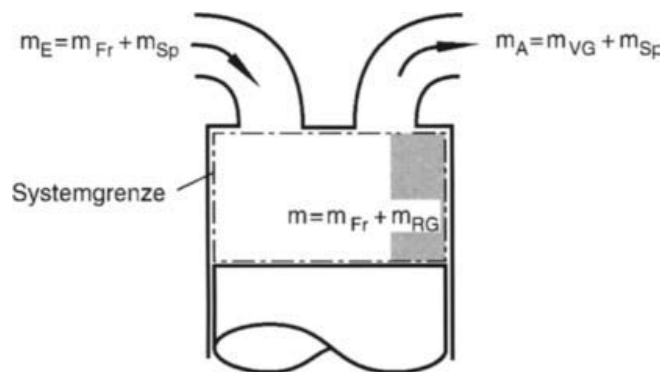
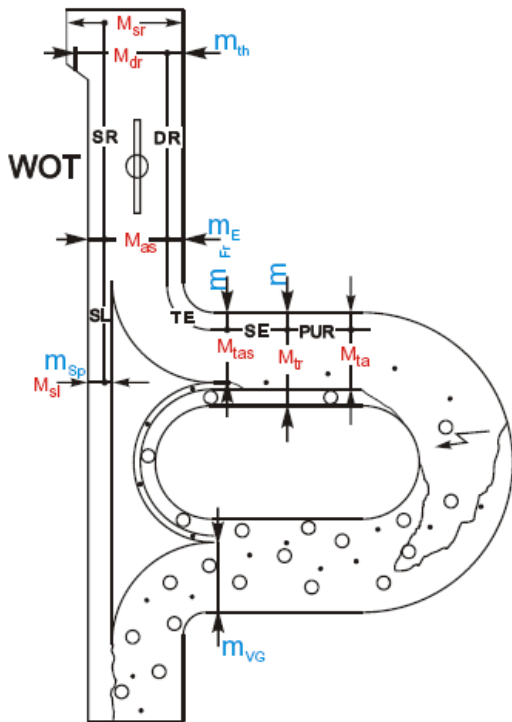


Abbildung 2-2: Massenaufteilung im Ladungswechsel [13]

Für Zweitaktmotoren ist der Ladungswechsel in Abbildung 2-3 detaillierter dargestellt. Darin werden sowohl die im deutschsprachigen Raum gebräuchlichen Bezeichnungen nach DIN (blau) und die englischen Bezeichnungen nach SAE (rot) dargestellt.



- M_{as} Mass of fresh charge
- M_{dr} Reference mass swept volume (compression volume)
- M_{sl} Mass of scavenging losses
- M_{sr} Reference mass swept volume (compression + stroke volume)
- M_{ta} Mass of air trapped in cylinder
- M_{tas} Mass of trapped air delivered
- M_{tr} Total mass of charge retained at exhaust closure

Abbildung 2-3: Zweitakt Spüldiagramm nach SAE [14]

Die in den Bezeichnungen nach DIN Norm verwendete Größe m_{th} bedeutet eine Füllung des Hubvolumens V_H mit Ladung bezogen auf den Umgebungszustand, siehe Gleichung 2-4.

$$m_{th} = \rho_0 * V_H \quad \text{Gleichung 2-4}$$

m_{th} [kg] theoretische Ladungsmasse
 ρ_0 [kg/m³] Dichte bezogen auf den Umgebungszustand

In Tabelle 2-1 ist ein Vergleich der im deutschen und englischen Sprachraum gebräuchlichen Definitionen für Ladungswechselkenngrößen angeführt.

DIN 1940:1976-12		SAE	
Luftaufwand	$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}}$	$DR = \frac{M_{as}}{M_{dr}}$	Volumetric Efficiency / Air Delivery Ratio
Liefergrad	$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}}$	$CE = \frac{M_{tas}}{M_{dr}}$	Charging Efficiency
Fanggrad	$\lambda_f = \frac{m_{Fr}}{m_E}$	$TE = \frac{M_{tas}}{M_{as}}$	Trapping Efficiency
Spülgrad	$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m}$	$SE = \frac{M_{tas}}{M_{tr}}$	Scavenging Efficiency
Restgasanteil	$x_{RG} = \frac{m_{RG}}{m}$	$x_r = \frac{(M_{tr} - M_{ta})}{M_{ta}}$	Residual Gas Fraction
Spülanteil	----	$SR = \frac{M_{as}}{M_{sr}}$	Scavenge Ratio
----	----	$PUR = \frac{M_{ta}}{M_{tr}}$	Purity
----	----	$SL = 1 - TE$	Scavenging Loss

Tabelle 2-1: Vergleich der Ladungswechselkennzahlen nach DIN und SAE Definition [11]

2.1.2 Spülmodelle

2.1.2.1 Spülverfahren [3], [10], [16]

In der Praxis wurden verschiedene Methoden entwickelt, um die Spülung des Zylinders für Zweitaktmotoren zu bewerkstelligen. Die Unterschiede der konstruktiven Gestaltung ergeben sich auf Grund der Bandbreite von Zweitaktmotoren (von kleinvolumigen, schnelllaufenden Ottomotoren bis zu Diesel-Großmotoren) und dem Versuch der Minimierung von Spülverlusten, um Emissionen klein und den Wirkungsgrad hoch zu halten. An dieser Stelle sollen exemplarisch die drei wichtigsten Beispiele genannt und kurz beschrieben werden (siehe Abbildung 2-4).

Eine einfache Möglichkeit, die Spülung des Zylinders zu realisieren, stellt die Querspülung dar. Dabei sind die Spülkanäle (Überströmkanäle) gegenüber des Auslasskanals angeordnet und weisen eine relativ einfache und kompakte Kanalgestaltung auf. Die Spül- und Auslasskanäle können dabei bei einfachen Ausführungen in einem Arbeitsschritt von der Auslassseite her bearbeitet werden und vereinfachen somit den Fertigungsprozess.

Damit es bei der Spülung nicht zu einem direkten Kurzschluss zwischen Überström- und Auslasskanal kommt, wird der Kolben mit einer Kolbennase versehen, die die Strömung Richtung Zylinderachse leitet. Dadurch wird die Spülung des Brennraums verbessert was zu einer Verminderung der Spülverluste führt.

Bei der Umkehrspülung liegen die Überströmkanäle auf der gleichen Zylinderhälfte wie die Auslassschlitze und sind dabei spiegelsymmetrisch zur Mittelachse des Auslasskanals angeordnet. Die von den Überströmkanälen ausgehende Strömung richtet sich zunächst zu der dem Auslasskanal gegenüberliegenden Seite, um sich dann aufzurichten. Im Zylinderkopf dreht sich die Strömung um und drängt das Abgas in den Auspuff. Dieses Spülverfahren zeichnet sich ebenfalls durch seine einfache und kompakte Bauweise aus. Vorteile sind zusätzlich die Eignung für hohe Drehzahlen und die gute Kühlung einer im Zylinderkopf befindlichen Brennraummulde. Nachteilig wirkt sich unter anderem die einseitige thermische Belastung des Kolbens aus.

Die Längs- bzw. Gleichstromspülung mit Auslassventilen und Spülgebläse wird vor allem bei Diesel-Großmotoren eingesetzt, da sie einen hohen Spülgrad sowie geringe Spülverluste aufweist und somit den Wirkungsgrad des Motors erhöht. Die Spülströmung der tangential angeordneten Kanäle bewirkt einen Drall, der die Gemischbildung unterstützt. Mit dem ventilgesteuerten Auslasskanal können asymmetrische Steuerzeiten realisiert werden, welche die Optimierung von Verbrauch und Emissionen über das gesamte Betriebskennfeld ermöglichen. Im Gegensatz zu den vorher genannten Spülverfahren benötigt die Längsspülung vergleichsweise viel Bauraum und besitzt durch den Ventiltrieb gleichzeitig einen hohen Grad an Komplexität.

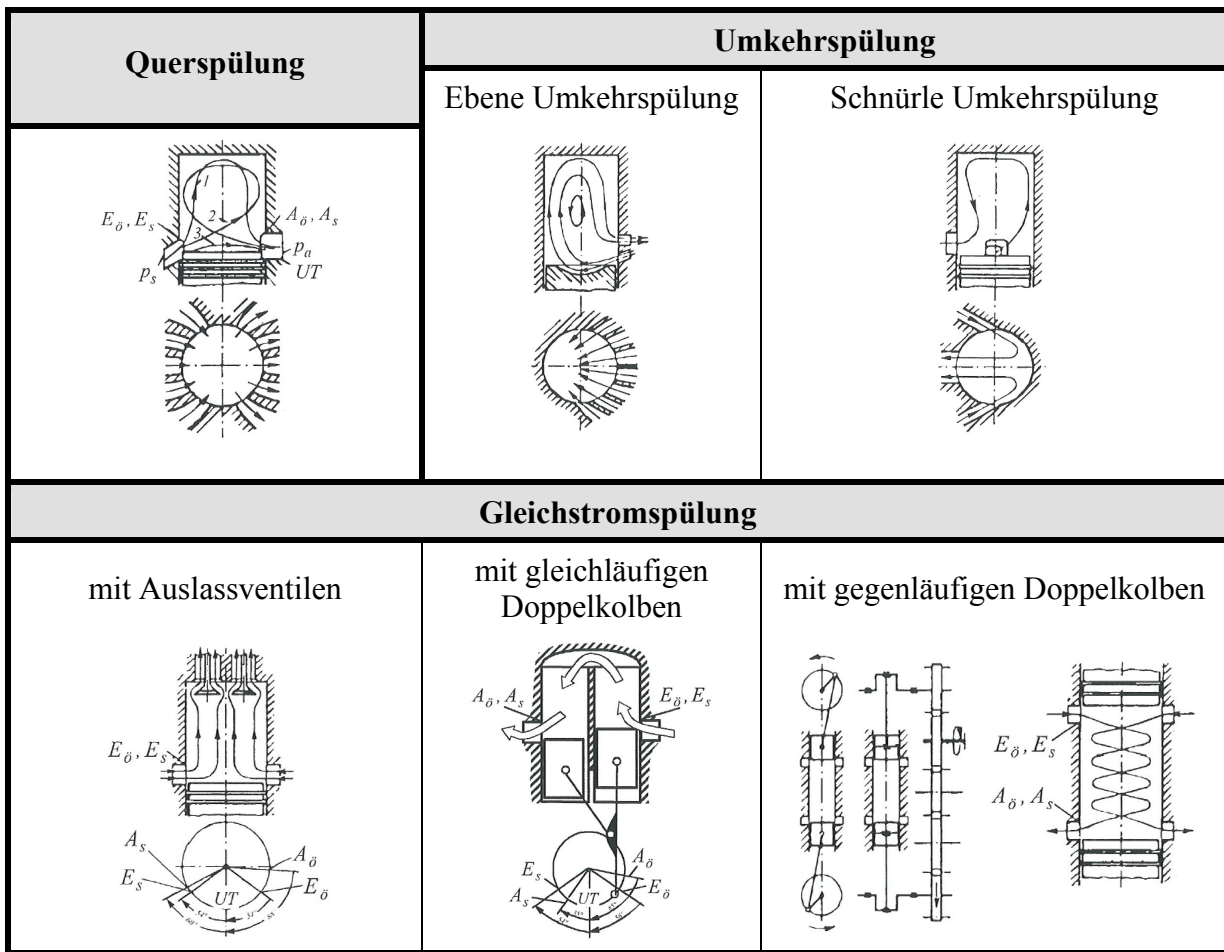


Abbildung 2-4: Aufstellung der häufigsten Spülverfahren [6]

2.1.2.2 Theoretische Spülverfahren (Spülmodelle)

Schon am Beginn des 20. Jhd. [3] wurde der Begriff "perfect displacement" (PD) und "perfect mixing" (PM) (Verdrängungs- bzw. Verdünnungsspülung) für die theoretische Betrachtung des Spülverhaltens von Zweitaktmotoren erdacht. Das daraus resultierende vereinfachte Spülmodell beschreibt den Spülvorgang in drei idealisierten Formen - Verdrängungsspülung, Verdünnungsspülung und Kurzschlusspülung (siehe Abbildung 2-5).

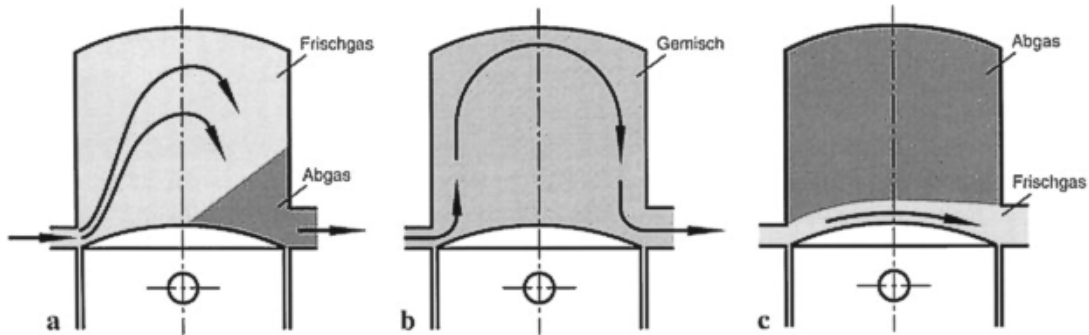


Abbildung 2-5: Idealisierte Spülverfahren:
a) Verdrängungsspülung, b) Verdünnungsspülung, c) Kurzschlusspülung [13]

Für die praktische Beurteilung der Spülung wird der Spülgrad λ_s (Scavenging Efficiency, SE) über den Luftaufwand λ_a in sogenannten Spülkurven aufgetragen. Abbildung 2-6 zeigt den Verlauf der drei Grundarten und zusätzlich jenen Bereich, in dem sich die Spülarten Längs-, Umkehr-, und Querspülung bewegen. Es wird deutlich, dass bei der Querspülung eine deutlich geringere Spülwirkung erzielt werden kann und somit der Restgasgehalt ($x_{RG} = 1 - \lambda_s$) relativ hoch bleibt. An dieser Stelle soll kurz darauf hingewiesen werden, dass in der englischen Literatur [3] anstatt des Luftaufwands λ_a (Delivery Ratio, DR) gerne der Kennwert Scavenge Ratio (SR, später auch als Spülanteil bezeichnet) verwendet wird. Dabei ist auf die unterschiedliche Referenzmasse zu achten.

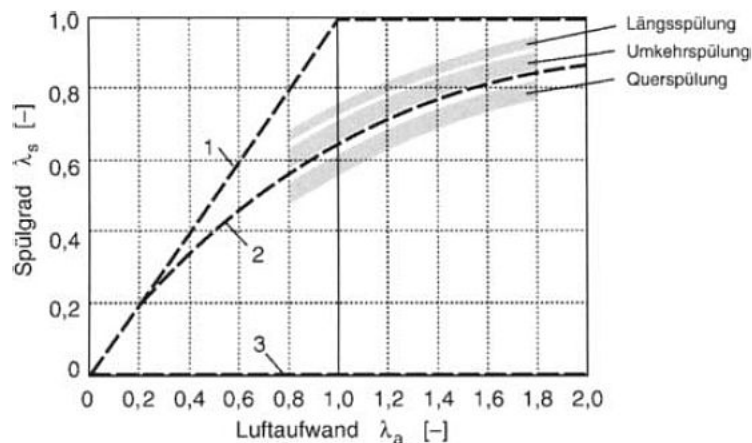


Abbildung 2-6: Spülkurven verschiedener Spülverfahren:
1) Verdrängungsspülung, 2) Verdünnungsspülung, 3) Kurzschlusspülung [13]

Bei der Verdrängungsspülung wird ein gleich großer Massenanteil der Abgasmasse in den Auspuff geschoben wie Frischladungsmasse in den Zylinder gelangt. Es kommt zu keiner Vermischung der beiden Gasgemische. Diese Spülkurve stellt die Obergrenze der erreichbaren Spülung dar. Mathematisch kann die Spülkurve wie folgt beschrieben werden:

Für	$\lambda_a \leq 1$	gilt	
	$\lambda_s = \lambda_a$		Gleichung 2-5
Für	$\lambda_a \geq 1$	gilt	
	$\lambda_s = 1$		Gleichung 2-6

Die Verdünnungsspülung bildet die Grenze zwischen „guter“ Spülung (Umkehr- und Längsspülung) und „schlechter“ Spülung (Querspülung). Es kommt dabei zur vollständigen Vermischung zwischen Frischladung und Abgas. Die dargestellte Kurve folgt der nachfolgenden Bedingung.

$$\lambda_s = 1 + e^{\lambda_a} \quad \text{Gleichung 2-7}$$

Bei der Kurzschlusspülung wird das dem Zylinder zugeführte Frischgas direkt in den Auslasskanal geleitet ohne am Spülvorgang teilzunehmen.

$$\lambda_s = 0 \quad \text{Gleichung 2-8}$$

In [3] ist zusätzlich ein Diagramm gebräuchlich, welches den Fanggrad (Trapping Efficiency, TE) über den Spülanteil darstellt. Dies ermöglicht, vor allem bei Spülkurven mit Kurzschlussanteil, eine bessere visuelle Darstellung in den Bereichen niedrigen Spülanteils SR. In Abbildung 2-7 und Abbildung 2-8 ist eine Spülkurve (blau) eingezeichnet, welche durch eine Kombination aus den Grundtypen Verdrängungsspülung und Verdünnungsspülung sowie 10 % Kurzschlussanteil erzeugt wurde. An diesem Beispiel wird deutlich, wie hilfreich die Betrachtung beider Darstellungsformen sein kann.

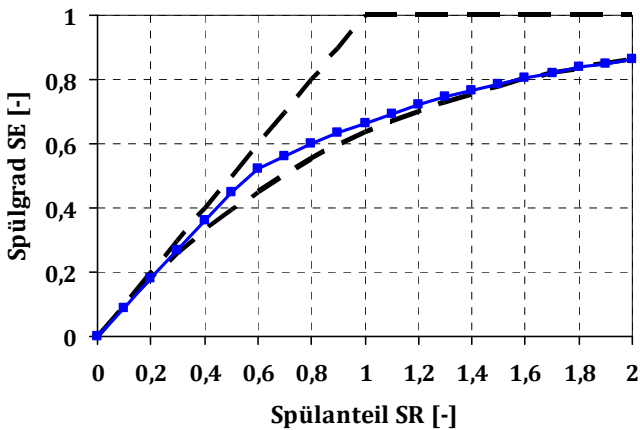


Abbildung 2-7: Beispiel Spülmodell

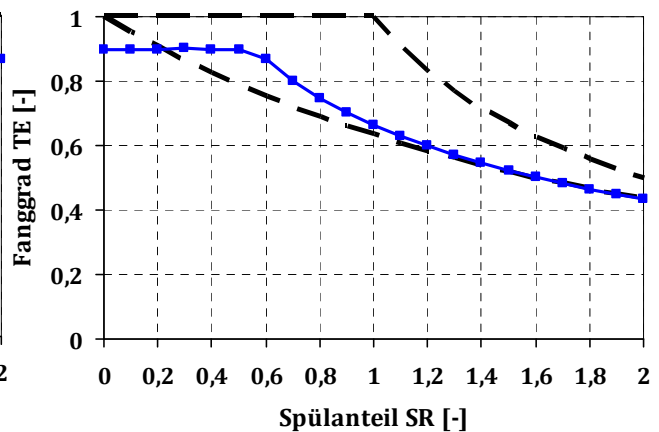


Abbildung 2-8: Fanggrad des Spülmodells

2.1.3 Kanalgeometrie Umkehrspülung

Die Kanalgeometrie der Überströmkanäle hat neben der Wahl des Spülverfahrens einen großen Einfluss auf die Spülung des Zylinders. Im speziellen Fall der Umkehrspülung stellen bereits durchgeführte Untersuchungen bezüglich der Kanalgestaltung eine Art Leitfaden zur günstigen Konstruktion von Kanälen dar. Der Schnittpunkt der Überströmkanäle sollte sich zum Beispiel im hinteren Drittel des von oben betrachteten Zylinders befinden, um eine hohe Reinheit der Frischladung zu erreichen. Befindet sich der Schnittpunkt zu weit hinten, d.h. ist der Überströmkanal zu stark vom Auslasskanal abgewendet, entwickelt sich, nachdem die Strömung auf die Zylinderwand trifft, eine gerichtete Strömung Richtung Auslass (Frischladungszunge) (siehe Abbildung 2-9).

Werden die Überströmkanäle aber zu sehr nach innen gezogen, kann es zu einer direkten Kurzschlusspülung in den Auslass kommen. Um die Einstromrichtung vorgeben zu können, ist eine Mindestführlänge notwendig. Diese bezieht sich auf die Kanaloberseite, da diese bei Spülbeginn als relevant anzusehen ist. Die Erfahrung hat gezeigt, dass Überströmkanäle so kurz wie möglich gestaltet werden sollten, um das Schadvolumen klein und die Einstromzeit kurz zu halten.

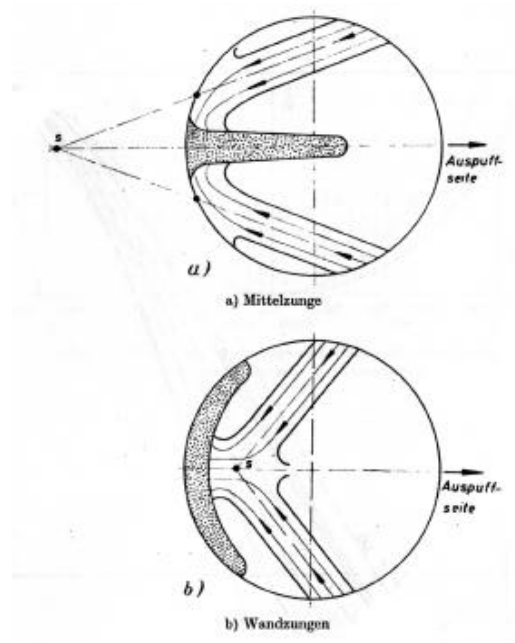


Abbildung 2-9: Richtungsoptimierung der Überströmkanäle bei Umkehrspülung [10]

Um eine gute Spülung des ganzen Zylinders zu gewährleisten, werden die axialen Eintrittswinkel (Winkel zwischen Ebene normal zur Zylinderachse und Mittellinie der Überströmkanäle) der Überströmkanäle stufenweise, angefangen beim Hauptüberströmer, angehoben. Dadurch richtet sich die Strömung langsam auf und schiebt das Abgas vom Kolbenboden her beginnend über die Brennraummulde in Richtung Auslass. Für die untersuchten Kanalvarianten wurden Winkel in folgenden Bereichen verwendet:

- Hauptüberströmer Axialwinkel: 10° bzw. 25°
- Nebenüberströmer Axialwinkel: 20° bzw. 25°
- Aufrichtkanal Axialwinkel: 60°

2.2 *Lambda 1 Konzeptmotor*

Einerseits besteht die Möglichkeit die Spülverluste bei gemischansaugenden Motoren durch ein geeignetes Spülverfahren klein zu halten. Die Gleichstromspülung ist ein solches Verfahren, welches, bedingt durch die große Entfernung der Überströmkanäle vom Auslasskanal, sich durch hohe Fanggrade bei kleinem Spülverlust auszeichnet. Angewendet wurde dieses Prinzip zum Beispiel beim Puch Doppelkolbenmotor.

Andererseits kann, ebenfalls bei gemischansaugenden Motoren, der Treibstofffanggrad erhöht werden, indem mit einem geschichteten Spülverfahren gearbeitet wird. Dabei wird die Ladung in Bereiche fetten bzw. mageren Gemisches unterteilt, wobei in der ersten Phase des Spülvorganges hauptsächlich das magere Gemisch in den Zylinder und somit in den Auspuff gelangt. Weitaus bedeutender, weil in Serie verfügbar, ist die Spülvorlage mit reiner Luft. Über zwei mit Drosselorganen versehene Kanäle wird das Kurbelgehäuse (bei Vergasermotoren) mit Ladungsmasse versorgt.

Der kraftstoffführende Kanal leitet Gemisch in den unteren Bereich des Kurbelgehäuses ein. Die reine Luft wird in den oberen Bereich der Überströmkanäle eingebracht. Somit wird eine anfängliche Spülung mit reiner Luft erreicht und die Treibstoffverluste gemindert.

Wird der Luft- und Kraftstoffpfad getrennt, kann der Zylinder mit reiner Luft gespült werden. Der Kraftstoff wird nach Auslassschluss über eine Einspritzdüse direkt in den Zylinder eingebracht und der Treibstoffverlust damit auf Null reduziert. Als Spülverlust tritt nur reine Luft auf. Dieses oder ähnliche Konzepte mit innerer Gemischbildung werden aktuell von einigen Zweiradherstellern angeboten und werden auch in Zukunft immer größere Verbreitung in der Zweitaktmotorenwelt erfahren.

Obwohl all diese Konzepte auf die Reduktion von Emissionen und Kraftstoffverbrauch hinzielen, ist man noch weit von den von Viertaktmotoren erreichbaren Werten entfernt. Ein wesentlicher Vorteil der Viertakt-Ottomotoren ist der Lambda 1 Betrieb und damit einhergehend die Abgasnachbehandlung mittels Dreiwege-Katalysator. Damit kann ein Großteil der CO, HC und NO_x Emissionen beseitigt werden. Bei herkömmlichen schlitzzesteuerten Zweitaktottomotoren kann durch Überschuss an Luft bzw. unverbranntem Gemisch die Umwandlung der Schadstoffe nicht in einem Dreiwege-Katalysator von statten gehen, sondern nur in einem Oxidationskatalysator indem HC und CO Emissionen reduziert werden.

Die Idee des Lambda 1 Konzeptes ist es im Auspuff ein Summenlambda von 1 herzustellen und damit die Möglichkeit zu schaffen, einen Dreiwegekatalysator zu verwenden. Als Einsatzbereich wurde am Projektbeginn ein Range Extender angedacht, der in zwei Betriebspunkten arbeitet. Es folgen einige Überlegungen zum Konzept.

Das Gesamtluftverhältnis im Abgasstrang λ_{AG} kann über die einströmende Ladungsmasse m_E und die eingespritzte Kraftstoffmasse m_{K_T} bestimmt werden. Das Lambda im Zylinder λ_{VG} hingegen wird durch die gefangene Luftmasse m_{F_r} und die gefangene Kraftstoffmasse $m_{f_{K_T}}$ errechnet. Dividiert man die beiden Kennwerte, so erhält man eine Beziehung zwischen den beiden Lambdawerten und dem Luft- bzw. Kraftstofffanggrad.

$$\lambda_{AG} = \frac{m_E}{L_{st} * m_{Kr}} \quad \text{Gleichung 2-9}$$

$$\lambda_{VG} = \frac{m_{Fr}}{L_{st} * m_{f_Kr}} \quad \text{Gleichung 2-10}$$

$$\frac{\lambda_{VG}}{\lambda_{AG}} = \frac{\frac{m_{Fr}}{L_{st} * m_{f_Kr}}}{\frac{m_E}{L_{st} * m_{Kr}}} = \frac{m_{Fr}}{m_E} * \frac{m_{Kr}}{m_{f_Kr}} = \lambda_{fL} * \frac{1}{\lambda_{fK}} \quad \text{Gleichung 2-11}$$

$$\frac{\lambda_{VG}}{\lambda} = \frac{\lambda_{fL}}{\lambda_{fK}} \quad \text{Gleichung 2-12}$$

- λ_{AG} [-] Gesamtluftverhältnis im Abgasstrang
- λ_{VG} [-] Lambda im Brennraum
- λ_{fK} [-] Treibstofffanggrad
- λ_{fL} [-] Luftfanggrad
- L_{st} [-] stöchiometrisches Luftverhältnis
- m_E [kg] einströmende Luftmasse
- m_{Fr} [kg] gefangene Luftmasse
- m_{Kr} [kg] eingebrachte Kraftstoffmasse
- m_{f_Kr} [kg] gefangene Kraftstoffmasse

Diese Beziehung ermöglicht es, bei vorgegebenem Gesamtluftverhältnis λ , Lambda im Zylinder λ_{VG} und Treibstofffanggrad λ_{fK} den notwendigen Luftfanggrad λ_{fL} zu ermitteln.

Als Beispiel wird ein Verbrennungslambda von $\lambda_{VG}=0,9$, ein Gesamtluftverhältnis $\lambda_{AG}=1$ und ein Treibstofffanggrad von $\lambda_{fK}=0,9$ angenommen. Bei Berücksichtigung der Beziehung aus Gleichung 2-12 ergibt sich somit ein notwendiger Luftfanggrad von $\lambda_{fL}=0,81$ (siehe Tabelle 2-2).

Lambda VG		Treibstofffanggrad							
		0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1
Gesamtluftverhältnis Lambda im Abgasstrang	1,1	0,41	0,49	0,57	0,65	0,7	0,74	0,78	0,82
	1,08	0,42	0,5	0,58	0,67	0,71	0,75	0,79	0,83
	1,06	0,42	0,51	0,59	0,68	0,72	0,76	0,81	0,85
	1,04	0,43	0,52	0,61	0,69	0,74	0,78	0,82	0,87
	1,02	0,44	0,53	0,62	0,71	0,75	0,79	0,84	0,88
	1	0,45	0,54	0,63	0,72	0,77	0,81	0,86	0,9
	0,98	0,46	0,55	0,64	0,73	0,78	0,83	0,87	0,92
	0,96	0,47	0,56	0,66	0,75	0,8	0,84	0,89	0,94
	0,94	0,48	0,57	0,67	0,77	0,81	0,86	0,91	0,96
	0,92	0,49	0,59	0,68	0,78	0,83	0,88	0,93	0,98
	0,9	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1

Tabelle 2-2: Lambda 1 Konzept, Ermittlung des Luftfanggrades

Damit das vorgegebene Gesamtluftverhältnis λ in einem Abgasluftverhältnis von $\lambda_{AG}=1$ resultiert, muss die verbleibende Luft- bzw. Kraftstoffmasse im Abgassystem vermischt werden, um eine Ungleichbeaufschlagung des Katalysators zu vermeiden. Die verbleibende Luft- Kraftstoffmasse wird im Katalysator verbrannt. Es ist daher darauf zu achten, den Anteil der unverbrannten Kraftstoffmasse möglichst klein zu halten, um eine thermische Überbelastung des Katalysators zu unterbinden.

Die Verwirklichung des Lambda 1 Konzeptes war, wie bereits vorher erwähnt, für einen Zweitaktmotor angedacht, der als Range Extender fungieren sollte. Das Betriebsverhalten eines Zweitaktmotors in Bezug auf Luft- bzw. Kraftstoffanggrad ist stark vom Last- und Drehzahlpunkt abhängig. Somit war die reale Umsetzung des Lambda 1 Konzeptes nur in einem stark eingeschränkten Betriebsfeld denkbar. Es wurden zwei Betriebspunkte vorgegeben (VL bei 3000 U/min und 6000 U/min) und die optimalen Steuerzeiten für beide Drehzahlen ermittelt. Im Zuge des Projektfortschrittes wurde immer deutlicher, dass für die Erfüllung der gesetzlichen Abgasvorschriften die Betrachtung weiterer Betriebspunkte notwendig wäre, was eine Abstimmung praktisch unmöglich gemacht hätte. Da unter den vorgegebenen Randbedingungen die geforderte Leistung nicht erreicht werden konnte, wurde das Projekt neu definiert.

2.3 Direkteinspritzung - Vorteile und Herausforderung [16]

Die Direkteinspritzung bei Zweitaktmotoren wurde bereits in der Mitte des 20 Jhd. verwirklicht und eingesetzt. Die hohen Kosten der Einspritzanlage und der immer geringer werdenden Relevanz des Zweitaktmotors bei PKW-Motoren ließen die Direkteinspritzung rasch wieder verschwinden, da es für kleinvolumige Motoren zur damaligen Zeit noch keinen Bedarf an verbrauchs- und emissionsarmen Motoren gab.

Im Laufe der Zeit wurden die Abgasvorschriften für Zweitaktmotoren verschärft und Lösungen mussten gefunden werden, um die neuen Anforderungen zu erfüllen. Im Automobilssektor befasste man sich schon länger mit der Weiterentwicklung und Serienproduktion von Direkteinspritzanlagen für Viertaktmotoren.

Die daraus gewonnenen Erfahrungen und vor allem die durch die Serienfertigung gesunkenen Kosten für Einspritzsysteme bildeten die Grundlage für den Einsatz in Zweitaktmotoren.

Es folgt eine kurze Übersicht über Direkteinspritzkonzepte (siehe Abbildung 2-11). Grundsätzlich kann man zur Ausführung einer inneren Gemischbildung auch eine semidirekte Einspritzung andenken. Diese Möglichkeit wurde aber im Zuge des Projektes nicht in Betracht gezogen. Somit verbleiben im Fall der Direkteinspritzung zwei Arten. Die Niederdruckdirekteinspritzung (LPDI, Low Pressure Direct Injection) und die Hochdruckdirekteinspritzung (HPDI, High Pressure Direct Injection) mit einem Einspritzdruck ab ca. 30 bar. Die LPDI wurde ebenfalls von Beginn an nicht in Erwägung gezogen, da bei hohen Drehzahlen und Lasten zu viel Zeit benötigt werden würde, um eine akzeptable Gemischbildung zu erzielen und damit einhergehend den Treibstoffanggrad empfindlich zu minimieren. Durch eine HPDI ist es möglich, die notwendige Menge Kraftstoff in relativ kurzer Zeit in den Zylinder einzubringen. Der Einspritzzeitpunkt (SOI) kann bei vorgegebenem Einspritzende (EOI) im Vergleich zu LPDI relativ spät gesetzt werden und wirkt sich damit positiv auf den Treibstoffanggrad aus. Der hohe Einspritzdruck bewirkt eine gute Zerstäubung des Kraftstoffstrahls und damit eine gute Voraussetzung für die Bildung eines homogenen Gemisches.

Die Verwendung einer HPDI Anlage bringt aber auch Nachteile mit sich. So steigen, wie schon anfangs kurz erwähnt, zum einen die Kosten und zum anderen führt der höhere Treibstoffgrad zu einer schlechteren Homogenisierung des Gemisches bei hohen Lasten und Drehzahlen im Vergleich zu Vergasermotoren bzw. Kurbelgehäuse-Einspritzungen. Der für die Einspritzung bereitgestellte Druck erhöht den Reibmitteldruck. Bei niedrigen Drehzahlen und Lasten nimmt der BMEP (Break Mean Effective Pressure) merklich ab, weshalb eine Reduktion des Einspritzdruckes, d.h. eine Minderung des FMEP (Friction Mean Effective Pressure) eine vernünftige Maßnahme darstellt.

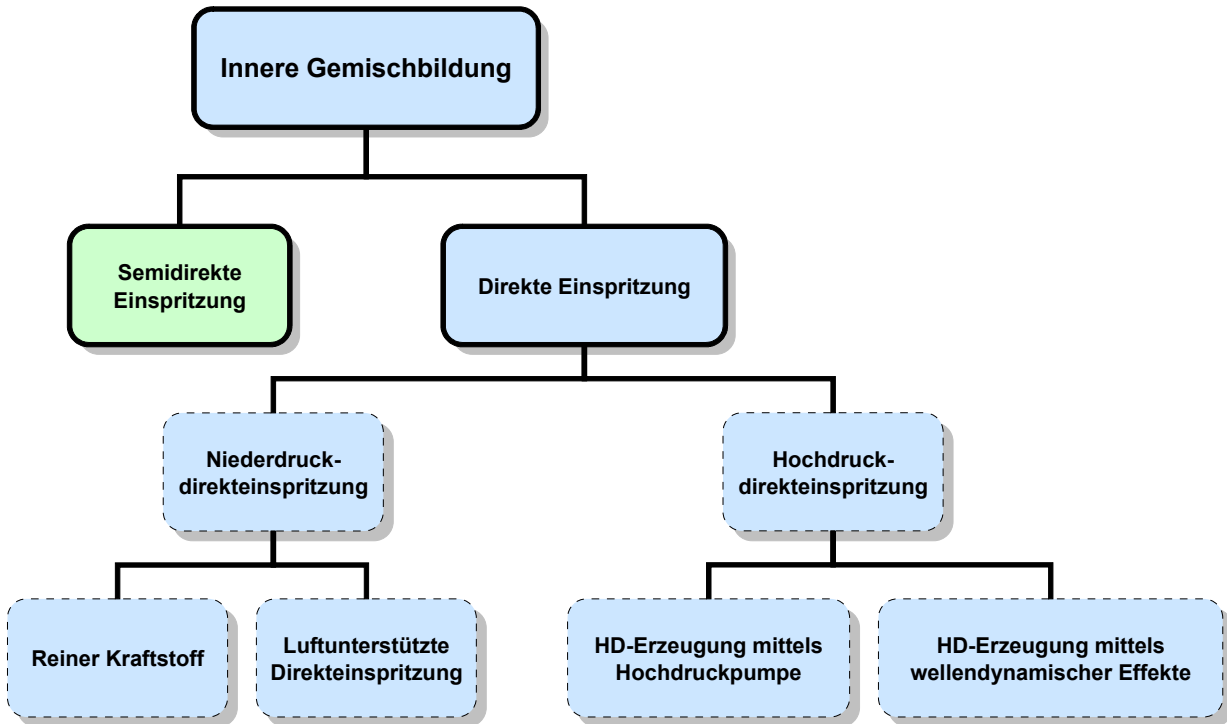


Abbildung 2-11: Überblick der Inneren Gemischbildung [10]

3 Simulation - Theorie und Grundlagen

Das mit der Fa. BRP-Rotax durchgeführte Projekt bestand aus der Voruntersuchung und Potenzialabschätzung eines Zweitaktmotors für Range Extender Anwendungen bzw. die Möglichkeit der Emissionsreduktion bei „low-cost“ Motoren für den Freizeitsektor (Schneemobile etc.). Die Untersuchungen wurden dabei mit zwei Simulationswerkzeugen durchgeführt. Einerseits die 1D-Simulation mittels AVL BOOST® und andererseits die 3D-Simulation mit ANSYS FLUENT®. In diesem Kapitel soll kurz auf den theoretischen Hintergrund der unterschiedlichen Simulationsarten und deren spezielle Anwendung in diesem Projekt eingegangen werden.

3.1 *Grundlegende Formeln [15]*

Zunächst werden die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung allgemein formuliert und erlangen damit sowohl für den eindimensionalen als auch für den dreidimensionalen Raum ihre Gültigkeit. Die Herleitungen beziehen sich auf ein ortsfestes Kontrollvolumen, die sogenannte Eulersche Betrachtung. Die Kontinuitätsgleichung, Gleichung 3-1, besteht aus zwei Teilen. Der erste Teil beschreibt die zeitliche Änderung der Masse des Kontrollvolumens, der zweite Teil die Summe aus eintretendem und austretendem Massenstrom.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad \text{Gleichung 3-1}$$

ρ	[kg/m ³]	Dichte
t	[s]	Zeit
u	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
x	[-]	Koordinate

Die Impulsgleichung, Gleichung 3-2, besagt, dass die zeitliche Änderung des Impulses im Inneren des Kontrollvolumens und die Summe aus eintretendem und austretendem Impulsfluss gleich der Summe der Kräfte ist. Die rechte Seite der Impulsgleichung, die Summe der Kräfte, besteht aus dem Spannungstensor σ_{ij} und der Volumenkraft (Body Forces) f_i^b . Der Spannungstensor wird in einen Druckterm (multipliziert mit dem Kronecker Delta) und den verbleibenden Spannungen τ_{ij} aufgeteilt.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^b \quad \text{Gleichung 3-2}$$

σ	[N/m ²]	Spannungstensor
f_i^b	[m/s ²]	Volumenkraft

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad \text{Gleichung 3-3}$$

p	[N/m ²]	Druck
τ_{ij}	[N/m ²]	Schubspannung

Die zeitliche Änderung der gesamten Energie eines Körpers entspricht der Summe der Leistung der äußeren Kräfte sowie der übertragenen Wärmeleistung (Energiegleichung Gleichung 3-4). Auf der linken Seite der Gleichung stehen die zeitliche Energieänderung im Inneren sowie die Summe aus eintretendem und austretendem Energiefluss. Auf der rechten Seite stehen die Leistungen der äußeren Kräfte und die übertragene Wärmeleistung durch Leitung und innere Wärmequellen.

$$\frac{\partial \rho \left(e + \frac{1}{2} u_k u_k \right)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \left(e + \frac{1}{2} u_k u_k \right)}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij} u_{ij}}{\partial x_{ij}} + \rho u_j f_j^b - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \dot{Q} \quad \text{Gleichung 3-4}$$

- e [J/kg] spezifische innere Energie
- q [W/m²] Wärmestromdichte durch Leitung
- \dot{Q} [W/m³] spezifischer Wärmestrom

3.2 1D-Strömungssimulation mit AVL BOOST® [2], [13]

Die 1D-Simulation ermöglicht eine relativ genaue Betrachtung und Analyse gasdynamischer Effekte trotz der Verwendung einfacher Geometrien. Steigt die Komplexität der Geometrie, so nimmt die Genauigkeit und Plausibilität der Ergebnisse ab, da die Abbildung derselbigen nur unzureichend verwirklicht werden kann. Es fließt nur eine Koordinate in die Betrachtung der Geometrie ein. Trotzdem eignet sich die 1D-Simulation sehr gut zur Vorauslegung von Motorkonzepten, da aufgrund der kurzen Rechenzeit viele Variationen simuliert werden können.

Die 1D-CFD Vorausberechnung wurde mittels AVL BOOST® durchgeführt. Die Simulationssoftware bietet dabei die Möglichkeit, ein komplettes Motormodell (Einlasssystem, Zylinder, Auslasssystem) abzubilden. Im Einlass-, sowie im Auslasssystem können mit Hilfe der 1D Simulation gasdynamische Effekte berücksichtigt werden. Im Zylinder hingegen wird eine örtliche Variabilität der Größen nicht berücksichtigt, nur deren zeitliche Abhängigkeit. Man spricht in diesem Fall von einem nulldimensionalen Modell. Die folgenden Abschnitte beschreiben kurz die im Motormodell verwendeten Elemente. Dabei wird nur auf spezifische Eigenschaften der jeweiligen Komponenten eingegangen.

3.2.1 Zylinder (AVL BOOST®: Cylinder)

Für den Zylinder sollen anhand des Einzonenmodells die Erhaltungssätze für Masse und Energie, sowie die Zustandsgleichung beschrieben werden. Abbildung 3-1 zeigt den vereinfachten Brennraum mit Systemgrenze und die ein- bzw. ausströmenden Massen, sowie die zu- bzw. abgeführte Wärme und Arbeit. Die folgenden Gleichungen (3-5 bis 3-6) werden auf Grad Kurbelwinkel bezogen.

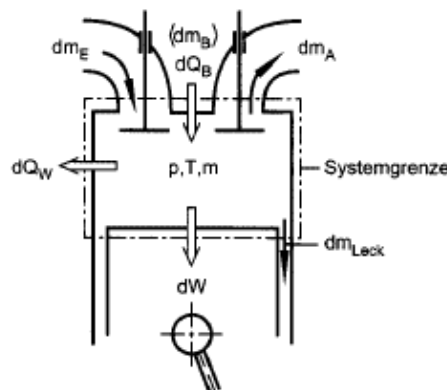


Abbildung 3-1: System Brennraum [13]

3.2.1.1 Massenerhaltung

Die Massenerhaltung besagt ganz allgemein, wie bereits zu Gleichung 3-1 erläutert wurde, dass die Änderung der Masse im Kontrollraum gleich der Summe der ein- und austretenden Massenströme ist. Dabei gilt es luftansaugende und gemischansaugende Motoren zu unterscheiden. Die Änderung der Gesamtmasse m erfolgt durch die einströmende Masse m_E , die ausströmende Masse m_A , die Leckagemasse m_{Leck} (Blow-by) und bei luftansaugenden Motoren, die Brennstoffmasse m_B . Gleichung 3-7 zeigt die Kontinuitätsgleichung für luftansaugende Gleichung 3-8 für gemischansaugende Motoren.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad \text{Gleichung 3-7}$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad \text{Gleichung 3-8}$$

3.2.1.2 Energieerhaltung

Für den 1. Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre offene Systeme gilt: Die Änderung der inneren Energie $dU/d\varphi$ ist gleich der Summe aus abgegebener technischer Arbeit $p dV/d\varphi$, dem Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$, der abgeführten Wärme $dQ_W/d\varphi$ sowie den Enthalpieströmen aus einströmenden ($h_E \cdot dm_E/d\varphi$), ausströmenden ($h_A \cdot dm_A/d\varphi$) Massenströmen sowie der Leckagemasse ($h_A \cdot dm_{Leck}/d\varphi$).

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad \text{Gleichung 3-9}$$

3.2.1.3 Zustandsgleichung

Aus der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase, Gleichung 3-10, wird durch Differenzierung nach Grad Kurbelwinkel die Gleichung 3-11 gewonnen.

$$pV = mRT \quad \text{Gleichung 3-10}$$

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad \text{Gleichung 3-11}$$

3.2.1.4 Spülung des Zylinders im Falle von Zweitaktmotoren

Bei der Simulation von Viertaktmotoren wird der Spülprozess des Zylinders von BOOST mit dem Modell der Verdünnungsspülung (engl.: „perfect mixing“) dargestellt. Für Zweitaktmotoren ist diese Betrachtung aber unzureichend und so kann in BOOST zwischen drei Spülmodellen gewählt werden - der Verdünnungsspülung, der Verdrängungsspülung und einem benutzerdefinierten Spülmodell. Bei letzterem wird eine Textdatei eingelesen, die den bei gegebenem Spülanteil SR dazugehörigen Spülgrad λ_s enthält. Der Brennraum wird bei allen drei Varianten in zwei Zonen aufgeteilt. Einer Verdrängungs- und einer Verdünnungszone. Genauso verhält es sich mit der Spülung selbst, die in eine Spülung nach Typ A bzw. einer Spülung nach Typ B aufgeteilt wird. Die Wahl einer der gerade genannten Spülarten fällt nach der Bewertung eines von der AVL eingeführten Parameters - der Spülqualität (BOOST: „scavenging quality“).

Ist die berechnete Spülqualität Q_{SC} positiv, wird Typ A gewählt, ist sie negativ, dann Typ B. Gleichung 3-12 zeigt die Berechnung der Spülqualität Q_{SC} für Typ A, Gleichung 3-13 für Typ B.

$$Q_{SC} = \frac{\dot{m}_{ID}}{\dot{m}_{IZ}} > 0 \quad \text{Gleichung 3-12}$$

$$Q_{SC} = -\frac{\dot{m}_{IS}}{\dot{m}_{IZ}} < 0 \quad \text{Gleichung 3-13}$$

- \dot{m}_{ID} Massenfluss in die Verdrängungszone
- \dot{m}_{IS} Kurzschluss Massenfluss
- \dot{m}_{IZ} Massenfluss in den Zylinder

Wie Abbildung 3-2 zeigt, teilt sich der in den Zylinder einströmende Massenstrom \dot{m}_{IZ} in zwei Massenströme auf. Im Fall der Spülart nach Typ A fließt der Massenstrom \dot{m}_{ID} in die Verdrängungszone, der übrige Teil in die Verdünnungszone. Die ausströmende Masse besteht ausschließlich aus der Masse der Verdünnungszone. Im Fall der Spülung nach Typ B gelangt ebenfalls ein Teil des eintretenden Massenstroms in die Verdünnungszone. Der übrige Teil \dot{m}_{IS} gelangt durch den Kurzschluss direkt in den Auspuff. Die ausströmende Masse besteht daher aus einem Gemisch der Frischladung und der Masse aus der Verdünnungszone.

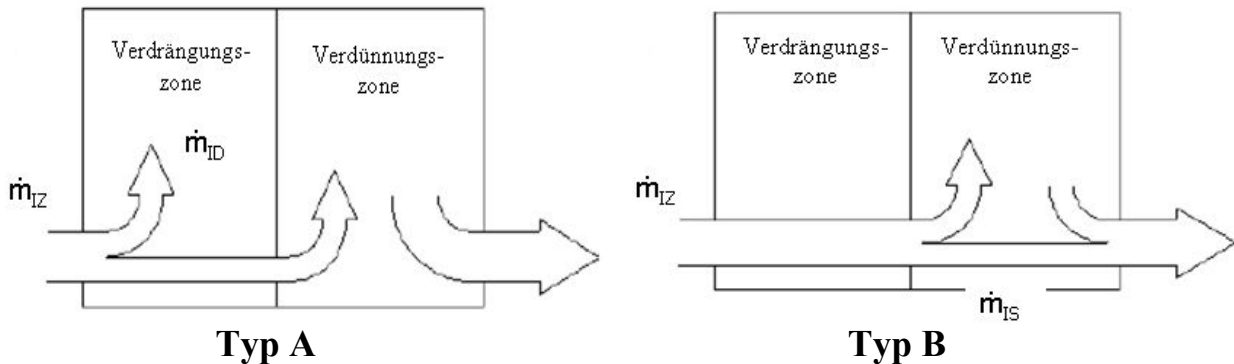


Abbildung 3-2: Benutzerdefiniertes Spülmodell [2]

3.2.2 Plenum und variables Plenum (AVL BOOST®: Plenum, variable Plenum)

Das Plenum bzw. das variable Plenum stellt in BOOST ein Volumen dar, das entweder konstant (Plenum) oder aber zeitlich veränderlich (variables Plenum) ist. Es besitzt keine örtliche Auflösung von Druck und Temperatur und ist somit nulldimensional modelliert. Die Energiegleichung für das variable Plenum ähnelt der des Zylinders, wobei der Term der Volumsänderungsarbeit für das Plenum mit konstantem Volumen entfällt. Auf Wunsch können auch chemische Reaktionen über den Term $dQ_{\text{reac}}/d\varphi$ berücksichtigt werden.

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{d(m_{Pl}u)}{d\varphi} = -p_{Pl} \frac{dV}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} + \frac{dQ_{\text{reac}}}{d\varphi} \quad \text{Gleichung 3-14}$$

3.2.3 Rohrleitungen (AVL BOOST®: Pipes)

Das Rohrelement, welches die Gasdynamik des Einlass- und Auslasssystem abbildet, stellt eines der wichtigsten Elemente des Motormodells dar. Die eindimensionale Strömung in den Rohren wird dabei über die entsprechenden Gleichungen gelöst. Es ist das einzige Element, das eine Zeitverschiebung durch die Ausbreitung von Druckwellen bzw. der Strömung selbst beachtet. Eine Vielzahl von Parametern kann definiert werden. Zum Beispiel der Wandreibungsfaktor, die Wandtemperatur oder der Wandwärmeübergangsfaktor um nur einige zu nennen.

3.2.4 Drosselstellen (AVL BOOST®: Restrictions)

Drosselstellen haben in BOOST verschiedene Aufgaben. Sie dienen zum Verbinden von Rohrelementen (AVL BOOST®: Restriction) mit Durchmessersprüngen und ermöglichen die Definition von Durchflusskoeffizienten in beiden Richtungen, die somit die Änderung der durchströmenden Gasmasse durch den vom Durchmessersprung verursachten Strömungswiderstand berücksichtigen.

Ein weiteres Element ist die Drosselklappe (AVL BOOST®: Throttle). Die Durchflusskoeffizienten werden für beide Strömungsrichtungen und unterschiedliche Drosselklappenwinkel definiert. Die einzugebenden Werte werden über einen Strömungsversuch der Drosselklappe ermittelt.

Das Membranventil, das den Einlass in das Kurbelgehäuse darstellt, wird mit Hilfe eines Rückschlagventils (AVL BOOST®: Check Valve) abgebildet. Es müssen, wie bei der Drosselklappe, die Durchflusskoeffizienten für beide Strömungsrichtungen angegeben werden, diesmal in Abhängigkeit vom anliegenden Differenzdruck. In diesem speziellen Fall ist kein Massenfluss stromaufwärts möglich und der dazugehörige Durchflusskoeffizient gleich Null.

3.2.5 Injektor (AVL BOOST®: Injector)

Der Injektor wird wie eine Drosselstelle behandelt. Das bedeutet, der Luftmassenstrom im Injektor hängt von der Druckdifferenz über dem Injektor ab und wird mittels vorgegebener Durchflusskoeffizienten berechnet. Die eingespritzte Treibstoffmasse kann entweder über das Luft-Kraftstoffverhältnis berechnet oder direkt eingegeben werden. Im Falle der Berechnung der Einspritzmenge über das Luft-Kraftstoffverhältnis wird zwischen dem Vergasermode (AVL BOOST®: Carburetor), bei dem der augenblickliche Massenstrom als Referenz herangezogen wird, und dem Einspritzdüsenmodell (AVL BOOST®: Fuel Injector), bei dem der über einen Zyklus ermittelte Massenstrom eines Messpunktes als Bezugspunkt dient, unterschieden.

3.2.6 Katalysator (AVL BOOST®: Catalyst)

Das gasdynamische Verhalten des Katalysatormodells wird durch die für die Rohrleitungen verwendeten Gleichungen beschrieben. Zusätzlich wird dabei die spezielle Struktur des Katalysators berücksichtigt. Durch die Vielzahl von kleinen, unabhängigen Kanälen ergeben sich vorwiegend kleine Reynoldszahlen und damit ein laminares Strömungsfeld. Die Rohrreibungszahl wird in diesem Fall über die Hagen-Poiseuillsche Beziehung bestimmt. Das Katalysatormodell wirkt damit wie ein Strömungswiderstand. Als Erweiterung kann auch die Betrachtung chemischer Reaktionen zugeschaltet werden.

3.2.7 Messpunkte (AVL BOOST®: Measuring Point)

Die Messpunkte ermöglichen es, gezielt Messergebnisse für bestimmte Abschnitte eines Rohres aufzuzeichnen. Damit dienen sie zum Beispiel dem direkten Vergleich des Simulationsmodells mit Prüfstandsergebnissen. Wird kein Messpunkt gesetzt, sind für ein Rohr nur stark eingeschränkte Ergebnisse darstellbar.

3.2.8 *Systemgrenze (AVL BOOST®: System Boundary)*

Die Systemgrenze stellt die Verbindung des Rechenmodells mit der vom Benutzer definierten Umgebung dar. Als Eingabeparameter der Umgebung müssen Druck, Temperatur, Luft-Kraftstoffverhältnis, Kraftstoffdampf und Verbrennungsprodukte als konstante Werte oder in Tabellen vorgegeben werden.

3.3 **3D-Strömungssimulation mit ANSYS FLUENT® [1], [8]**

Wie im vorigen Kapitel der 1D Simulation kurz erwähnt, wurde die 3D Simulation verwendet, um den Einfluss der Geometrie auf die Spülung berücksichtigen zu können. Damit war es möglich, exaktere Ergebnisse zu erzielen, beziehungsweise die daraus erhaltenen Daten wieder als Eingabedaten für den zweiten Simulationsdurchlauf der 1D Simulation zu benutzen, um damit die Qualität des Modells zu verbessern.

Die 3D Simulation lieferte dabei vielseitige Ergebnisse. So wurde mit Hilfe von CAD ein Strömungsprüfstand nachgebildet und anschließend mit CFD die Durchflusskoeffizienten für diverse Kanalvarianten ermittelt. Weiters konnten durch ein Motormodell, welches aus Kurbelgehäuse, Kolben, Brennraum, Zylinder als bewegtes Netz und dem Abgasstrang bestand, wichtige Information, wie das vorhandene Spülmodell der vorliegenden Kanalgeometrie, ermittelt werden. In der abschließenden Phase des Projektes wurde eine Direkteinspritzung in den Zylinder simuliert und dabei Erkenntnisse in Bezug auf Treibstofffanggrad und Gemischbildung erlangt.

ANSYS FLUENT® bietet eine Vielzahl von Einstellmöglichkeiten, die auch maßgeblich für die Genauigkeit der Ergebnisse sind. Neben den Randbedingungen, die aus der BOOST Simulation stammen, stellt die Wahl des Turbulenzmodells einen wichtigen Faktor dar. Aus diesem Grund befasst sich das nächste Kapitel kurz mit dem Thema Turbulenzmodelle.

3.3.1 *Turbulenzmodelle*

Turbulente Strömungen zeichnen sich durch ein schwankendes Geschwindigkeitsfeld aus. Diese Schwankungen wirken sich auf transportierte Größen wie Impuls, Energie und Spezieskonzentrationen aus, indem diese selbst zu schwanken beginnen. Da diese Fluktuationen von kleiner Dimension und hoher Frequenz sein können, wären sie für die praktische Anwendung bei direkter Simulation zu rechenintensiv. Stattdessen können die geltenden Gleichungen (governing equations) über einen Zeitmittelwert, Ensemblemittelwert verändert werden, um die kleine Schwankungen zu beseitigen und somit die Rechendauer zu verkürzen. Die dabei modifizierten Gleichungen enthalten zusätzliche unbekannte Variable, die über Turbulenzmodelle bestimmt werden.

FLUENT bietet die Möglichkeit eine Reihe unterschiedlicher Turbulenzmodelle anzuwenden. Unglücklicherweise gibt es kein Turbulenzmodell das für alle Klassen von Problemen als allgemeingültig eingestuft werden kann. Für die Verwendung eines bestimmten Turbulenzmodells müssen daher verschiedene Überlegungen angestellt werden. Die Strömung, die Genauigkeit der Ergebnisse, die zur Verfügung stehende Rechenressource und nicht zu vergessen, die Zeit, die für die Simulation aufgewendet werden kann. Eine Möglichkeit die Turbulenz zu betrachten und zu berücksichtigen ist die statistische Behandlung der Turbulenz. Die turbulent schwankenden Größen werden dabei in einen zeitlichen Mittelwert \bar{u} und in eine Schwankungsbewegung u' aufgeteilt, siehe Gleichung 3-15. Diese Art der Mittelung wird als Reynolds-Zeitmittelung beziehungsweise RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) bezeichnet.

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad \text{Gleichung 3-15}$$

Momentanwert = Mittelwert + Fluktuation

Wird die Zeitmittelung auf die Impulsgleichung, Gleichung 3-2, angewendet so ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{\partial \rho \cdot (\bar{u}_i + u_i')}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot (\bar{u}_i + u_i') \cdot (\bar{u}_j + u_j')}{\partial x_j} = -\frac{\partial (\bar{p} + p')}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^b \quad \text{Gleichung 3-16}$$

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial (\bar{u}_i + u_i')}{\partial x_j} + \frac{\partial (\bar{u}_j + u_j')}{\partial x_i} \right) = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Gleichung 3-17}$$

Berücksichtigt man, dass die Mittelung einer schwankenden Größe gleich Null ist, ergibt sich Gleichung 3-18. In dieser Gleichung tauchen die so genannten Reynoldsspannungen, $\overline{\rho u_i' u_j'}$ auf. Sie beschreiben die Turbulenz.

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'}] + \rho f_i^b \quad \text{Gleichung 3-18}$$

Die Mittelung der Navier-Stokes Gleichungen (RANS) erfordert die geeignete Modellierung der Reynoldsspannungen. Eine häufig angewandte Methode nach Boussinesq bezieht die Reynoldsspannungen auf mittlere Geschwindigkeitsgradienten (siehe Gleichung 3-19).

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad \text{Gleichung 3-19}$$

$$\mu_t = c_D c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Gleichung 3-20}$$

Der Vorteil dieses Ansatzes liegt im relativ geringen Rechenaufwand bei der Bestimmung der turbulenten Viskosität μ_t . Im Fall des k-ε Modells müssen zusätzlich zwei Transportgleichungen gelöst werden - für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie ε. Die turbulente Viskosität μ_t wird als Funktion von k und ε berechnet (siehe Gleichung 3-20). c_D und c_μ sind dabei empirische Konstanten.

Durch Einführung der stoffunabhängigen Viskosität μ_t kann durch Addition der laminaren Viskosität eine so genannte „effektive“ Viskosität gebildet werden ($\mu_{eff} = \mu_t + \mu_l$). Die Reynoldsgleichungen erhalten dabei folgende Form:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] + \rho f_i^b \quad \text{Gleichung 3-21}$$

Neben dem k- ϵ Modell wurde auch ein zweites Turbulenzmodell verwendet, das Reynolds Stress Modell (RSM). Das RSM-Modell schließt die RANS Gleichung durch die Lösung von Transportgleichungen für die Reynoldsspannungen zusammen mit einer Gleichung für die Dissipationsrate. Das bedeutet, es müssen im dreidimensionalen Fall zusätzlich sieben Transportgleichungen gelöst werden. Dadurch steigt natürlich der Rechenaufwand, gleichzeitig berücksichtigt das Modell die Effekte wie Drall, Rotation und Änderung der Strömungsrichtung gründlicher als bei Ein- oder Zweigleichungsmodellen. Das RSM-Modell besitzt also ein größeres Potenzial, präzise Vorhersagen für komplexe Strömungen zu liefern [8].

4 1D Simulation - Erster Simulationsdurchgang

Die Anforderungen an den zu entwickelnden Motor beinhalten neben dem hohen Luft- bzw. Treibstofffanggrad (min. 80 % bzw. 90 %) eine angemessene Leistung. Nachdem die Eckdaten des Motors wie zum Beispiel Hubraum, Verdichtung etc. vom Projektpartner vorgegeben wurden (siehe Tabelle 1-1) blieben als Variationsparameter nur die Kanalgeometrie der Überström- und Auslasskanäle und das Ansaug- und Auspuffsystem übrig.

Im ersten Schritt der Simulation wurden die Kanalhöhen variiert. Das Auslasssystem wurde dabei sehr einfach aufgebaut, um der Forderung eines möglichst kostengünstigen Auspuffsystems zu entsprechen. Es bestand zu diesem Zeitpunkt aus geraden Rohren mit konstanten Durchmessern und zwei Volumina. Einzig die Länge des ersten Rohres wurde in dieser Projektphase variiert, da diese abhängig von der Drehzahl starken Einfluss auf Fanggrad und Mitteldruck hat.

Trotz der umfangreichen Variation der Steuerzeiten (Kanalhöhen) konnten die angestrebten Zielwerte nicht erreicht werden. Es schien daher sinnvoll, im zweiten Schritt das Abgassystem näher zu betrachten. Ausgehend von der einfachen Auspuffgeometrie wurden Rohrlängen und Geometrien des gesamten Abgastrakts variiert.

Eine detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise erfolgt in den nachfolgenden Kapiteln.

4.1 BOOST Modell

In Abbildung 4-1 ist das BOOST Basis-Modell dargestellt, das für die ersten Untersuchungen verwendet wurde. Das Modell basiert auf dem bestehenden Motor des Typs 797 von BRP-Rotax. Dabei wurde der Zweizylinder- zu einem Einzylindermotor umgebaut. Grundsätzlich kann das Modell in vier Teile unterteilt werden. Der Ansaugstrecke mit Drosselklappe, dem Einlass (Membranventil) mit Kurbelgehäuse, Zylinder und dem Auspuff. Zusätzlich wird am Anfang und am Ende des Modells eine System Boundary definiert.

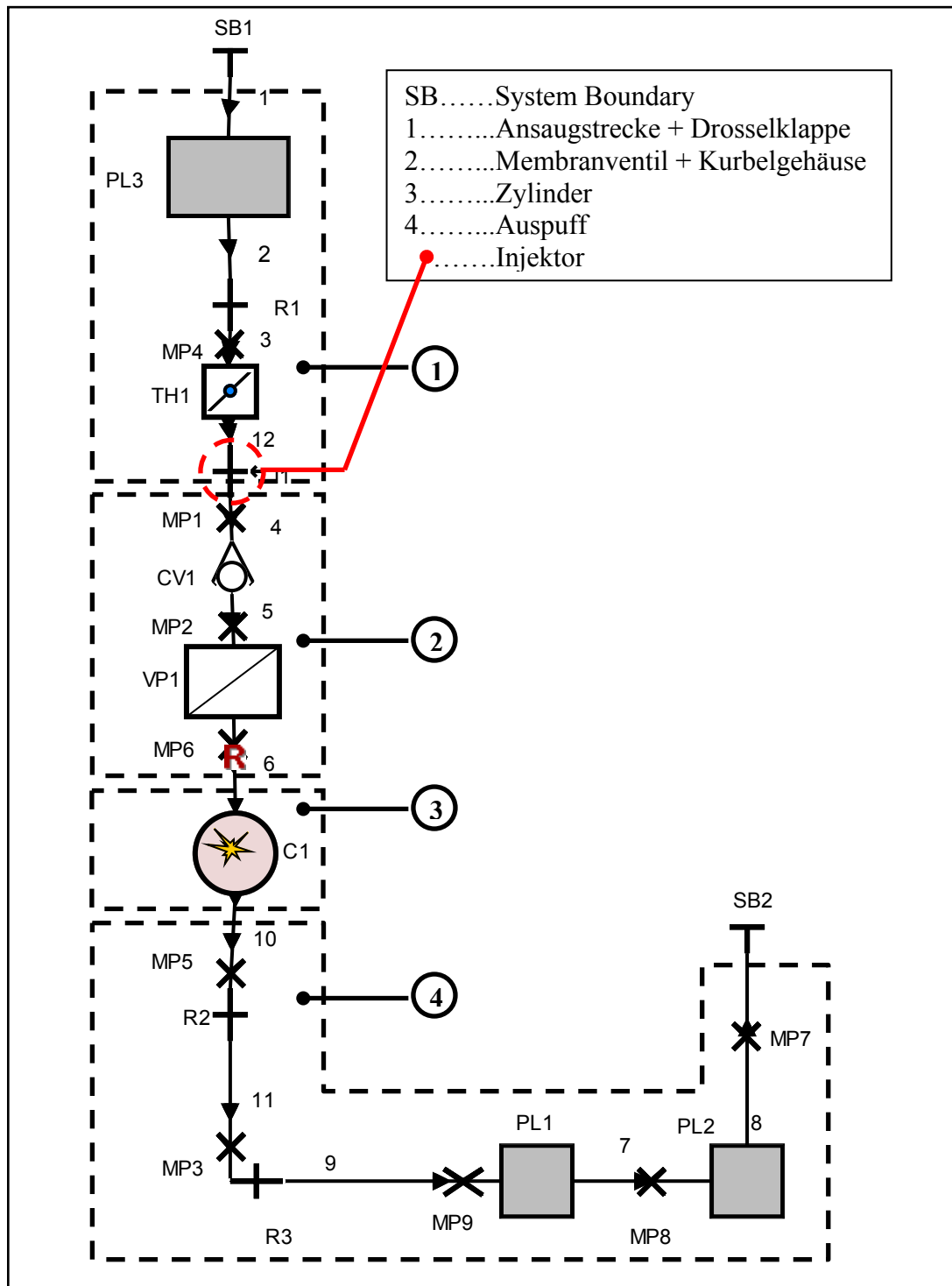


Abbildung 4-1: BOOST Modell des Motors

4.1.1 Teil 1 - Ansaugstrecke mit Drosselklappe

Die Ansaugstrecke besteht aus einem trichterförmigen Kanal, der in ein Volumen (airbox) mündet. Von diesem Volumen ausgehend wird eine Verbindung zur Drosselklappe hergestellt. Die Form der Rohre sowie das Volumen des Plenums wurden vom Basismotor Typ 797 übernommen und entsprechend adaptiert. Die für die Drosselklappe notwendigen Durchflusskoeffizienten wurden am Strömungsprüfstand ermittelt und dem Modell in Form einer Tabelle vorgegeben.

Nach der Drosselklappe ist der Injektor platziert, welcher den Vergaser bzw. eine Saugrohreinspritzung darstellt.

4.1.2 Teil 2 - Einlass mit Kurbelgehäuse

Der Einlass ins Kurbelgehäuse wird durch ein Rückschlagventil (AVL BOOST® „Check Valve“) dargestellt. Die Ermittlung der Durchflusskoeffizienten erfolgt hier ebenfalls am Strömungsprüfstand und wird für verschiedene Druckverhältnisse angegeben. Das Verbindungsrohr zum variablen Plenum stellt den Einlauf ins Kurbelgehäuse dar. Das Kurbelgehäuse selbst wird als variables Plenum abgebildet, da sich das Volumen im Kurbelgehäuse durch die Hubbewegung des Kolbens ständig verändert. Die Überströmkanäle werden vereinfacht durch ein einzelnes Rohr modelliert. Es besitzt eine Länge und einen konstanten Durchmesser, wobei hier der errechnete hydraulische Durchmesser herangezogen wird (siehe Gleichung 4-1).

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} \quad \text{Gleichung 4-1}$$

d_h [m] hydraulischer Durchmesser

A [m²] Fläche

U [m] Umfang

4.1.3 Teil 3 - Zylinder [13]

Der Zylinder stellt das Element mit den umfangreichsten Eingabemöglichkeiten dar. Neben den wesentlichen Geometriedaten (Bohrung, Hub) wird hier unter anderem die Verbrennung und der Wärmeübergang definiert. Zur Definition der Verbrennung wurde der weitverbreitete Vibe-Brennverlauf gewählt. Die Umsetzrate, das ist das Verhältnis der bis zu einem bestimmten Zeitpunkt umgesetzten Brennstoffwärme Q_B bezogen auf die gesamte eingebrachte Brennstoffwärme $Q_{B,ges}$, wird dabei durch eine Exponentialfunktion beschrieben. In Gleichung 4-2 ist m der Formfaktor, φ der momentane Zeitpunkt, φ_{VB} den Verbrennungsbeginn und $\Delta\varphi_{VD}$ die Verbrennungsdauer in Grad Kurbelwinkel.

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{m+1} \right] \quad \text{Gleichung 4-2}$$

Bei der Simulation eines Zweitaktmotors erfolgt an dieser Stelle die Eingabe des Spülmodells und der Durchflusskoeffizienten der Überströmkanäle, sowie des Auslasskanals. Diese Eingabedaten hängen direkt mit der Geometrie der Kanäle zusammen, weshalb sie für jede Geometrievariation angepasst werden müssen. Mit einer derartigen Vorgehensweise würde aber der Vorteil einer schnellen Vorausberechnung durch den enormen Arbeitsaufwand zunichte gemacht werden. Aus diesem Grund wurde als Spülmodell in erster Näherung auf das Modell yam14 (Spülmodell eines realen Motors [3]) zurückgegriffen. Es handelt sich dabei um ein Modell, das dem realen Spülverhalten eines umkehrgespülten Zweitaktmotors relativ nahe kommt (siehe Abbildung 4-2).

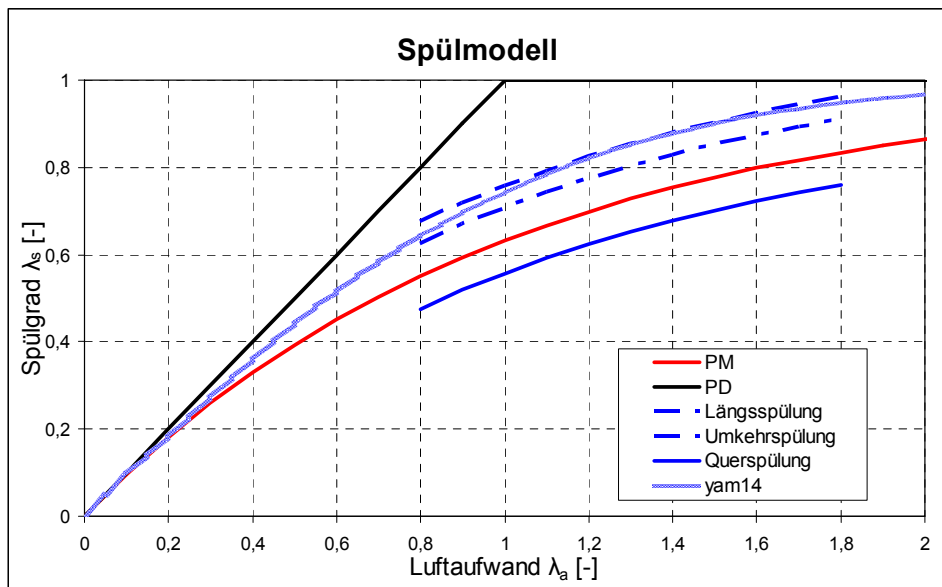


Abbildung 4-2: Vergleich von Spülkurven

Als Durchflusskoeffizienten der neuen Kanäle wurden die gemessenen Werte, des bereits am Strömungsprüfstand untersuchten Basismotors von BRP-Rotax Typ 797 herangezogen. Bei der Variation der Kanalhöhe wurde die Breite konstant gehalten, um die Charakteristik des Kanals zu bewahren. Die in Abhängigkeit von der Kolbenposition freigegebene Fläche wurde als Produkt der geometrischen Fläche des Basiskanals mit einem Skalierungsfaktor ermittelt. Die für BOOST erforderliche effektive Fläche ist das Ergebnis der Multiplikation der maximal freigegebenen Fläche mit den, bei der jeweiligen Kolbenposition, vorliegenden Durchflusskoeffizienten (siehe Tabelle 4-1, Abbildung 4-3).

Überströmkanäle			
pBehälter/pUmgebung			
0,974619289			
	Kolbenposition n. OT	EFA	Flow Coeff.
	[mm]	[mm]	[-]
Kanalhöhe	62,7	0,00	0
	[mm]		
13	63,7	125,49	0,08175318
	64,7	248,60	0,16195175
Fläche	65,7	355,49	0,23158867
	[mm²]		
1535	66,7	544,70	0,3548522
	68,7	709,56	0,46225312
	70,7	896,40	0,58397215
	72,7	969,09	0,6313264
	73,7	1049,76	0,68388223
	74,7	1115,03	0,72640594
	75,7	1178,96	0,76805183

Tabelle 4-1: Effective Flow Area

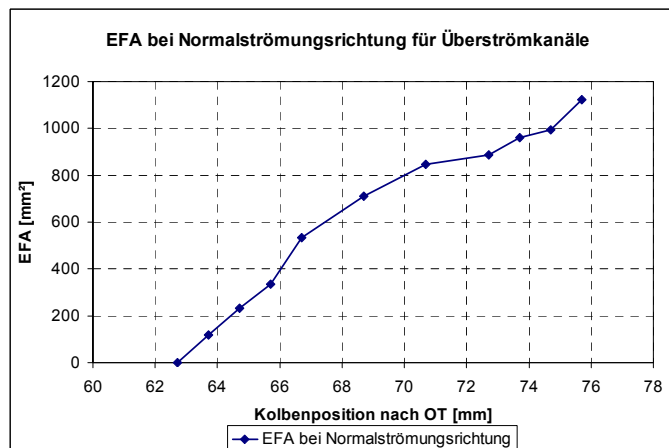


Abbildung 4-3: Effective Flow Area

4.1.4 Teil 4 - Auspuff

Wie anfangs erwähnt, besteht der Auspuff aus geraden Rohren konstanten Durchmessers, die in Volumen münden. Damit spätere Variationen schneller durchgeführt werden können, ohne das Modell dabei zu verändern, besteht das Auspuffrohr, das vom Zylinder herausgeführt wird, aus drei Teilstücken, die separat variiert werden können. Abbildung 4-4 zeigt das Schema des Auspuffsystems welches in Abbildung 4-1 (als Teil 4 des BOOST Modells bezeichnet) zu sehen ist. Die heißen Abgase strömen über den Auslasskanal in den Auspuff und gelangen so in das erste Volumen. Über ein Verbindungsrohr gelangen die Abgase in das zweite Volumen, um von dort in die Umgebung zu gelangen. Die beiden Volumen mit dem Verbindungsrohr stellen dabei den Dämpfungsteil dar, der für die Geräuschminimierung verantwortlich ist.

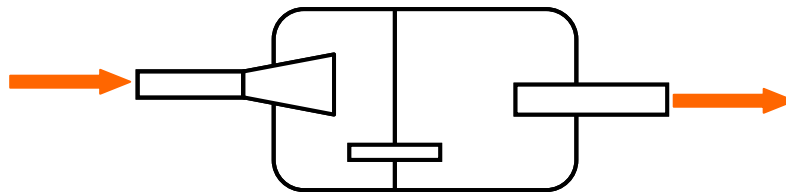


Abbildung 4-4: Schema des Abgassystems

4.2 Simulationsergebnisse

Das ursprüngliche Ziel des Projektes war die Voruntersuchung zur Anwendbarkeit eines umkehrgespülten Zweitaktmotors als Range Extender für Elektrofahrzeuge. Es wurden zwei Betriebspunkte vorgegeben, die sich durch Drehzahl und Leistung unterschieden. Ein Punkt mit niedriger Leistung und Drehzahl (3000 U/min Vollast) und ein Punkt hoher Leistung und Drehzahl (6000 U/min Vollast). Durch spätere Änderung des Projektziels in Richtung eines emissionsarmen Zweitaktmotors für Freizeitgeräte, wurde für die Untersuchungen ein dritter Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 7000 U/min Vollast hinzugefügt. Auch für das neue Ziel galt es, den Luftfanggrad auf mindestens 80 % zu halten, um die Anwendbarkeit des Lambda 1 Konzeptes sicherzustellen. Es werden daher in der ersten Phase die Ergebnisse zu den beiden Drehzahlen 3000 U/min und 6000 U/min dargestellt und erst im weiteren Verlauf die Ergebnisse bei 7000 U/min hinzugefügt.

Die Abbildung 4-5 zeigt die Abwicklung des Zylinders zur Darstellung der Kanalfenster. Der vorliegende Zylinder besitzt sechs Kanäle. Zwei Haupt- und Nebenüberströmer, einen Aufrichtkanal und den Auslasskanal. Anhand dieser Abbildung kann der Begriff Fensterhöhe und Fensterbreite anschaulich dargestellt werden.

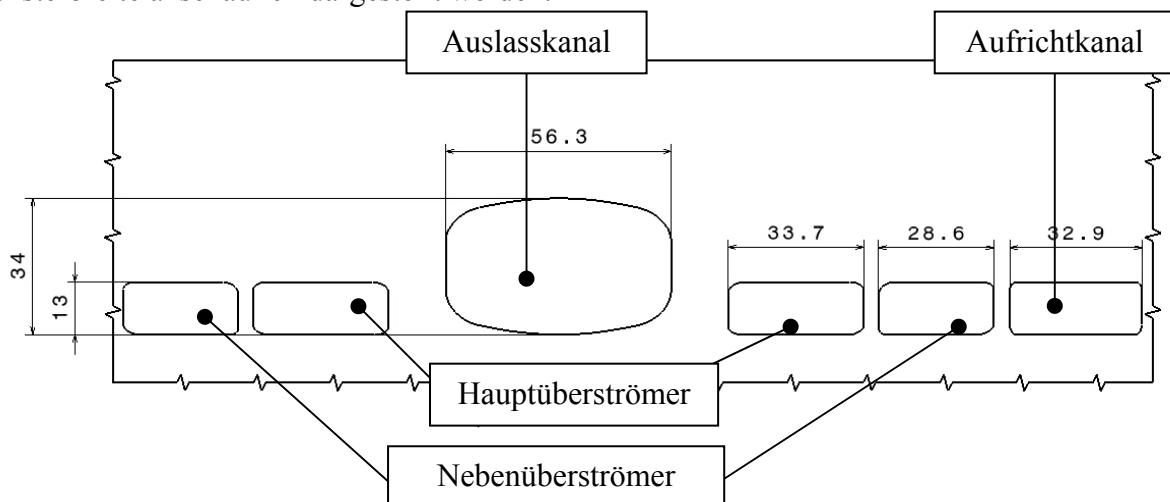


Abbildung 4-5: Abwicklung des Zylinders zur Darstellung der Kanalfenster

Zu Beginn wurde der Betriebspunkt 3000 U/min Vollast (VL) unabhängig von den anderen Punkten betrachtet. Durch die niedrige Drehzahl ist die zeitliche Öffnungsdauer der Kanäle deutlich länger als bei den anderen Drehzahlen und stand somit vorerst im Vordergrund der Untersuchung. Es wurden verschiedene Kombinationen von Überström- bzw. Auslasshöhen simuliert und bewertet. Eine gute Kombination stellte dabei die Überströmhöhe von 7 mm und die Auslasshöhe von 20,3 mm dar. Für diese Steuerzeiten wurde eine Variation der Auspufflänge durchgeführt. Abbildung 4-6 zeigt den Einfluss der Auspufflänge auf den Luftfanggrad und Abbildung 4-7 die Auswirkungen auf den indizierten Mitteldruck. Es fällt sofort auf, dass ab einer Länge von 1300 mm, der Fanggrad über 80 % liegt und sich mit kleiner werdenden Längen weiter erhöht. Der Mitteldruck weist einen deutlich anderen Verlauf auf, der bei einer Auspufflänge von 1200 mm das Maximum besitzt, bei größeren oder kleineren Längen aber wieder sinkt. Da bei dieser Länge die Anforderung einen Luftfanggrad von mindestens 80 % zu erreichen ebenfalls erfüllt ist, wurde für die weiteren Simulationen mit einer Auspufflänge von 1200 mm gerechnet.

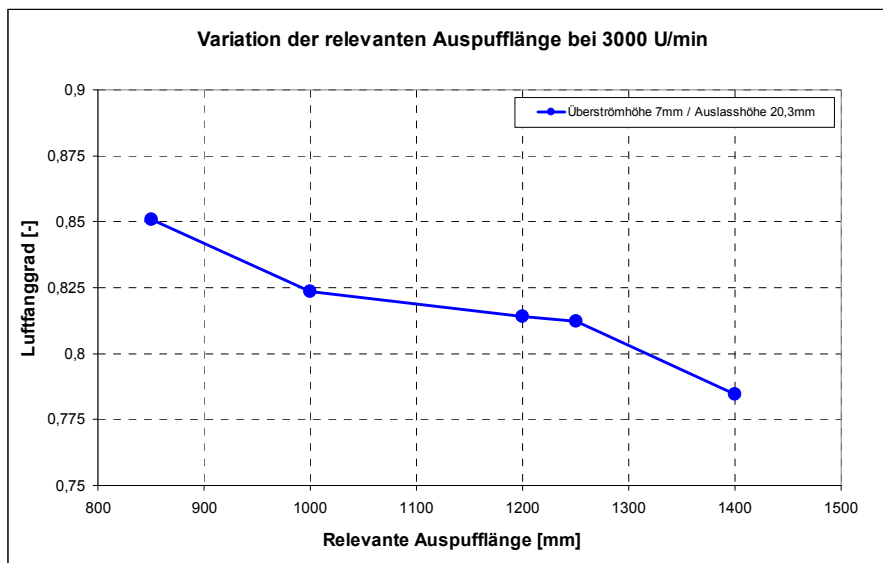


Abbildung 4-6: Luftfanggrad bei 3000 U/min

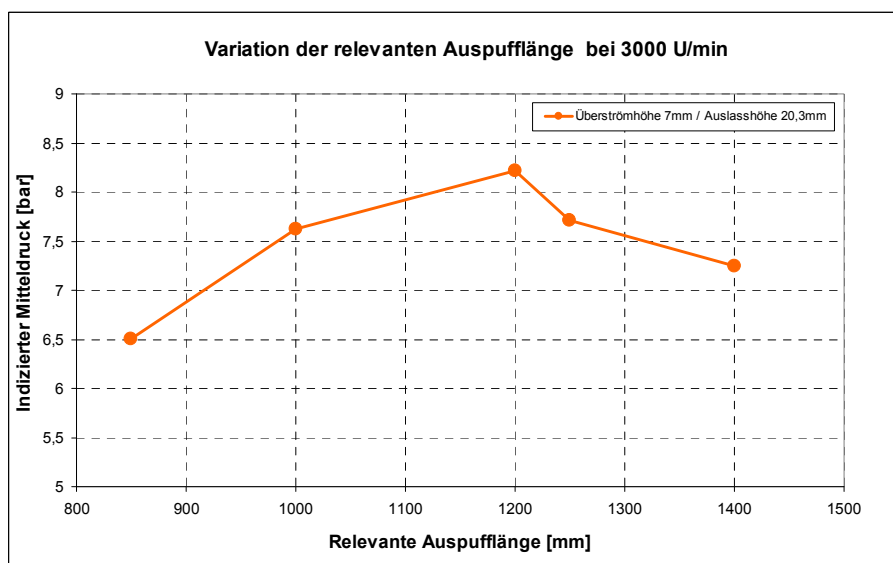


Abbildung 4-7: IMEP bei 3000 U/min

4.2.1 Variation der Kanalhöhen

Mit der vorläufig gefundenen Auspufflänge wurden weitere Variationen der Überström- bzw. Auslasskanalhöhen für die Drehzahl von 3000 U/min durchgeführt. Abbildung 4-8 zeigt den Verlauf des Luftfanggrades über der Auslasskanalhöhe bei konstanter Überströmkanalhöhe. Die Überströmkanalhöhe wird im Bereich von 6 bis 13 mm, die Auslasskanalhöhe im Bereich von 18,3 bis 26,3 mm variiert. Die Schrittweite beträgt jeweils einen Millimeter. Da die Kanalgeometrie (Kanalhöhe) später für alle Betriebspunkte gleich bleiben wird, wurde hier zusätzlich der Verlauf bei 6000 U/min dargestellt. Die unterschiedlichen Farben der Kurven symbolisieren dabei eine konstante Überströmhöhe (in der Legende als in bezeichnet).

Für die Drehzahl von 3000 U/min (durchgezogene Linien) zeigt sich deutlich, dass kleinere Überströmhöhen einen höheren Fanggrad bedeuten. Weiters zeigt sich die Tendenz, dass der Fanggrad bei Überströmhöhen bis 10 mm mit zunehmender Auslasshöhe zu sinken beginnt. Ein Fanggrad von den angestrebten 80 % kann nach dieser Simulation zu urteilen, nur von den Überströmhöhen 6 und 7 mm erreicht werden und dort auch nur in einem eingeschränkten Bereich der Auslasskanalhöhe. Der Verlauf des Fanggrades für 6000 U/min (strichlierte Linien) zeigt zumindest ab einer Auslasskanalhöhe von 21 mm die gleiche Tendenz wie zuvor für 3000 U/min beschrieben. Er befindet sich aber im gesamten Variationsspektrum über 80 %.

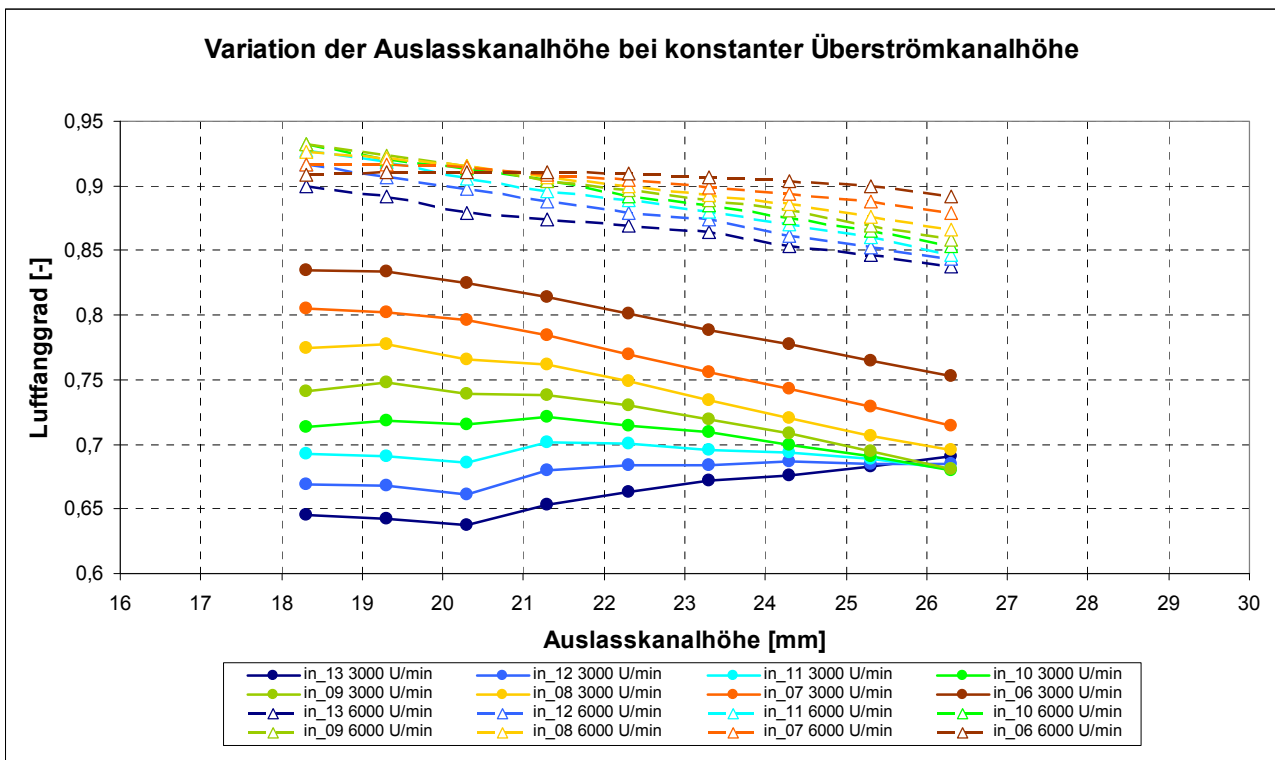


Abbildung 4-8: Luftfanggrad bei Variation der Auslasskanalhöhe

Der Verlauf des indizierten Mitteldruck ist in Abbildung 4-9 dargestellt. Für die Drehzahl von 3000 U/min ergeben sich durchwegs hohe Mitteldrücke, im Mittel über 7 bar. Das Niveau der Mitteldruckkurven wird beginnend von 13 mm stetig erhöht bis bei einer Überströmhöhe von 8 mm das Maximum erreicht wird. Eine weitere Verkleinerung der Überströmhöhe führt zu einer Abnahme des Mitteldrucks. Das lokale Maximum des Mitteldrucks bei konstanter Überströmhöhe befindet sich (außer bei 6 mm) in einem Auslasskanalhöhensbereich von 22 - 24 mm. Bei der Drehzahl von 6000 U/min liegt das Mitteldruckniveau deutlich unter dem für 3000 U/min und überschreitet nie die 6 bar. Der Mitteldruck steigt dabei, beginnend von der kleinsten Überströmhöhe mit 6 mm stetig an und steht damit im Gegensatz zu den zuvor gemachten Beobachtungen bei 3000 U/min. Eine Erhöhung der Überströmhöhe über 9 mm bringt nur eine geringere Verbesserung mit sich. Die Variation der Auslasskanalhöhe zeigt, dass bei allen Überströmhöhen das lokale Maximum bei über 26 mm liegt.

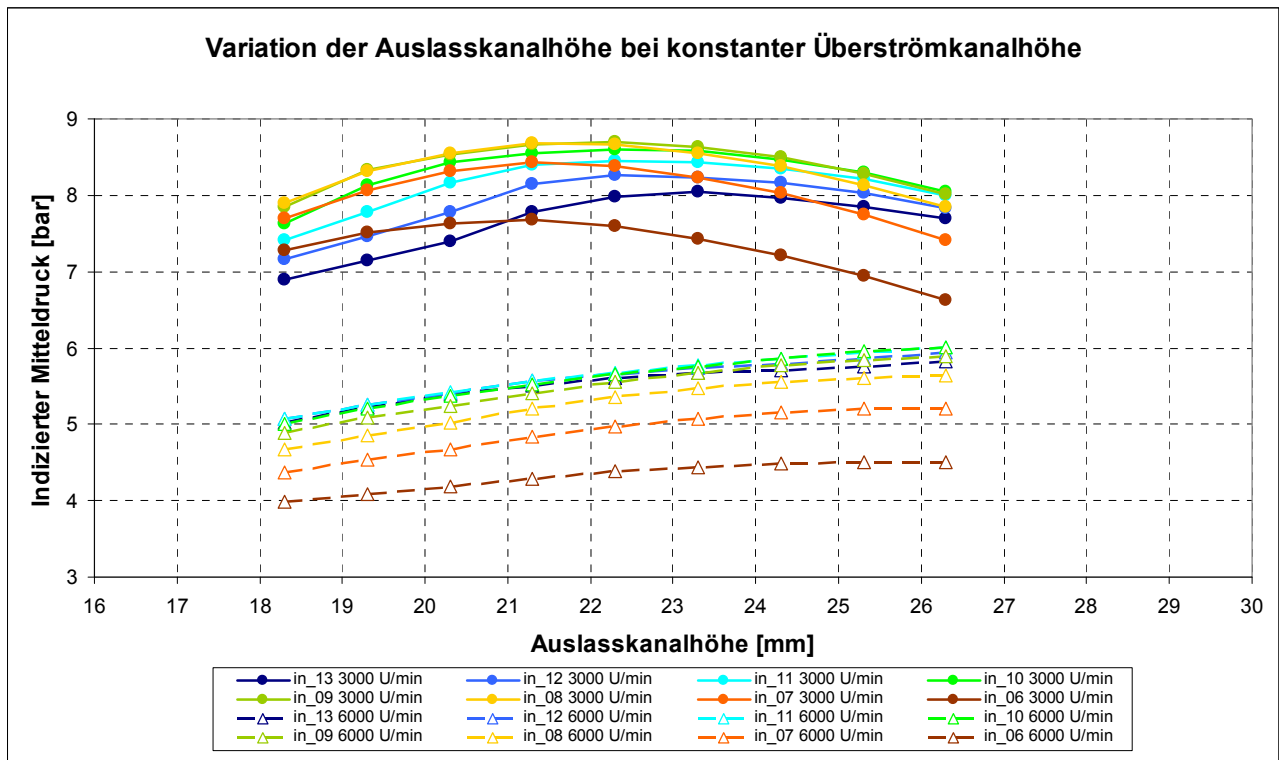


Abbildung 4-9: IMEP bei Variation der Auslasskanalhöhe

Das vorige Diagramm hat gezeigt, dass der Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 6000 U/min seine Schwächen im indizierten Mitteldruck hat. Um bei dieser Drehzahl neben dem hohen Fanggrad auch einen akzeptablen Mitteldruck aufweisen zu können, wurden weitere Simulationen mit größeren Auslasskanalhöhen vorgenommen. Diese unterschiedlichen Auslasskanalhöhen für verschiedene Drehzahlen könnten mittels Auslassschieber realisiert werden. Als Auslasshöhen wurden vorerst 32 und 34 mm gewählt. Für die bisherigen Simulationen wurde eine Auspufflänge von 1200 mm, abgestimmt auf die 3000 U/min, verwendet. Neben der Erweiterung der Auslasskanalhöhen wurde in einem weiteren Simulationsschritt die Auspufflänge an die Drehzahl von 6000 U/min angepasst (Auspufflänge von 850 mm), um das Potenzial besser abschätzen zu können.

In Abbildung 4-10 ist der Luftfanggrad über die Auslasskanalhöhe aufgetragen. In der linken oberen Ecke befinden sich die bereits bekannten Ergebnisse mit den kleinen Auslasskanalhöhen. Im Vergleich dazu befinden sich auf der rechten Seite die Simulationsergebnisse für 32 bzw. 34 mm Auslasshöhe. Der Fanggrad ist dabei deutlich gesunken und besitzt die Tendenz mit Erhöhung des Auslasskanals weiter zu sinken. Die Verwendung des angepassten Auspuffs (rot umrandet) ermöglicht das Erreichen des geforderten Fanggrads von 80 Prozent.

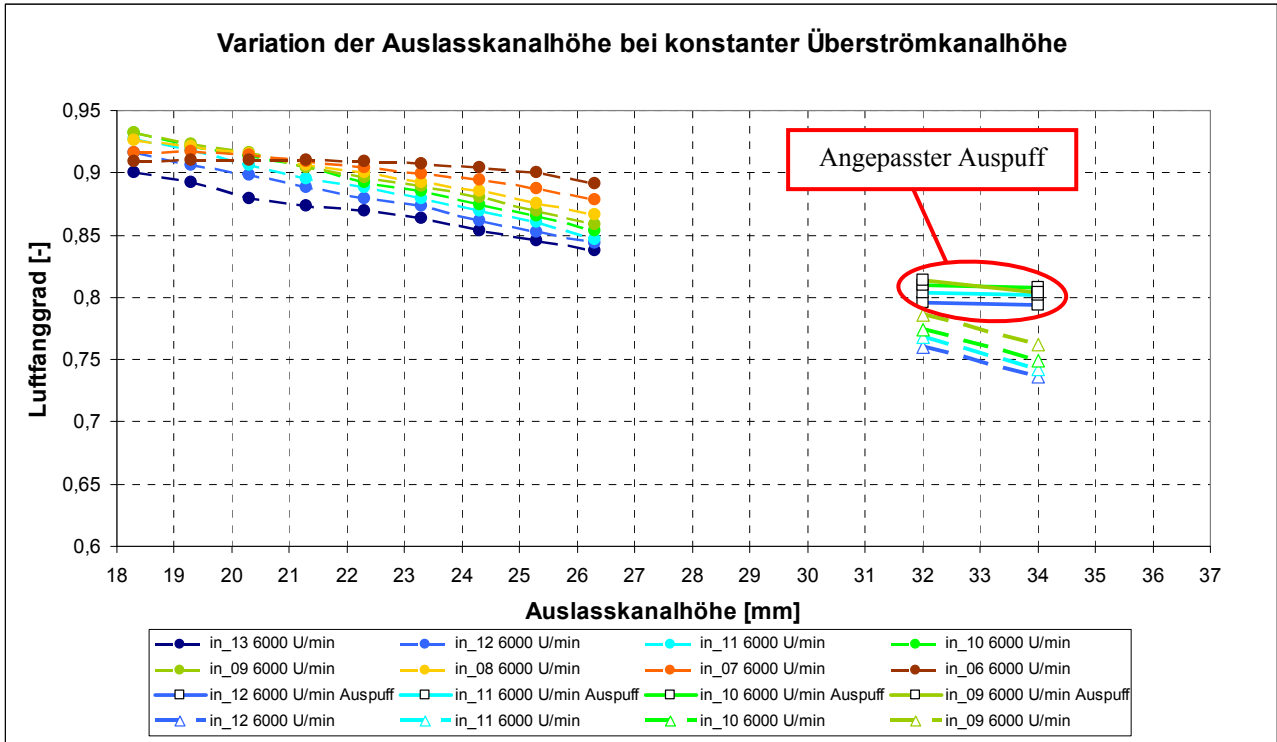


Abbildung 4-10: Luftfanggrad bei Variation der Auslasskanalhöhe

Der indizierte Mitteldruck bleibt bei Verwendung des 1200 mm Auspuffs und großer Auslasskanalhöhe auf einem ähnlichen Niveau wie mit den unteren Kanalhöhen, siehe Abbildung 4-11. Die Verwendung des angepassten Auspuffs führt daher zu einer erheblichen Steigerung des Mitteldrucks (in einzelnen Punkten von bis zu 38 %). Damit kann mit einer Überströmhöhe von 12 mm ein Mitteldruck von ungefähr 8 bar erreicht werden.

Diese ersten Ergebnisse zeigen bereits, dass das Erreichen der vorgegebenen Ziele für alle untersuchten Drehzahlen mit einer fixen Konfiguration (eine Auspufflänge, eine Überströmkanalhöhe, eine Auslasskanalhöhe) schwierig sein wird. Es konnte aber auch gezeigt werden, dass durch eine geeignete Abstimmung des Auspuffs und einer gleichzeitigen Anpassung der Auslasskanalhöhe für höhere Drehzahlen gute Werte erzielt werden können.

Die Hauptaufgabe wird es demnach sein, ein geeignetes Auspuffsystem für niedrige und hohe Drehzahlen zu finden. Gleichzeitig wurde ersichtlich, dass bei höheren Drehzahlen größere Überströmkanalhöhen notwendig sind, um einen hohen Mitteldruck zu erzielen. Auf Grund dieser Beobachtung wurde für die nachfolgenden Simulationen, die zusätzlich die Drehzahl von 7000 U/min beinhalten, als kleinste Überströmhöhe 13 mm gewählt.

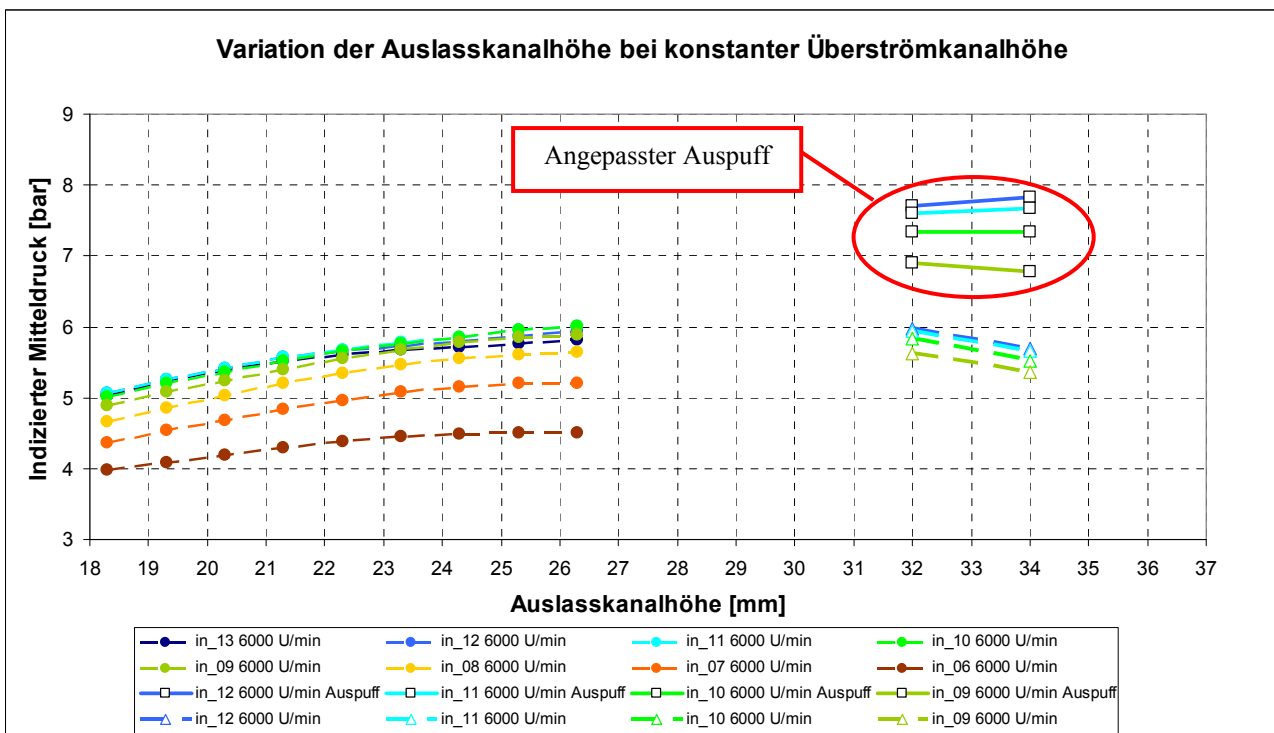


Abbildung 4-11: IMEP bei Variation der Auslasskanalhöhe

4.2.2 Variation der Auspuffgeometrie - Gerades Auspuffrohr

Wie im Theorieteil beschrieben hat die Gasdynamik im Auspuff eines Zweitaktmotors großen Einfluss auf die Leistung und die Emissionen. Im ersten Schritt wurde die Rohrlänge bis zum ersten Plenum variiert (siehe Abbildung 4-12). Das verwendete Rohr besitzt dabei über die gesamte Länge einen konstanten Durchmesser.

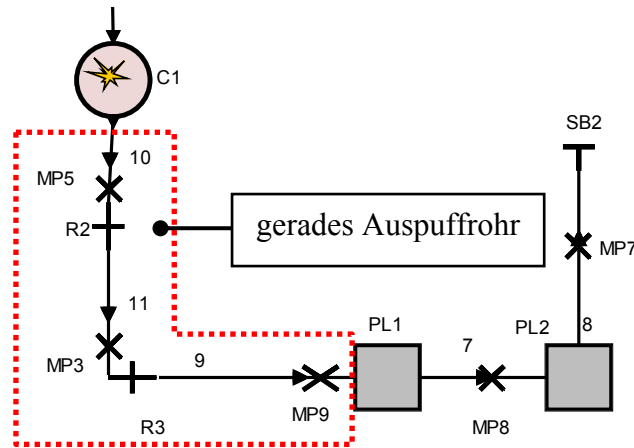


Abbildung 4-12: Variierter Teil des Auspuffs „Gerades Auspuffrohr“

Es sind in dieser Diplomarbeit exemplarisch drei Varianten der Auspufflängenvariation dargestellt. An dieser Stelle wird eine Auspufflänge von 700 mm gezeigt (siehe Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14). Die Variationen mit der Auspufflänge 500 mm und 900 mm sind aus Platzgründen im Anhang zu finden.

Die Überströmhöhen wurden im Bereich von 13 bis 15 mm (farblich skaliert) und die Auslasskanalhöhen im Bereich von 18 bis 22 mm für 3000 U/min und von 30 bis 38 mm für 6000 bzw. 7000 U/min variiert. Eine Überströmhöhe von 13 mm (dunkelblau) liefert unabhängig von der Drehzahl die höchsten Mitteldruck- und Fanggradwerte. Der Zielwert für den Fanggrad wird zwar nur für die Drehzahl von 7000 U/min erreicht, der Mitteldruck besitzt aber, bei geeigneter Wahl der Kanalhöhen, für alle Drehzahlen hohe Werte.

Um den Einfluss der Rohrlänge auf das Motorverhalten zu verdeutlichen, wird ein Vergleich des Mitteldrucks bei den unterschiedlichen Auspufflängen vorgenommen. Als Beispiel wird hier der Mitteldruck für 6000 U/min bei einer Überströmhöhe von 13 mm und einer Auslasshöhe von 36 mm herangezogen. In Tabelle 4-2 sind die Ergebnisse aufgelistet. Der prozentuelle Unterschied vom niedrigsten zum höchsten Wert beträgt 42 % und zeigt damit deutlich die Sensibilität des Systems auf Veränderungen des Abgasstranges. Im Vergleich der Auspuffvariationen stellt die Variante mit 700 mm Auspufflänge den besten Kompromiss zwischen Luftfanggrad und Mitteldruck dar.

	Kanalhöhen in13 / ex36		
	Variante Nr.1	Variante Nr.2	Variante Nr.3
Auspufflänge [mm]	500	700	900
IMEP [bar]	5,3	6,2	7,5
Abweichung [%]	0	17	42

Tabelle 4-2: Ergebnisse der Simulation für die Kanalhöhen in13 / ex36 bei verschiedenen Auspufflängen

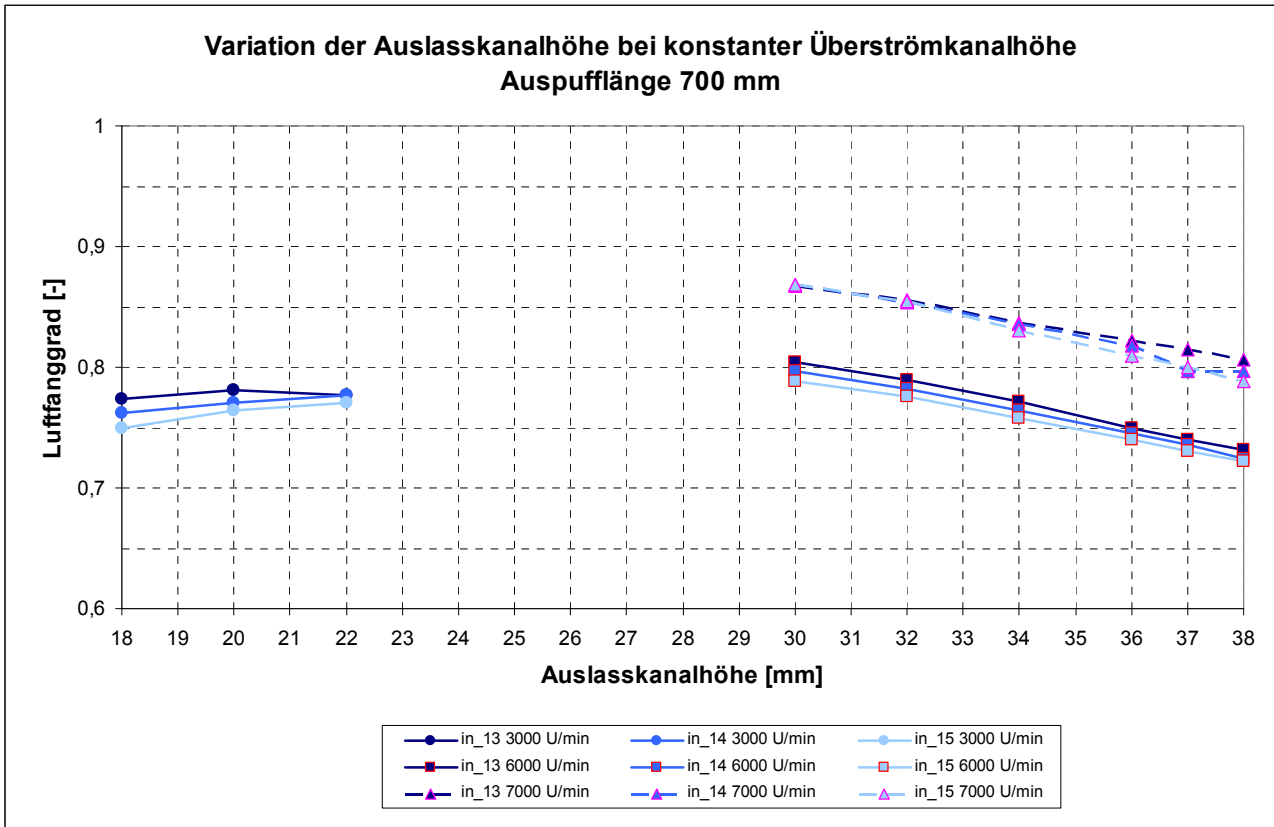


Abbildung 4-13: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“; Auspufflänge 700 mm

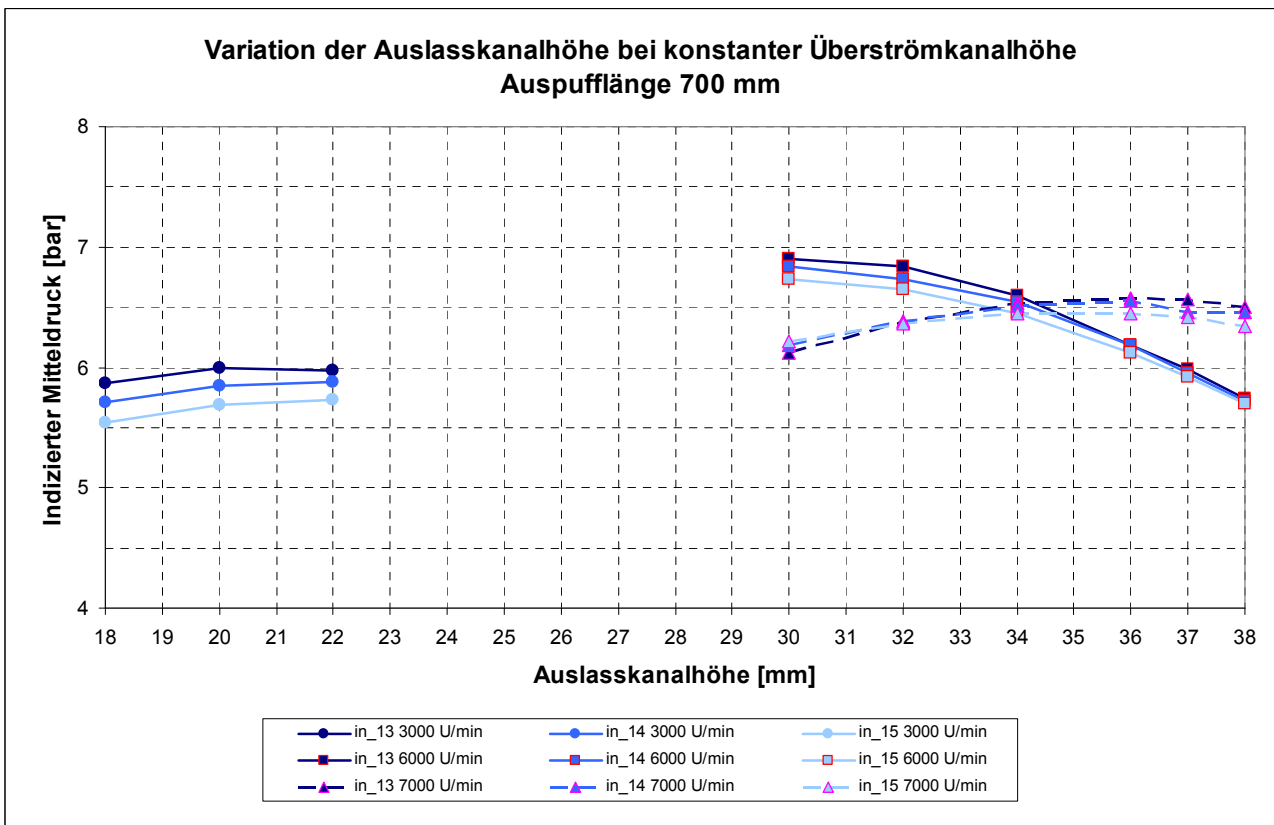


Abbildung 4-14: IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“; Auspufflänge 700 mm

4.2.3 Variation der Auspuffgeometrie - Diffusor

Um den Mitteldruck noch weiter zu erhöhen, wurde das zuvor gerade Auspuffrohr geteilt, und der dem Plenum zugewandte Teil als Konus (Diffusor) ausgeführt (siehe Abbildung 4-15). Der Diffusor erzeugt, wie das zuvor variierte gerade Rohr das in das Volumen mündet, aus einer durchlaufenden Überdruckwelle eine in die entgegengesetzte Richtung laufende Unterdruckwelle, die den Spülvorgang unterstützt. Ist die Druckantwort bei einem schlagartigen Durchmessersprung sehr stark und nur für eine Drehzahl optimal, so ist die Druckantwort des Diffusors durch die langsame Durchmesseränderung abgeschwächt, dafür aber in einem breiten Drehzahlbereich wirksam.

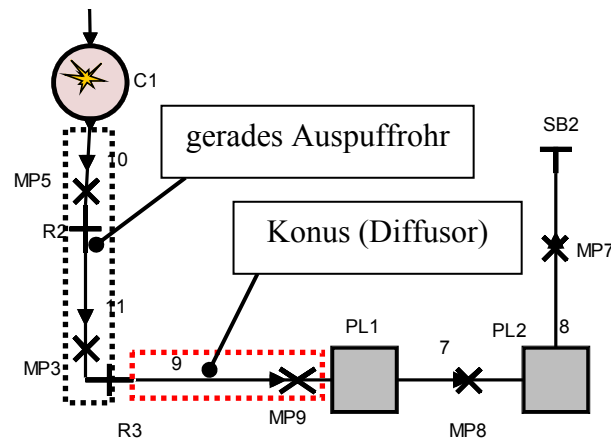


Abbildung 4-15: Variierter Teil des Auspuffs „Diffusor“

Für die Untersuchung wurden die Rohrlängen bis zum Konus und der Konuswinkel (halber Öffnungswinkel) variiert (siehe Tabelle 4-3). Die folgenden Ergebnisse besitzen einen Konuswinkel von 8 Grad. Dieser Winkel erzielte die besten Resultate aller Konuswinkelvariationen.

	Variationsparameter		
	Schrittweite	Anfangswert	Endwert
Auspufflänge [mm]	100	500	700
Konuswinkel [deg]	2	8	10
Überströmkanal [mm]	1	13	15
Auslasskanal [mm]	1	18	38

Tabelle 4-3: Variationsparameter „Diffusor“

Es sind in dieser Diplomarbeit exemplarisch drei Varianten der Auspufflängenvariation mit Diffusor dargestellt. An dieser Stelle wird eine Auspufflänge von 600 mm mit Diffusor gezeigt (siehe Abbildung 4-16 und Abbildung 4-17). Die Variationen mit der Auspufflänge 500 mm und 700 mm sind aus Platzgründen im Anhang zu finden.

Wie schon zuvor bei der alleinigen Variation der Auspufflänge liefert eine Überströmhöhe von 13 mm unabhängig von Auspufflänge und Drehzahl bei fast allen Variationen (ausgenommen IMEP Auspufflänge 700 mm), die höchsten Werte bezüglich Fanggrad oder Mitteldruck.. Ebenfalls auffällig ist das nahezu identische Verhalten des Mitteldrucks bei den hohen Drehzahlen (vergleiche Abbildung 4-14). Für eine Auspufflänge von 600 mm ergibt sich ebenfalls ein Schnittpunkt der beiden Drehzahlen bei einer Auslasskanalhöhe von 34,5 mm. Vergleicht man die Auspufflängenvariationen mit Diffusor untereinander, so sind deutliche Unterschiede erkennbar. Da Konuslänge und Konuswinkel für alle drei Varianten konstant gehalten wurden, besitzt auch in diesem Fall die Auspufflänge die tragende Rolle.

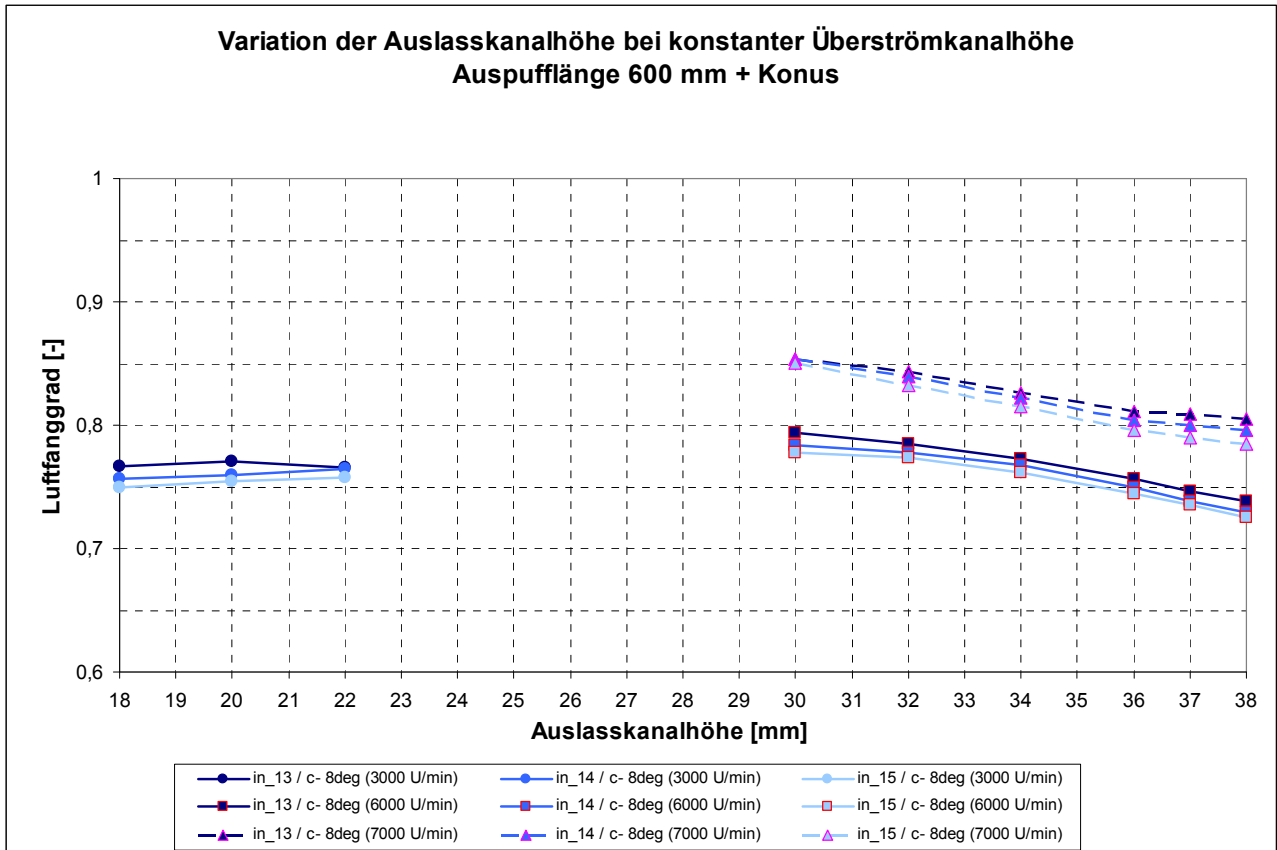


Abbildung 4-16: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 600 mm

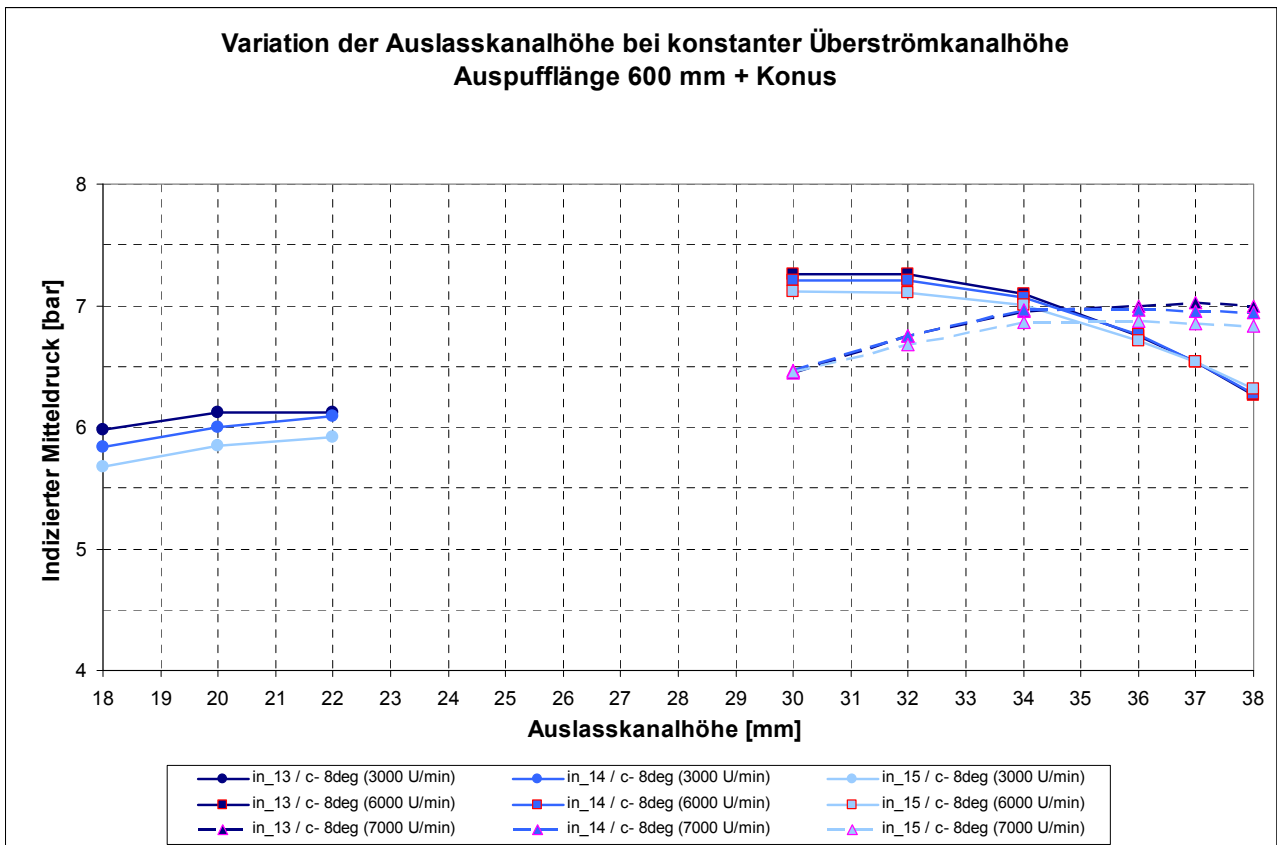


Abbildung 4-17: IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 600 mm

4.2.4 Variation der Auspuffgeometrie - Durchmesser des Verbindungsrohres

Ein Leistungsauspuff besteht aus einem aufgehenden Konus und einem Gegenkonus (siehe Abbildung 2-10). Da aus Kostengründen kein Leistungsauspuff vorgesehen war, wurden die Variationen der Auspuffgeometrie so angelegt, dass sie beginnend von der einfachsten Form, dem geraden Rohr, stückweise erweitert wurde. Im nächsten Schritt wurde die Geometrie des Verbindungsrohres der beiden Volumen variiert (siehe Abbildung 4-18). Vor allem die Variation des Durchmessers, das Verbindungsrohr wurde nur als gerades Rohr abgebildet, sollte eine ähnliche Wirkung wie ein Gegenkonus haben. In Tabelle 4-4 sind alle Variationsparameter aufgelistet.

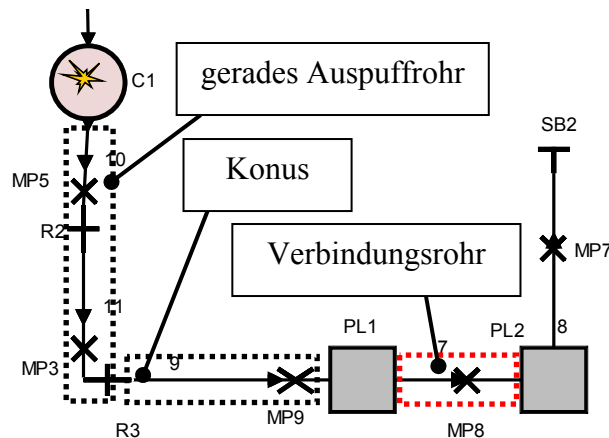


Abbildung 4-18: Variierter Teil des Auspuffs „Durchmesser des Verbindungsrohres“

	Variationsparameter		
	Schrittweite	Anfangswert	Endwert
Auspufflänge [mm]	100	500	700
Ø Verbindungsrohr [mm]	5	25	35
Überströmkanal [mm]	1	13	15
Auslasskanal [mm]	1	18	38

Tabelle 4-4: Variationsparameter „Durchmesser des Verbindungsrohres“

Die Durchmesservariationen wurden bei einer Auspufflänge von 600 mm und einem Konus mit einem Konuswinkel von 8 Grad (Bestvariante aus vorhergender Simulation, Abbildung 4-16 und Abbildung 4-17) durchgeführt. Die Auspuffkonfiguration aus Abbildung 4-16 und Abbildung 4-17, stellt eine Variante dar. Der Verbindungsrohrdurchmesser ist dabei 25 mm. Eine weitere Variante mit 35 mm Durchmesser ist im Anhang dargestellt. An dieser Stelle wird ein Verbindungsrohrdurchmesser von 30 mm gezeigt (siehe Abbildung 4-18 und Abbildung 4-19).

Es zeigt sich wie bei den anderen Auspuffvariationen, dass eine Überströmkanalhöhe von 13 mm die besten Ergebnisse liefert. Der Vergleich der Varianten untereinander zeigt den Zusammenhang zwischen Durchmesser, Fanggrad und Mitteldruck. Je größer der Durchmesser des Verbindungsrohres, desto höher das Mitteldruckniveau. Der Luftfanggrad verhält sich genau umgekehrt. Einen optimalen Kompromiss zwischen hohem Fanggrad und Mitteldruck stellt der Durchmesser von 25 mm dar, der schon bei den vorhergehenden Variationen verwendet wurde.

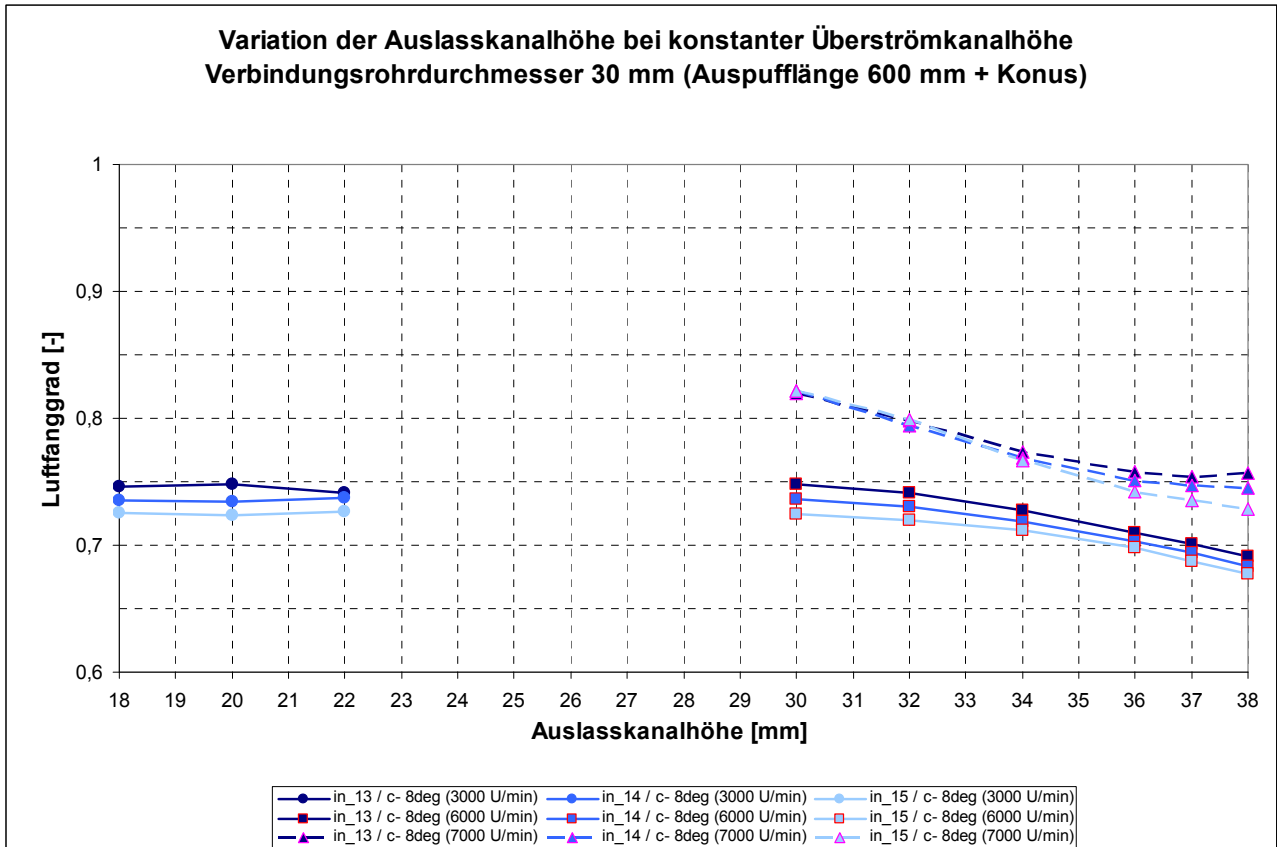


Abbildung 4-19: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“; Durchmesser 30 mm

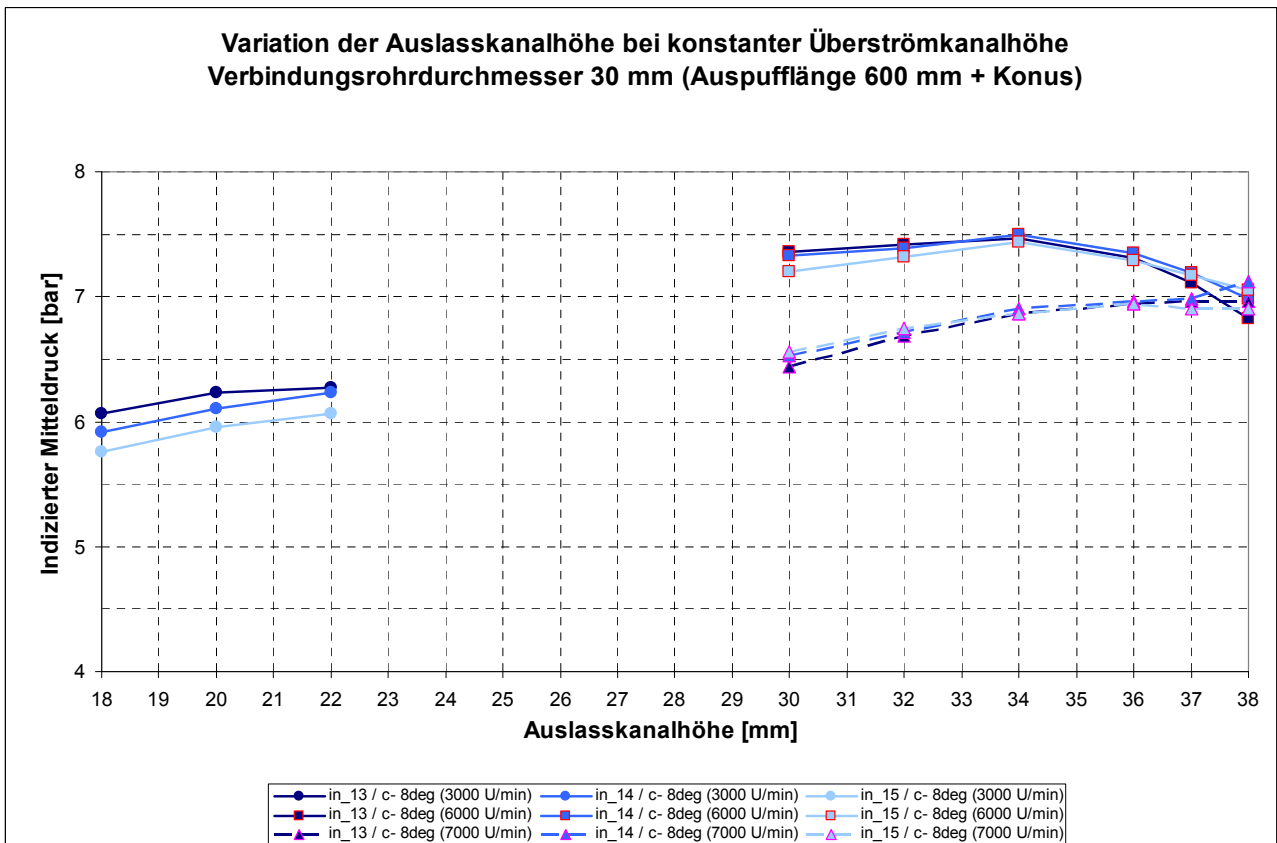


Abbildung 4-20: IMEP der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“; Durchmesser 30 mm

4.2.5 Ermittlung der Steuerzeiten (Kanalhöhen)

In den vorigen Unterkapiteln wurden drei Variationen der Auspuffgeometrie dargestellt. Neben diesen wurden auch weitere Simulationen durchgeführt, in denen zum Beispiel die Endvolumina in der Größe verändert wurden. Wie sich herausstellte, haben diese aber einen relativ geringen Einfluss und deren Ergebnisse werden deshalb hier nicht mehr explizit aufgeführt.

Aus den gezeigten Auspuffvariationen wurden die jeweils besten ihrer Variationskategorie ausgewählt und in Abbildung 4-21 und Abbildung 4-22 einander direkt gegenübergestellt (siehe Tabelle 4-5). Es stellte sich heraus, dass dies bei allen Untersuchungen für die Überströmkanalhöhe von 13 mm zutrifft. Im Falle der Variation der Auspufflänge des geraden Rohrs bedeutet das, eine Auspuffrohrlänge von 700 mm (blau strichlierte Linie). Für die Variation der Auspufflänge mit Diffusor eine Auspufflänge von 600 mm bis zum Konus (schwarze durchgezogene Linie). Der Konus hat dabei einen Konuswinkel von 8 Grad. Für die Variation des Verbindungsrohrdurchmessers wurde die Variante mit einem Durchmesser des Verbindungsrohres von 30 mm herangezogen (hellblaue durchgezogene Linie).

Vergleich der Auspuffgeometrie Variationen				
	Auspufflänge	Konuslänge	Konuswinkel	Rohrdurchmesser
	[mm]	[mm]	[deg]	[mm]
Variante 1	700	-	-	25
Variante 2	600	180	8	30
Variante 3	600	180	8	25

Tabelle 4-5: Vergleich der Auspuffgeometrie Variationen

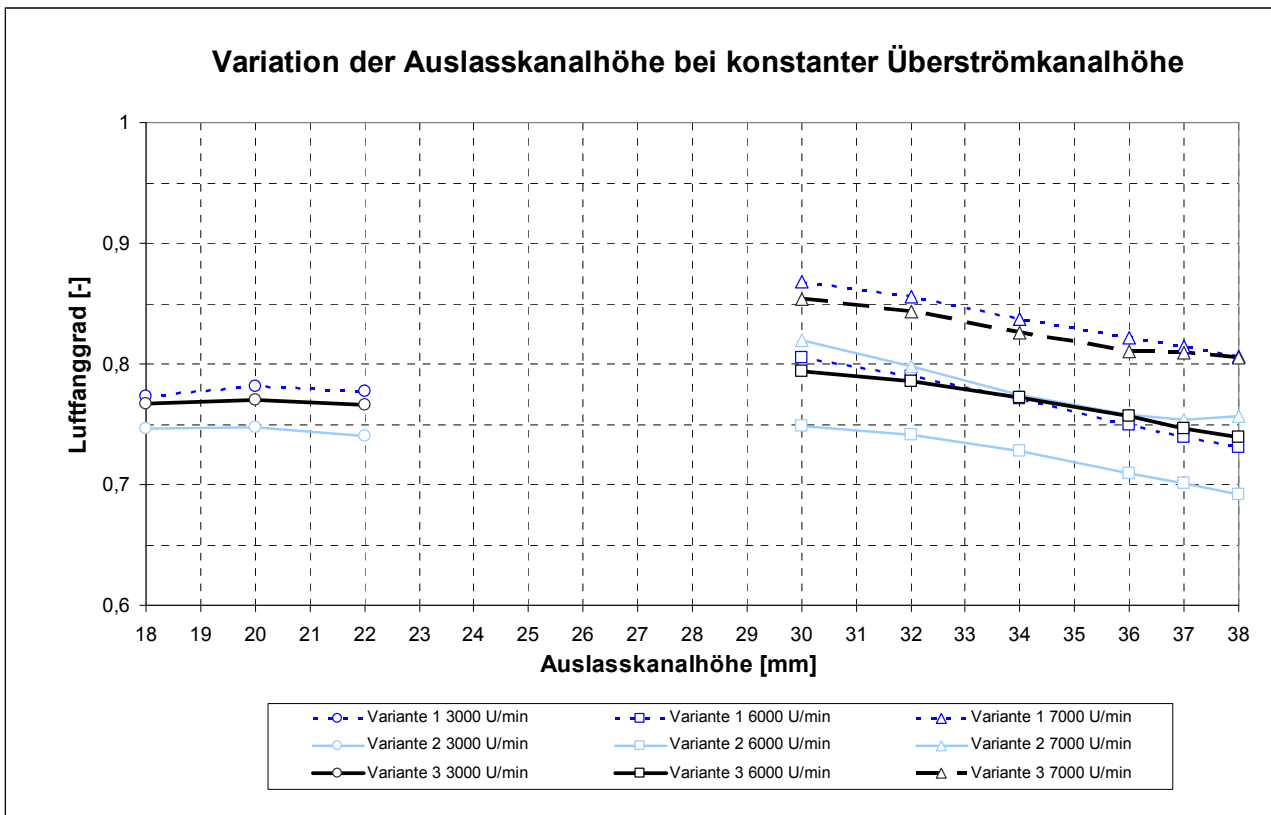


Abbildung 4-21: Vergleich Luftfanggrad der Auspuffvariationen

Die Verläufe der Kurven sind für alle Varianten relativ ähnlich. Allein die Niveaus unterscheiden sich teils massiv voneinander. Für den Luftfanggrad (siehe Abbildung 4-21) zeigt sich, dass das gerade Auspuffrohr (blau strichlierte Linie) die höchsten Werte liefert. So wird für die Drehzahl von 3000 U/min ein über der Auslasskanalhöhe fast konstanter Wert von 77 % erreicht. Bei den höheren Drehzahlen wird die Abhängigkeit des Fanggrades von der Auslasskanalhöhe deutlich. Bei 6000 U/min reicht die Bandbreite von annähernd 80 % (30 mm Auslasskanalhöhe) bis zu 74 % (38 mm Auslasskanalhöhe). Bei 7000 U/min liegt der Fanggrad ständig über 80 %. Knapp darunter liegen die Werte für den Diffusor (schwarze durchgezogene Linie). Die niedrigsten Werte liefert die Variante mit einem Verbindungsrohrdurchmesser von 30 mm (hellblau durchgezogene Linie).

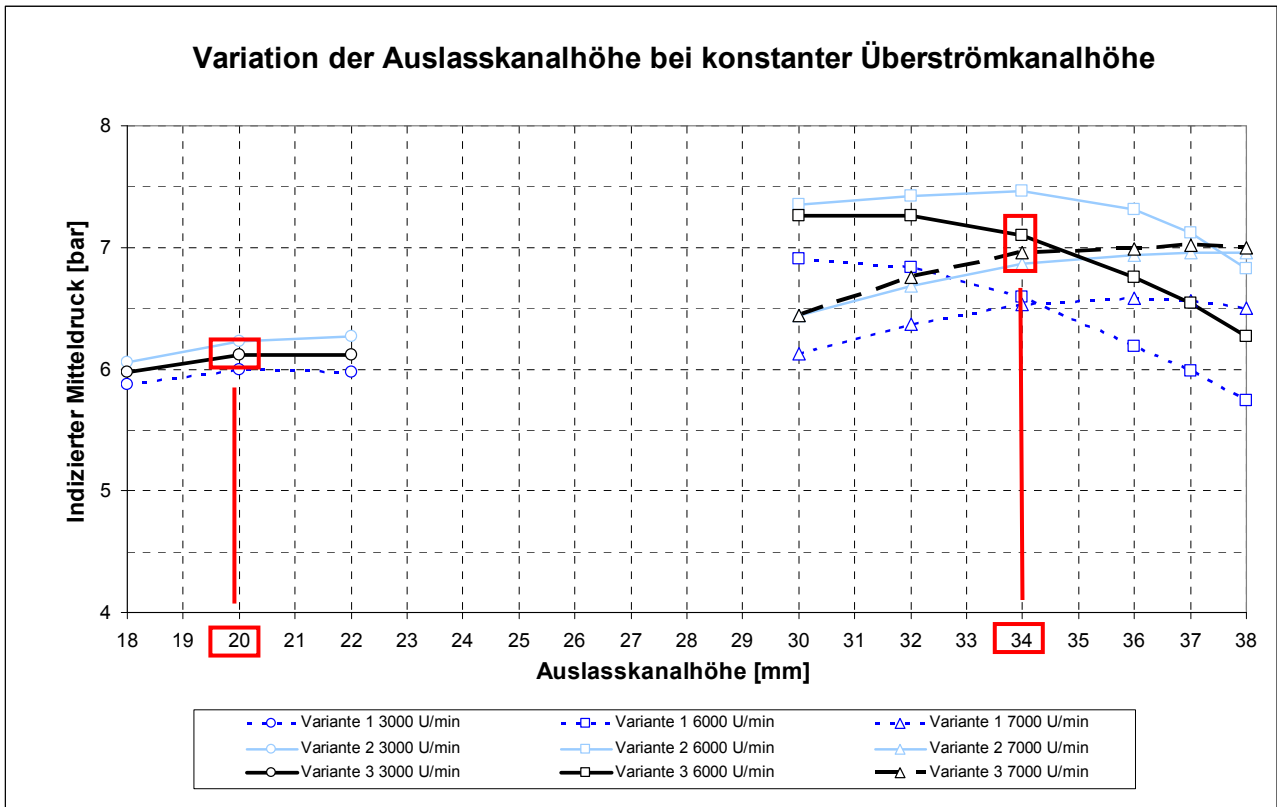


Abbildung 4-22: Vergleich IMEP der Auspuffvariationen

Genau umgekehrt als im Falle des Luftfanggrades verhält sich der Mitteldruck (Abbildung 4-22). Die Auspuffkonfiguration mit einem Verbindungsrohrdurchmesser von 30 mm (hellblau durchgezogene Linie), welche die niedrigsten Werte im Bezug auf den Fanggrad gezeigt hat, liefert die höchsten Mitteldruckwerte (außer bei 7000 U/min). Das gerade Auspuffrohr (blau strichlierte Linie) liegt deutlich unter den beiden anderen. Die Variante 3 (schwarze durchgezogene Linie) befindet sich, außer bei 6000 U/min, nahe bei den Höchstwerten.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Variante 3 für den Luftfanggrad und für den indizierten Mitteldruck gute Werte liefert. Zur Ermittlung der Steuerzeiten wird das Mitteldruckdiagramm herangezogen. Mit gleichzeitiger Berücksichtigung des Fanggrades stellen eine Auslasshöhe von 20 mm für 3000 U/min und 34 mm für 6000 bzw. 7000 U/min einen geeigneten Kompromiss dar. Die genauen Werte für den Luftfanggrad und den Mitteldruck sind in Tabelle 4-6 aufgeführt.

	Ermittelte Steuerzeiten		
	13	34	7
Einlasskanalhöhe [mm]	13	13	13
Auslasskanalhöhe [mm]	20	34	34
Drehzahl [U/min]	3000	6000	7000
Fanggrad Luft [-]	0,77	0,77	0,83
ind. Mitteldruck [bar]	6,1	7,1	7

Tabelle 4-6: Ermittelte Steuerzeiten

4.2.6 Zusammenfassung der Geometriedaten des Motormodells

Die durch die 1D Simulation erhaltenen Ergebnisse bezüglich des Designs der Kanäle und des Abgassystems sollen an dieser Stelle kurz zusammengefasst werden. In Tabelle 4-7 sind die Kanalhöhen und Öffnungszeitpunkte angegeben.

Kanaldesign		Überströmkanäle 0 - 8000U/min	Auslasskanäle 0 - 5000U/min	Auslasskanäle 4000 - 8000U/min
Kanalhöhe	[mm]	13	20	34
Öffnungsdauer	[°KW]	112	140	186
Kanal öffnet	[°KWnOT]	124	110	87
Kanal schließt	[°KWnOT]	236	250	273

Tabelle 4-7: Kanaldesign

Tabelle 4-8 beinhaltet die Eckdaten des Auspuffsystems, die dazugehörige Abbildung 4-23 zeigt schematisch den Auspuff und seinen Aufbau. Die Gesamtlänge des Auspuffs ist mit 1260 mm recht kompakt gehalten.

Abgassystem	Länge [mm]	Anfangsdurchmesser [mm]	Enddurchmesser [mm]	Volumen [l]
Rohr 1	600	50	50	1,18
Rohr 2 (Konus)	180	50	100	0,82
Rohr 3	250	25	25	0,12
Rohr 4	230	50	50	0,45
Plenum 1	-	-	-	2,68
Plenum 2	-	-	-	3,95

Tabelle 4-8: Abgassystem

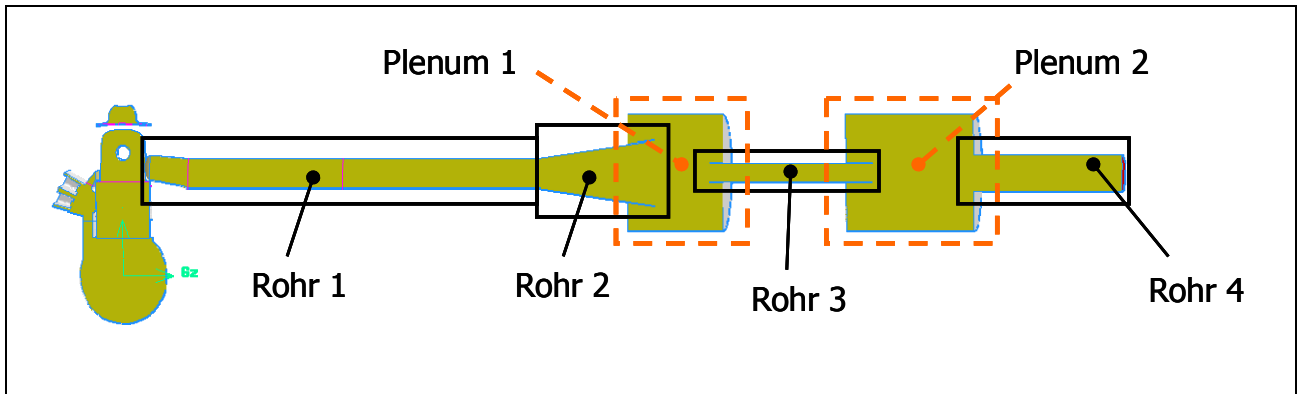


Abbildung 4-23: Aufbau des Auspuffs

5 3D Simulation

Die anfänglich durchgeführte 1D Simulation ermöglichte die Ermittlung passender Kanalhöhen, welche die gestellten Bedingungen, hoher Luftfanggrad und hohe Leistung (hoher Mitteldruck) erfüllten. Um die Vorhersagegenauigkeit der Simulation zu erhöhen ist es notwendig, dass die Eingabedaten so gut als möglich mit der Realität übereinstimmen. Für das Modell eines Zweitaktmotors stellen dabei die Genauigkeit des Spülmodells und der Durchflusskoeffizienten maßgebliche Einflussfaktoren auf das Ergebnis dar. Diese zwei Kennwerte sind es auch, die indirekt über ihren Verlauf den Einfluss der Geometrie in die 1D Simulation einfließen lassen. Dazu wurden die Kanäle zuerst mittels CAD konstruiert. Die anschließende 3D-CFD Simulation lieferte die notwendigen Daten.

5.1 *Vergleich der Kanalvarianten*

An dieser Stelle wird kurz auf die konstruktive Gestaltung der Kanäle eingegangen. Ein Vergleich zeigt dabei die wichtigsten Unterschiede zwischen den Originalkanälen des BRP Rotax 797 Motors und den über die 1D Simulation ermittelten Kanälen. In Abbildung 5-1 sind die Originalkanäle bei geöffnetem RAVE („Rotax Adjustable Variable Exhaust“, ein von BRP Rotax verwendeter Auslasschieber zur Veränderung der Auslasskanalhöhe) dargestellt. Der Originalauslasskanal verfügt normalerweise über einen Nebenauslass, der aber, um die Forderung nach einer möglichst einfachen Konstruktion zu erfüllen, entfernt wurde. In der Frontalansicht erkennbar sind die Kanalhöhen der Überströmkanäle und des Auslasskanals sowie der Eintrittswinkel der Kanaloberseite des Aufrichtkanals. Die während des Ladungswechsels in den Zylinder einströmende Luft legt sich an die Oberseite des Kanals an, weshalb diese maßgeblich für die Orientierung der Strömung ist. Die darunter liegende Draufsicht zeigt die Ausrichtung der Kanäle bei Eintritt in den Zylinder. Haupt- und Nebenüberströmkanal verringern dabei ihre Kanalbreite je weiter sie sich dem Brennraum annähern. Die damit gebildete Düse beschleunigt die eintretende Strömung, wodurch selbige stabilisiert wird. Beim Nebenüberströmkanal wird dieser Effekt durch die Vergrößerung des Winkels der linken Kanalseite kurz vor Eintritt in den Brennraum verstärkt. Der Hauptüberströmkanal zeigt deutlich vom Auslasskanal weg, um einen Kurzschluss während der Anfangsphase des Ladungswechsels zu vermeiden.

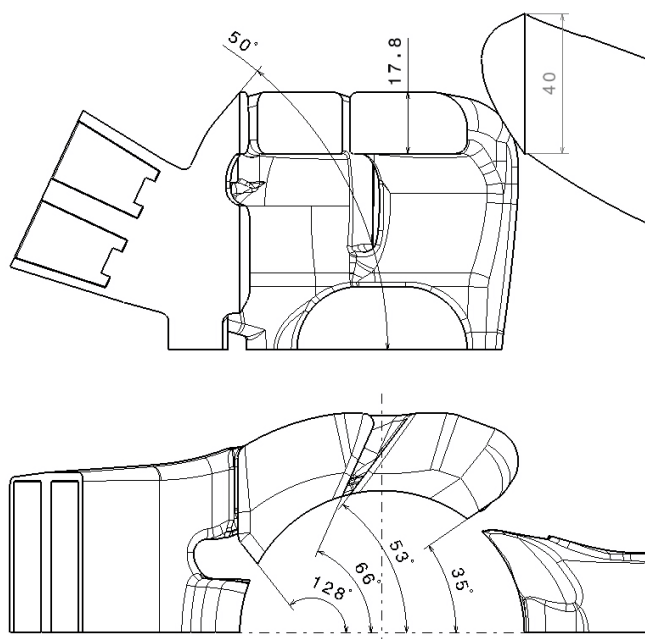


Abbildung 5-1: Kanaldesign „Originalkanäle BRP Rotax 797“

In Abbildung 5-2 ist die Geometrie der neuen Kanäle dargestellt. Die beiden ersten Zeichnungen zeigen die Frontalansicht der Kanäle. Die obere Darstellung beinhaltet den Auslasskanal für höhere Drehzahlen (große Kanalhöhe) und die untere, die mit Hilfe eines Auslasschiebers verkleinerte Auslasskanalhöhe für die niedrigen Drehzahlen. Der Eintrittswinkel der Kanaloberseite des Aufrichtkanals ist der gleiche wie in der Originalgeometrie. Die großen Unterschiede zu den Originalkanälen, neben der veränderten Kanalhöhe, werden in der Draufsicht auf die Kanäle selbst sichtbar. Praktisch alle Eintrittswinkel der Kanäle sind geändert worden. Im Falle des Hauptüberströmkanals wird der Winkel der rechten Kanalseite kurz vor Eintritt in den Brennraum stark reduziert, um die Möglichkeit des Kurzschlusses noch deutlicher zu vermeiden. Beim Nebenüberströmkanal wird auf eine derartig abrupte Richtungsänderung verzichtet.

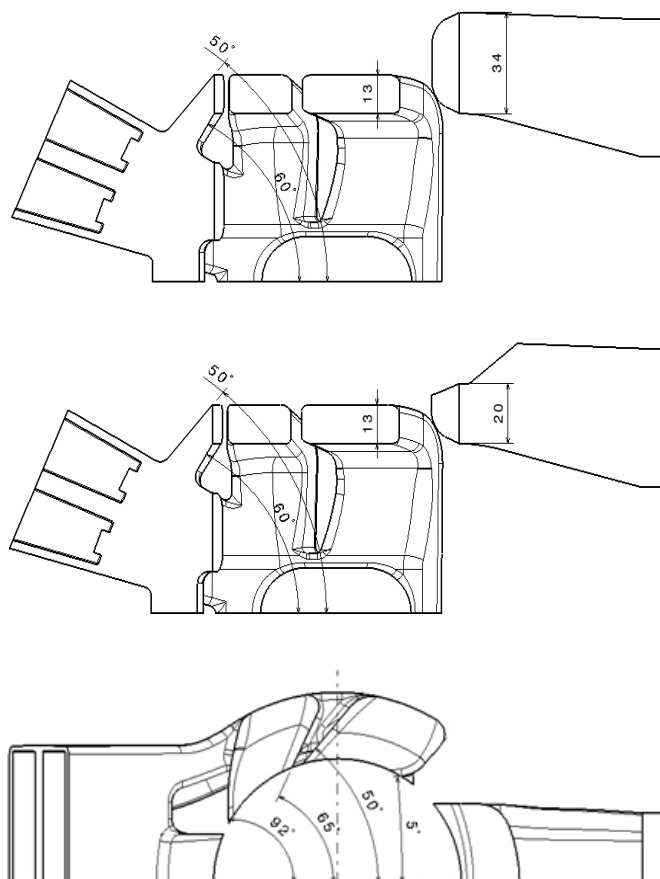


Abbildung 5-2: Kanaldesign „Optimierte Kanäle“

In Tabelle 5-1 sind die Unterschiede in Bezug auf Kanalhöhen und Winkel zwischen der Originalkonfiguration und den neu gestalteten Kanälen angeführt.

Kanalgeometrie: BRP Rotax 797				Kanalgeometrie: in13 ex20/ex34			
Drehzahl	[-]	niedrig	hoch	Drehzahl	[-]	niedrig	hoch
Überströmkanalhöhe	[mm]	17,8	17,8	Überströmkanalhöhe	[mm]	13	13
Auslasskanalhöhe	[mm]	26,4	40	Auslasskanalhöhe	[mm]	20	34
Aufrichtkanal Axialwinkel	[deg]	50	50	Aufrichtkanal Axialwinkel	[deg]	50	50
Hauptüberströmer Axialwinkel	[deg]	10	10	Hauptüberströmer Axialwinkel	[deg]	15	15
Hauptüberströmer Radialwinkel	[deg]	53 / 35	53 / 35	Hauptüberströmer Radialwinkel	[deg]	50 / 5	50 / 5
Nebenüberströmer Axialwinkel	[deg]	20	20	Nebenüberströmer Axialwinkel	[deg]	25	25
Nebenüberströmer Radialwinkel	[deg]	128 / 66	128 / 66	Nebenüberströmer Radialwinkel	[deg]	92 / 65	92 / 65

Tabelle 5-1: Kanalgeometrie; BRP Rotax 797 Kanäle (links), Optimierte Kanäle (rechts)

5.2 Ermittlung der Durchflusskoeffizienten

5.2.1 Basisuntersuchung [13]

Die Übereinstimmung der Simulation mit den Realen- (Mess-) Ergebnissen hängt vorwiegend von der Genauigkeit der dem Simulationsmodell vorgegebenen Randbedingungen ab. Im Falle der Einlass- bzw. Auslasskanäle sind das die Durchflusskoeffizienten (BOOST: „Flow Coefficients“) und die damit einhergehende effektive Durchflussfläche (BOOST: „Effective Flow Area“).

Am Beginn der Auslegung eines neuen Motors sind aber einige Randbedingungen noch unbekannt, da sich diese erst aus der Simulation ergeben. Eine davon ist die Kanalgeometrie (Fensterhöhe und Form der Kanäle) und damit einhergehend der Durchflusskoeffizient der Kanäle. Es werden daher für die ersten Simulationsdurchläufe Durchflusskoeffizienten von bereits bekannten Kanälen verwendet. Die Verwendung solcher, für die primären Untersuchungen, eigentlich „falschen“ Daten hat durchaus ihre Berechtigung. Zum einen haben sie geringen Einfluss auf die Auffindung der optimalen Steuerzeiten bei der 1D-Simulation mit BOOST und zum anderen würde eine genauere Bestimmung der Kanalgeometrie zu viel Zeit in Anspruch nehmen. Wurden die optimalen Steuerzeiten gefunden, ist es aber sinnvoll die Durchflusskoeffizienten der neu konstruierten Kanäle zu bestimmen, um am Ende ein Modell zu erhalten welches realitätsnahe Ergebnisse liefert (im Vergleich zum Prüfstand).

Bei dem Durchflusskennwert bzw. dem Durchflusskoeffizient handelt es sich um die Zusammenfassung von Durchflusszahl μ und Versperrungsziffer σ . Die Durchflusszahl μ ist ein Maß für den Strömungswiderstand und berücksichtigt Verluste durch Reibung und Strahlkontraktion. Die Versperrungsziffer σ berücksichtigt die kurbelwinkelabhängige Veränderung des momentanen freien geometrischen Durchströmungsquerschnitts. Der Durchflusskennwert ist die am Strömungsprüfstand gemessene bzw. am Computer simulierte tatsächlich durchströmende Masse \dot{m} durch die theoretische Masse \dot{m}_{th} dividiert (siehe Gleichung 5-1). \dot{m}_{th} lässt sich durch die Durchflussgleichung berechnen (siehe Gleichung 5-2, Gleichung 5-3).

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad \text{Gleichung 5-1}$$

$$\dot{m}_{th} = A * \sqrt{2 * p_0 * \rho_0} * \Psi \quad \text{Gleichung 5-2}$$

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} \quad \text{Gleichung 5-3}$$

A	[m ²]	geometrische Fläche
κ	[-]	Isentropenexponent
Ψ	[-]	Durchflussfunktion

Zur Bestimmung der Durchflusskoeffizienten von virtuellen Kanälen wurde der Durchflussprüfstand mittels CAD nachgebildet (siehe Abbildung 5-3). Die Idee war es, in Zukunft die mit CAD erzeugten Kanäle ähnlich dem realen Fall am Strömungsprüfstand, mit Hilfe von CFD- FLUENT virtuell zu strömen. Zur Verifikation dieser Methode wurden die bereits am Strömungsprüfstand geströmten Kanäle des BRP-Rotax 797 herangezogen.

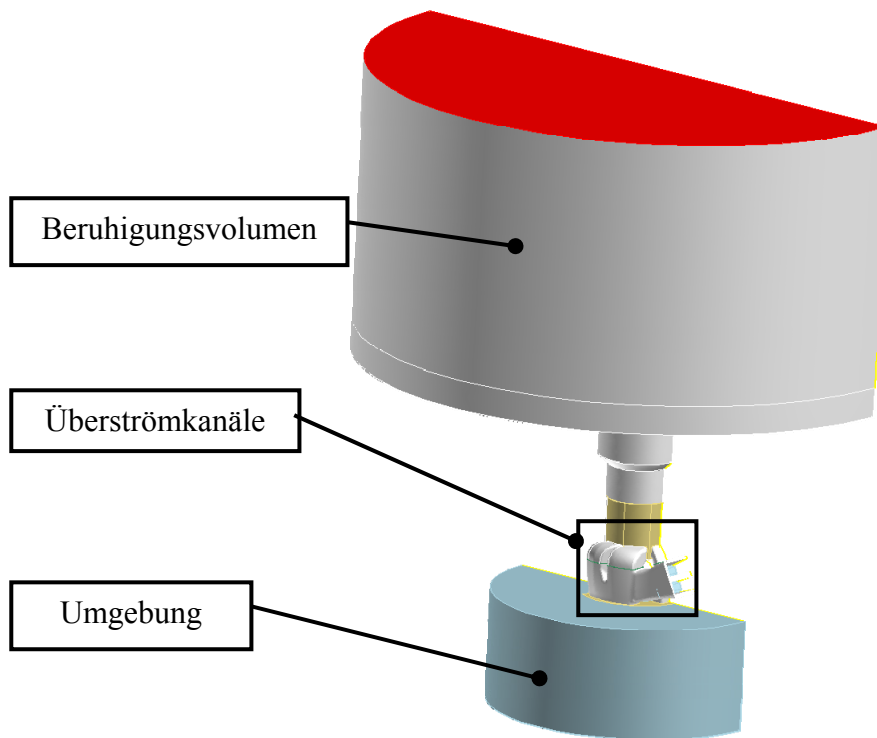


Abbildung 5-3: CAD Strömungsprüfstand

Die für den Strömungsversuch verwendeten Randbedingungen sind in Tabelle 5-2 aufgelistet und entsprechen den am Prüfstand gemessenen Daten.

Überströmer	p_{Umgebung}	$p_{\text{Behälter}}$	$p_{\text{B/U}}$	T
	[mbar]	[mbar]	[-]	[°C]
Rückströmung	985,855	995,856	1,010	24
Normalströmung	983,700	973,697	0,990	24

Tabelle 5-2: Randbedingungen des CFD Strömungsversuchs

Die Abbildung 5-4 und Abbildung 5-5 zeigen den Verlauf der gemessenen bzw. simulierten $\mu\sigma$ Werte der Überströmkanäle für die Strömungsrichtung Normalströmung (Überströmkanäle: Strömungsrichtung vom Kurbelgehäuse in den Zylinder; Auslasskanäle: Strömungsrichtung vom Zylinder in den Auspuff) und Rückströmung. Auf der Abszisse ist die Kolbenposition in mm Entfernung vom unteren Totpunkt, auf der Ordinate der dazugehörige $\mu\sigma$ Wert angegeben. Bei der Gegenüberstellung des Prüfstandsergebnisses (rot) und der Simulation (blau) bei Rückströmung sind deutliche Unterschiede im Bereich von niedrigen Kolbenpositionen (Überströmkanäle sind weit geöffnet) sichtbar. Erst ab einer Entfernung von 12 mm stimmen die beiden Kurven gut miteinander überein. Da die Kurve der Messung anfangs zu steilen beginnt, obwohl die Fensterfläche verkleinert wird, liegt hier wahrscheinlich ein Messfehler vor. Kleine Ungenauigkeiten in der Messung (für Normal- und Rückströmung) ergeben sich auch ab einer Kolbenposition von 18 mm, bei der die Überströmkanäle eigentlich vollständig geschlossen sein sollten, aber trotzdem ein Durchfluss gemessen wird. Der Vergleich von Simulation und Messung bei Normalströmung zeigt über den gesamten Bereich eine gute Übereinstimmung. Die Erkenntnis der guten Abbildungsmöglichkeit der Durchflusskoeffizienten mittels Simulation war Grundvoraussetzung für die im weiteren Schritt durchgeführten Simulationen.

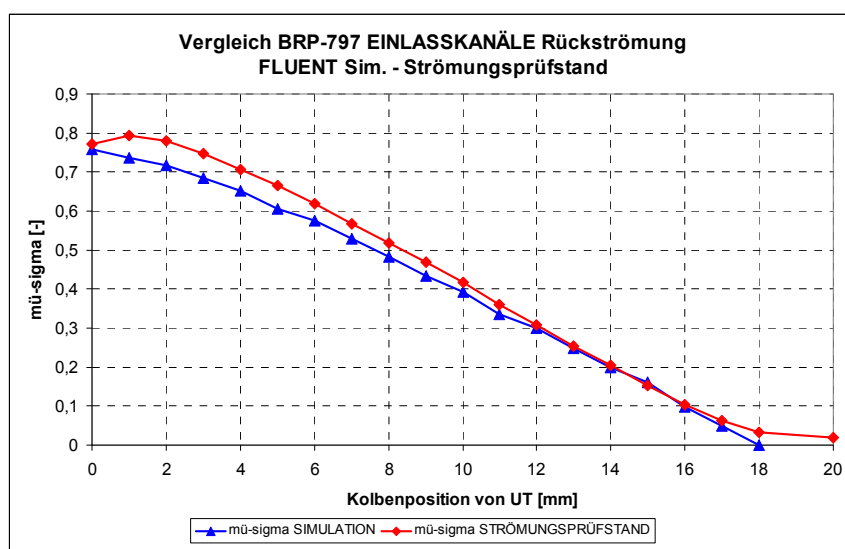


Abbildung 5-4: Durchflusskoeffizienten Überströmkanäle; Rückströmung

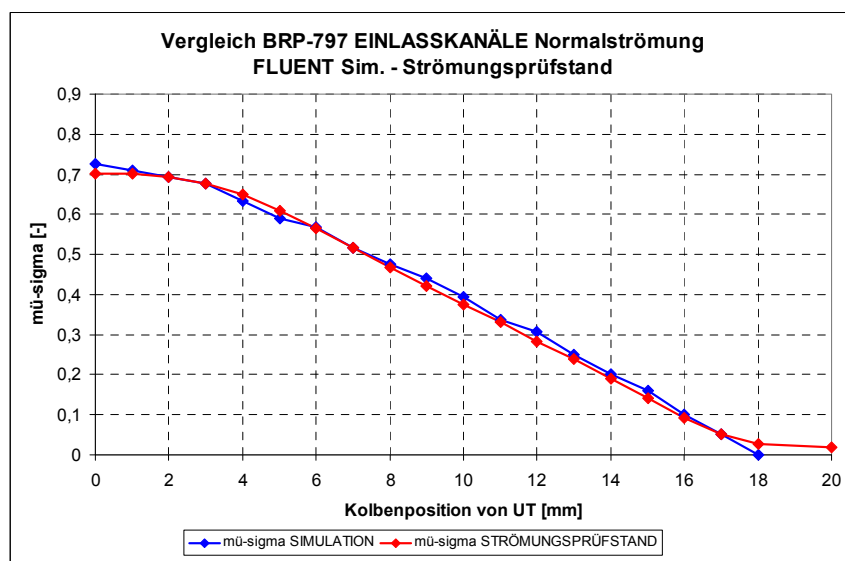


Abbildung 5-5: Durchflusskoeffizienten Überströmkanäle; Normalströmung

5.2.2 Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle

Nachdem der Abgleich der Simulation mit dem Prüfstand erfolgte, wurden die Durchflusskoeffizienten für die neuen Kanäle ermittelt. Die Abbildung 5-6 zeigt dabei die durch Simulation erhaltenen Verläufe der Durchflusskoeffizienten über der Kolbenposition für die Überströmkanäle (Normal- und Rückströmrichtung). Die Verläufe des Auslasskanals sind im Anhang zu finden. Bei allen drei Kanalformen liefert die Normalströmungsrichtung bei voll geöffneten Kanalfenstern (Position 0) den höchsten $\mu\sigma$ Wert. Die Überströmkanäle erreichen dabei einen Durchflusskoeffizienten von ungefähr $\mu\sigma = 0,77$. Der Auslasskanal erreicht bei geöffnetem Auslassschieber einen Wert von circa $\mu\sigma = 0,85$ und bei geschlossenem Auslassschieber von ungefähr $\mu\sigma = 0,87$.

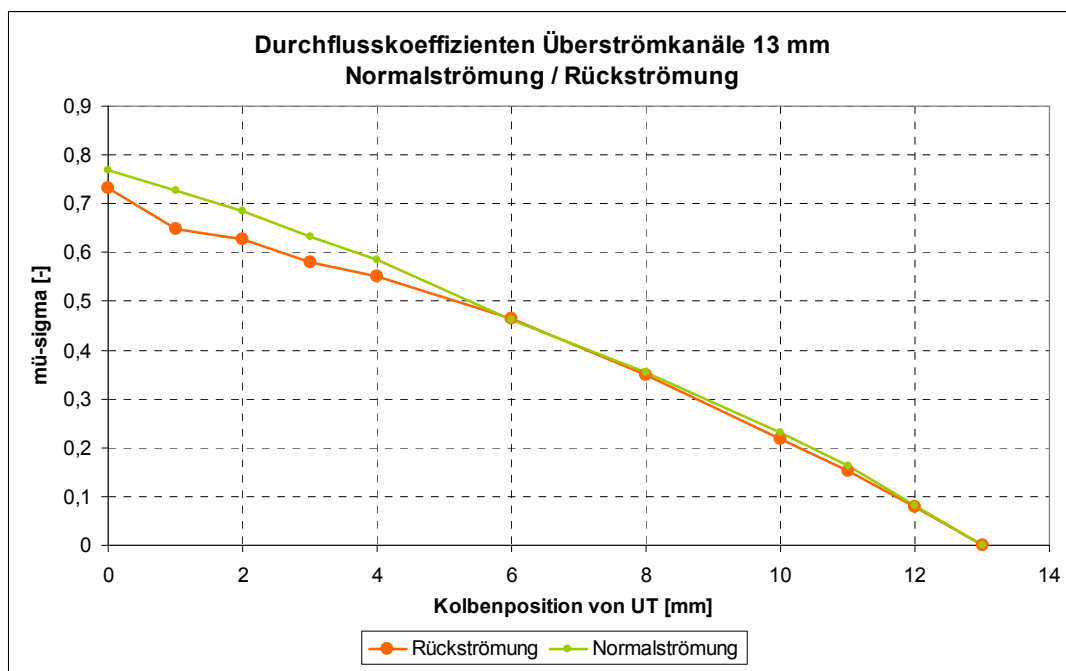


Abbildung 5-6: Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle; Überströmkanäle

Da bei der Berechnung der Durchflusskoeffizienten der theoretische Massenstrom herangezogen wird, welcher sich laut Definition auf die Fläche des engsten Querschnitts des jeweiligen Kanals bezieht, ist ein direkter Vergleich der Koeffizienten von unterschiedlichen Kanälen nicht möglich.

Der dargestellte Vergleich der $\mu\sigma$ Verläufe der Original-Überströmkanäle mit den neuen Überströmkanälen bezieht daher die dafür notwendige theoretische Masse auf die Kolbenfläche mit einem Kolbendurchmesser von $d = 82$ mm (siehe Abbildung 5-7). Die Absolutwerte der Durchflusskoeffizienten ändern sich zwar dabei, ermöglichen aber jetzt den direkten Vergleich. Es zeigt sich, dass bis zu einer Position von 13 mm (die neuen Überströmkanäle sind vollständig geöffnet) die neuen Kanäle deutlich höhere $\mu\sigma$ Werte aufweisen, das heißt, es strömt bei gleicher Kolbenposition mehr Masse durch die Kanäle.

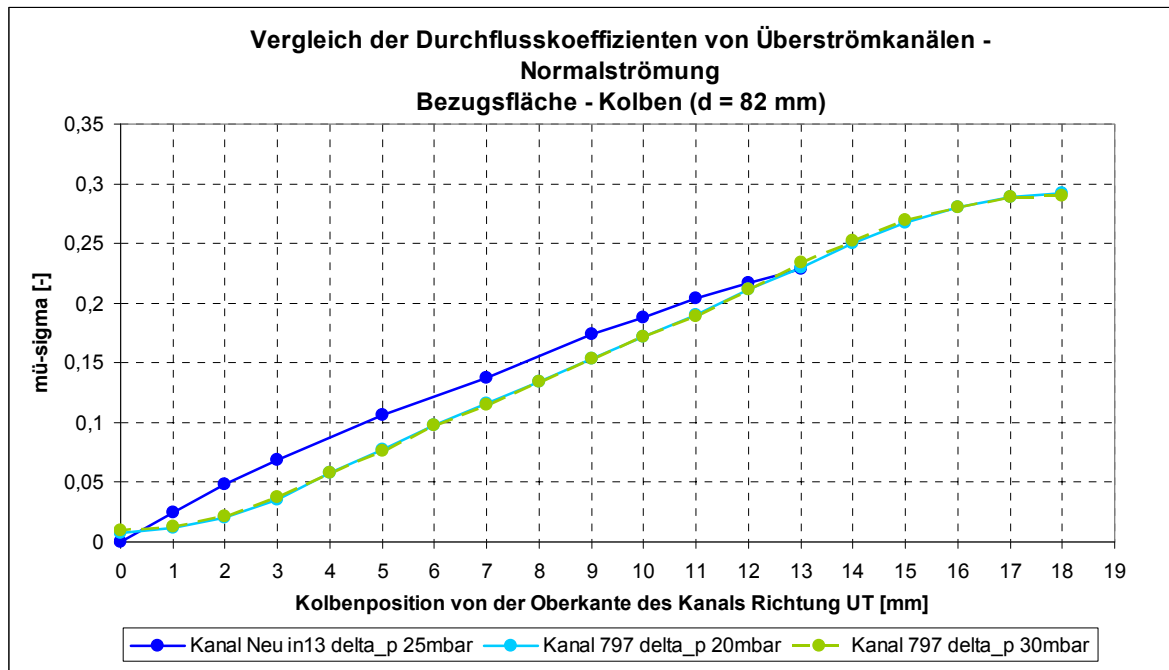


Abbildung 5-7: Vergleich der Durchflusskoeffizienten

5.3 CFD Spülmodelle

Zur Ermittlung des Spülmodells einer Kanalvariante ist es notwendig den gesamten Motor (Einlass, Kurbelgehäuse, Überströmkanäle, Brennraum, Auslass mit Auspuff) abzubilden und zu simulieren (siehe Abbildung 5-8). Da sich der Kolben während der Simulation bewegt, wird ein Teil des Brennraums und des Kurbelgehäuses als bewegtes Netz ausgeführt, um das dabei entstehende veränderliche Volumen abbilden zu können. Die Anzahl der benötigten Zellen nimmt dabei recht schnell große Zahlenwerte an, was zu einem Anstieg der Rechenzeit führt. Durch Ausnutzung der Symmetrie kann das Modell und damit die Zellenanzahl halbiert werden und die Rechenzeit in einen angemessenen Rahmen gehalten werden. Die Zellenanzahl des dargestellten Modells beträgt dabei um die 500000 Zellen.

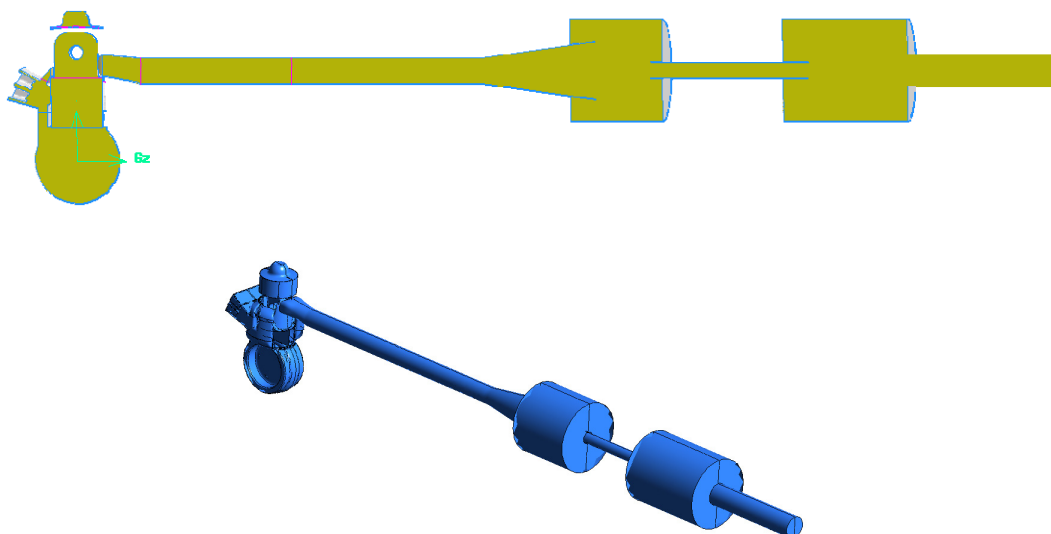


Abbildung 5-8: 3D Motormodell

Im vorliegenden Modell wird keine Verbrennung gerechnet, weshalb Druck und Temperatur im Brennraum vorgegeben werden. Dies geschieht zu einem Zeitpunkt kurz bevor sich der Auslasskanal öffnet. Damit ist sichergestellt, dass die Verbrennung zum Großteil abgeschlossen ist und somit keinen Einfluss mehr auf die Verhältnisse im Zylinder ausüben kann. Da das Membranventil auf Grund seiner Komplexität nicht abgebildet wurde, musste der durch das Ventil strömende Massenstrom ermittelt und danach als Randbedingung am Einlass aufgeprägt werden (siehe Abbildung 5-9). Die notwendigen Daten wie Druck, Temperatur und Massenfluss wurden mit Hilfe der 1D Simulation ermittelt.

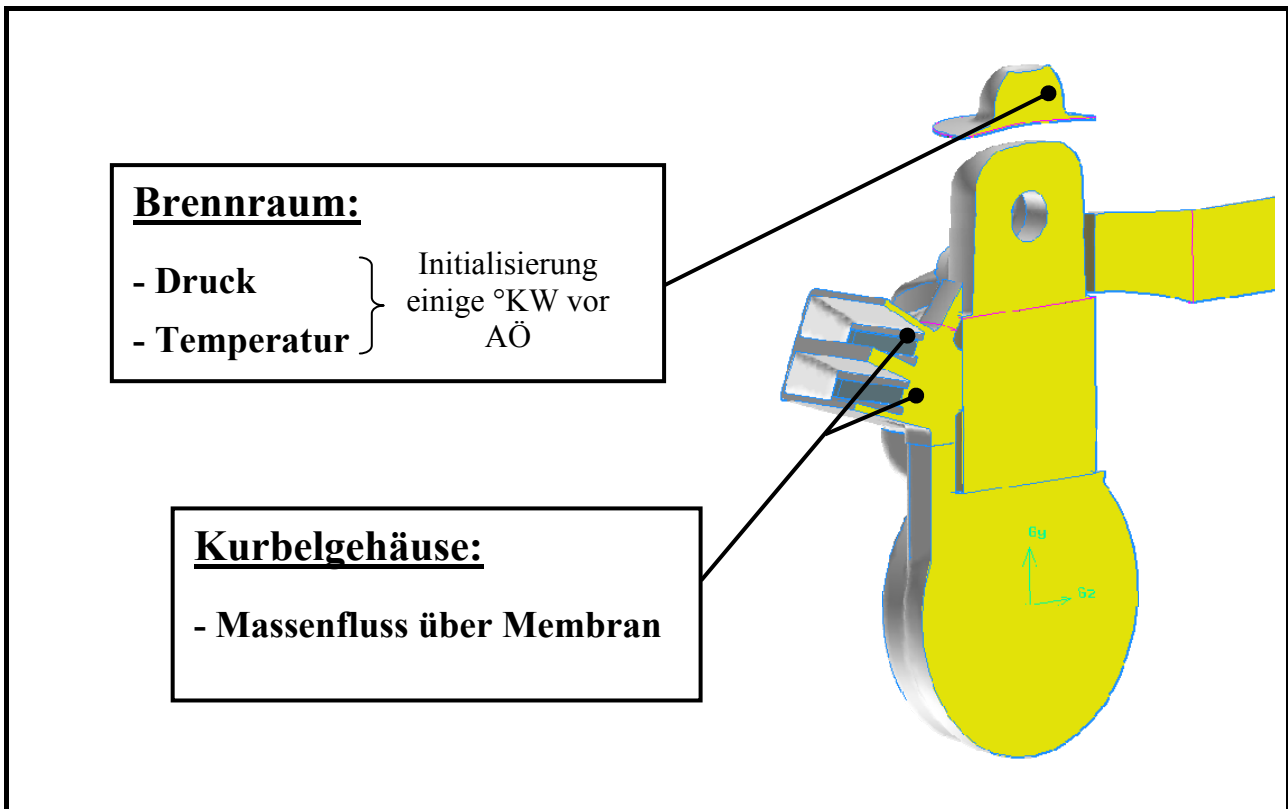


Abbildung 5-9: Initialisierung des Motormodells

Um das Spülmodell aus der Simulation zu erhalten, wurde das Motormodell mit einem benutzerdefinierten Skalar beaufschlagt, welcher Werte von 0 bis 1 annehmen kann (siehe Abbildung 5-10). Bevor dies geschehen konnte, wurden einige Zyklen (Motorumdrehungen) gerechnet, um einen eingeschwungenen Zustand des Systems herzustellen. Nachdem dies der Fall war, wurde der Einlass, das Kurbelgehäuse und die Überströmkanäle mit einem Skalarwert von 1 beaufschlagt (rot). Die übrigen Teile des Modells erhielten den Wert 0 (blau). Bei der folgenden Umdrehung dringt der Skalar mit dem Wert 1 in den Brennraum ein und spült dabei einen Großteil des mit dem Skalar 0 behafteten Volumens in den Auspuff oder vermischt sich mit diesem, je nachdem wie gut die Spülung funktioniert. Die kontinuierliche Beobachtung des aus dem Kurbelgehäuse in den Zylinder eindringenden Volumens, mit dem Skalar 1 und die gleichzeitige Berechnung des Volumens den ein Skalar der Größe 1 im Zylinder in Anspruch nehmen würde, ermöglicht die Ermittlung des Spülmodells.

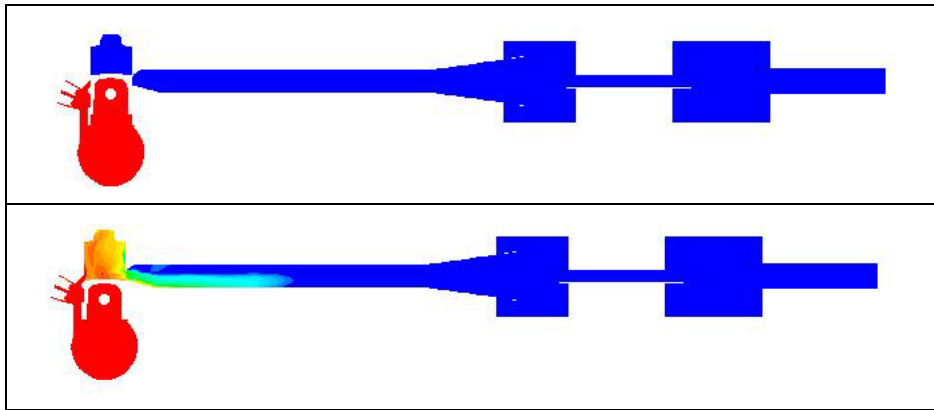


Abbildung 5-10: Initialisierung des Motormodells mit Skalar; Ausgangssituation (oben), geöffnete Überströmkanäle (unten)

Die Abbildung 5-11 zeigt das Spülmodell, definiert durch den Spülanteil (Scavenge Ratio) und den Spülgrad. In dem Diagramm dargestellt sind die beiden idealisierten Grenzspülkurven der Verdrängungsspülung (PD, schwarz), der Verdünnungsspülung (PM, rot) und die durch die Simulation erhaltenen Spülkurven für die Originalkanäle des BRP Rotax 797 mit geöffnetem Auslasschieber (RAVE), die neuen Kanäle mit geschlossenem (blau, strichliert) und mit geöffnetem Auslasschieber (blau). Gleichzeitig wurde die Spülkurve yam14, die im ersten Simulationsdurchgang verwendet wurde, als Vergleich eingezeichnet (rot, strichpunktirt). Für alle drei simulierten Spülmodelle gilt, dass sie im unteren Bereich bis zu einem Spülanteil von ungefähr 0,3 über der yam14 Kurve liegen. Im übrigen Bereich nähern sich die beiden Spülkurven der Originalkanäle und der neuen Kanäle mit geschlossenem RAVE der yam14 Kurve an. Die Spülkurve der neuen Kanäle mit geöffnetem Auslasschieber folgt bis zu einem Spülanteil von etwa 0,4 der Kurve der Verdrängungsspülung. Sie ist eine Kombination aus Verdrängungs-, Verdünnungs- und Kurzschlusspülung, wie aus dem Verlauf ersichtlich wird.

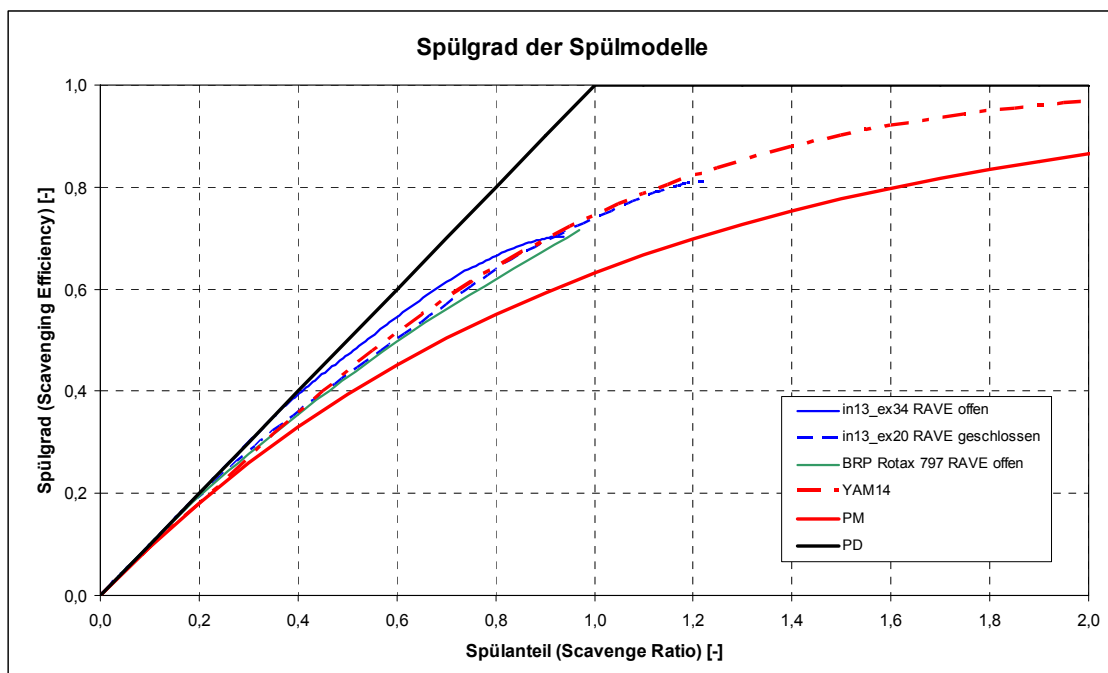


Abbildung 5-11: Spülgrad des Spülmodells der optimierten Kanäle

In Abbildung 5-12 wird der Fanggrad der Spülmodelle über den Spülanteil dargestellt. Durch diese Art der Darstellung ist es möglich, das Verhalten der Spülkurven in den unteren Bereichen genauer zu betrachten. Deutlich erkennbar sind die höheren Fanggrade der drei simulierten Spülkurven im Vergleich zur yam14 Kurve. Ebenfalls ersichtlich ist der anfängliche Verlauf entlang der Linie, die von der Verdrängungsspülung gebildet wird und einem 100 % Fanggrad der Frischladung entspricht.

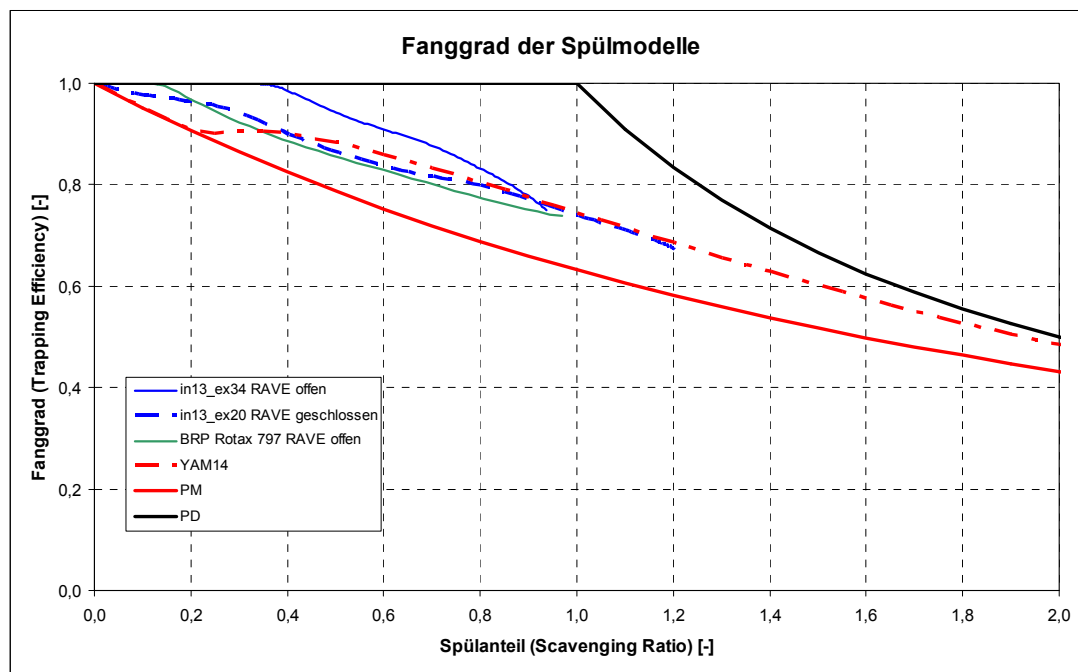


Abbildung 5-12: Fanggrad des Spülmodells der optimierten Kanäle

5.4 Abgleich 1D-3D Simulation

Ein Vergleich der 1D Simulation mit der 3D Simulation soll zeigen, inwieweit die Abbildungsgenauigkeit durch die 1D Simulation gegeben ist. Zu diesem Zweck wurden zwei Messpunkte ausgewählt und die Ergebnisse der Druck- und Temperaturverläufe miteinander verglichen. Es handelt sich dabei um eine Simulation der neuen Kanäle bei einem Betriebspunkt von 7000 U/min und Vollast (Auslassschieber ist geöffnet). Die Messpunkte befinden sich im Auspuff, der Erste nach 60 mm (mp60) und der Zweite nach 300 mm (mp300) gemessen vom Auslass. Die Vergleiche der Druck- und Temperaturverläufe im Messpunkt mp300 sind im Anhang zu finden.

Der Vergleich der Druckverläufe (siehe Abbildung 5-13) zeigt, dass in beiden Messpunkten die Charakteristik des in BOOST erhaltenen Druckverlaufs, durch die 3D Simulation abgebildet werden kann. Auch die Höhe des Druckverlaufs wird zufriedenstellend dargestellt.

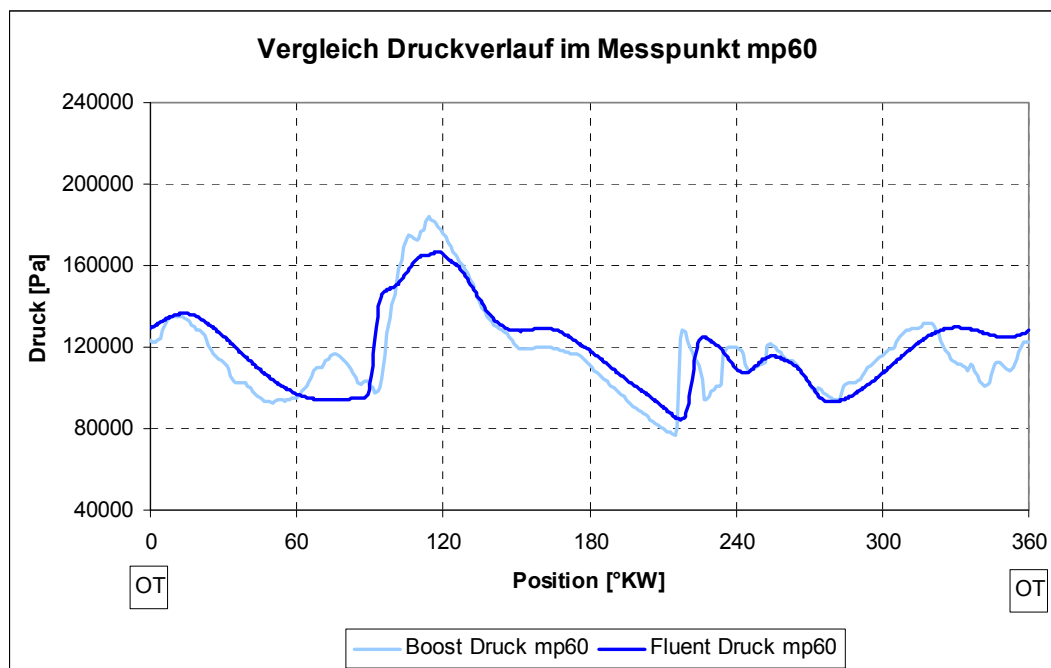


Abbildung 5-13: Vergleich der 1D und 3D Simulation; Druckverlauf mp60

In der Abbildung 5-14 ist der Temperaturverlauf gezeigt. Im Falle des mp60 Messpunktes ist ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden Simulationen erkennbar. Er besteht aus einem Offset und einer zeitlichen Verschiebung des Temperaturanstiegs nach dem Öffnen des Auslasskanals, wobei im Falle der 3D Simulation der Temperaturanstieg früher beginnt.

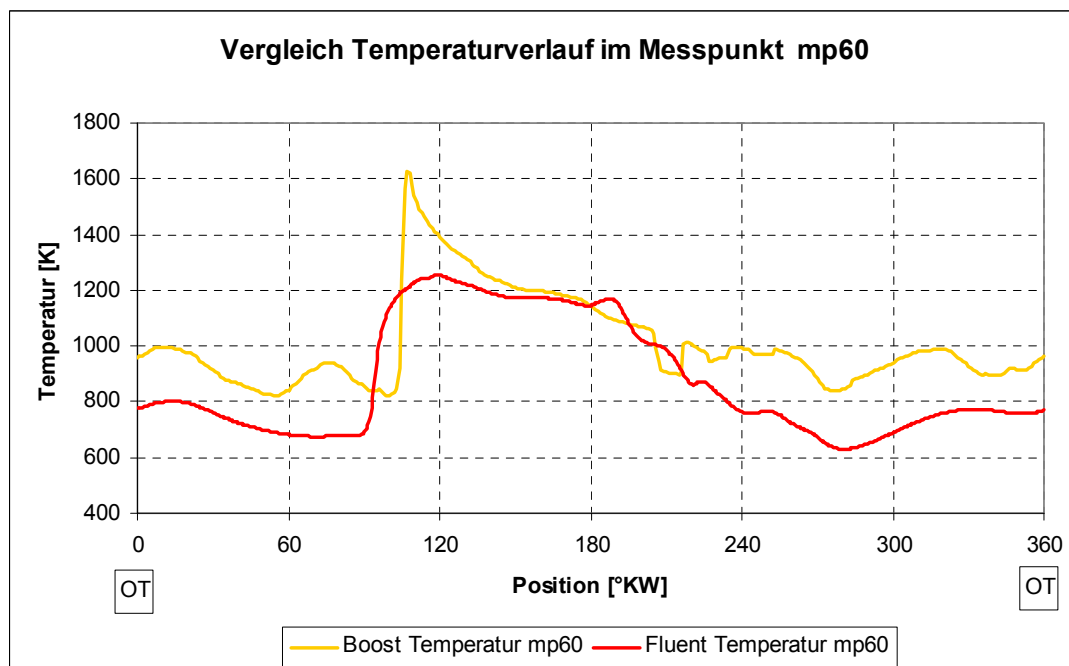


Abbildung 5-14: Vergleich der 1D und 3D Simulation; Temperaturverlauf mp60

Eine mögliche Erklärung für den Offset könnte in der Bestimmung der Temperatur liegen. Bei der 1D Simulation wird mangels Geometrieabbildung die Temperatur an einer Stelle punktuell ermittelt. In der 3D Simulation wird die Temperatur jedoch über die Fläche gemittelt. Genauere Untersuchungen zeigten, dass keine gleichmäßige Verteilung der Temperatur im genannten Messpunkt vorliegt (siehe Abbildung 5-15). Die Meße Ebene steht normal auf die Mittellinie des Auspuffs.

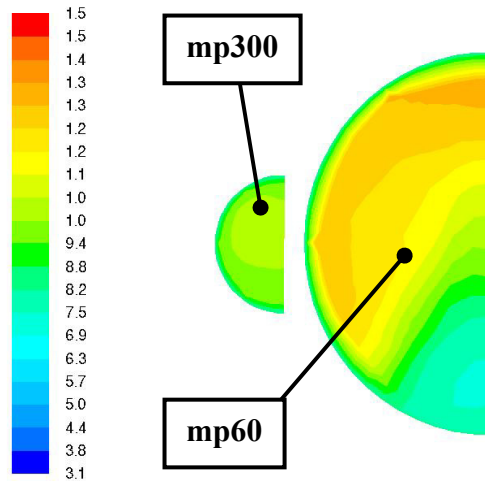


Abbildung 5-15: Temperaturverteilung im Auspuff bei Kolbenposition 100°KW n. OT

6 1D Simulation - Zweiter Simulationsdurchgang

Der erste Simulationsdurchgang der 1D Simulation ermöglichte die Ermittlung geeigneter Kanalhöhen. Um die Qualität der Vorhersage weiter zu verbessern, wurden die Ergebnisse der 3D-CFD Simulation hinzugezogen. Mit ihrer Hilfe konnten aus den zuvor konstruierten Kanälen die Spülmodelle und die Durchflusskoeffizienten bestimmt werden. Die in den folgenden Abschnitten präsentierten Ergebnisse der 1D Simulation des zweiten Simulationsdurchganges beinhalten die neu ermittelten Daten.

6.1 *BOOST Simulation mit CFD Spülmodell und Durchflussbeiwerten*

Nachdem die Kanalkonfiguration für niedrige und hohe Drehzahlen gefunden wurde, konnten die Simulationen auf einen größeren Drehzahlbereich ausgeweitet werden. Dabei wurden zwei Drehzahlbereiche unterschieden: der Bereich der unteren Drehzahlen, von 1000 U/min bis 5000 U/min mit einer Auslasskanalhöhe von 20 mm und der Bereich der oberen Drehzahlen, von 4000 U/min bis 8000 U/min, mit einer Auslasskanalhöhe von 34 mm. Die Überschneidung der Drehzahlen im Bereich von 4000 U/min und 5000 U/min sollte dazu dienen einen möglichen Umschaltzeitpunkt von kleiner zu großer Auslasskanalhöhe zu finden. Alle Simulationen wurden bei Vollast durchgeführt.

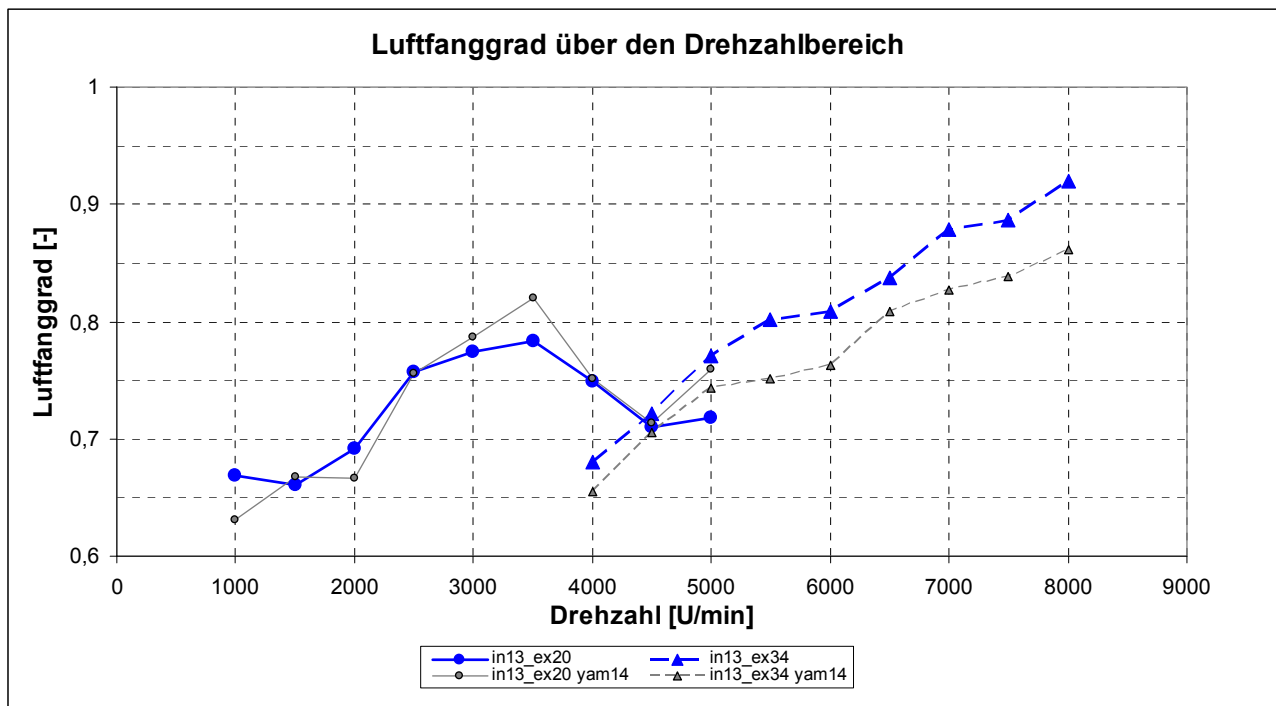


Abbildung 6-1: Luftfanggrad über die Drehzahl

Die Abbildung 6-1 zeigt den Luftfanggrad über der Drehzahl. Im unteren Drehzahlbereich (mit Auslasskanalhöhe von 20 mm, durchgezogene blaue Linie) nimmt er anfangs sehr niedrige Werte an, um dann zu höheren Drehzahlen hin anzusteigen. Bei 3500 U/min erreicht er schließlich sein Maximum von ungefähr 78 %. Wird die Drehzahl weiter erhöht, beginnt der Fanggrad zu sinken, um bei einem Wert von knapp über 70 % zu landen. Im oberen Drehzahlbereich, also bei einer Auslasskanalhöhe von 34 mm (strichlierte blaue Linie), steigt der Fanggrad stetig an. Bei einer Drehzahl von 5500 U/min wird bereits ein Fanggrad von 80 % erreicht.

Sein Maximum liegt bei einer Drehzahl von 8000 U/min und besitzt einen Wert von über 90 %. Hohe Drehzahlen begünstigen somit den Luftfanggrad.

Die durch die Simulation gewonnenen Absolutwerte sollten aber in jedem Fall kritisch betrachtet werden, da Unsicherheiten bezüglich der Genauigkeit von Eingabedaten bestehen. Um dies zu verdeutlichen ist in Abbildung 6-1 zusätzlich der erzielte Luftfanggrad bei Verwendung des yam14 Spülmodells (siehe Kapitel 4.1.3) eingezeichnet. Betrachtet man den oberen Drehzahlbereich so liegt die Kurve im gesamten Gebiet unter der Variante mit dem CFD-Spülmodell. Das Verhalten über der Drehzahl ist aber bei beiden Kurven sehr ähnlich.

In der Abbildung 6-2 ist der Verlauf des Mitteldrucks über der Drehzahl dargestellt und wie beim Verlauf des Fanggrades in zwei Drehzahlbereiche unterteilt. Hier werden die Vorteile einer Auslasssteuerung deutlich erkennbar. Betrachtet man den Bereich zwischen 4000 U/min und 5000 U/min, so sind gravierende Unterschiede bezüglich des Mitteldrucks erkennbar, je nachdem welche Auslasskanalhöhe verwendet wird. Die Verwendung der größeren Auslasskanalhöhe bei niedrigen Drehzahlen (4000 U/min) führt zu einem starken Abfall des Mitteldrucks. Der Unterschied zu der kleinen Kanalhöhe beträgt dabei bis zu 2 bar. Bei höheren Drehzahlen verhält es sich genau umgekehrt. Der optimale Schalterpunkt des Auslassschiebers liegt im Schnittpunkt der beiden Kurven, also bei einer Drehzahl von 5000 U/min. Der maximale Mitteldruck wird bei einer Drehzahl von 7000 U/min erreicht (7,5 bar). Wie zuvor beim Luftfanggrad ist auch hier zusätzlich der entstehende Verlauf bei Verwendung des yam14 Spülmodells dargestellt. Der deutliche Unterschied im Luftfanggrad äußert sich im oberen Drehzahlbereich durch einen niedrigen Mitteldruck. Die Charakteristik ist aber der Kurve mit dem CFD-Spülmodell ähnlich.

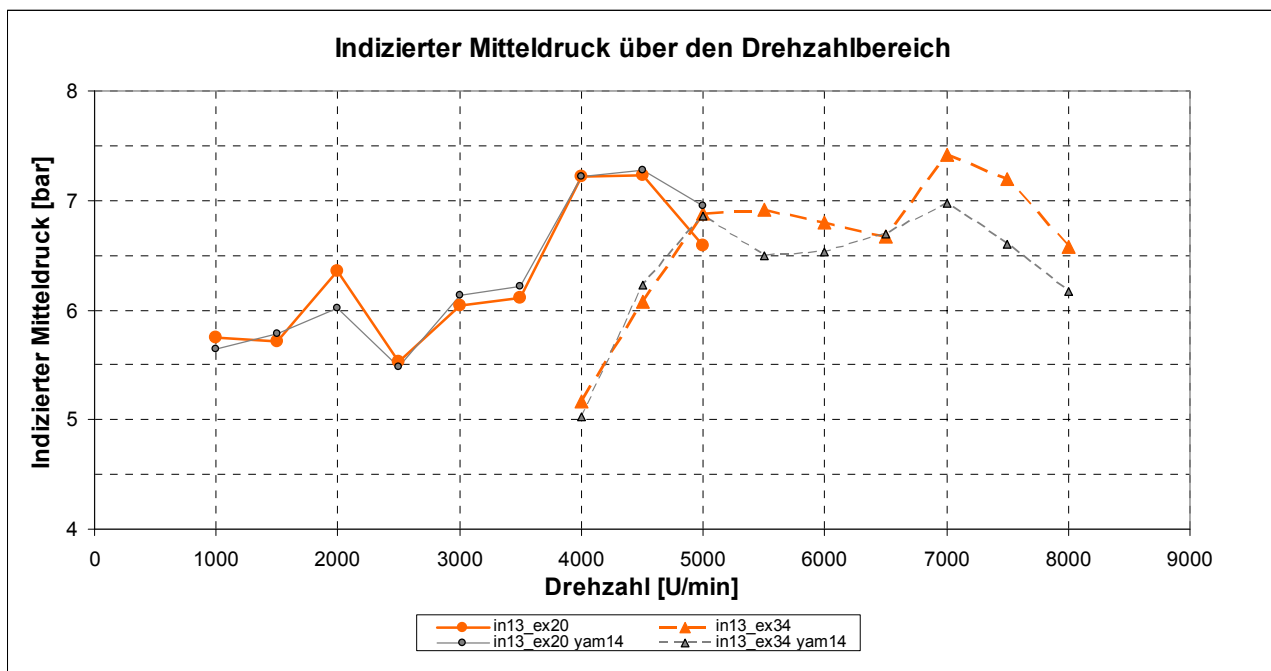


Abbildung 6-2: Indizierter Mitteldruck über die Drehzahl

6.2 1D KAT Applikation

Im Zuge der Voruntersuchung sollte der Einfluss eines Katalysators auf Mitteldruck und Luftfanggrad festgestellt werden. AVL BOOST® bietet die Möglichkeit einen Katalysator in das Motormodell einzugliedern.

Für die folgenden Simulationen wurde die einfachste Darstellung des Katalysators gewählt. Der Katalysator wird wie ein Strömungswiderstand, ein Rohr mit Reibung, behandelt, in dem ein Druckverlust verursacht wird. Bei diesem Modell werden keinerlei chemische Reaktionen oder Temperaturänderungen berücksichtigt. Die Temperatur hat aber Einfluss auf die Schallgeschwindigkeit und somit auf die Gasdynamik im Auspuff (siehe Gleichung 6-1). Dieser Umstand muss bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden. Die Tabelle 6-1 zeigt die Eckdaten des Katalysators.

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad \text{Gleichung 6-1}$$

- c [m/s] mittlere Schallgeschwindigkeit
- κ [-] Isentropenexponent
- R [J/kgK] Gaskonstante
- T [K] Temperatur

Katalysator			
Zelldichte (CPSI)	Länge	Durchmesser	Druckverlust
[1/in ²]	[mm]	[mm]	[mbar]
200	101,5	100	10,9

T = 500 °C
p = 1,4 bar abs
m = 250 kg/h

Tabelle 6-1: Daten Katalysator

Die Abbildung 6-3 zeigt den Verlauf des Luftfanggrades über der Drehzahl bei Verwendung des Katalysators (blau). Zum Vergleich ist zusätzlich der Fanggrad ohne Katalysator dargestellt (hellgrau). Der durch den Katalysator verursachte Druckverlust hat deutlichen Einfluss auf die Gasdynamik die sich auch auf den Luftfanggrad auswirkt. Im unteren Drehzahlbereich liegt der Fanggrad des Motormodells mit Katalysator über dem des Modells ohne Katalysator. Ab einer Drehzahl von 3000 U/min dreht sich das Verhalten um und das Modell ohne Katalysator liefert höher Fanggrade. Im oberen Drehzahlbereich liegen bei beiden Varianten ähnliche Werte vor.

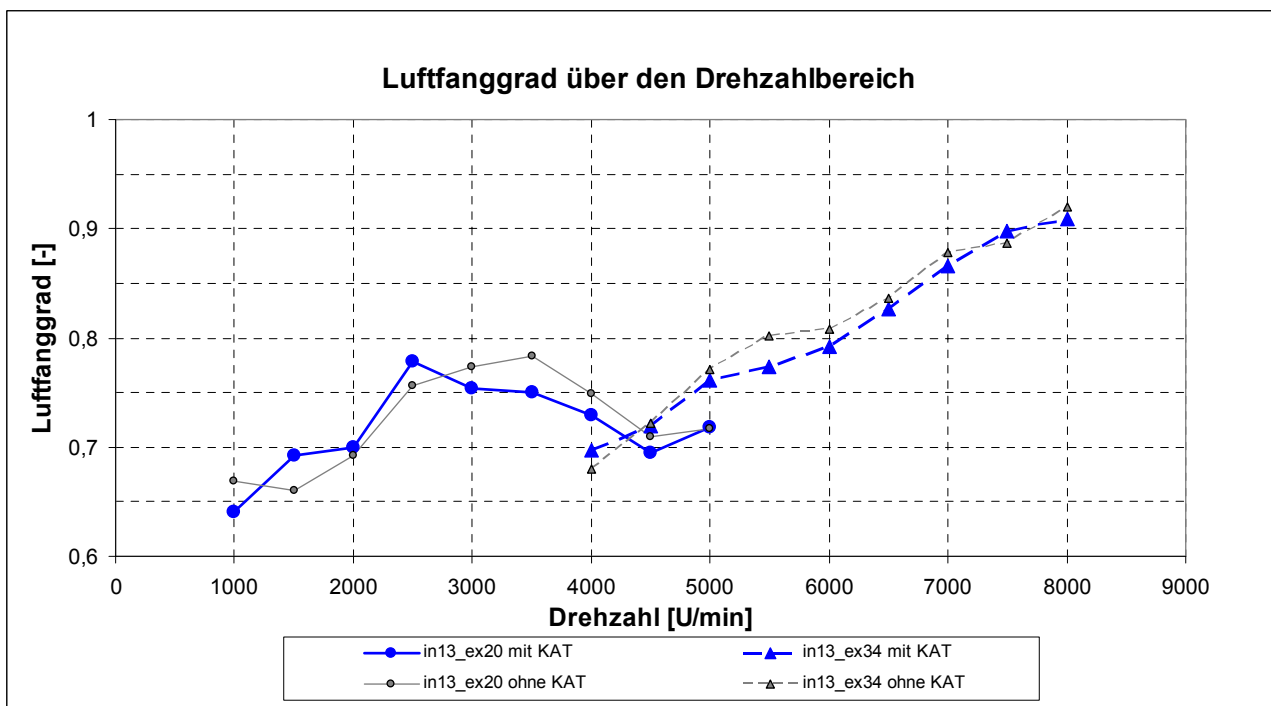


Abbildung 6-3: Luftfanggrad über die Drehzahl; Motormodell mit Katalysator

In Abbildung 6-4 ist der Mitteldruck dargestellt. Wie zu sehen ist, liefert die Simulation mit Katalysator (orange) in großen Bereichen bessere Ergebnisse als ohne. Ob dies in Realität auch zutrifft ist fraglich, da wie bereits an anderer Stelle erwähnt, die Gasdynamik für das Leistungsverhalten eines Zweitaktmotors von besonderer Wichtigkeit ist. Die Applikation des Katalysators stellt aber zumeist eine Störung des Systems dar, die sich durch niedrigere Leistung äußert.

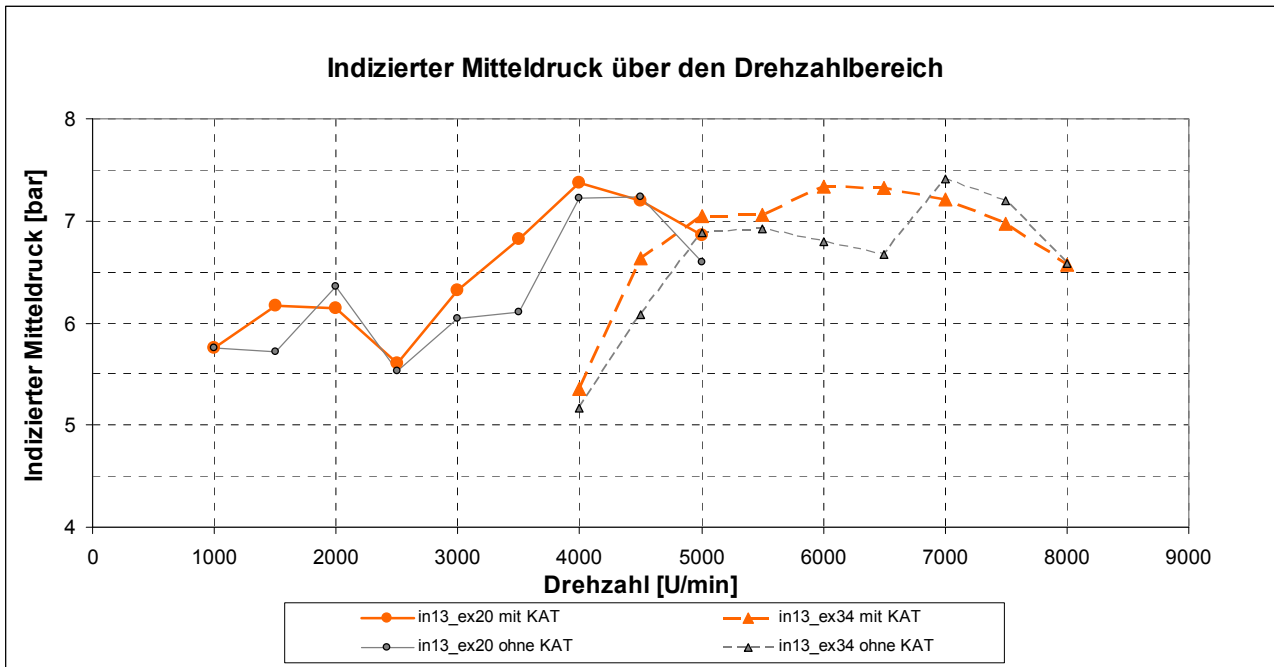


Abbildung 6-4: Indizierter Mitteldruck über die Drehzahl; Motormodell mit Katalysator

In Abbildung 6-5 ist die Position des Katalysators im BOOST Modell dargestellt.

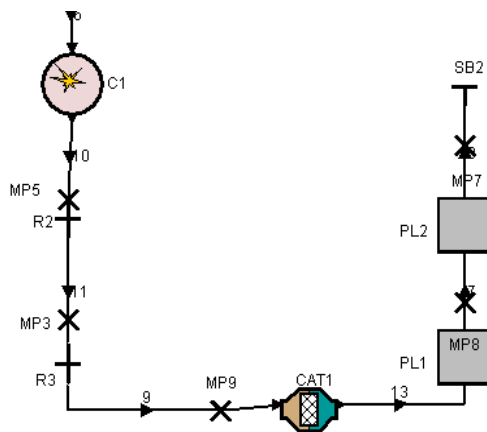


Abbildung 6-5: Position des Katalysators im BOOST Modell

Um das gezeigte Verhalten des Mitteldrucks bei Anbringung eines Katalysators erklären zu können, wurde ein Drehzahlpunkt ausgewählt und näher analysiert. Es handelt sich dabei um den Drehzahlpunkt 3500 U/min bei dem eine große Differenz des Mitteldrucks zwischen den beiden Varianten auftritt. Abbildung 6-6 zeigt dabei die Gegenüberstellung der Ergebnisse der Simulation mit und ohne Katalysator des Druckverlaufs im Messpunkt 9 (700 mm nach Auslass), aufgetragen über den Grad Kurbelwinkel. Die dunkelblaue Linie stellt den Verlauf mit Katalysator und die hellblaue Linie den Verlauf ohne Katalysator dar. Es ist erkennbar, dass der Katalysator die Druckschwankungen dämpft.

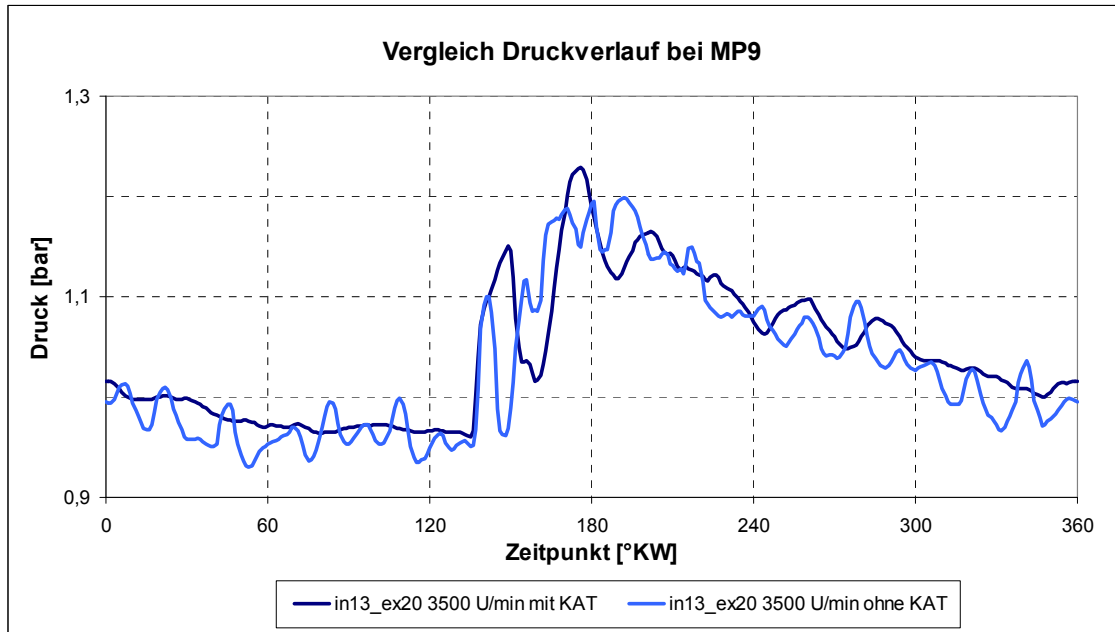


Abbildung 6-6: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Druckverlauf MP9

Die Beeinflussung der Gasdynamik wirkt sich auch auf die Massenströme aus. Das unterste Diagramm zeigt die im Zylinder verbleibende Masse. Die gefangene Masse nach Auslassschluß ist bei Verwendung des Katalysators größer, was in weiterer folge zu einem höheren Mitteldruck führt (siehe Abbildung 6-7). Im Anhang ist der Vergleich der ein- und ausströmenden Massen in den Zylinder angeführt.

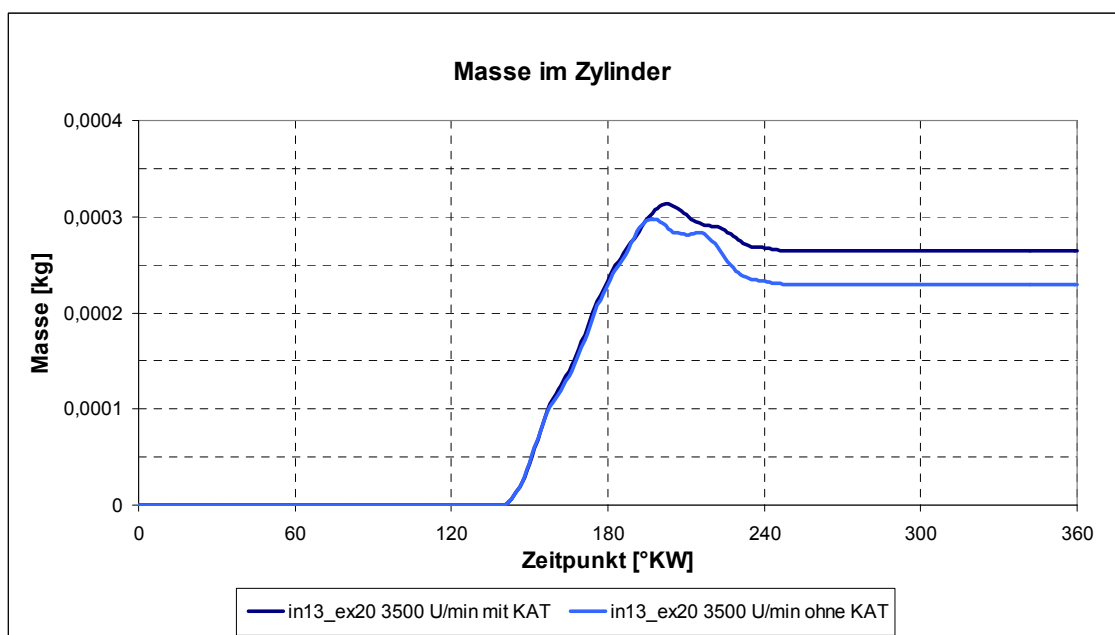


Abbildung 6-7: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Masse im Zylinder

Im nächsten Schritt wurde ein Reibmitteldruck definiert. Tabelle 6-2 und Abbildung 6-8 zeigen die verwendeten Werte des Reibmitteldrucks bei verschiedenen Drehzahlen, die auf Prüfstandsdaten und Erfahrung beruhen. Die Angabe des Reibmitteldrucks ist notwendig, um das Drehmoment und die Leistung bestimmen zu können.

Motorreibung	
Drehzahl [U/min]	Reibmitteldruck [bar]
1000	0,6
3000	0,75
6000	1,05
7500	1,18
8100	1,21

Tabelle 6-2: Reibmitteldruck

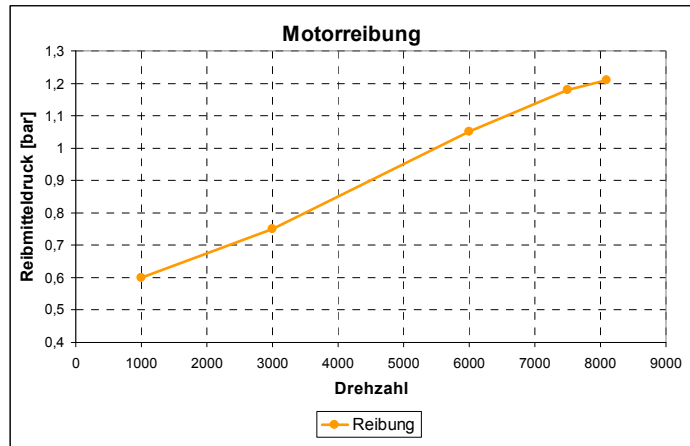


Abbildung 6-8: Reibmitteldruck

In Abbildung 6-9 sind das Drehmoment und die Leistung über die Drehzahl dargestellt. Der Drehmomentverlauf (blau) ist im gesamten Drehzahlbereich akzeptabel und bewegt sich in einem Bereich zwischen 30 Nm und 40 Nm. Die Leistung steigt gleichmäßig an und besitzt bei einer Drehzahl von 7500 U/min ihr Maximum mit annähernd 29 kW.

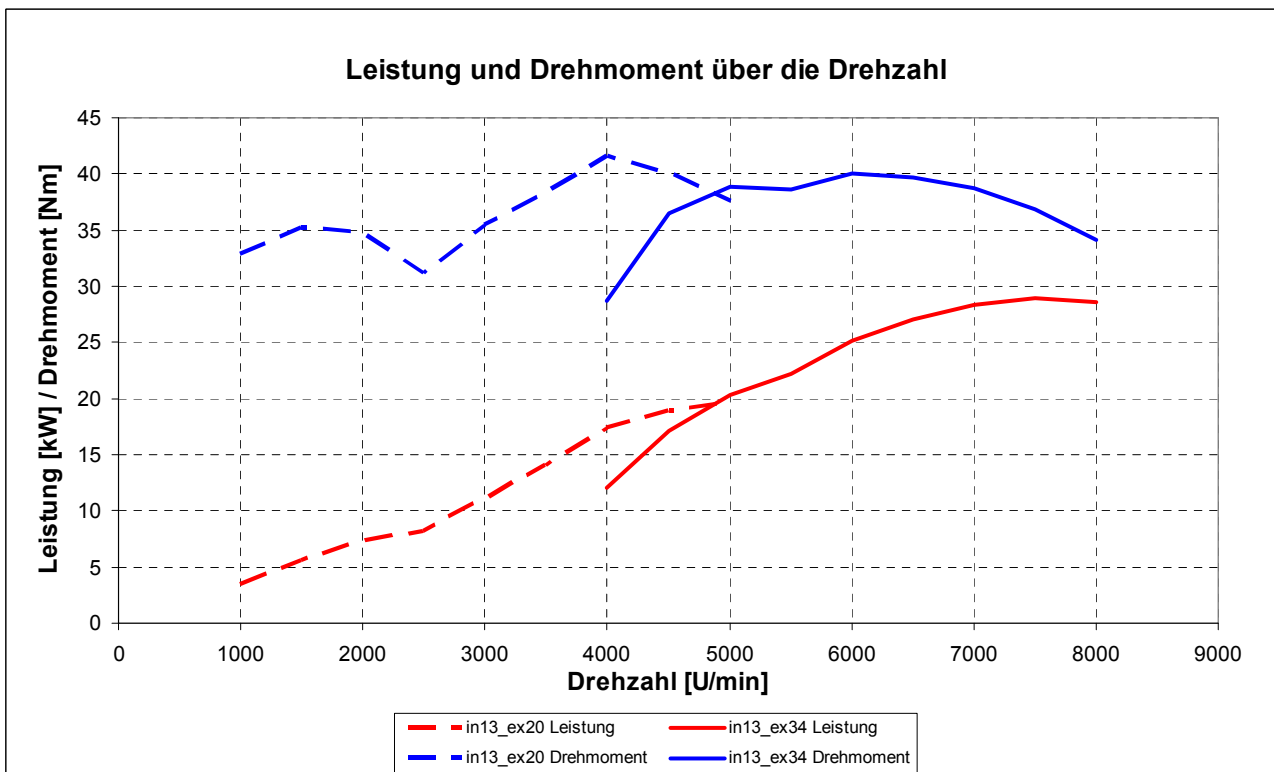


Abbildung 6-9: Leistung und Drehzahl über die Drehzahl

6.3 Auslegung des Auspuffsystems mit Optimization-Funktion von AVL BOOST®

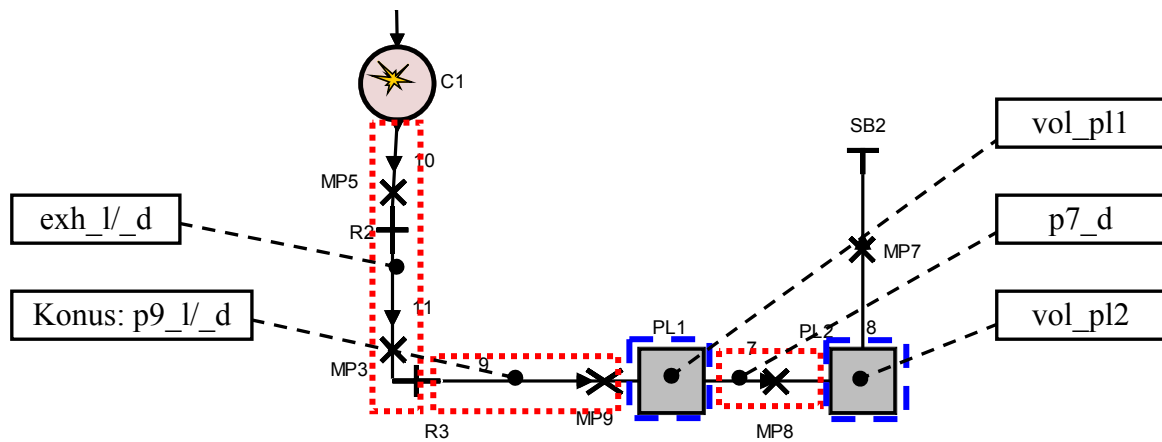


Abbildung 6-10: Auspuff des eindimensionalen Motormodells

Im Zuge des ersten Simulationsdurchganges wurde für die Auspuffanlage bereits eine manuelle Optimierung für einzelne Parameter, bei den Drehzahlen 3000 U/min, 6000 U/min und 7000 U/min durchgeführt. Um das Potenzial einer, für den Drehzahlbereich optimierten Auspuffanlage, besser abschätzen zu können, wurde eine weitere Optimierung kombinierter Parameter durchgeführt. Diesmal aber mit Hilfe des „Optimization“ Werkzeugs der AVL. Als Grundlage dient das AVL Boost Motormodell (Abbildung 6-10). Die darin definierten Variablen können für den Optimierungsprozess verwendet werden. Dabei werden Grenzen gesetzt, zwischen denen die jeweilige Variable verändert werden darf. Zusätzlich muss eine oder mehrere Bezugsgrößen gewählt werden, nach denen das Gesamtsystem optimiert wird. Im vorliegenden Fall wurden der Luftfanggrad und der indizierte Mitteldruck als Bezugsgrößen ausgewählt. Als Bedingung wurde eine Maximierung der beiden gefordert. Sieben Variablen wurden festgelegt und vom Optimierungsprogramm selbstständig variiert. Es sind dies: die Länge und der Durchmesser des Auspuffs bis zum Konus (exh_l / exh_d), die Länge und der Enddurchmesser des Konus (p9_l / p9_d), der Durchmesser des Verbindungsrohres der Pleni (p7_d) und die beiden Volumina der Pleni (vol_pl1 / vol_pl2). Vier Drehzahlen wurden für die Optimierung definiert, zwei bei geöffnetem und zwei bei geschlossenem Auslassschieber. Tabelle 6-3 und Tabelle 6-4 zeigen dabei die Variationen die die besten Ergebnisse bezüglich Mitteldruck und Luftfanggrad lieferten.

	Einlasskanalhöhe [mm]	Auslasskanalhöhe [mm]	Drehzahl [U/min]	IMEP [bar]	Fanggrad Luft [-]
Opt. 2500U/min	13	20	2500	6,56	0,79
Opt. 4000U/min	13	20	4000	7,19	0,75
Opt. 5000U/min	13	34	5000	6,83	0,77
Opt. 7000U/min	13	34	7000	6,77	0,82

Tabelle 6-3: Auspuff Optimierung; Indizierter Mitteldruck und Luftfanggrad

	exh_l [mm]	exh_d [mm]	p9_l [mm]	p9_d [mm]	p7_d [mm]	vol_pl1 [l]	vol_pl2 [l]
Opt. 2500U/min	666	44	154	87	20	5,4	5,03
Opt. 4000U/min	490	42	195	92	21	3,16	2,78
Opt. 5000U/min	553	47	149	78	22	5,28	5,9
Opt. 7000U/min	600	50	180	100	25	2,68	3,95

Tabelle 6-4: Auspuff Optimierung; Geometriedaten

Die durchgeführten Optimierungen beziehen sich nur auf einen Drehzahlpunkt. Um ein Auspuffsystem zu erhalten, welches gleichsam hohe Fanggrade und Mitteldrücke für mehrere Drehzahlen aufweist, wurde eine Art Gewichtung der einzelnen Optimierung eingeführt. Mit Hilfe dieser Gewichtung sollte es möglich sein den Schwerpunkt der Auspuffauslegung in die Richtung niedriger oder hoher Drehzahlen zu lenken. Tabelle 6-5 zeigt die verwendeten Gewichtungsbeziehungswise Multiplikationsfaktoren der fünf Varianten.

	Multiplikationsfaktor				
Opt. 2500U/min	0,15	0,1	0,4	0,2	0
Opt. 4000U/min	0,15	0,1	0,2	0,8	1
Opt. 5000U/min	0,35	0,2	0,15	0	0
Opt. 7000U/min	0,35	0,6	0,25	0	0
	001	002	003	004	005

Tabelle 6-5: Auspuffvarianten; Multiplikationsfaktoren

Die dazugehörigen Maße des Auspuffsystems sind in Tabelle 6-6 angeführt.

	exh_l	exh_d	p9_l	p9_d	p7_d	vol_pl1	vol_pl2
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[l]	[l]
001	577	47	168	89	23	4,07	4,62
002	586	48	173	94	24	3,52	4,33
003	597	46	168	90	22	4,25	4,44
004	525	42	187	91	21	3,61	3,23
005	490	42	195	92	21	3,16	2,78

Tabelle 6-6: Auspuffvarianten; Geometriedaten

An dieser Stelle muss gesagt werden, dass für die Simulationen das Spülmodell yam14 verwendet wurde. Das erklärt den Unterschied der schwarzen Referenzkurve zu den Ergebnissen in den vorangegangenen Abschnitten (Abbildung 6-3, Abbildung 6-4). Trotzdem ist eine Bewertung des Abgassystems möglich, da die Tendenzen auch mit geändertem Spülmodell ähnlich sind (siehe Abbildung 6-1 und Abbildung 6-2). Der Luftfanggrad ist in Abbildung 6-11 dargestellt. Deutlich erkennbar, das Potenzial einer Abgassystemoptimierung in Bezug auf den Fanggrad. Praktisch alle Varianten der Optimierung weisen Verbesserungen auf. Die Variante 005 liefert die besten Ergebnisse. Sie entspricht der optimierten Auspuffkonfiguration bei einer Drehzahl von 4000 U/min.

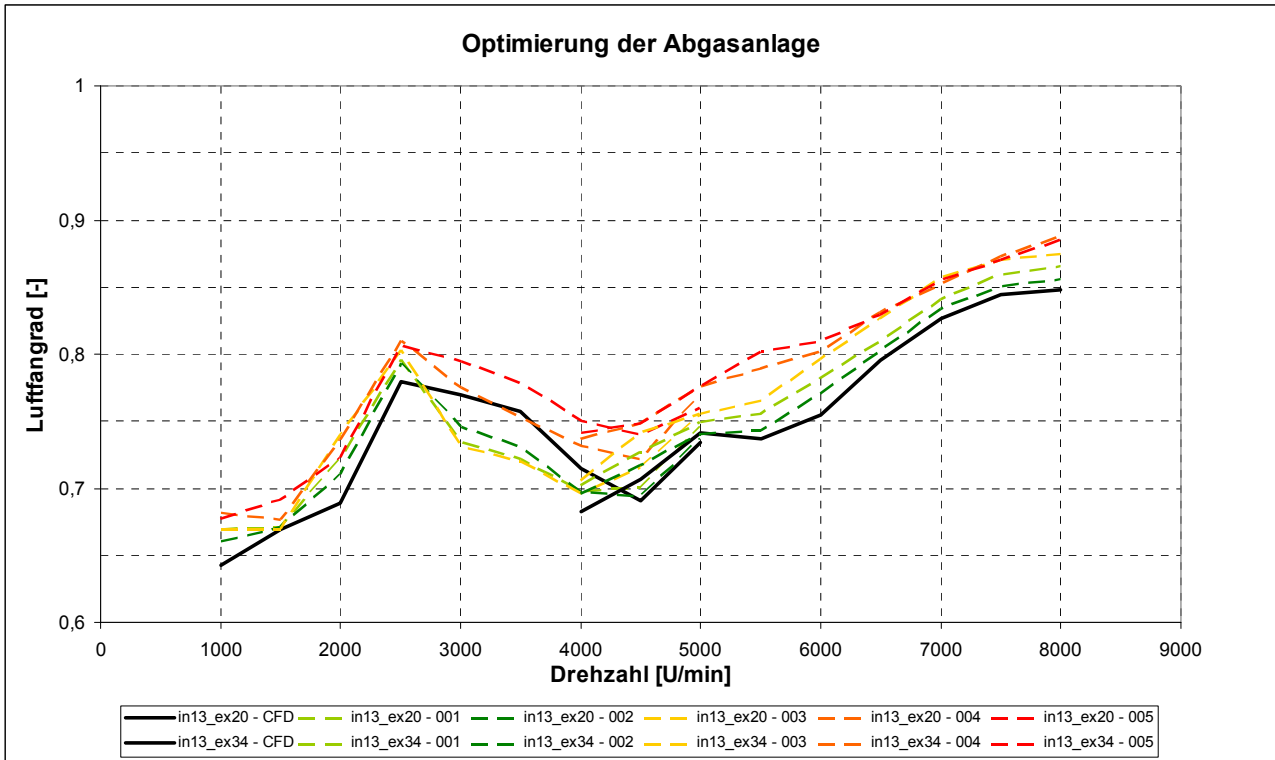


Abbildung 6-11: Luftfanggrad der Auspuffvarianten

Betrachtet man nun den indizierten Mitteldruck (Abbildung 6-12) so zeigt sich ein anderes Bild. Die Variante 005 die zuvor die höchsten Fanggrade liefert, verliert in den oberen Drehzahlen deutlich an Mitteldruck und auch in den unteren Drehzahlen liegt sie meist unter der Referenzkurve. Einzig die Variante 002 zeigt in beiden Drehzahlbereichen kleine Verbesserungen. Will man keinen allzu großen Mitteldruckverlust in Kauf nehmen, so stellt die Auspuffkonfiguration der Referenzkurve den besten Kompromiss dar.

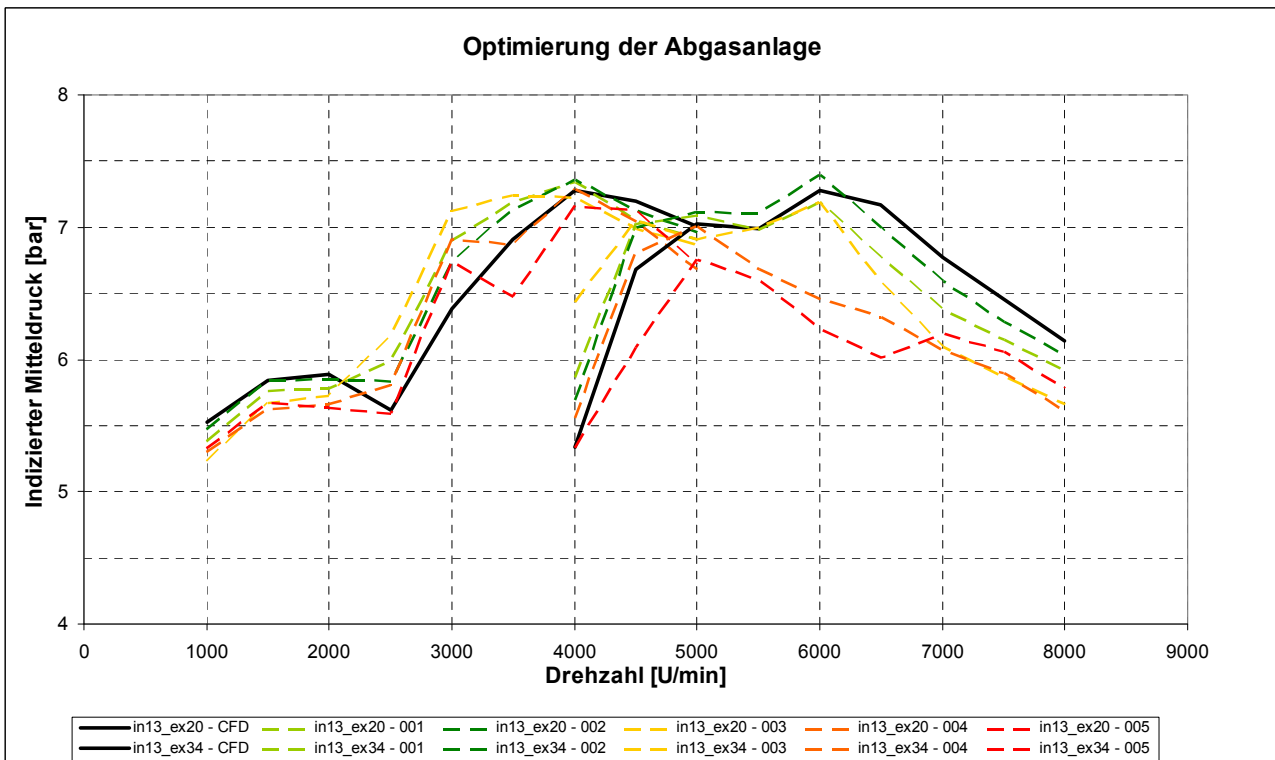


Abbildung 6-12: Indizierter Mitteldruck der Auspuffvarianten

7 Applikation der Direkteinspritzung in 1D sowie 3D

7.1 1D-Simulation

Die Applikation einer Direkteinspritzung erfordert im AVL BOOST® einige Änderungen bezüglich der Einstellungen in den Elementen Injektor und Zylinder. Das Einstellungsmenü des Injektors verlangt die Angabe des Luft/Kraftstoffverhältnis (Menüpunkt „Massflow“) an der gegebenen Injektorposition. Von den anfänglichen 13,05 (entspricht einem Lambda von 0,9) muss der Wert deutlich erhöht werden (zum Beispiel auf 10000). Damit erreicht man, dass nur reine Luft angesaugt wird und der Treibstoff erst direkt im Zylinder zugeführt wird. Im Zylinder muss im Menüpunkt „Combustion“ der Punkt „In Cylinder Evaporation“ aktiviert und die Verdampfungswärme des Kraftstoffes (im Falle von Benzin 420 kJ/kg) angegeben werden. Weiters ist die Vorgabe einer Verdampfungskurve notwendig. Die Treibstoffzufuhr kann über das Luft/Kraftstoffverhältnis oder direkt über die eingespritzte Menge gesteuert werden. Versuche die einzuspritzende Kraftstoffmenge mit Hilfe des Luft/Kraftstoffverhältnis zu bestimmen führten zu falschen Ergebnissen. Nähere Betrachtungen führten zu dem Schluss, dass der Treibstofffanggrad nicht berücksichtigt wurde. Dies führte zu den Abweichungen zwischen dem vorgegebenen und tatsächlichen Luft/Kraftstoffverhältnis.

Vorangegangene Simulationen mit Viertaktmotoren wiesen dieses Problem nicht auf. Es gibt bei Viertaktmotoren praktisch keinen Treibstoffverlust bei Anwendung einer Direkteinspritzung, weshalb andere Ursachen nicht in Frage kamen. Um das gewünschte Lambda im Brennraum dennoch erreichen zu können, wurde die eingespritzte Menge Kraftstoff direkt vorgegeben und iterativ bestimmt.

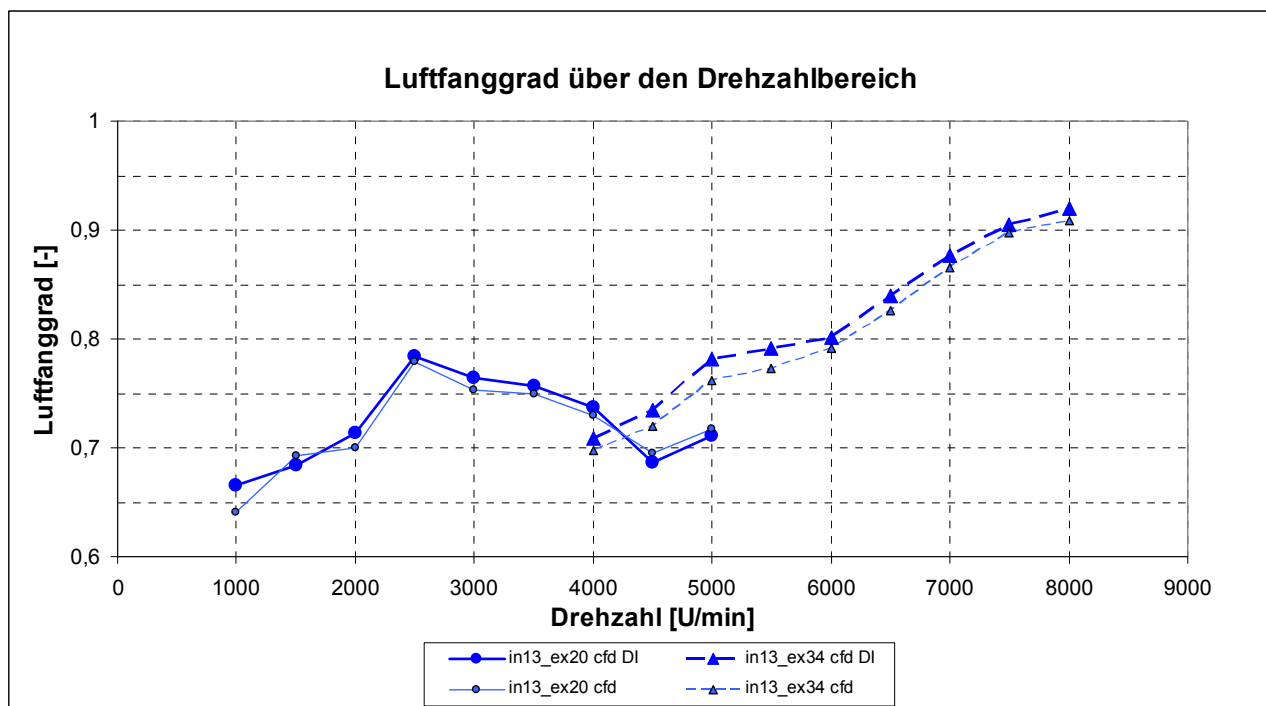


Abbildung 7-1: Luftfanggrad über die Drehzahl bei Direkteinspritzung

Die Abbildung 7-1 zeigt den mit Direkteinspritzung erzielten Luftfanggrad über der Drehzahl (blaue Linien). Zum Vergleich ist der Luftfanggrad der Vergaservariante eingezeichnet (dünne blaue Linien). Laut Simulation liegt der Fanggrad bei Verwendung der Direkteinspritzung höher als ohne.

Ob sich der Fanggrad in Realität genauso verhält ist fraglich, nachdem im Model keinerlei Änderungen wie Anpassung des Spülmodells, des Brennverlaufs etc. vorgenommen wurden. Trotzdem kann angenommen werden, dass durch Direkteinspritzung die im Zylinder gefangene Frischladungsmasse durch mögliche Kühlungseffekte steigen kann. Wenn dazu noch der Luftaufwand gleich bleibt, ist es denkbar, dass sich der Fanggrad erhöht.

Dass in der Simulation die Frischladungsmasse steigt bestätigt die Abbildung 7-2, in der die Leistung und das Drehmoment abgebildet sind. Zum Vergleich sind auch, wie in der vorhergehenden Abbildung, die Ergebnisse ohne Direkteinspritzung dargestellt. Deutlich erkennbar sind die Niveau-Unterschiede, wobei die Direkteinspritzung ständig höhere Werte liefert. Die Nennleistung, die bei 7000 U/min zur Verfügung steht, beträgt laut Simulation über 30 kW (42Nm). Wie schon vorher kurz angedeutet, ist es aber fraglich ob diese Werte in der Realität am Prüfstand erreicht werden können, da viele Einflüsse in der 1D Simulation nur unzureichend abgebildet werden können.

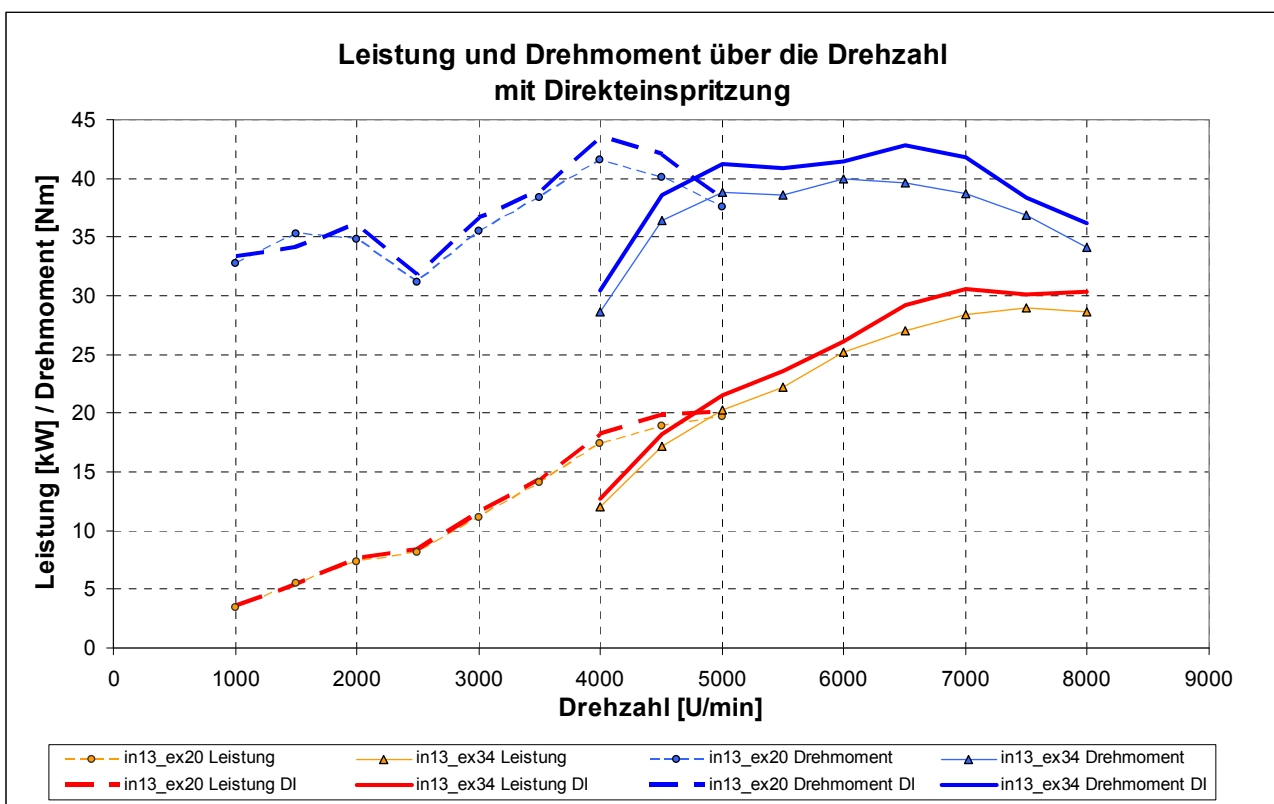


Abbildung 7-2: Leistung und Drehmoment über die Drehzahl bei Direkteinspritzung

7.2 3D-Simulation

7.2.1 Spraymodellierung Theorie [9]

Die Simulation der Gemischbildung von Brennkammern mit flüssigen Kraftstoffen basiert auf Zerstäubungsmodellen. Dabei ist die Bandbreite der auftretenden Einspritzzustände im Falle des Verbrennungsmotors sehr groß (siehe Tabelle 7-1). So ergeben sich je nach Einspritzstrategie und Zündverfahren (Selbstzündung, Fremdzündung) Einspritzdrücke von wenigen bar bei der Saugrohreinspritzung des Ottomotors, bis zu Drücken von mehreren 100 bar bei der Dieseleinspritzung. Hier gilt, dass kein universelles Modell für alle Einspritzarten zu Verfügung steht, da das Verhalten des Einspritzstrahls sehr komplex ist und sehr stark von Einspritzdruck und damit von der Einspritzgeschwindigkeit abhängt.

Anwendungsbereich	Einspritzdruck	Einspritzgeschw.	Gegendruck	Initiale Gasgeschw.
	[MPa]	[m/s]	[MPa]	[m/s]
Benzineinspritzung				
Saugrohr (SI)	0.2 - 0.3	20 - 30	0.1	0 - 60
Benzindirekteinspritzung (GDI)	~10	100 - 150	bis ~4	0 - 30
Dieseleinspritzung (DI)				
Verteilerpumpe	80 - 140	200-400	bis 10	0 - 30
Common Rail	130 - 160			
Pumpe Düse	bis 200			

Tabelle 7-1: Typische Einspritzbedingungen bei Verbrennungsmotoren [9]

Zur Beschreibung des Zerfalls eines flüssigen Strahles in einer Gasatmosphäre werden zwei Fälle unterschieden. Erstens der primäre Zerfall, der den Zerfall des Flüssigkeitsstrahls beschreibt und zweitens der sekundäre Zerfall, der den Zerfallprozess der Tropfen im Sprühkegel beschreibt. An dieser Stelle soll kurz auf die beiden Zerfallsarten eingegangen werden.

7.2.1.1 Primärzerfall

Als Hauptursachen des primären Zerfalles eines Flüssigkeitsstrahles gelten die Turbulenz und die Kavitation aus der Düseninnenströmung. Daneben bestehen auch aerodynamische Zerfallsmechanismen (nach dem Verlassen des Fluids aus der Düse, stärkster Zerfallsmechanismus) wobei zumeist eine Kombination aus den genannten Arten vorkommt. Bei einer Hochdruckeinspritzung zum Beispiel, tritt je nach Art der Düse eine Kombination aus aerodynamischen und turbulenten Mechanismen auf. Bei der Niederdruckeinspritzung, zum Beispiel einer Saugrohreinspritzung, sind hingegen keine Kavitationswirkungen zu erwarten. Abbildung 7-3 zeigt die wichtigsten phänomenologischen Vorstellungen.

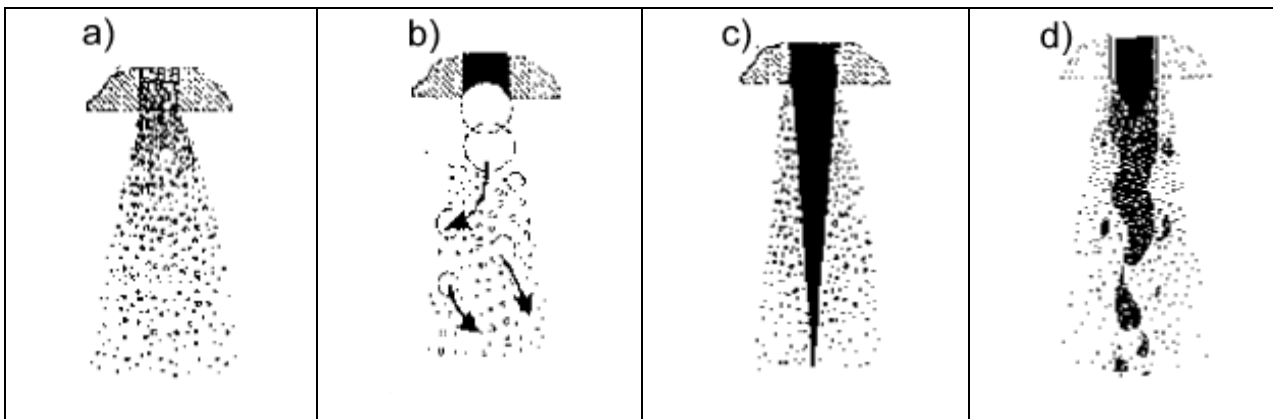


Abbildung 7-3: Szenarien zum Strahlzerfall:

a) Zerstäubung in einer Düse durch Kavitation, b) Blob-Injection, c) Strahlkernbildung, d) Kombination aus a) und c) [9]

Je nach Düsenvordruck wurden unterschiedliche Strahlzerfallsmodelle erstellt. Diese sind, beginnend vom niedrigsten Düsenvordruck: das Abtropfen, das Zertropfen (Rayleigh-Bereich), das Zerwellen (I. windinduzierter Aufbruchsbereich), das Zerwellen/Zerstäuben (II. windinduzierter Aufbruchsbereich) und das Zerstäuben (Atomization) (siehe Abbildung 7-4).

Wie schon vorher kurz erwähnt stellt das Abtropfen, das Zerfallsmodell für niedrige Vordrücke dar. Dabei ist es hauptsächlich von der Gravitation bestimmt. Beim Zertropfen hingegen dominieren die Oberflächenspannungskräfte. Dabei zerfällt der Strahl durch die Einschnürung der Wellentäler in Tropfen. Durch eine weitere Erhöhung der Ausströmgeschwindigkeit kommt es zum Zerwellen. Es bildet sich eine transversale wellenförmige Schwingung im Strahl aus, wobei es, ebenfalls durch Einschnürungen, anschließend zum Tropfenzerfall kommt. Beim Zerwellen/Zerstäuben lösen sich schon früh Tropfen vom Strahl ab. Die Tröpfchengröße wird deutlich kleiner und der gesamte Zerfallsprozess wird der eigentlichen Strahlzerstäubung immer ähnlicher. Steigert man die Austrittsgeschwindigkeit weiter kommt es zum Zerstäuben. Das Zerstäuben wird über die dimensionslose Weber-Zahl (We-Zahl) beschrieben. Sie ist das Verhältnis von Scherkräften des Strahlumgebenden Mediums zur Oberflächenkraft.

$$We = \frac{\rho_l \cdot u_{aus}^2 \cdot d}{\sigma_l} = \frac{\text{Trägheit}}{\text{Oberflächenspannung}} \quad \text{Gleichung 7-1}$$

- ρ_l [kg/m³] Dichte des Umgebungsmediums
- u_{aus} [m/s] Tropfengeschwindigkeit
- d [m] Düsenaustrittsdurchmesser
- σ_l [N/m] Oberflächenspannung des Tropfenmediums

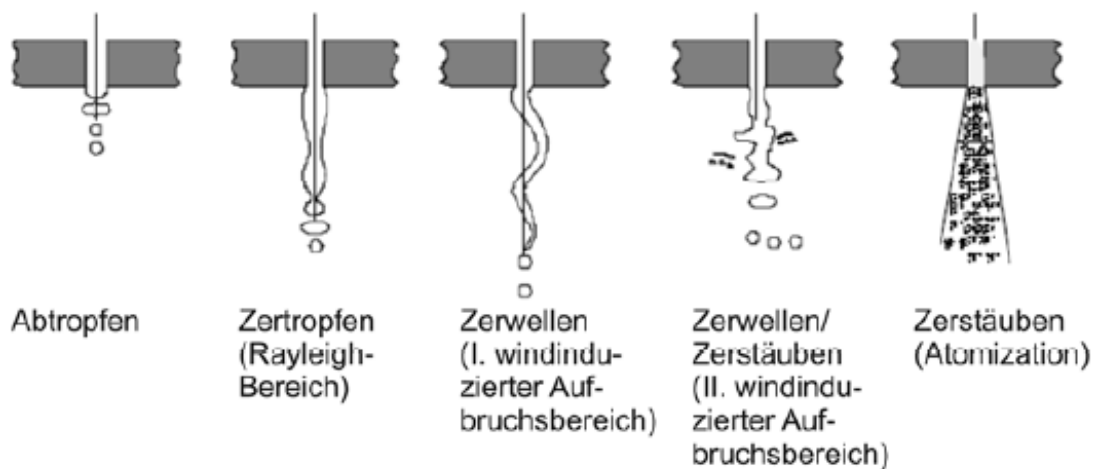


Abbildung 7-4: Primäre Strahlzerfallsmodelle [9]

Eine weitere Kennzahl mit deren Hilfe die Primärzerfallsbereiche unterschieden werden können ist die Ohnesorge-Zahl (Oh-Zahl). Sie stellt eine Beziehung zwischen Viskosität, Fluidichte, Oberflächenspannung und Düsendurchmesser dar.

$$Re = \frac{\rho_l \cdot u_{aus} \cdot d}{\mu_l} = \frac{\text{Trägheit}}{\text{Scherwirkung}} \quad \text{Gleichung 7-2}$$

$$Oh = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma_l \cdot \rho_l \cdot d}} = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad \text{Gleichung 7-3}$$

- μ_l [kg/ms] dynamische Viskosität des Tropfenmediums

Abbildung 7-5 zeigt den Zusammenhang zwischen der Höhe der Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse (Höhe der Re-Zahl) und dem dazugehörigen Strahlzerfall in Abhängigkeit von der Oh-Zahl.

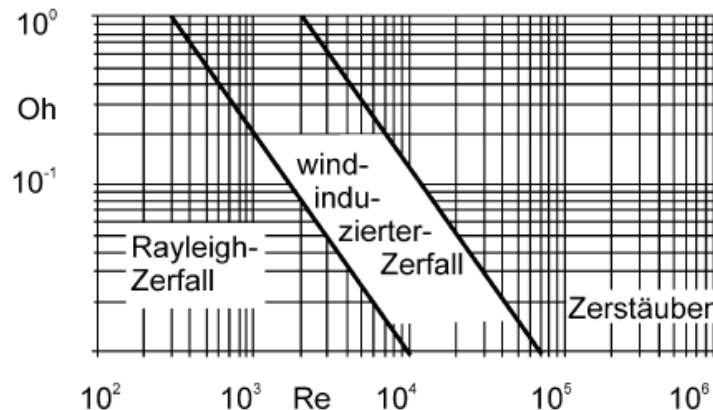


Abbildung 7-5: Primärzerfallsbereiche einer Lochdüse [9]

7.2.1.2 Sekundärzerfall

Da sich die Auflösung des Kerns über eine längere Strecke ausdehnen kann, ist es nicht möglich eine genaue Grenze zwischen Primär- und Sekundärzerfall zu ziehen. Maßgeblichen Anteil am Sekundärzerfall haben aerodynamische Effekte sowie die Wechselwirkung der Flüssigkeitsbänder. Der Mechanismus des Zerfalls ist stark von der jeweiligen Position im Spray abhängig, weshalb der Spray in drei Bereiche gegliedert wird. Dabei wird das Verhältnis des Volumens der flüssigen Phase zum Volumen der gasförmigen Phase herangezogen (siehe Abbildung 7-6).

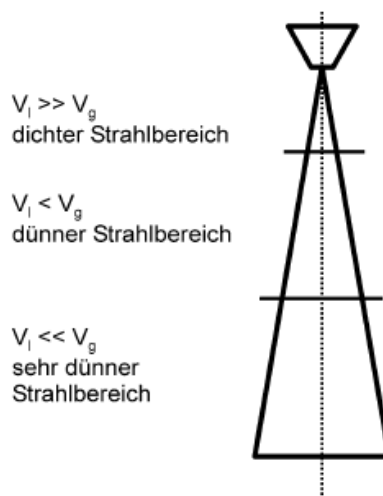


Abbildung 7-6: Unterscheidung der verschiedenen Strahlzerfallsbereiche [9]

Im dichten Strahlbereich kommt es aufgrund der hohen Flüssigkeitskonzentration zu häufigen Wechselwirkungen zwischen den Tropfen. Kollisionen, Zersplitterungen und Zusammenwachsen von Tropfen bestimmen das Aussehen des Sprays in diesem Bereich. Nimmt die Tropfenkonzentration weiter ab befindet man sich im dünnen Strahlbereich. Dabei vermindern sich die Kollisionen zwischen den Partikeln, wobei andere Umgebungszustände zum Zerfall dergleichen führen können. Schließlich ist die Tropfenkonzentration so gering, dass keinerlei Interaktion zwischen den Tröpfchen mehr stattfindet. Dieses Gebiet, in Abbildung 7-6 als sehr dünner Strahlbereich bezeichnet, ist derart weit vom Düseneinspritzloch entfernt, dass die Tropfengeschwindigkeit annähernd der Geschwindigkeit des umgebenden Fluids entspricht. Die aerodynamischen Kräfte haben hier keinen Einfluss mehr auf den Zerfall sondern bremsen die Tropfen lediglich weiter ab.

7.2.1.3 Beschreibung eines Sprays

Zur Beschreibung eines Sprays werden Funktionen verwendet die die unterschiedliche Tröpfchengrößenverteilung abbilden können. Eine dieser Funktionen ist die Rosin-Rammler Verteilung (siehe Gleichung 7-4). Sie basiert auf der Annahme, dass es einen exponentiellen Zusammenhang zwischen Tröpfchengröße d und dem Massenanteil von Tröpfchen mit einem Durchmesser kleiner als d gibt, nämlich Q .

$$1 - Q = e^{-\left(\frac{d}{X}\right)^n} \quad \text{Gleichung 7-4}$$

Die Parameter X und n müssen bestimmt werden, wobei X einem mittleren Durchmesser der Tröpfchen und n einem Gestaltungsparameter entspricht.

Ein wichtiger Kennwert zur Beschreibung der Partikelgröße ist der Sauterdurchmesser. Er stellt einen fiktiven Durchmesser dar wobei angenommen wird, dass alle Tröpfchen im Strahl diesen Durchmesser besitzen mit der gleichzeitigen Bedingung, dass das Volumen-/Oberflächenverhältnis mit dem Volumen-/Oberflächenverhältnis der realen Tröpfchenverteilung übereinstimmt.

$$d_{32} = \frac{\sum_{i=1}^N d_i^3 \cdot C_i}{\sum_{i=1}^N d_i^2 \cdot C_i} \quad \text{Gleichung 7-5}$$

d_{32} [m] Sauterdurchmesser
 d_i [m] Tröpfchendurchmesser
 C_i [-] Anzahl der Tröpfchen mit dem Durchmesser d_i

7.2.2 *Sprayabgleich*

Bei der Applikation der Direkteinspritzung für die Simulation wurde auf einen in einem ähnlichen Projekt verwendeten Magneti Marelli Injektor zurückgegriffen. Die wichtigsten Daten sind in Tabelle 7-2 angeführt. Des Weiteren zeigt Abbildung 7-7 das dazugehörige Spraybild, wie es für die Simulation verwendet wurde. Aus Tabelle 7-2 und der Abbildung 7-7 ist ersichtlich, dass die Achse des Spraykegels um einen Winkel zur Injektorachse geneigt ist (16°). Der Spraywinkel α_L beträgt im Datenblatt 57° . In der Simulation wurde ein Spraywinkel von 50.5° vorgegeben, da dieser eine gute Übereinstimmung mit den Aufnahmen des Injektorprüfstandes lieferte.

Magneti Marelli Injektor		
Type	[-]	IHP 3151
stat. Durchfluss	[g/s]	8,06
Spray Winkel α_L	[deg]	57
Spray Winkel β_L	[deg]	16

Tabelle 7-2: Injektor Daten [12]

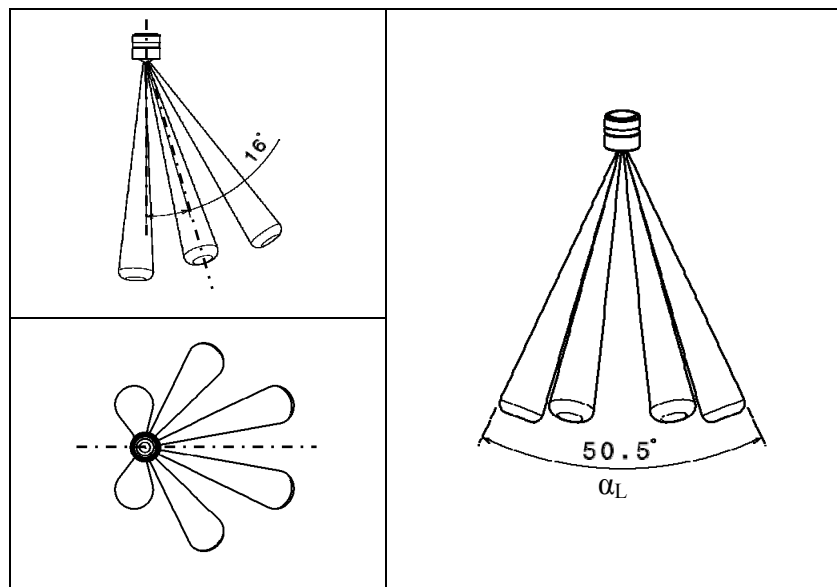


Abbildung 7-7: Spraybild

7.2.2.1 Sprayabgleich bei einem Einspritzdruck von 100 bar

Die Abbildung 7-8 zeigt eine laterale Ansicht des Spraybildes zu drei verschiedenen Zeitpunkten. Auf der linken Seite sind jeweils getrennt, die Ergebnisse der Simulation (färbig) und die entsprechenden Aufnahmen vom Injektorprüfstand (Spraykammer) dargestellt. Auf der rechten Seite sind die beiden Bilder übereinander gelegt um die Ergebnisse besser vergleichen zu können. Die farbliche Skalierung der Einspritzstrahlen der Simulation kennzeichnet die Partikelgeschwindigkeit. Sie ist für die folgenden Spraybilder bei 100 bar Einspritzdruck gleich und reicht von 0 m/s (dunkelblau) bis 120 m/s (rot). Im Großen und Ganzen gibt es eine recht gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Prüfstand. Der Kegelwinkel, der einen vorzuziehenden Parameter darstellt stimmt sehr gut mit den Messungen überein. Abweichungen gibt es aber in Bezug auf die Eindringtiefe einzelner Strahlen. Gründe dafür könnten Unterschiede in der Position des Injektors, beziehungsweise in den für die Simulation vorgegebenen Massenströmen sein.

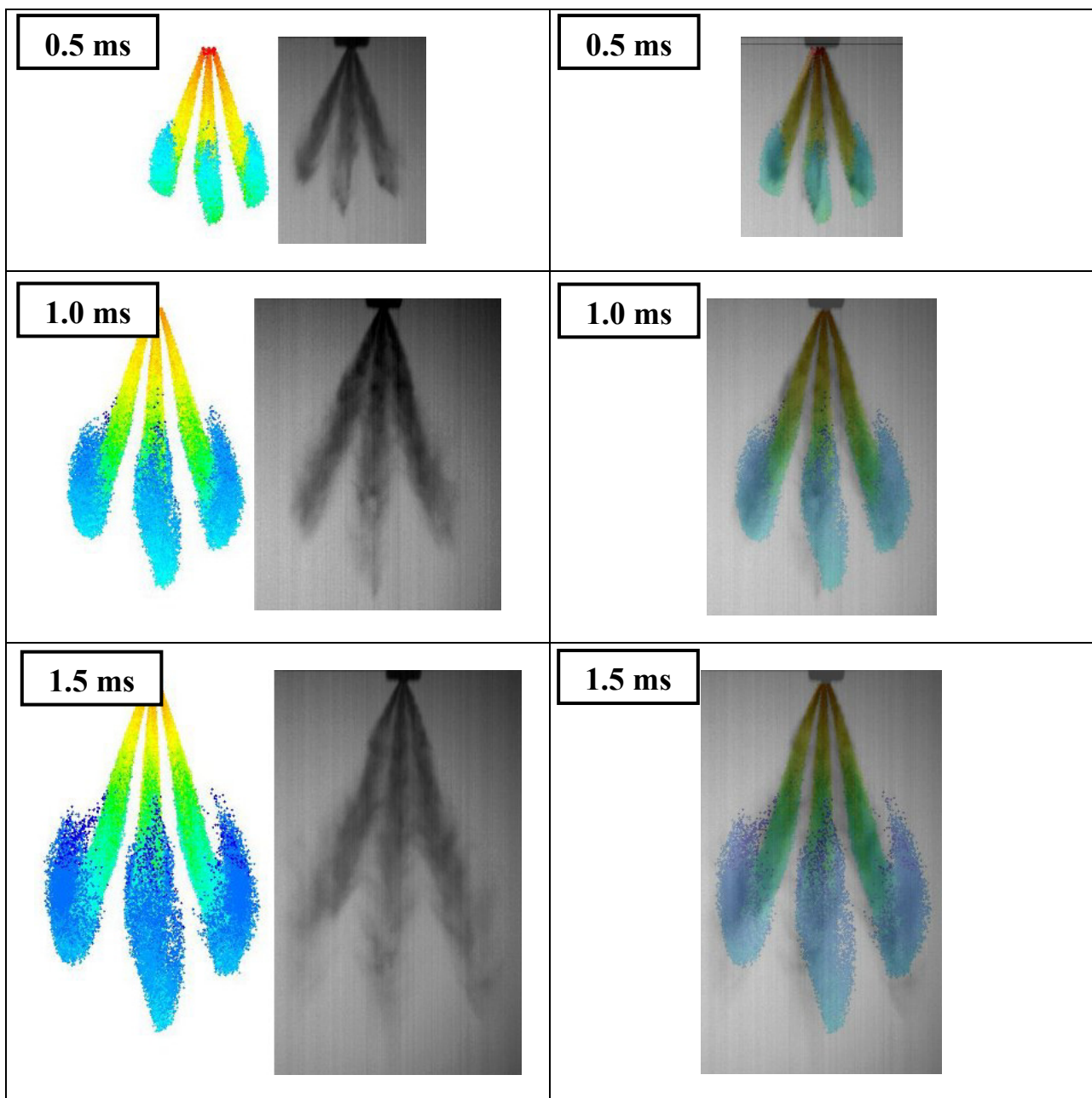


Abbildung 7-8: Sprayabgleich 100 bar, Lateralansicht

Abbildung 7-9 zeigt ebenfalls die Einspritzung bei 100 bar, nur diesmal aus einem anderen Blickwinkel. Die betrachteten Zeitpunkte und die Farbskalierung entsprechen der vorigen Abbildung. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung des Kegelwinkels und der Eindringtiefe der Strahlen. Erst bei 1,5 ms nach Einspritzbeginn zeigen sich Abweichungen beim Vergleich zwischen Simulation und Messung. Der Grund könnte ein ähnlicher wie der zuvor genannte sein.

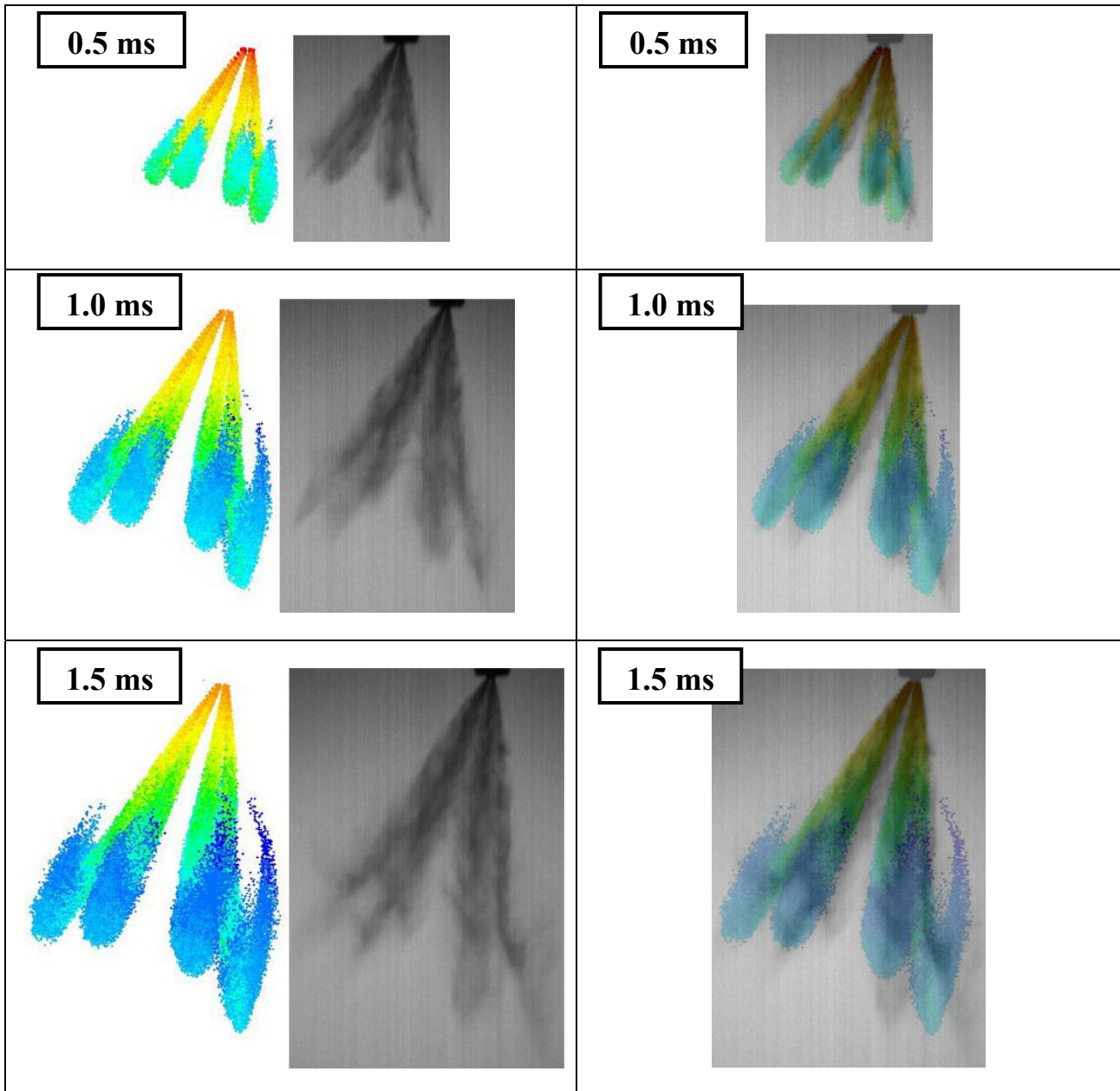


Abbildung 7-9: Sprayabgleich 100 bar, Seitenansicht

7.2.2.2 Sprayabgleich bei einem Einspritzdruck von 60 bar

Für die spätere 3D Simulation des Zweitaktmotors mit Direkteinspritzung sollte, neben den 100 bar Einspritzdruck, für untere Drehzahlen und Niedriglast, der Einspritzdruck auf 50 bar reduziert werden. Für den Abgleich des Spraybilds standen aber nur Prüfstandsergebnisse bei einem Einspritzdruck von 60 bar zur Verfügung. Der Spray wurde daher zuerst mit diesen Aufnahmen abgeglichen und später durch Anpassung des Massenflusses und der Geschwindigkeit entsprechend eines Einspritzdrucks von 50 bar für die weiteren Simulationen verwendet. Die Abbildung 7-10 zeigt die Ergebnisse des Abgleichs bei 60 bar. Die Farbskalierung der Geschwindigkeit reicht hier von 0 m/s (dunkelblau) bis 100 m/s (rot). Es besteht, abgesehen von einigen kleinen Abweichungen, eine gute Übereinstimmung von Kegelwinkel und Eindringtiefe für alle betrachteten Zeitpunkte.

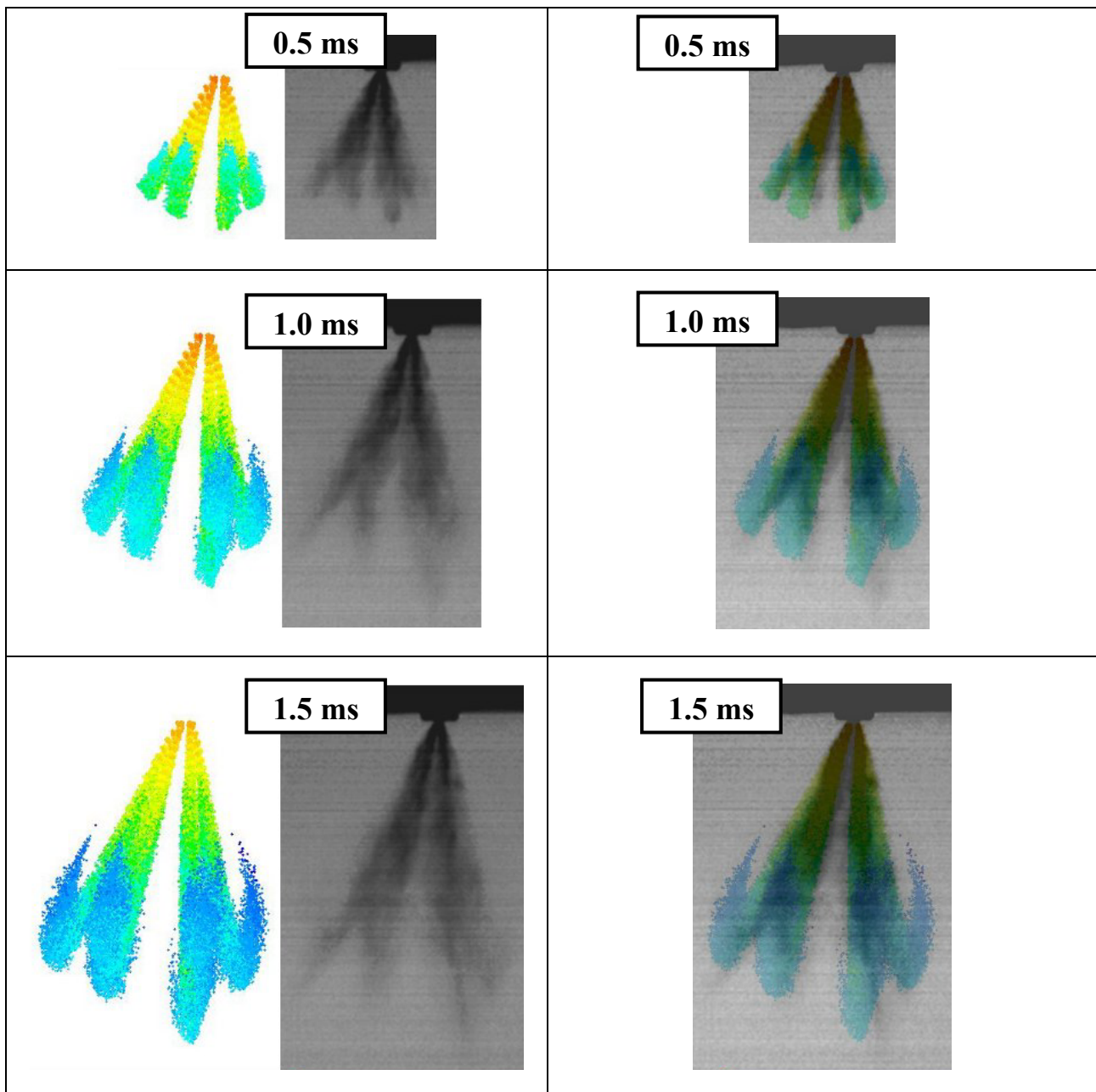


Abbildung 7-10: Sprayabgleich 60 bar

7.2.3 Applikation der Direkteinspritzung

Im Zuge der simulatorischen Untersuchung der Direkteinspritzung wurden drei Betriebspunkte ausgewählt, welche im amerikanischen Motortestzyklus der EPA (Environmental Protection Agency) für Schneemobile von Relevanz sind. Die linke Tabelle 7-3 zeigt wie die einzelnen Testpunkte ausgehend von Nenndrehzahl und Nennlast berechnet werden. Auf der rechten Seite sind die ausgewählten Punkte ebenfalls farblich markiert und die entsprechende Drehzahl und der dazugehörige effektive Mitteldruck angegeben. Als Referenzdaten wurden die aus der 1D Simulation der Direkteinspritzung ermittelten Ergebnisse verwendet.

EPA Testzyklus für Schneemobile			
Mode	Drehmoment [%]	Drehzahl [%]	Gewichtung [%]
1	100	100	12
2	51	85	27
3	33	75	25
4	19	65	31
5	0	Leerlauf	5

EPA Testzyklus für Schneemobile			
Mode	eff. Mitteldruck [bar]	Drehzahl [U/min]	Gewichtung [%]
1	6,6	7000	12
2	3,3	5950	27
3	2,2	5250	25
4	1,2	4550	31
5	0	Leerlauf	5

Tabelle 7-3: EPA Zyklus; Berechnungsschema (linke Tabelle), Betriebspunkte (rechte Tabelle) [7]

Es soll an dieser Stelle kurz erwähnt werden, dass, wie bereits in Kapitel 5 kurz erläutert, auch hier ein Halbmodell des Motors verwendet wurde, um die Rechenzeit in Grenzen zu halten. Dabei ist zu beachten, dass die Einspritzmenge halbiert werden muss. Für die Simulation der Einspritzung mittels ANSYS FLUENT® ist es notwendig, die Einspritzmenge für jeden Einspritzstrahl vorzugeben. Damit ergibt sich automatisch die richtige Einspritzmenge, sobald sich die Hälfte der Strahlen innerhalb des Modells befindet. Die Ermittlung der halben Einspritzmenge stellt somit weder einen zusätzlichen Rechenaufwand, noch eine mögliche Fehlerquelle dar. Der Nachteil bei der Verwendung eines Halbmodells ist die Einschränkung hinsichtlich der verwendbaren Geometrie. Das gesamte Modell muss zu einer Ebene symmetrisch sein. Dies hat nicht nur Auswirkungen auf die Konstruktion, sondern auch auf die Orientierung des Injektors, da es in FLUENT nicht möglich ist Einspritzstrahlen zu teilen. Aus diesem Grund konnte nur eine Position gewählt werden in der drei vollständige Strahlen abgebildet werden, siehe Abbildung 7-11. Der Injektor wurde entlang der Mittellinie, dargestellt in Abbildung 7-7 im Bild links unten, geteilt.

7.2.3.1 Mode 1 (7000 U/min)

Zur Ermittlung einer geeigneten Injektorposition wurde der Mode 1 Betriebspunkt herangezogen. Abbildung 7-11 zeigt die neben der Variation des Einspritzbeginns (SOI, Start of Injection) durchgeführten Variationen der Injektorposition. Die Einspritzstrahlen zeigen bei gewählter Position in Richtung Aufrichtkanal. Durch die Einspritzung entgegen der Einströmrichtung der Frischluft sollte die Durchmischung von Luft und Kraftstoff begünstigt und der Strahlerfall unterstützt werden. Gleichzeitig sollte die Entfernung zum Auslasskanal den Treibstoffverlust niedrig halten. Es wurde der Winkel zwischen der Zentralachse des Brennraums und der der Injektormittellinie (Winkel α) festgelegt. Dies definiert die Position der Injektormittellinie im Schnittpunkt mit dem Brennraumdach. Von dieser fixen Position im Brennraumdach ausgehend, wurde der Neigungswinkel der Injektormittellinie (Winkel β) bezüglich einer horizontalen Ebene variiert. Durch diese Änderungen der Injektorposition sollte diejenige Position ermittelt werden, welche den größten Treibstofffanggrad bei gleichzeitig guter Gemischbildung aufweist.

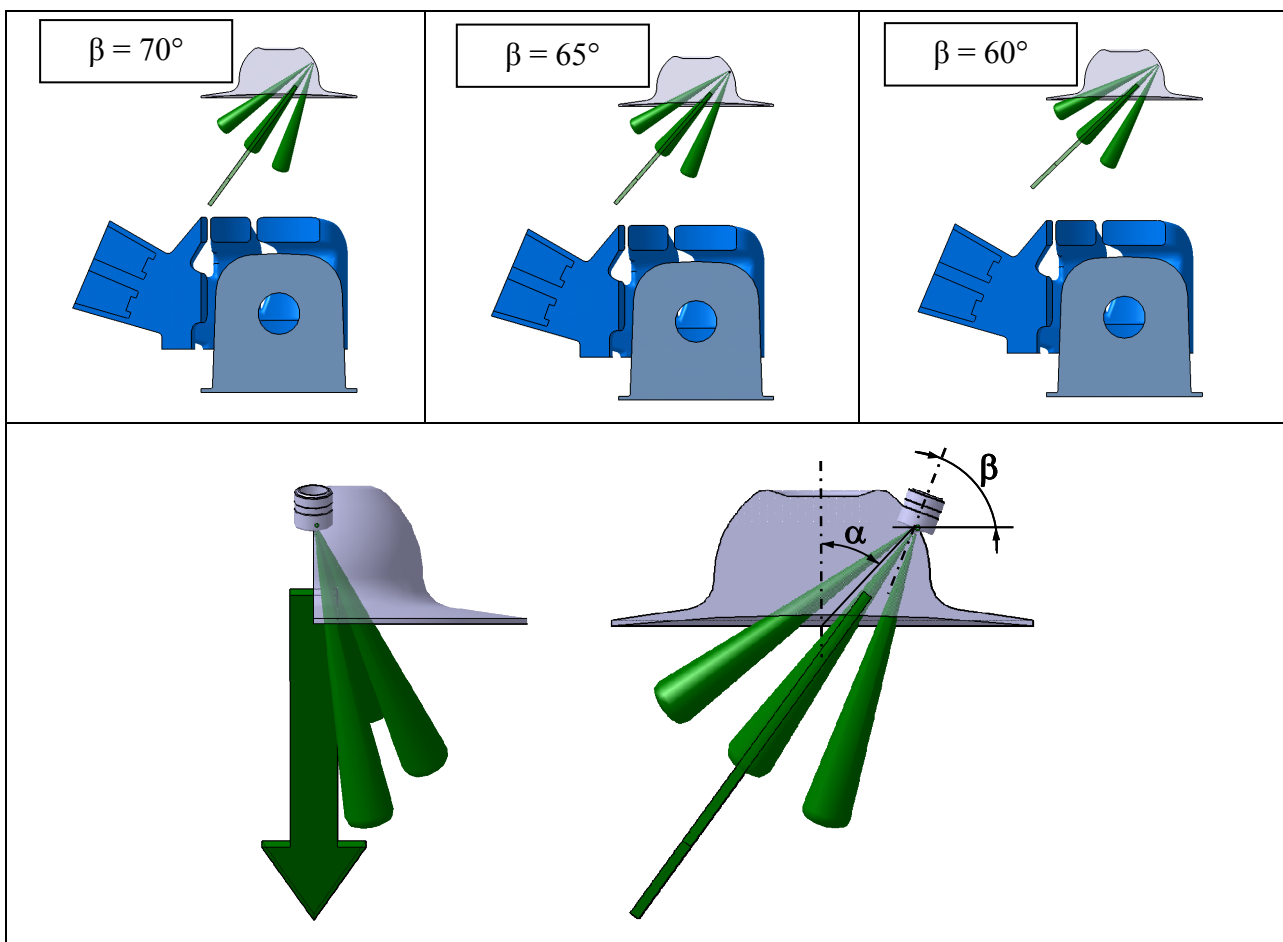


Abbildung 7-11: Injektor Positionierung

Tabelle 7-4 zeigt eine Auswahl von durchgeführten Simulationen. Ausgehend von zwei unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten, 115° KW n. OT beziehungsweise 145° KW n.OT, wurden jeweils drei verschiedene Injektorpositionen simuliert. Dabei wurde die Position des Injektors innerhalb des Brennraums mit einem Winkel α von 45° konstant gehalten und lediglich der Neigungswinkel geändert. Die in Tabelle 7-4 angegebene Einspritzmenge bezieht sich auf das Gesamtmotormodell. Die eigentliche Einspritzmenge beträgt also für das Halbmodell 10 mg.

Name	SOI	EOI	Menge	Druck	Dauer	alpha	beta
	[°KWnOT]	[°KWnOT]	[mg]	[bar]	[ms] / [°KW]	[°]	[°]
SOI 115°KWnOT / Inj. 80°	115	220	20	100	2,5 / 105	45	80
SOI 115°KWnOT / Inj. 70°	115	220	20	100	2,5 / 105	45	70
SOI 115°KWnOT / Inj. 60°	115	220	20	100	2,5 / 105	45	60
SOI 145°KWnOT / Inj. 70°	145	250	20	100	2,5 / 105	45	70
SOI 145°KWnOT / Inj. 65°	145	250	20	100	2,5 / 105	45	65
SOI 145°KWnOT / Inj. 60°	145	250	20	100	2,5 / 105	45	60

Tabelle 7-4: Mode 1 Einspritzsimulation; Variation des Einspritzbeginn und Injektorposition

Für einen Einspritzdruck von 100 bar ergibt sich daraus eine Einspritzdauer von 2,5 ms. Diese Dauer mag zwar aus zeitlicher Sicht sehr kurz erscheinen, berücksichtigt man aber die dazugehörige Drehzahl von 7000 U/min, ergibt sich daraus ein Einspritzfenster von 105° KW, also fast ein Drittel einer ganzen Umdrehung. Um eine vernünftige Gemischbildung zu verwirklichen, muss relativ früh mit der Einspritzung begonnen werden. Damit erhöhen sich aber die Treibstoffverluste, da der Zeitraum länger wird während dessen die Kanäle geöffnet sind (siehe Abbildung 7-12).

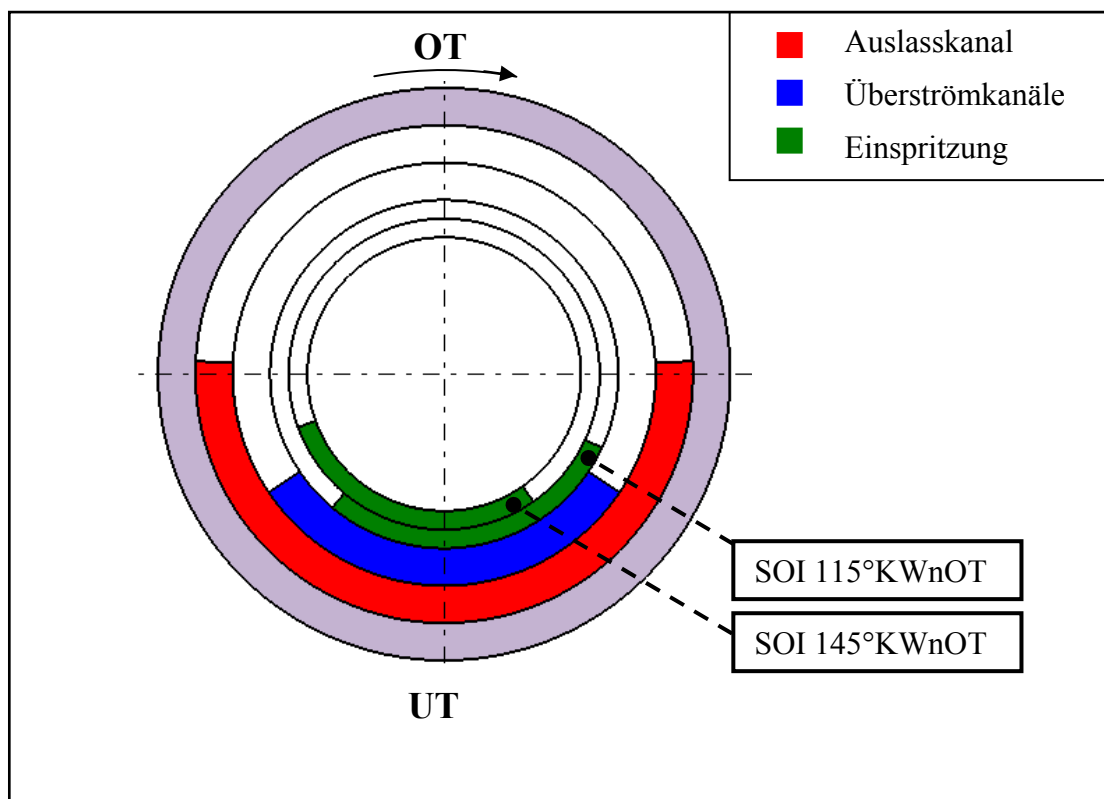


Abbildung 7-12: Mode1 Steuerzeitendiagramm

Die Abbildung 7-13 und Abbildung 7-14 zeigen die Ergebnisse der in Tabelle 7-4 aufgelisteten Variationen (siehe auch Abbildung 7-12). Es ist dabei das Lambda in Form des Equivalence Ratio (e-ratio) dargestellt, welches laut Definition $1/\lambda$ beträgt. Der Wertebereich des e-ratio reicht dabei von 0 (dunkelblau), welches einem Lambda von unendlich, also reiner Luft entspricht, bis 2 (rot), welches einem Lambda von 0,5 und kleiner, also einem fetten Gemisch entspricht. Die Aufnahmen entsprechen einer Kolbenposition von $22,5^\circ$ KW v. OT. Es sind dabei exemplarisch drei Ansichten für jede Variante dargestellt.

Das oberste Bild der Abbildung 7-13 und Abbildung 7-14 zeigt die Lambdaverteilung in der Symmetrieebene des Brennraums. Das mittlere Bild stellt den direkten Blick auf den Kolben dar und das unterste Bild zeigt den Brennraum, dargestellt durch die Symmetrieebene und eine Ebene rechtwinkelig zu selbiger. Vergleicht man die Lambdaverteilung bei einem Einspritzbeginn von 115° KW n. OT (Abbildung 7-13) so erkennt man, dass mit kleiner werdendem Winkel β der Anteil der fetten Zonen steigt. Vor allem im Bereich des Quetschspaltes auf der rechten Seite, nahe dem Auslasskanal, kommt es zur Ansammlung von Treibstoff. Zur genaueren Untersuchung wurde eine Videoanalyse der Einspritzung durchgeführt. Diese zeigte, dass eine ausgeprägte Strömung Richtung Auslass vorhanden ist. Durch den kleinen Neigungswinkel konzentriert sich der Treibstoff von Beginn an im oberen Teil des Brennraums. Die Strömung schiebt den Spray entgegen der Einspritzrichtung zum Auspuff, wo dieser auch nach Schließen des Auslasskanals verbleibt. Mit der Homogenisierung des Gemisches verhält es sich ähnlich. Bei einem Neigungswinkel β von 80° sind über weite Bereiche magere Zonen vorhanden, in den Bildern blau dargestellt. Die zündfähigen Bereiche, grün (um Lambda 1) bis gelbgrün, sind hingegen deutlich weniger. Führt man den Strahl nach oben Richtung Brennraummulde so wird eine bessere Homogenisierung des Gemisches deutlich. Der Winkel von 70° liefert, was die Größe der Bereiche mit einem Lambda um 1 betrifft, die besten Ergebnisse.

Abbildung 7-14 zeigt die Ergebnisse der Simulation für einen Einspritzbeginn von 145° KW n. OT. Im Großen und Ganzen liefern alle drei Varianten durchaus bessere Ergebnisse in Bezug auf den Grad der Homogenisierung, verglichen mit den Simulationen aus Abbildung 7-13. Ein Vergleich der Ergebnisse aus Abbildung 7-14 untereinander zeigt jedoch geringe Änderungen in Bezug auf die Lambdaverteilung. Im Gegensatz zum anderen Einspritzbeginn wurde bei diesen Simulationen der Injektorwinkel nur um 10° geändert. Zum Vergleich, bei den Untersuchungen mit einem Einspritzbeginn von 115° KW n. OT wurde der Neigungswinkel um 20° geändert.

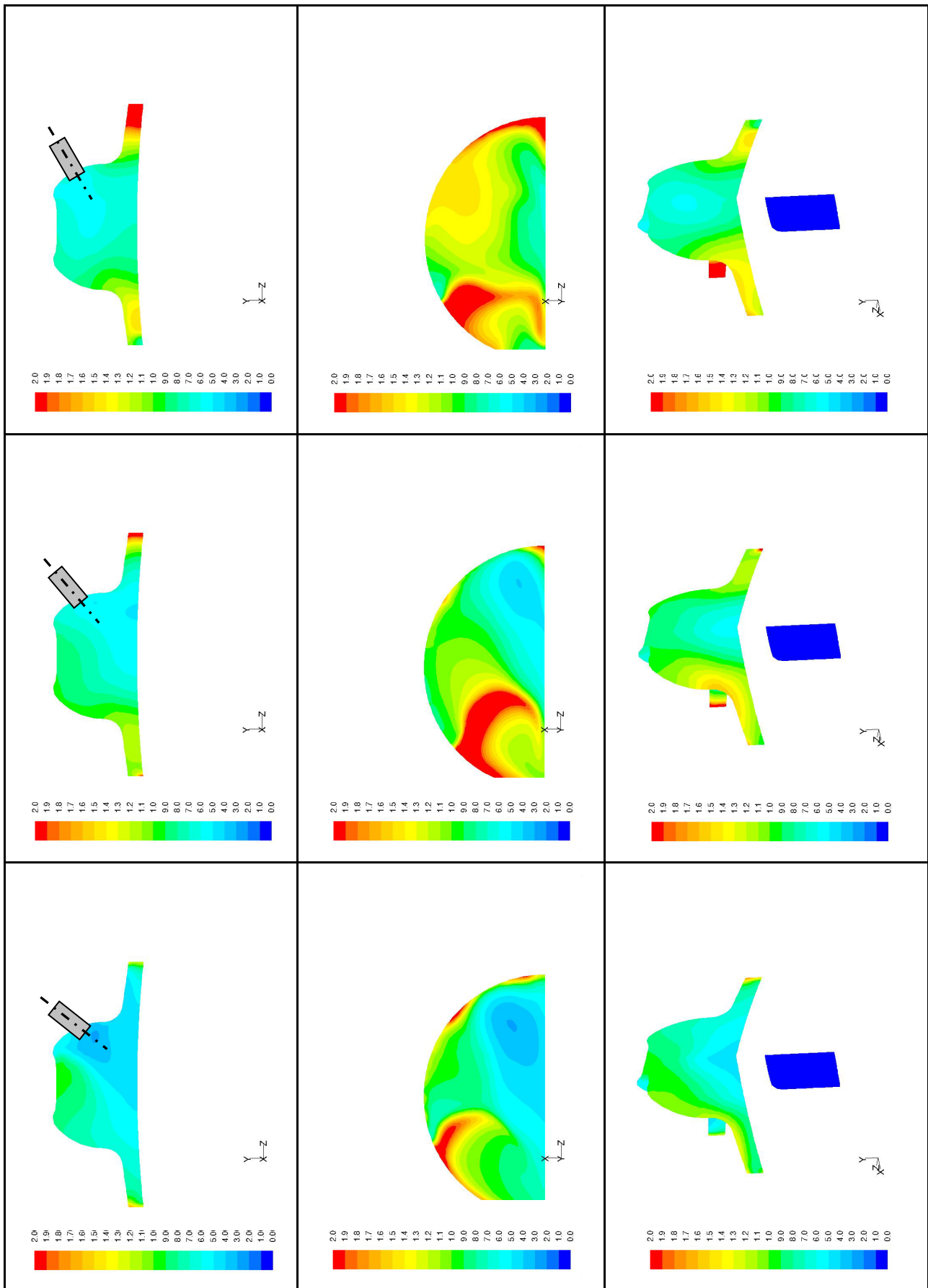


Abbildung 7-13: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von $22,5^\circ$ KW n. OT; SOI 115° KW n. OT / Inj. 80° (Spalte links), SOI 115° KW n. OT / Inj. 70° (Spalte Mitte), SOI 115° KW n. OT / Inj. 60° (Spalte rechts)

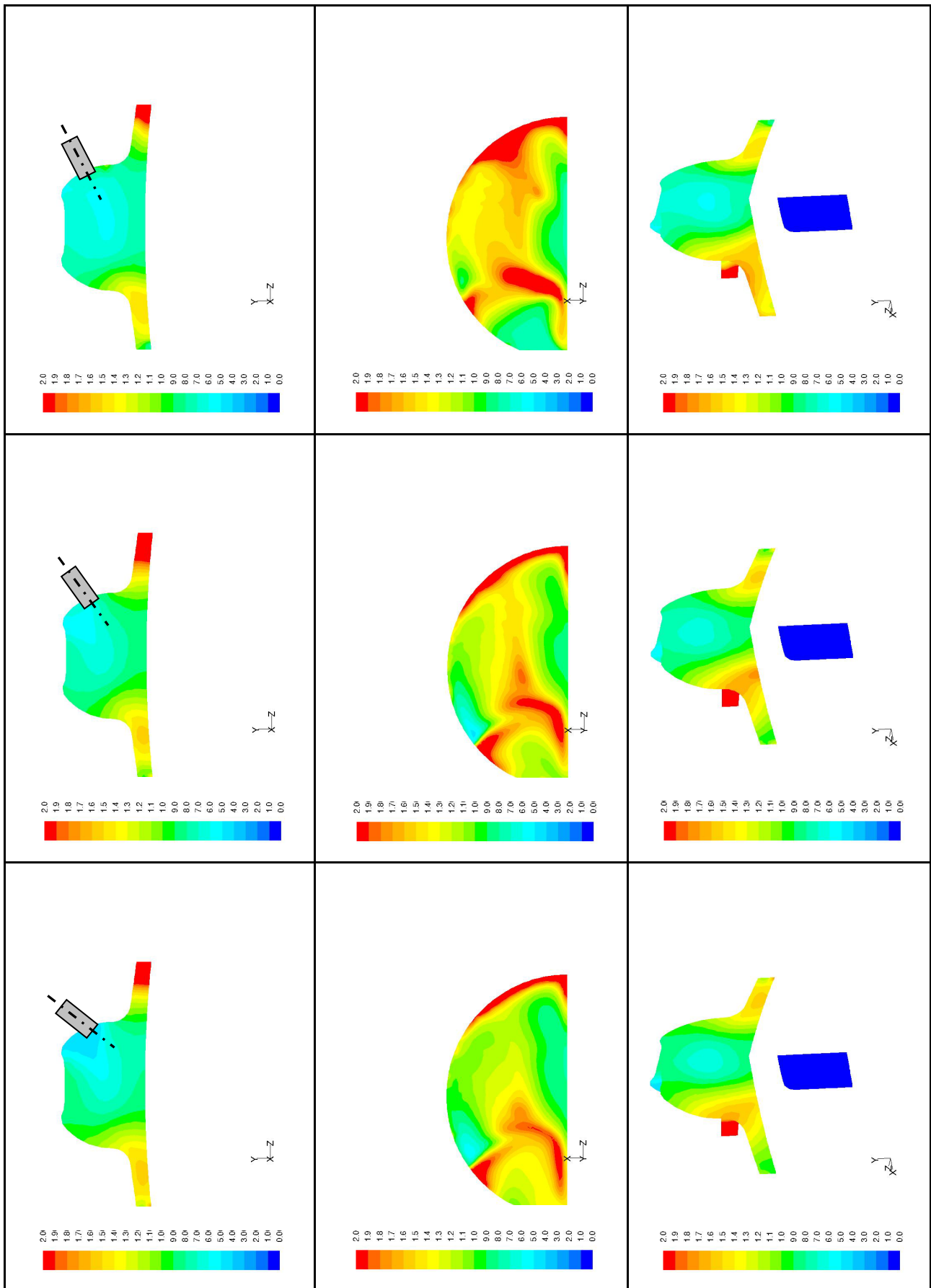


Abbildung 7-14: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT; SOI 145° KW n. OT / Inj. 70° (Spalte links), SOI 145° KW n. OT / Inj. 65° (Spalte Mitte), SOI 145° KW n. OT / Inj. 60° (Spalte rechts)

Betrachtet man die Treibstoffverteilung nach Auslassschluss, so werden deutliche Unterschiede hinsichtlich der simulierten Variationen ersichtlich (siehe Abbildung 7-15). Im Diagramm dargestellt ist die gefangene Treibstoffmasse in den Bereichen Zylinder, und Auspuff. Auf Grund der Gasdynamik finden sich bei allen sechs Simulation Kraftstoffmassen nur im Zylinder und im Auspuff wieder.

Die Ergebnisse liefern dabei zwei wichtige Erkenntnisse in Bezug auf Erhöhung des Treibstofffanggrades. So führen eine Änderung der Einspritzung hin zu späteren Zeitpunkten, sowie eine Verkleinerung des Neigungswinkels des Injektors, zu höheren Fanggraden. Das Diagramm zeigt auch, dass kein linearer Zusammenhang zwischen Injektorwinkel und Fanggrad besteht. So führt bei einem SOI von 115° KW n. OT eine Änderung des Injektorwinkels von 60° auf 70° zu einem Fanggradverlust von ungefähr 6 %. Bei der Erhöhung von 70° auf 80°, also der gleichen Schrittweite von 10°, ändert sich der Fanggrad aber um circa 16 %. Um Fehlinterpretationen des Diagramms zu vermeiden, soll hingewiesen werden, dass der Injektorwinkel bei einem SOI von 115° KW n. OT ausgehend von 60° um 20° erhöht wurde und, dass der Winkel im Falle des SOI von 145° KW n. OT ebenfalls von 60° ausgehend jedoch nur um 10° erhöht wurde.

Die Treibstoffverteilung hilft zusätzlich die Simulationsergebnisse der Lambdaverteilung besser interpretieren zu können. So wird der geringe Treibstofffanggrad bei einem SOI von 115° KW n. OT in Kombination mit einem Neigungswinkel von 80° ein Grund für das in Abbildung 7-13 ersichtliche magere Gemisch sein. Wie einleitend beschrieben, sollte eine Injektorposition gefunden werden, welche neben der Bildung eines möglichst homogenen Gemisches einen hohen Treibstofffanggrad aufweist. Für die Anwendung das Lambda-1 Konzeptes aus Kapitel 2.2 ist dafür ein Fanggrad von 90 % notwendig. Diese Bedingungen können laut durchgeführter Simulation nur von den Neigungswinkel 60° und 65° bei einem SOI von 145° KW n. OT erfüllt werden.

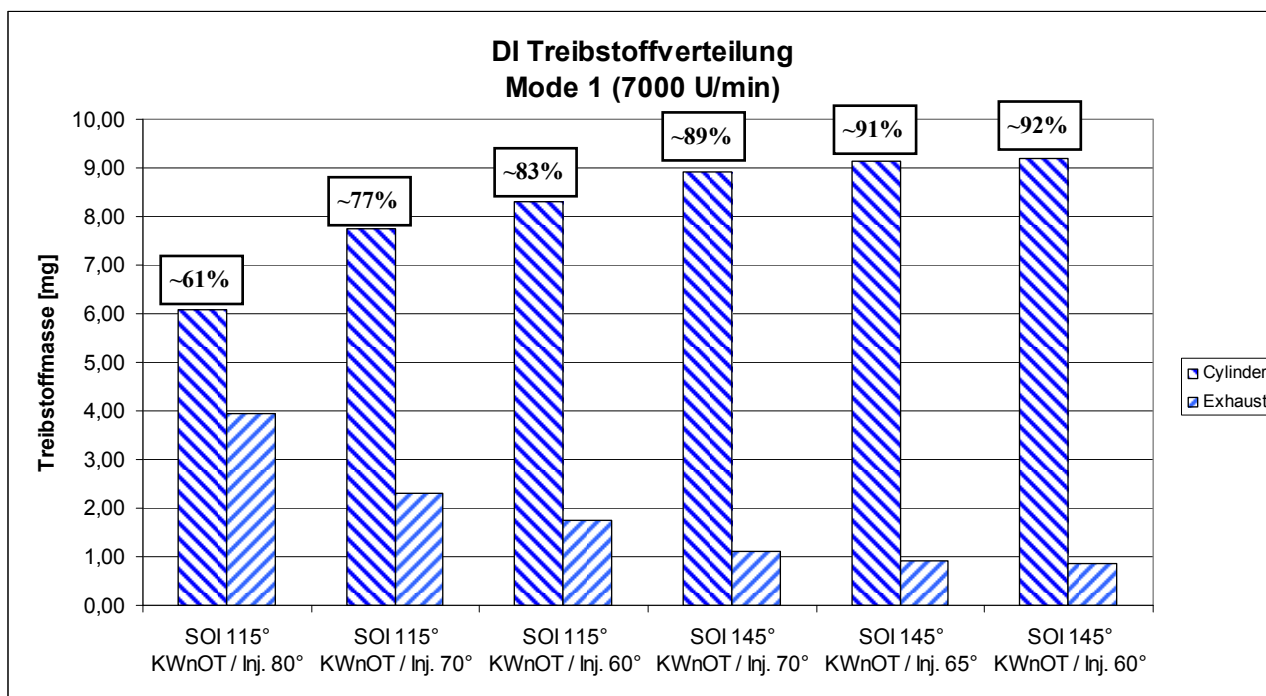


Abbildung 7-15: Mode 1 Treibstoffverteilung im Motormodell

7.2.3.2 Mode 2 (5950 U/min)

Mit den Erkenntnissen aus den Ergebnissen der Einspritzsimulationen für den Betriebspunkt Mode 1 wurde der Neigungswinkel β des Injektors mit 15° fixiert. Die Positionierung innerhalb des Brennraums über den Winkel α wurde wie zuvor mit 45° konstant gehalten. Durch die geringere Drehzahl und Last, beträgt die gesamte Einspritzmenge 12 mg, was bei einem Einspritzdruck von 100 bar einer Einspritzdauer von ungefähr 1,5 ms entspricht. Berücksichtigt man die Drehzahl von 5950 U/min so ergibt sich eine Einspritzdauer von circa 53° KW. Im Vergleich zum Mode 1 Betriebspunkt bedeutet dies eine Halbierung der kurbelwinkelbezogenen Einspritzdauer. Damit sollte es erheblich leichter fallen, einen guten Kompromiss aus Treibstofffanggrad und geeigneter Gemischbildung zu finden. Aus zeitlichen Gründen wurde nur eine Einspritzung durchgeführt. Diese wurde so gewählt, dass das Einspritzende (EOI, End of Injection) bei 250° KW n. OT liegt und damit demjenigen EOI entspricht, welcher bei den vorangehenden Simulation des Mode 1 Punktes den höchsten Fanggrad erzielte (siehe Tabelle 7-5). Die Abbildung 7-16 zeigt das Steuerdiagramm inklusive der Einspritzung.

Name	SOI	EOI	Menge	Druck	Dauer	alpha	beta
	[°KWnOT]	[°KWnOT]	[mg]	[bar]	[ms] / [°KW]	[°]	[°]
SOI 196,8°KWnOT / Inj. 60°	196,8	250	12	100	1,49 / 53,2	45	60

Tabelle 7-5: Mode 2 Einspritzsimulation, Variation Einspritzbeginn und Injektorposition

Abbildung 7-17 zeigt die dazugehörige Lambdaverteilung. Die Farbskalierung und der Zeitpunkt der Aufnahme, $22,5^\circ$ KW v. OT, entsprechen den vorangegangenen Lambdaverteilungen. Deutlich erkennbar sind die fetten Zonen (rot) welche sich in Kolbennähe auf der der Symmetrieebene abgewandten Seite befinden. Betrachtet man den Brennraum (oberstes und unterstes Bild) so ist eine Treibstoffkonzentration im Zentrum, im linken Quetschpalt und in der Nähe des Injektors ersichtlich. Ausgehend von der Mitte des Brennraums magert das Gemisch mit der Entfernung, wobei auch Bereiche um Lambda 1 durchschritten werden. Im oberen Teil des Brennraums sind Bereiche mit einem Lambda deutlich über 1 ersichtlich.

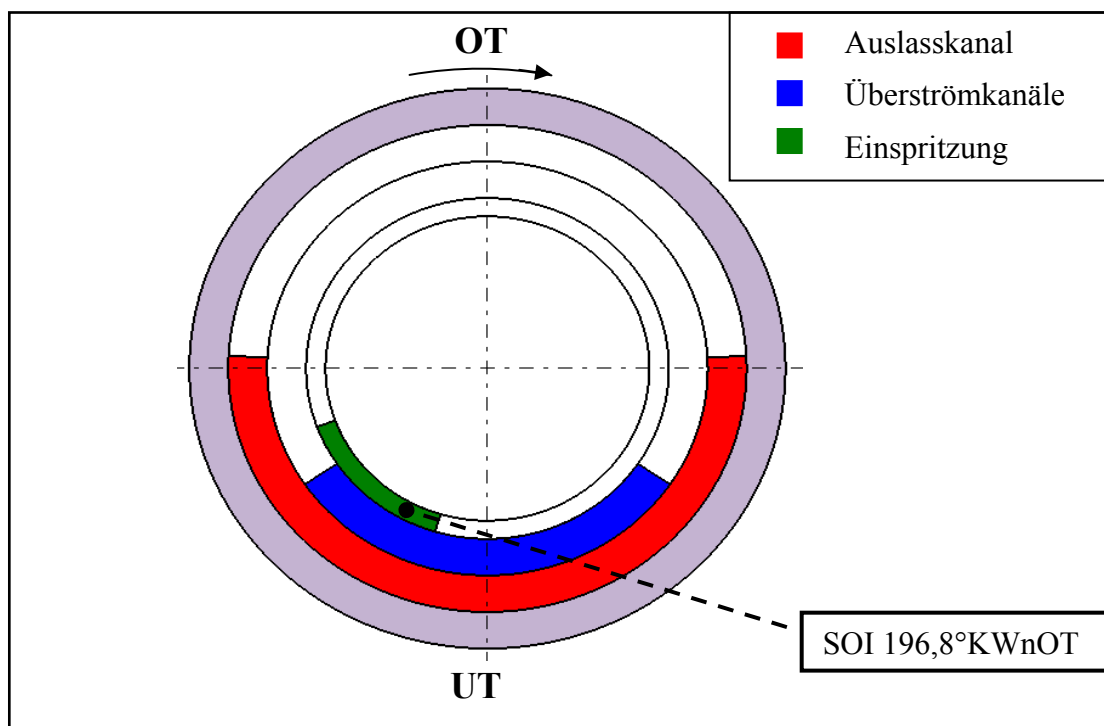


Abbildung 7-16: Mode 2 Steuerzeitendiagramm

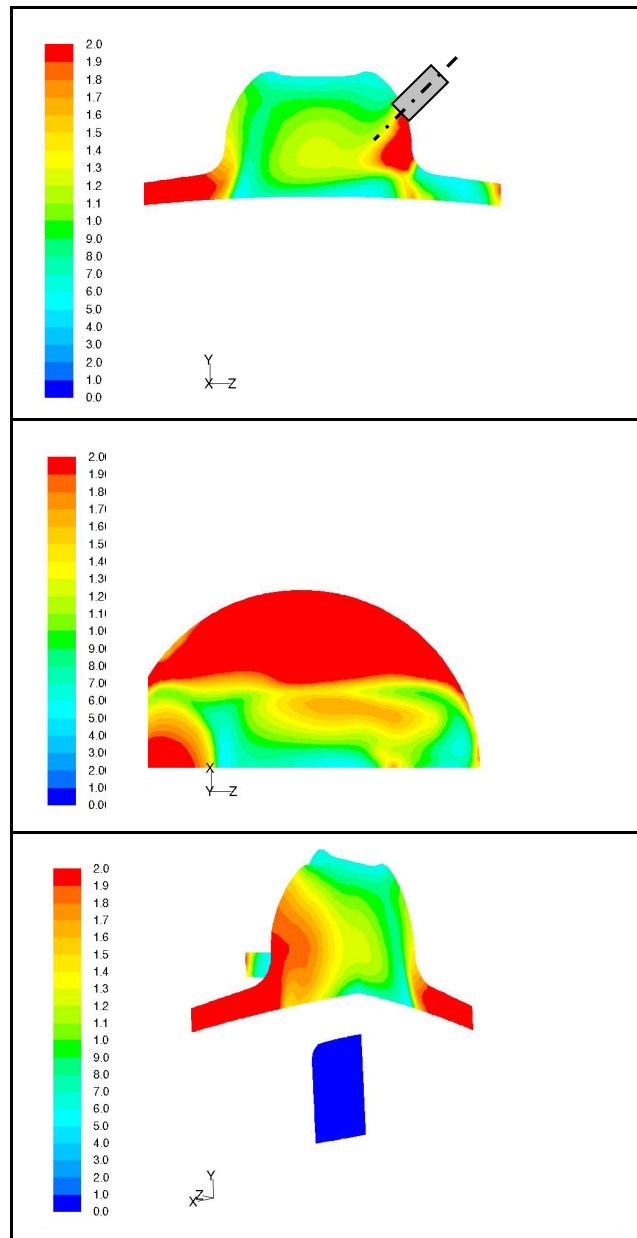


Abbildung 7-17: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von $22,5^\circ$ KW n. OT;
SOI $196,8^\circ$ KW n. OT / Inj. 60°

Abbildung 7-18 zeigt die Treibstoffverteilung im Motormodell, ebenfalls auf zwei Teile (Zylinder, Auspuff) aufgeteilt. Nahezu 100 % des eingespritzten Kraftstoffs verbleiben im Zylinder. Die Simulationen haben gezeigt, dass durch die Drosselung der Luftzufuhr, der Luftfanggrad steigt. Da auch in diesem Betriebspunkt das Lambda 1 Konzeptes angewendet werden soll, muss der Treibstofffanggrad an den vorliegenden Luftfanggrad angepasst werden. Dies kann ganz einfach durch Änderung des SOI zu früheren Zeitpunkten geschehen, (siehe Betriebspunkt Mode 1). Gleichzeitig stellt eine frühere Einspritzung mehr Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung und sollte somit, die Bildung eines homogenen Gemisches begünstigen.

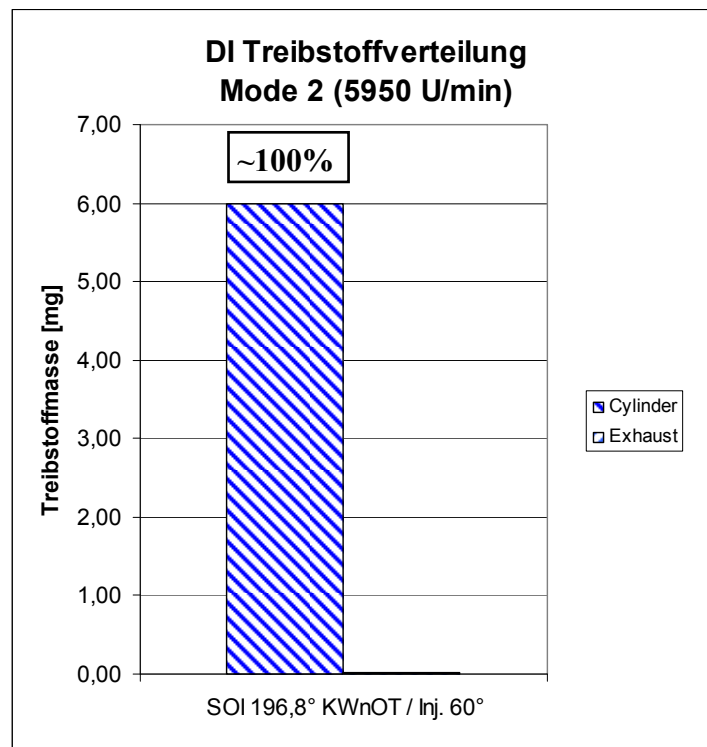


Abbildung 7-18: Mode 2 Treibstoffverteilung im Motormodell

7.2.3.3 Mode 4 (4550 U/min)

Der Mode 4 Betriebspunkt besitzt im EPA-Zyklus die höchste Gewichtung, weshalb hier eine genauere Untersuchung sinnvoll erschien. Exemplarisch zeigt Tabelle 7-6 drei durchgeführte Simulationen bei einem SOI von 130° KW n. OT. Der Neigungswinkel des Injektors beträgt 60° und 65°. Für diesen Punkt, niedriger Drehzahl und sehr geringer Last, wurde untersucht, wie sich ein Absenken des Einspritzdrucks von 100 bar auf 50 bar auswirkt. Durch den niedrigeren Druck muss weniger Arbeit aufgewendet werden und der Reibmitteldruck wird geringfügig abgesenkt. Obwohl sich die Einspritzdauer durch die Absenkung des Einspritzdrucks um fast 10° KW verlängert, wurde angenommen, dass in Bezug auf die Gemischbildung Verbesserungen zu erwarten sind (siehe Abbildung 7-19). Bei diesem Lastpunkt ist die vorherrschende Turbulenz sehr gering. Die hohen Geschwindigkeiten der Einspritzstrahlen bei 100 bar Einspritzdruck würden dazu führen, dass der Spray wenig bis gar nicht von der Strömung beeinflusst wird und im schlechtesten Fall direkt in die Überströmkanäle gelangt. Die Absenkung des Einspritzdrucks und damit einhergehend die Verringerung der Partikel-Geschwindigkeit sollten dies verhindern.

Name	SOI	EOI	Menge	Druck	Dauer	alpha	beta
	[°KWnOT]	[°KWnOT]	[mg]	[bar]	[ms] / [°KW]	[°]	[°]
SOI 130°KWnOT / Inj. 60° / 100bar	130	153,5	7	100	0,86 / 23,5	45	60
SOI 130°KWnOT / Inj. 60° / 50bar	130	163,9	7	50	1,24 / 33,9	45	60
SOI 130°KWnOT / Inj. 65° / 50bar	130	163,9	7	50	1,24 / 33,9	45	65

Tabelle 7-6: Mode 4 Einspritzsimulation; Variation Einspritzbeginn und Injektorposition

Abbildung 7-20 zeigt die Lambdaverteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW v. OT. In der linken Spalte der Abbildung 7-20 ist die Einspritzung mit 100 bar, in der Mitte die Einspritzung bei 50 bar dargestellt. Die Grundcharakteristik ist bei beiden Varianten identisch. Erst der direkte Vergleich macht die kleinen Unterschiede ersichtlich. Der Blick auf die Symmetrieebene des Brennraums zeigt eine bessere Homogenisierung des Gemisches im Zentrum, bei der Einspritzung mit 100 bar.

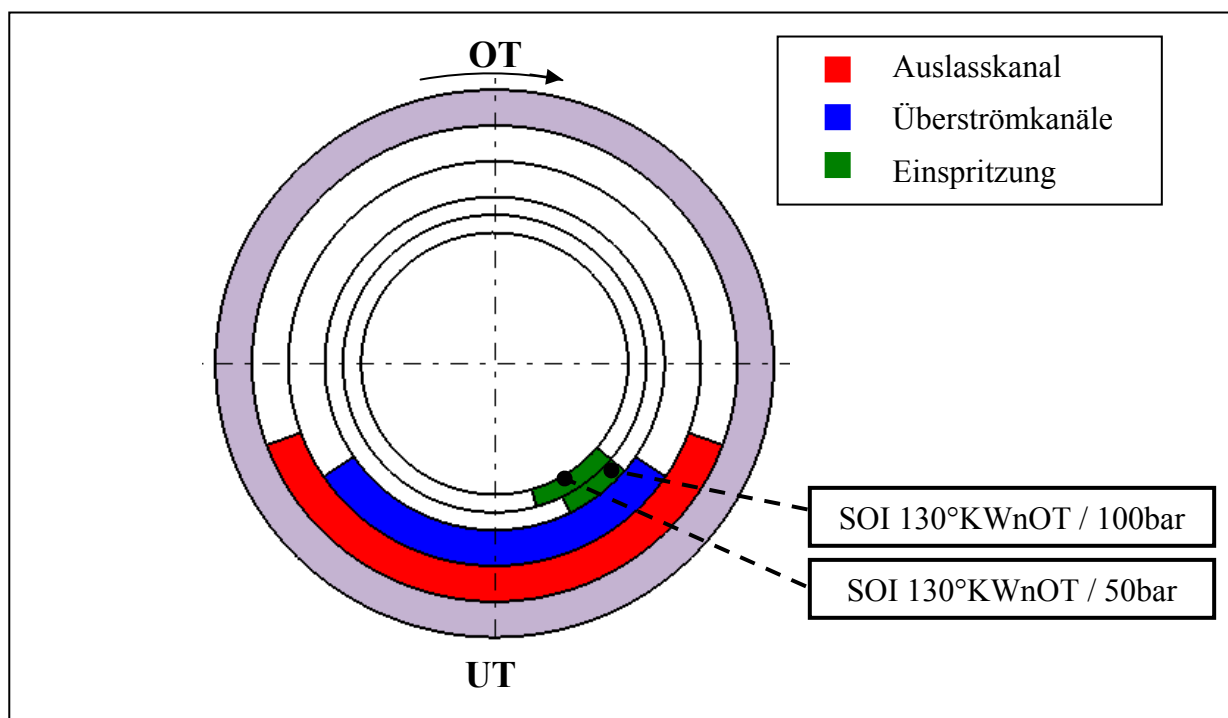


Abbildung 7-19: Mode 4 Steuerzeitendiagramm

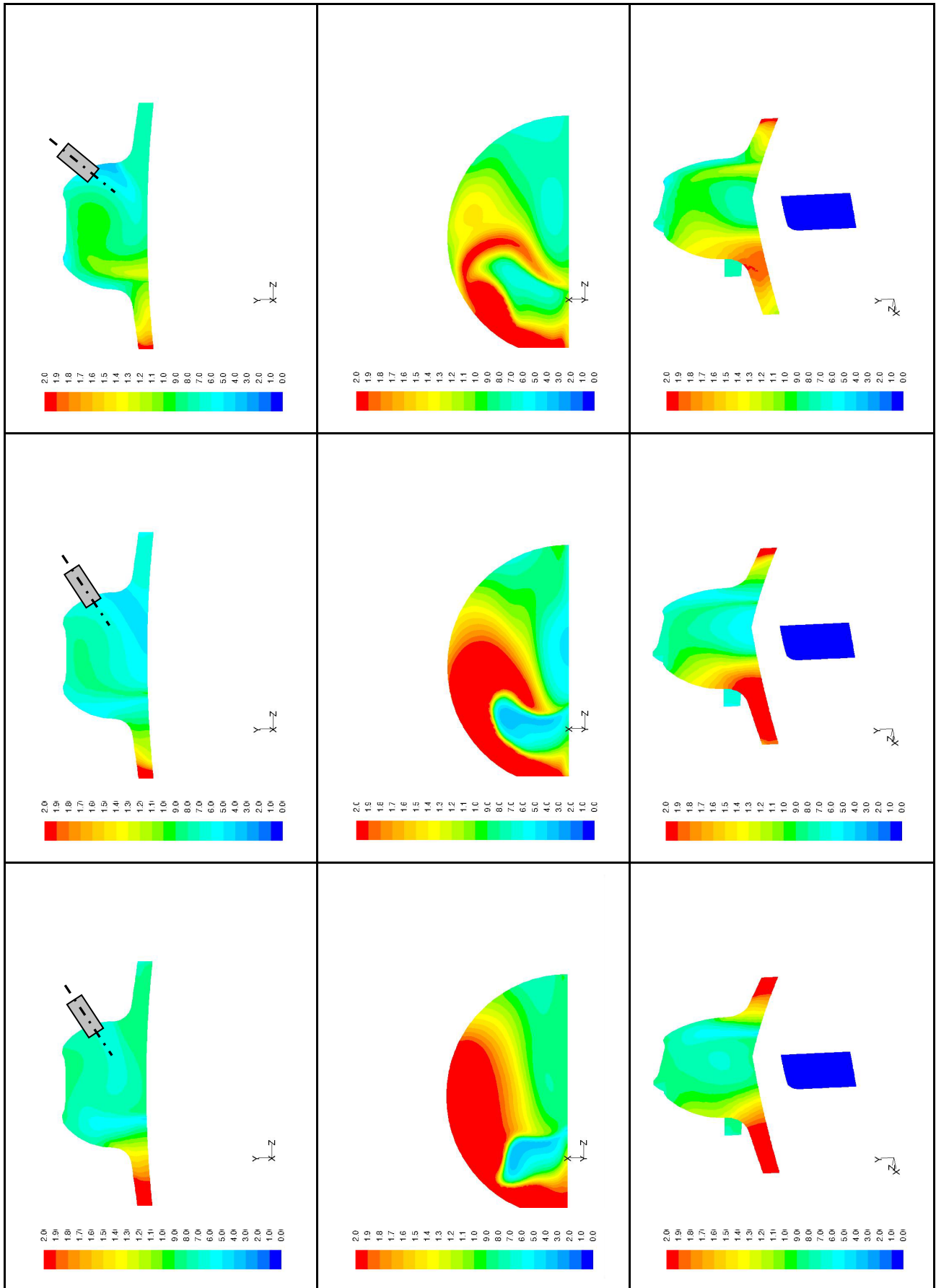


Abbildung 7-20: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von $22,5^\circ$ KW n. OT; SOI 130° KW n. OT / Inj. 60° / 100 bar (links), SOI 130° KW n. OT / Inj. 60° / 50 bar (Mitte), SOI 130° KW n. OT / Inj. 65° / 50 bar (rechts)

Die fette Zone im linken Quetschspalt fällt aber bei der Einspritzung mit 50 bar deutlich kleiner aus. Die zwei übrigen Ansichten liefern ähnliche Erkenntnisse wie zuvor. Deutliche Änderungen zeigen sich erst bei der Änderung des Injektorwinkels von 60° auf 65°. In allen drei Darstellungen der Lambdaverteilung ist eine merkbliche Reduktion der fetten Zonen sichtbar. Gleichzeitig wurde eine relativ gleichmäßige Verteilung des Gemisches im Brennraum erreicht, wobei im Zentrum ein Lambda um 1 besteht.

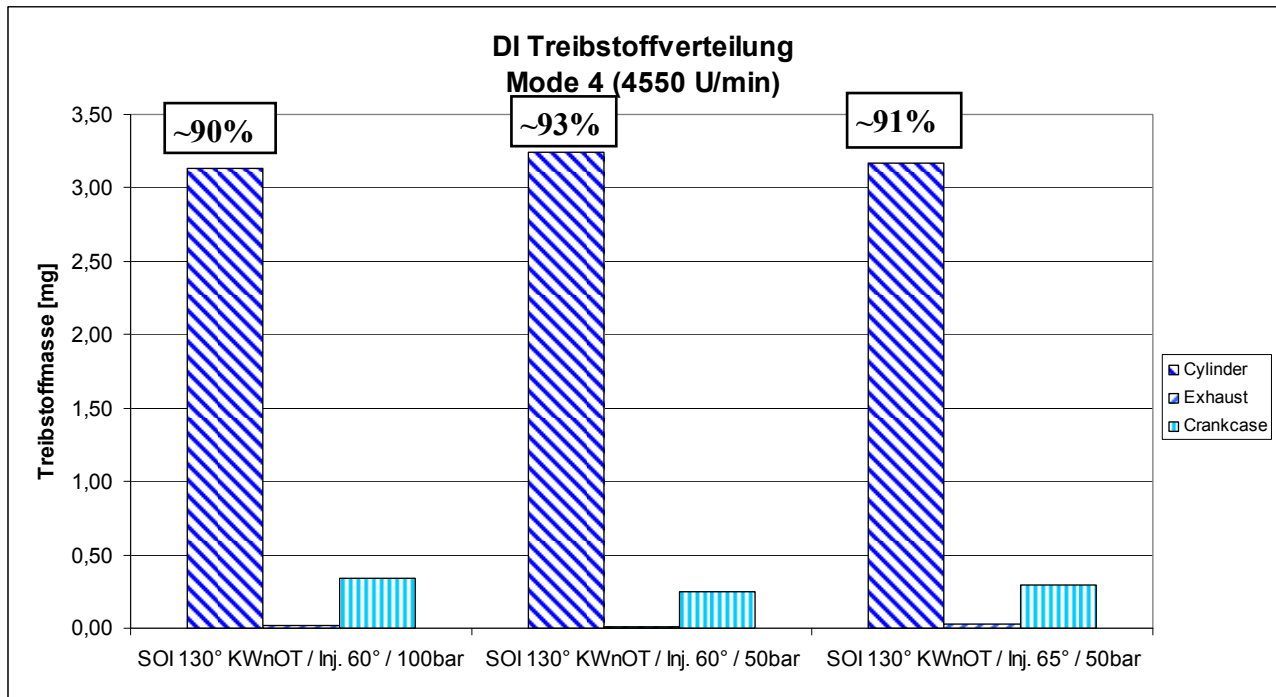


Abbildung 7-21: Mode 4 Treibstoffverteilung im Motormodell

Die Abbildung 7-21 zeigt die dazugehörige Treibstoffverteilung. Auffallend ist, dass der Kraftstoff, der nicht im Zylinder gehalten werden konnte, sich nicht im Auspuff, sondern im Kurbelgehäuse wieder findet. Die Analyse der Einspritzung ergab, dass der Treibstoff nicht direkt während des Einspritzvorganges in das Kurbelgehäuse gelangt. Durch gasdynamische Effekte entsteht im Auspuff eine Überdruckwelle, welche vor Schließen der Überströmkanäle den Zylinder erreicht. Die dabei entstehende Strömung schiebt das Gemisch in das Kurbelgehäuse. Der Treibstoffverlust stellt keinen eigentlichen Verlust dar, da der Kraftstoff innerhalb des nächsten Zyklus als Gemisch zur Spülung verwendet wird und ein Teil wieder zurückgewonnen werden kann. Die Treibstofffanggrade liegen bei allen drei Varianten über 90 %, weshalb alle Konfigurationen in Frage kämen. Ausgehend von den durchgeführten Simulationen liefert ein Injektorwinkel von 65° bei einem Einspritzdruck von 50 bar die besten Ergebnisse bezüglich Homogenisierung.

7.2.3.4 Erkenntnisse aus der 3D Einspritzsimulation

Die Ergebnisse der Einspritzsimulation des Betriebspunktes Mode 1 zeigen, dass bei einem fixen Winkel α von 45° ein Neigungswinkel des Injektors von 60° beziehungsweise 65° von Vorteil ist. Bezieht man die Ergebnisse der Mode 4 Simulationen ein, so scheint ein Winkel von 65° sinnvoll. Die Ermittlung der optimalen Injektorposition mittels CFD Simulation hilft, die notwendige spätere Arbeit am Prüfstand zu verkürzen, da keine aufwändigen Umbauten am Motor notwendig sind. Die Einstellung des richtigen Treibstofffanggrades kann am Prüfstand sehr einfach über die Verstellung des SOI erfolgen.

7.3 Applikation eines Katalysators in der 3D Simulation

Wie in Kapitel 6.2 beschrieben, wurde ein Katalysator in das eindimensionale Motormodell integriert und ein Vergleich gegenüber dem Modell ohne Katalysator erstellt. Um den Effekt des Katalysators auf die Gasdynamik genauer beurteilen zu können, wurde zusätzlich eine 3D-CFD Simulation mit Katalysator durchgeführt. Die Abbildung 7-22 zeigt die Position des Katalysators im Motormodell.

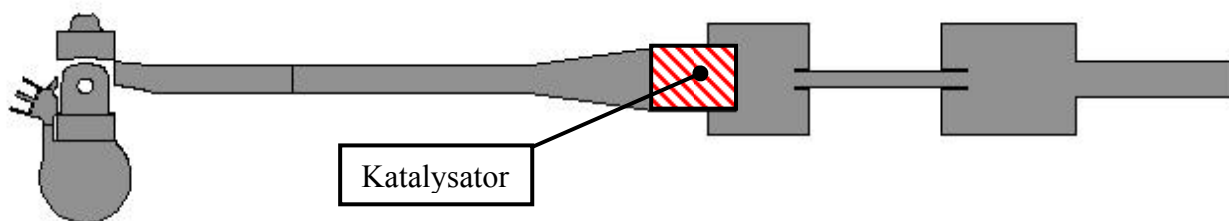


Abbildung 7-22: Motormodell mit Katalysator

Die Applikation des Katalysators wurde in ANSYS FLUENT® durch die Definition eines porösen Mediums erreicht. Dabei wurde wie im eindimensionalen Fall ein Druckverlust über die Länge des Volumens definiert ohne die Temperaturänderung im Katalysator zu berücksichtigen. Tabelle 6-1 in Kapitel 6.2 zeigt die Eckdaten des verwendeten Katalysators. Um die für die Definition notwendigen Eingabedaten des porösen Mediums zu erhalten, wurde ein einfaches Modell, bestehend aus zwei Rohren und dem Katalysator, erstellt. Mit den Randbedingungen und dem durch die Messung bekannten Druckverlust (siehe Tabelle 6-1) konnten die notwendigen Eingabewerte für das poröse Medium bestimmt werden.

7.3.1 Vergleich von Massenflüssen, Druck- und Temperaturverläufen

Die Abbildung 7-23 zeigt einen Vergleich der durch Einbindung des Katalysators in das Motormodell entstandenen Änderung bezüglich des Druckverlaufs im Messpunkt mp60 (Position 60 mm nach Auslass). Der Katalysator bewirkt eine Verlängerung der ankommenden Unterdruckwelle (beginnt bei etwa 195° KW n. OT) um circa 10° KW. Danach sind die beiden Druckverläufe wieder annähernd gleich. Im Anhang sind zusätzlich der Temperaturverlauf im Messpunkt mp60, sowie der Zylinderdruckverlauf und die im Zylinder verbleibende Masse nach Auslassschluss dargestellt.

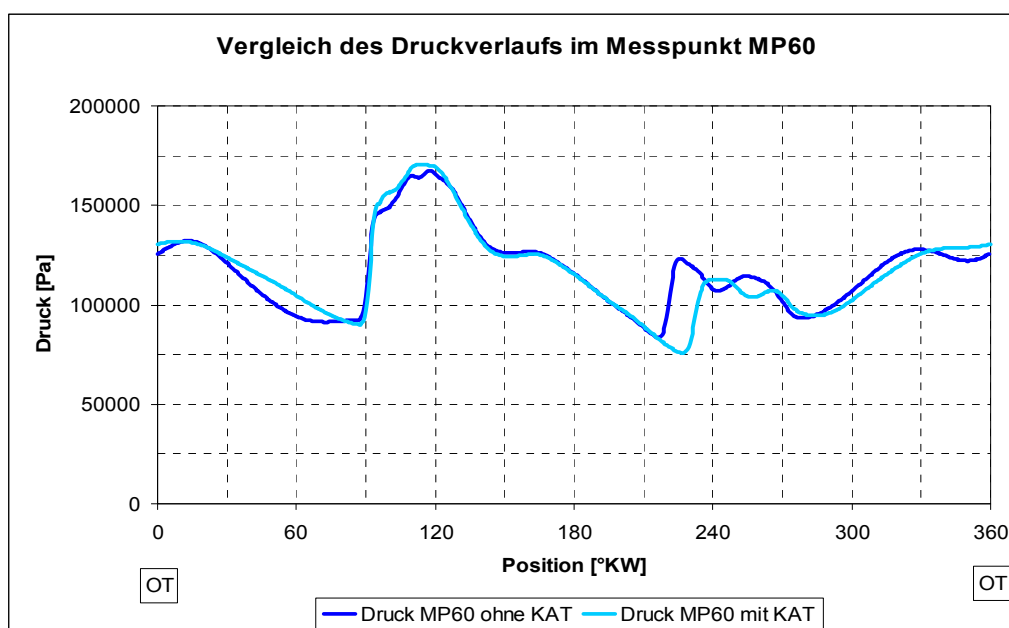


Abbildung 7-23: Vergleich 3D Simulation mit und ohne Katalysator; Druckverlauf mp60

Abbildung 7-24 soll abschließend die Änderung des Druckverhaltens im Falle der 1D Simulation mittels AVL BOOST® zeigen. Es ist ein ähnliches Verhalten wie im dreidimensionalen Fall zu beobachten.

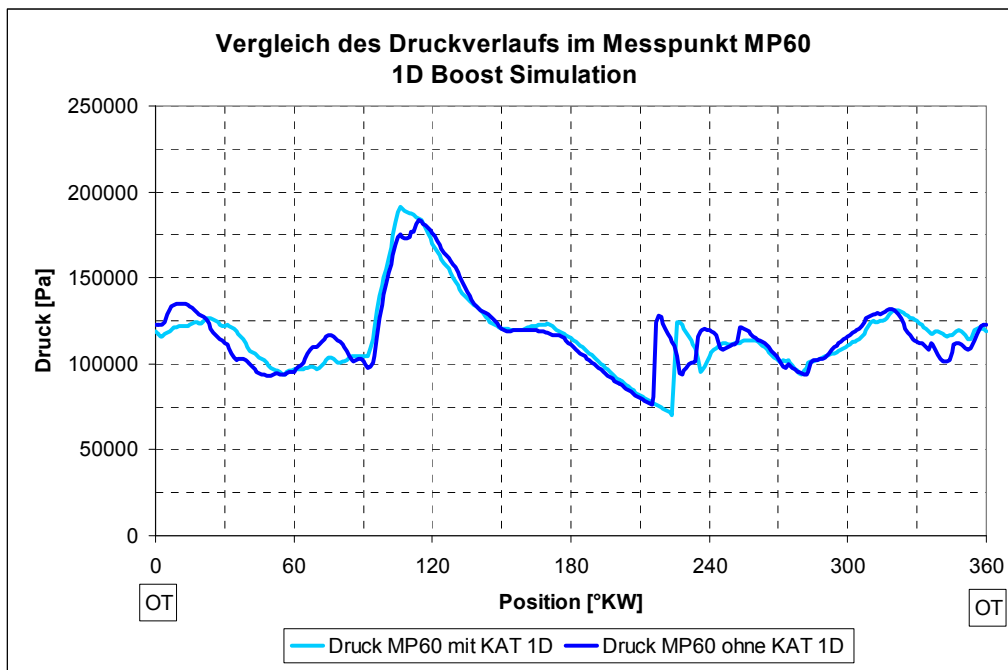


Abbildung 7-24: Vergleich des Druckverlaufs in MP60; 1D Motormodell mit/ohne Kat.

Die Abbildung 7-25 zeigt den Vergleich zwischen dem eindimensionalen und dem dreidimensionalen Motormodell mit Katalysator. Bis auf kleine Unterschiede passen beide Kurven vom Verlauf her gut überein.

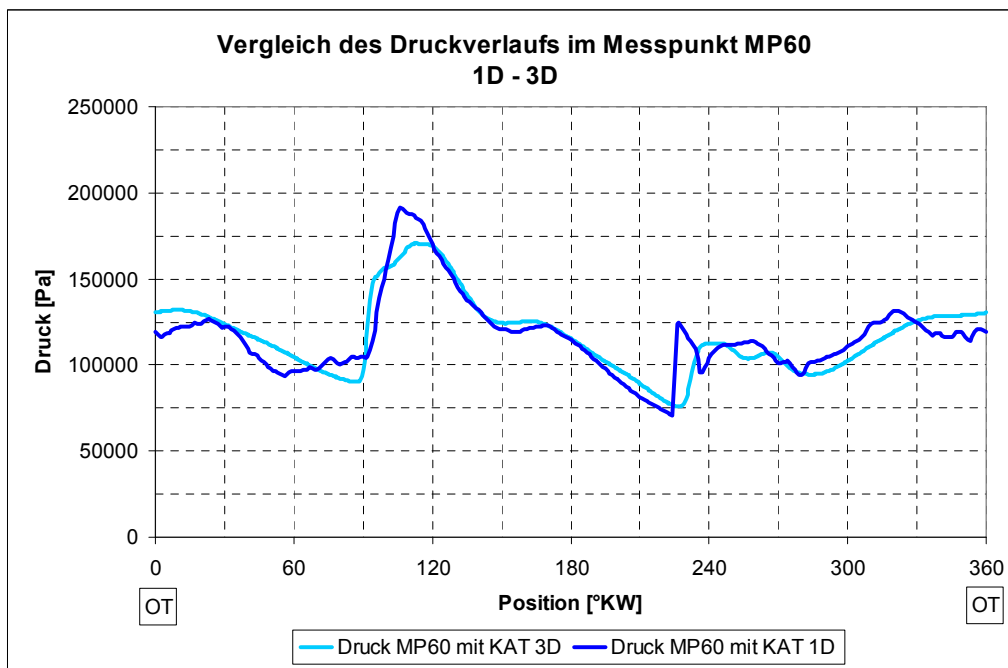


Abbildung 7-25: Vergleich des Druckverlaufs in MP60, 1D/3D mit Katalysator

7.3.2 Vergleich Direkteinspritzung mit und ohne Katalysator

Für das Motormodell mit Katalysator wurde ebenfalls die Direkteinspritzung des Kraftstoffes simuliert. Die Parameter der Einspritzung entsprechen dabei der Einspritzvariante SOI 145° KW n. OT / Inj. 65°, welche in Tabelle 7-4 angeführt sind. Abbildung 7-26 zeigt den Vergleich der Lambdaverteilung der Einspritzung mit und ohne Katalysator. Die Skalierung und der Aufnahmezeitpunkt entsprechen dabei den vorangegangenen Einspritzuntersuchungen. Der direkte Vergleich zeigt in allen drei Ansichten eine leichte Verbesserung der Gemischaufbereitung im Falle des Motormodells mit Katalysator.

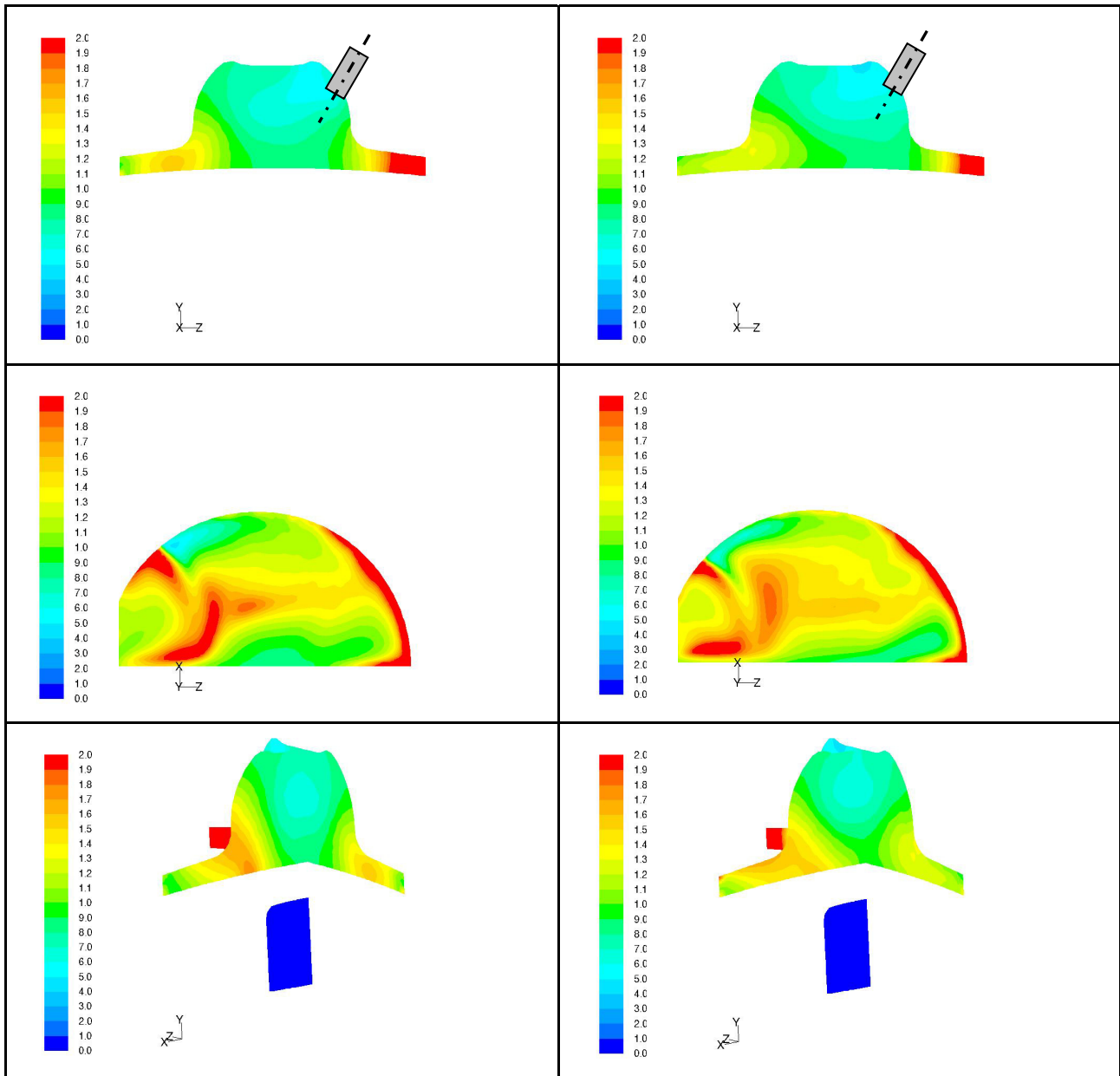


Abbildung 7-26: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von $22,5^\circ$ KW n. OT; SOI 145° KW n. OT / Inj. 65° (Spalte links), SOI 145° KW n. OT / Inj. 65° KAT (Spalte rechts)

Betrachtet man die Treibstoffverteilung im gesamten Motor (Abbildung 7-27) werden ebenfalls Unterschiede in Bezug auf den Treibstofffanggrad ersichtlich. Dabei verschlechtert sich der Treibstofffanggrad des Motormodells mit Katalysator von den erzielten 91 % des Modells ohne Katalysator auf 86 %. Da sich aber, wie Abbildung 7-26 zeigen konnte, die Homogenisierung des Kraftstoff-/ Luftgemisches verbesserte, wäre eine Änderung der Einspritzung hin zu späteren Zeitpunkten denkbar. Damit könnte der Treibstofffanggrad wieder etwas erhöht werden.

Die hier gezeigten Vergleiche der Simulationen mit und ohne Katalysator liefern wichtige Erkenntnisse für zukünftige simulatorische Untersuchungen. Die Einbindung des Katalysators in das Motormodell führt zu grundlegenden Änderungen in der Gasdynamik und damit einhergehend zu Änderungen des Treibstofffanggrades. Wird ein Katalysator für ein Motorkonzept angedacht, so sollte dieser so früh als möglich in die Motorentwicklung, sprich Simulation, eingebunden werden.

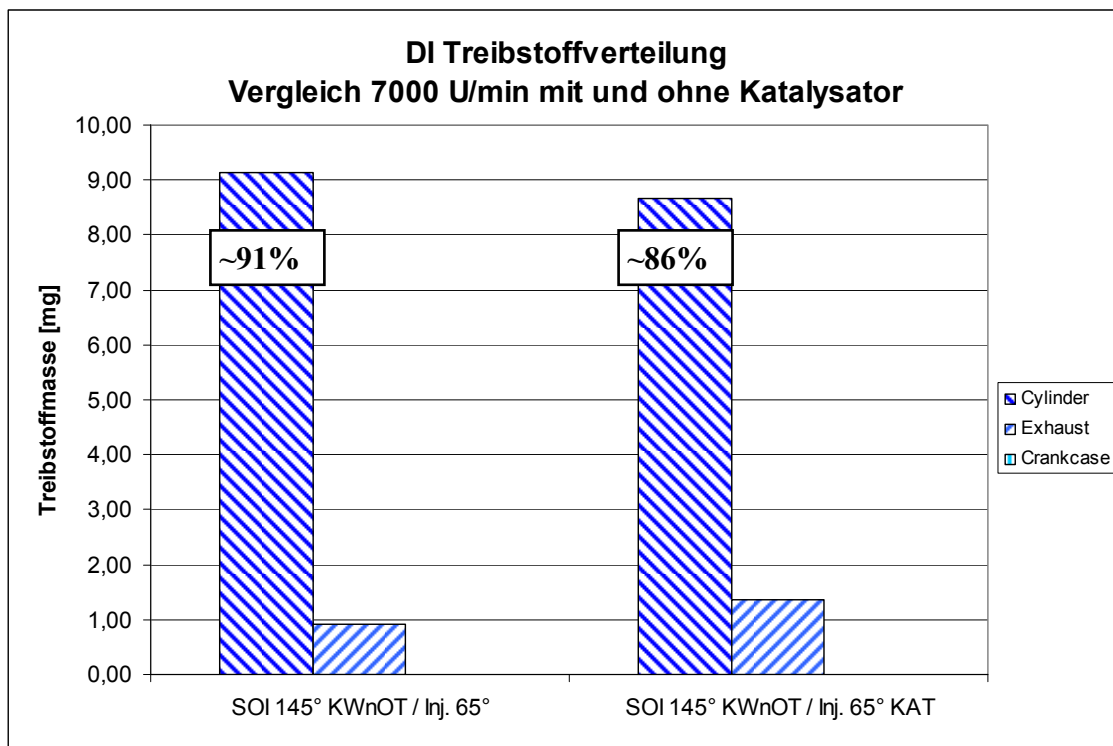


Abbildung 7-27: Treibstoffverteilung im Motormodell

8 Resümee

8.1 *Bewertung des Lambda 1 Konzeptes*

Im Zuge von Überlegungen zur effektiven Emissionsreduktion bei Zweitaktmotoren entstand die Idee des Lambda 1 Konzeptes. Grundgedanke ist es durch geeignete Luft- und Treibstofffanggrade im Auspuff ein Summenlambda von 1 zu erhalten, welches die Möglichkeit der Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege Katalysators bietet. Nachfolgend wird versucht, eine kurze Bewertung des Lambda 1 Konzeptes abzugeben.

Die durchgeführten Simulationen haben gezeigt, dass eine Änderung des Luftfanggrades hin zu höheren Werten durch Optimierung der Steuerzeiten und der Abgasanlage theoretisch möglich ist. Dabei wurde die Tendenz des Motors, bei niedrigen Drehzahlen geringere Fanggrade als bei hohen Drehzahlen zu erzielen, sichtbar. Gleichzeitig konnte durch die Simulation gezeigt werden, dass es Drehzahlen im unteren Bereich gibt, in denen der Luftfanggrad Werte nahe den geforderten 80 % besitzt. Ein konstanter Luftfanggrad im gesamten Drehzahlbereich konnte nicht erreicht werden. Der Luftfanggrad ist im Lambda 1 Konzept grundsätzlich frei wählbar, stellt somit einen Freiheitsgrad dar. Gleichzeitig bringt jedoch die variable Gestaltung des Fanggrades Probleme mit sich. So kann der Luftfanggrad nicht beliebig abgesenkt werden, da dabei zeitgleich der Treibstofffanggrad verringert werden muss, um ein Summenlambda von 1 im Auspuff zu erhalten. Die Treibstoffmasse im Auspuff muss im Katalysator umgesetzt werden und ist somit durch die Temperaturbeständigkeit desselben beschränkt. Eine schnelle Anpassung des Treibstofffanggrades ist durch die Direkteinspritzung prinzipiell möglich; die Bestimmung der Höhe ist hingegen schwierig. Diese Erkenntnisse führen für den untersuchten Motor zum Ergebnis, dass das Lambda 1 Konzept nur mit erheblichem Aufwand realisiert werden kann. Anhand der durchgeführten Simulationen scheint die theoretische Anwendbarkeit des Lambda 1 Konzeptes in einem Motorkonzept, welches einen Betrieb in einzelnen Drehzahlpunkten vorsieht, leichter realisierbar (Range Extender).

Dennoch werden durch die Direkteinspritzung und die Optimierung des Luftfanggrades der Verbrauch gesenkt und die HC-Emissionen reduziert. Dies führt in Kombination mit einem Oxidationskatalysator zu einer erheblichen Reduktion der Emissionen.

8.2 *Diskussion der Ergebnisse*

Der erste Schritt der 1D Simulation wurde auf die Untersuchung von drei Betriebspunkten beschränkt. Der Vorteil liegt dabei in der Verkürzung der benötigten Zeit, bis zur Beendigung des ersten Zyklus, beziehungsweise in der Möglichkeit, die ausgesuchten Betriebspunkte detaillierter zu untersuchen. Mit vertretbarem Aufwand konnten schließlich Steuerzeiten ermittelt werden.

Die folgenden 3D-CFD Untersuchungen lieferten wichtige Informationen zur Optimierung des eindimensionalen BOOST Modells. Wie der Abgleich im Falle der Durchflusskoeffizienten mit dem Strömungsprüfstand zeigte, ist eine Vorhersagbarkeit durch die CFD Simulation gegeben. Bei gewählter Geometrie ist der Zeitaufwand zur Bestimmung der Durchflusskoeffizienten mittels Simulation zwar etwas größer als am Prüfstand, dafür bietet sie jedoch die Möglichkeit in sehr kurzer Zeit eine Vielzahl verschiedener Varianten zu untersuchen.

Die Ermittlung des Spülmodells erfordert einen deutlich höheren Aufwand, hat aber auf die Qualität des 1D Simulationsmodells großen Einfluss. Der Vergleich von 1D und 3D Simulation bestätigt dies.

Im Falle der 3D Simulation der Direkteinspritzung konnten, nach erfolgtem Abgleich der Spraybilder, die Treibstoffangrade in ausgewählten Betriebspunkten ermittelt werden. Dabei bietet die 3D-CFD Simulation die Möglichkeit, die Kraftstoffverteilung im Zylinder anschaulich darzustellen, um damit gegebenenfalls Problembereiche zu erkennen und zu beseitigen, wie dies bei der Bestimmung einer geeigneten Injektorposition erfolgte.

9 Anhang

9.1 *Variation der Auspuffgeometrie - Gerades Auspuffrohr*

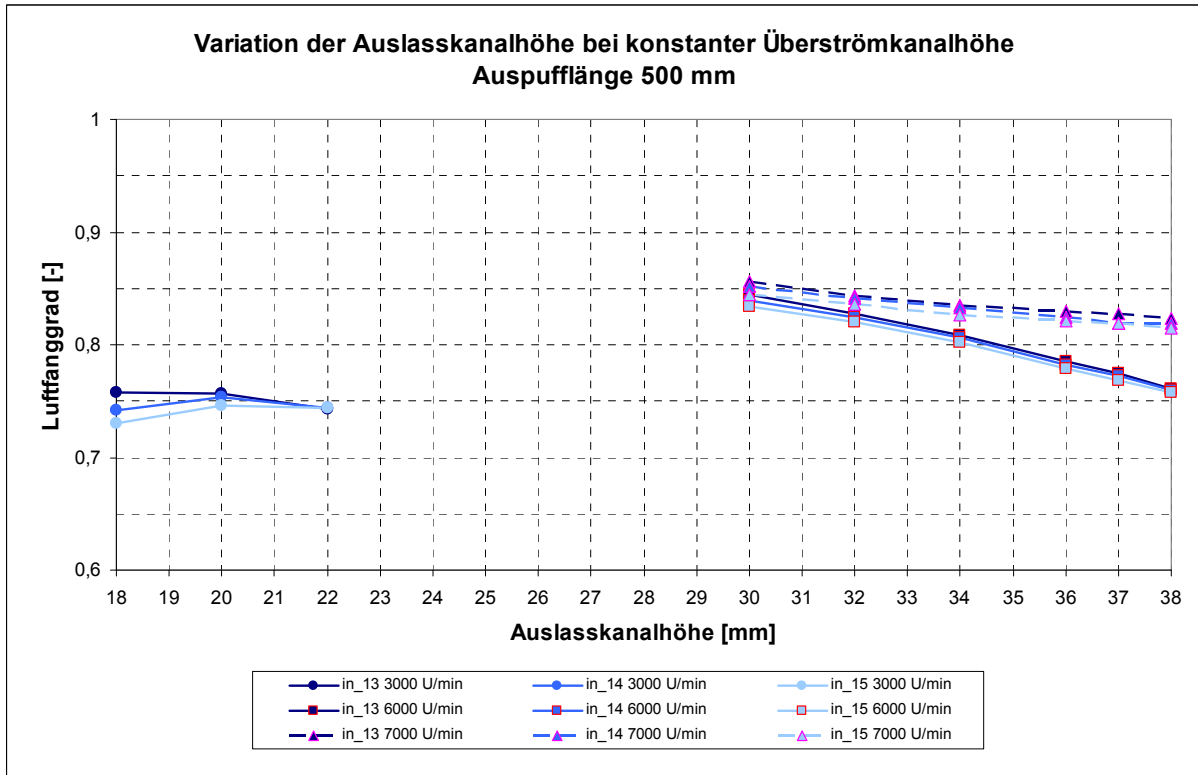


Abbildung 9-1: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;
Auspufflänge 500 mm

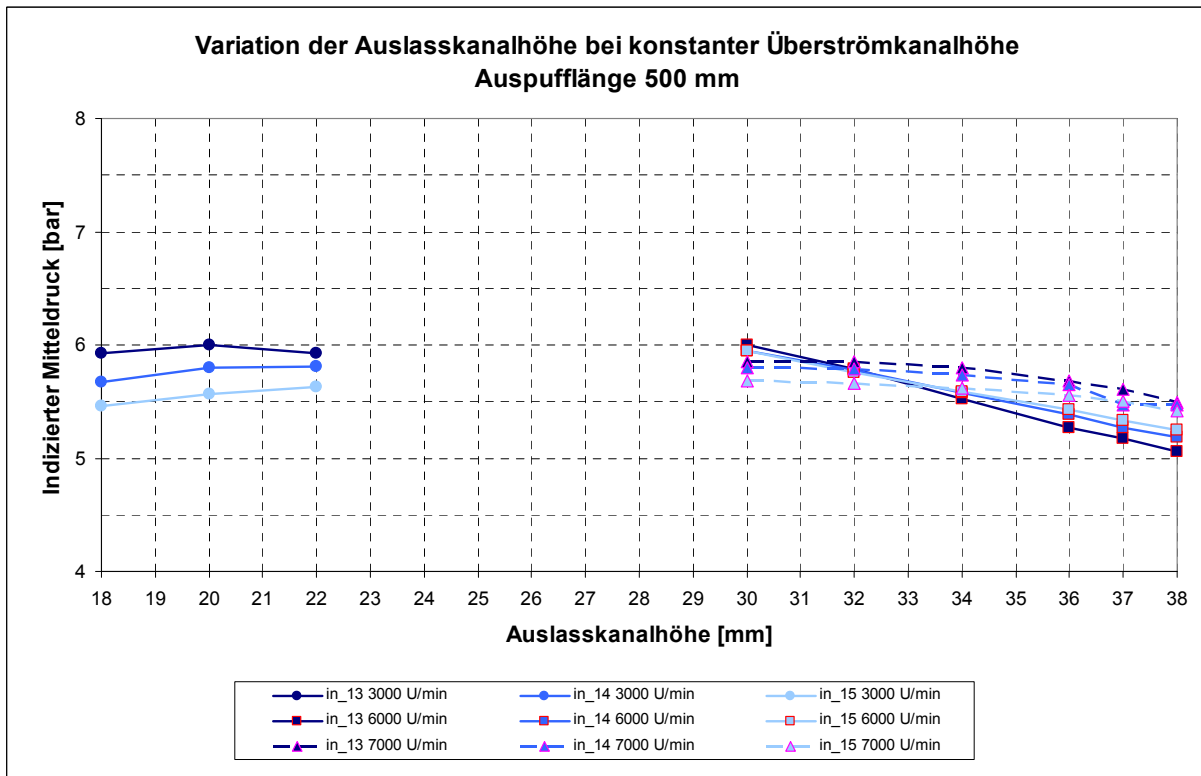


Abbildung 9-2: IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;
Auspufflänge 500 mm

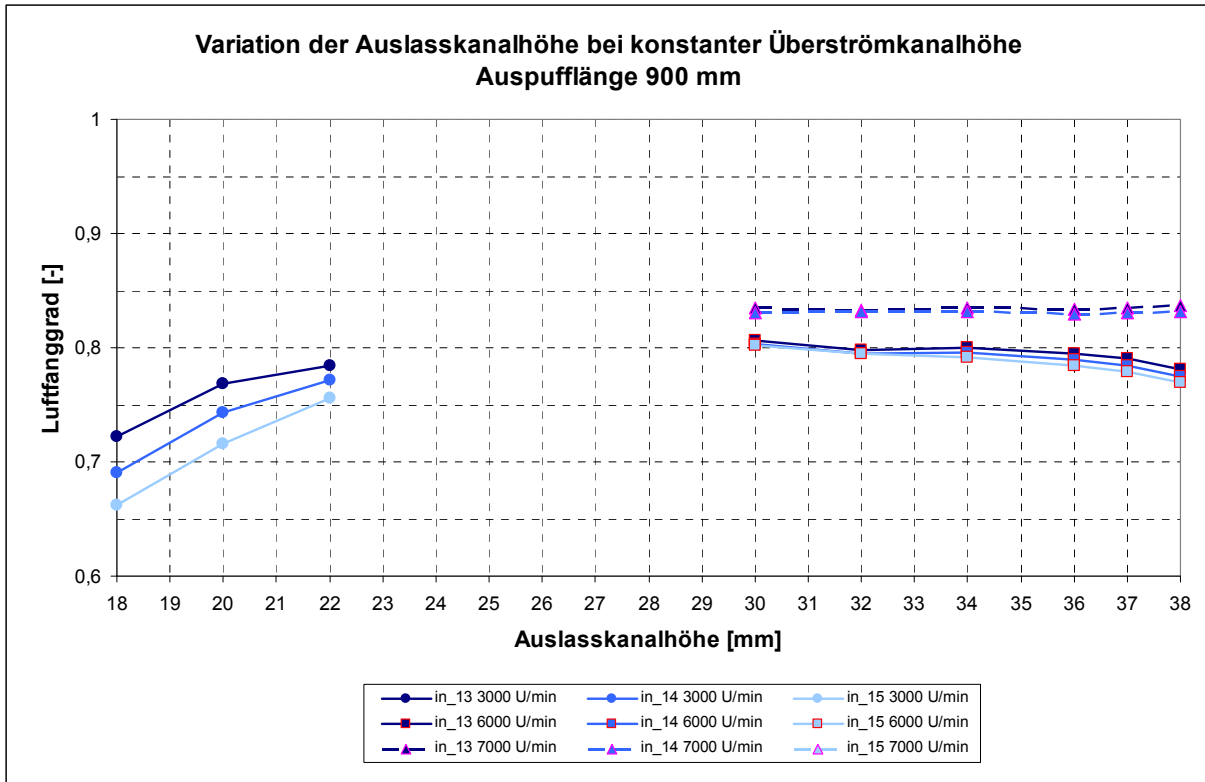


Abbildung 9-3: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;
Auspufflänge 900 mm

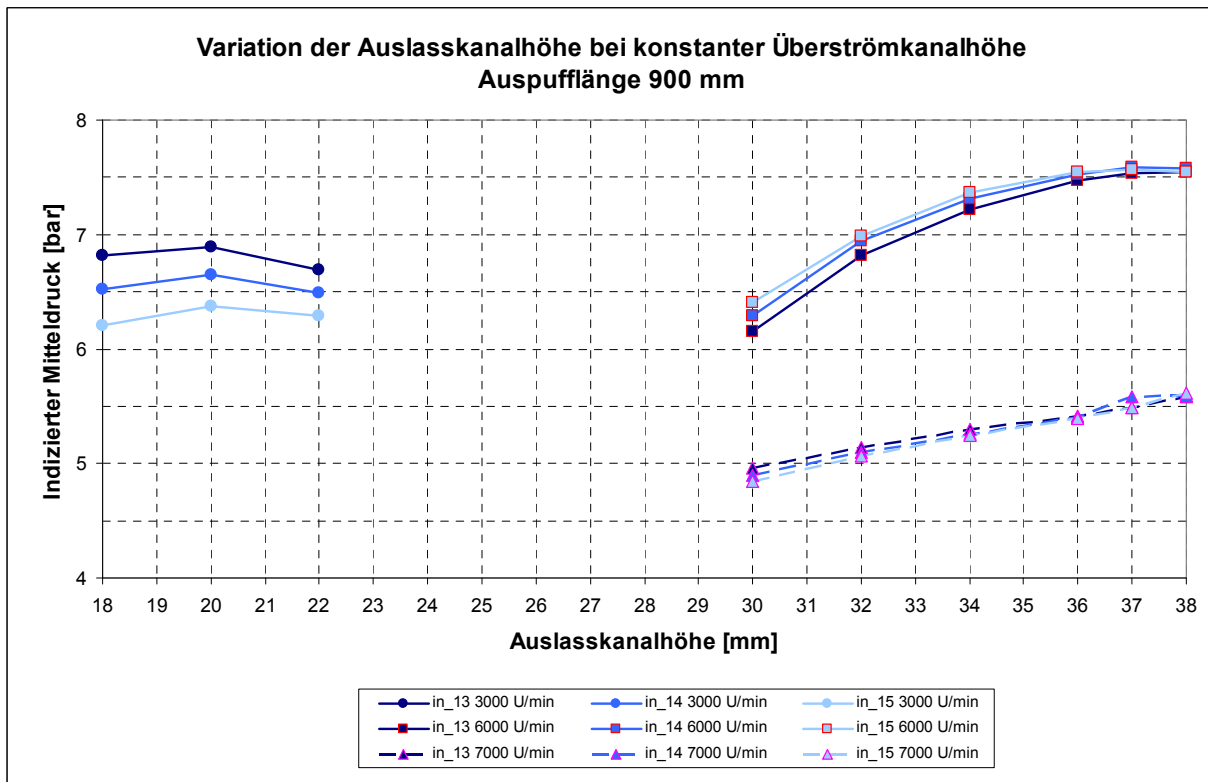


Abbildung 9-4: IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;
Auspufflänge 900 mm

9.2 Variation der Auspuffgeometrie - Diffusor

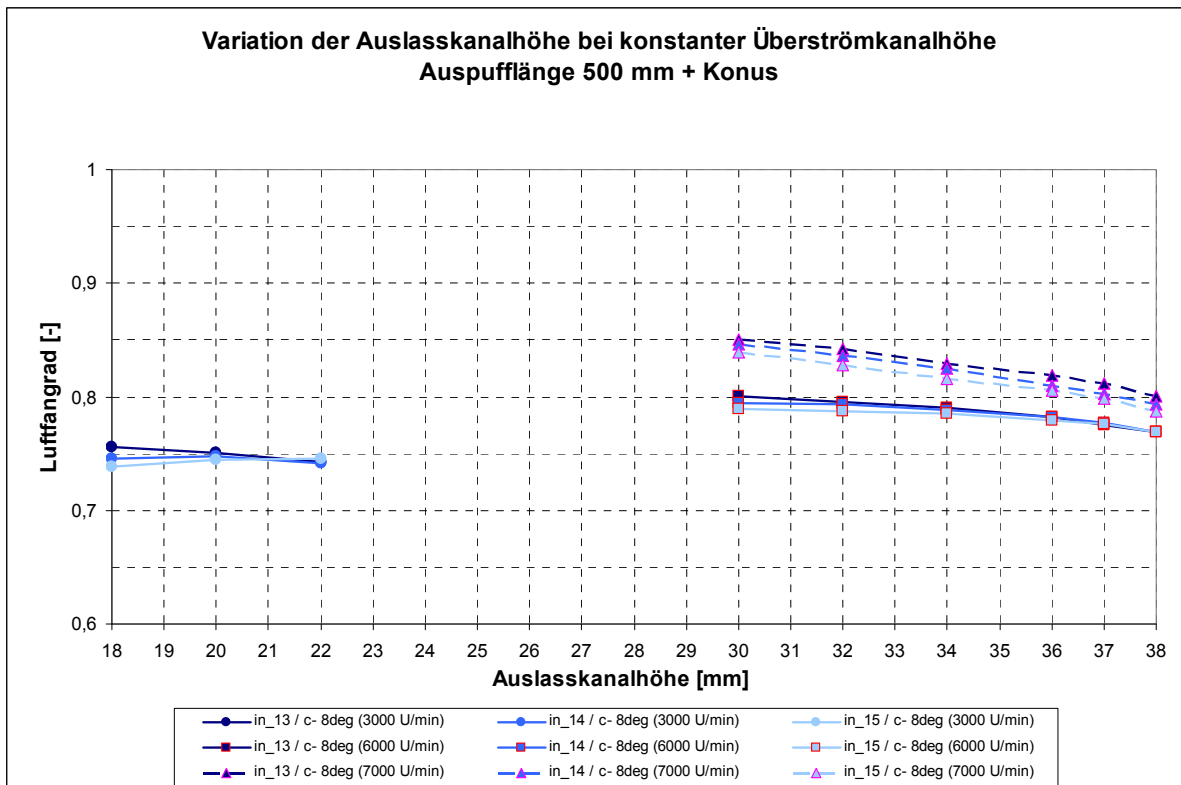


Abbildung 9-5: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 500 mm

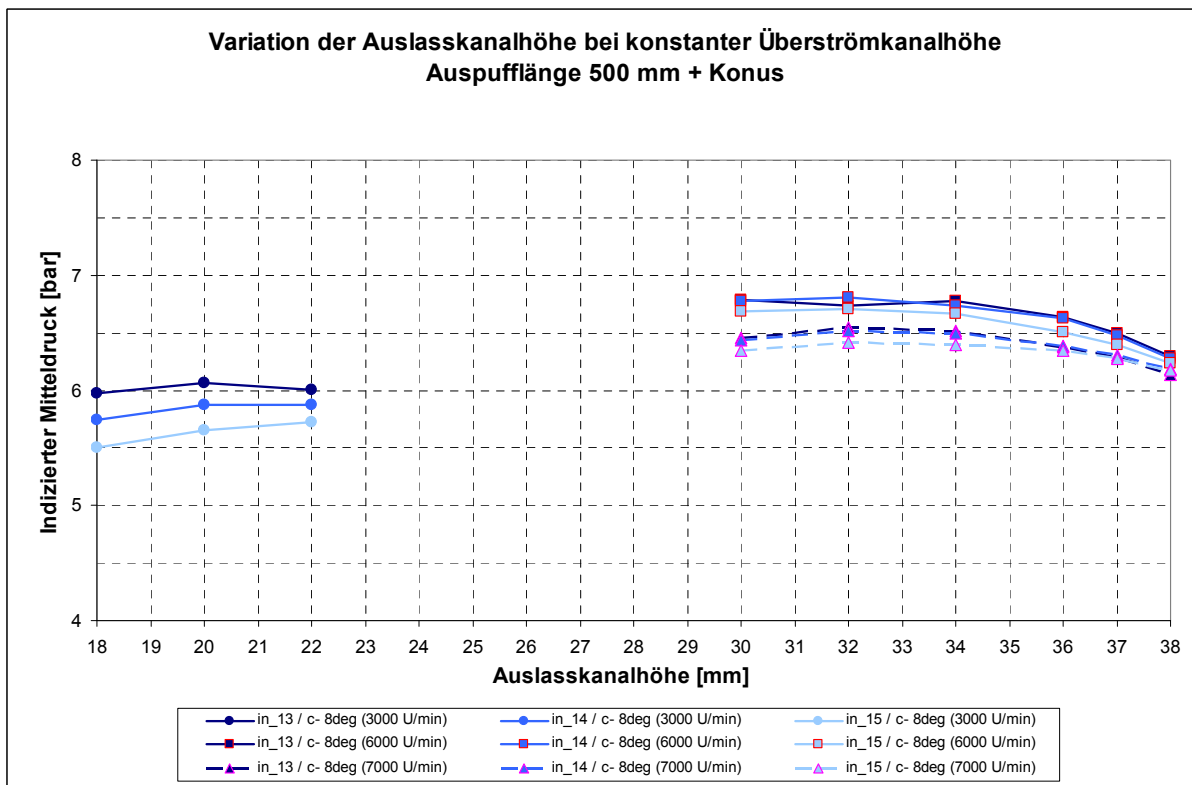
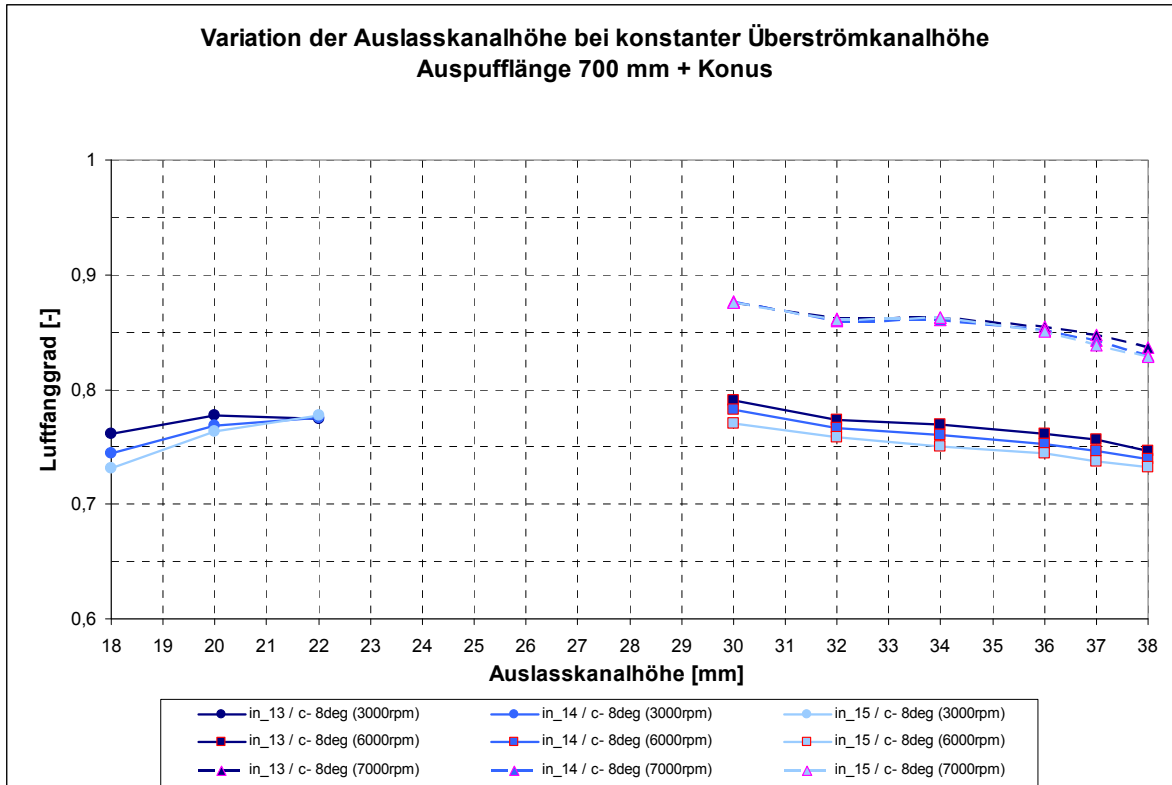
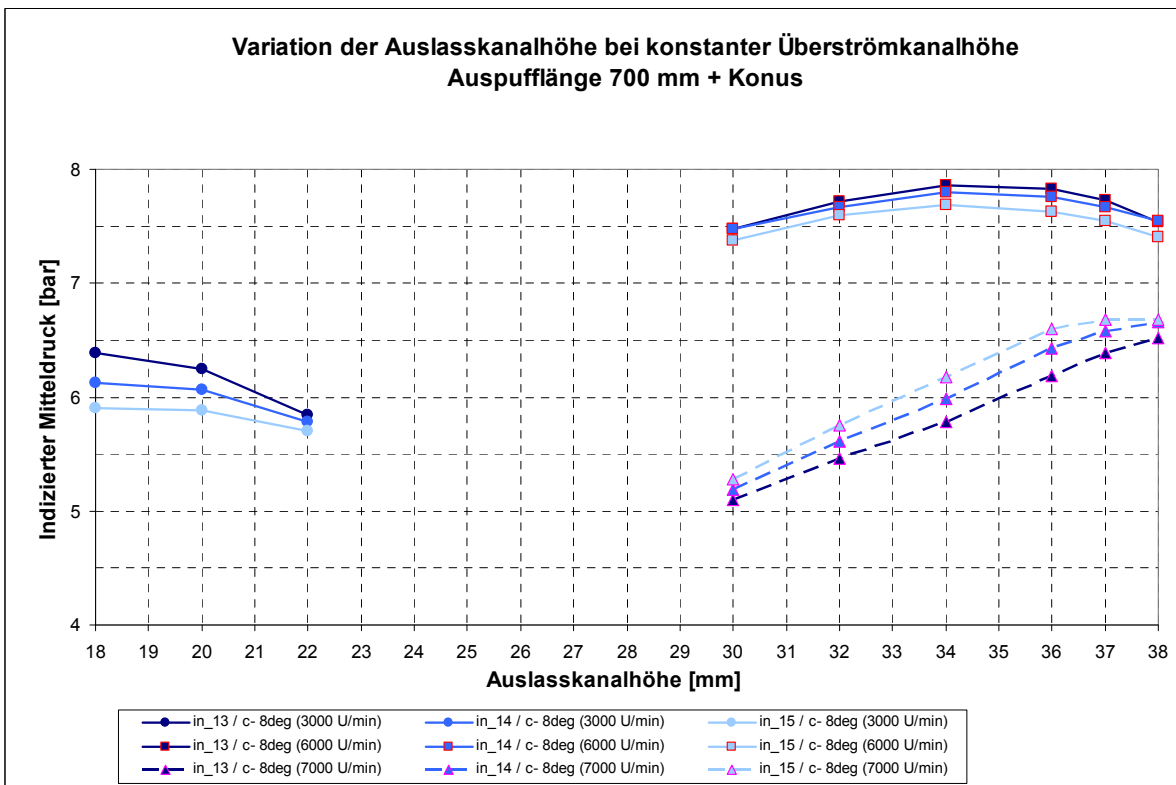


Abbildung 9-6: IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 500 mm



**Abbildung 9-7: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“;
Auspufflänge 700 mm**



**Abbildung 9-8: IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“;
Auspufflänge 700 mm**

9.3 Variation der Auspuffgeometrie - Durchmesser des Verbindungsrohres

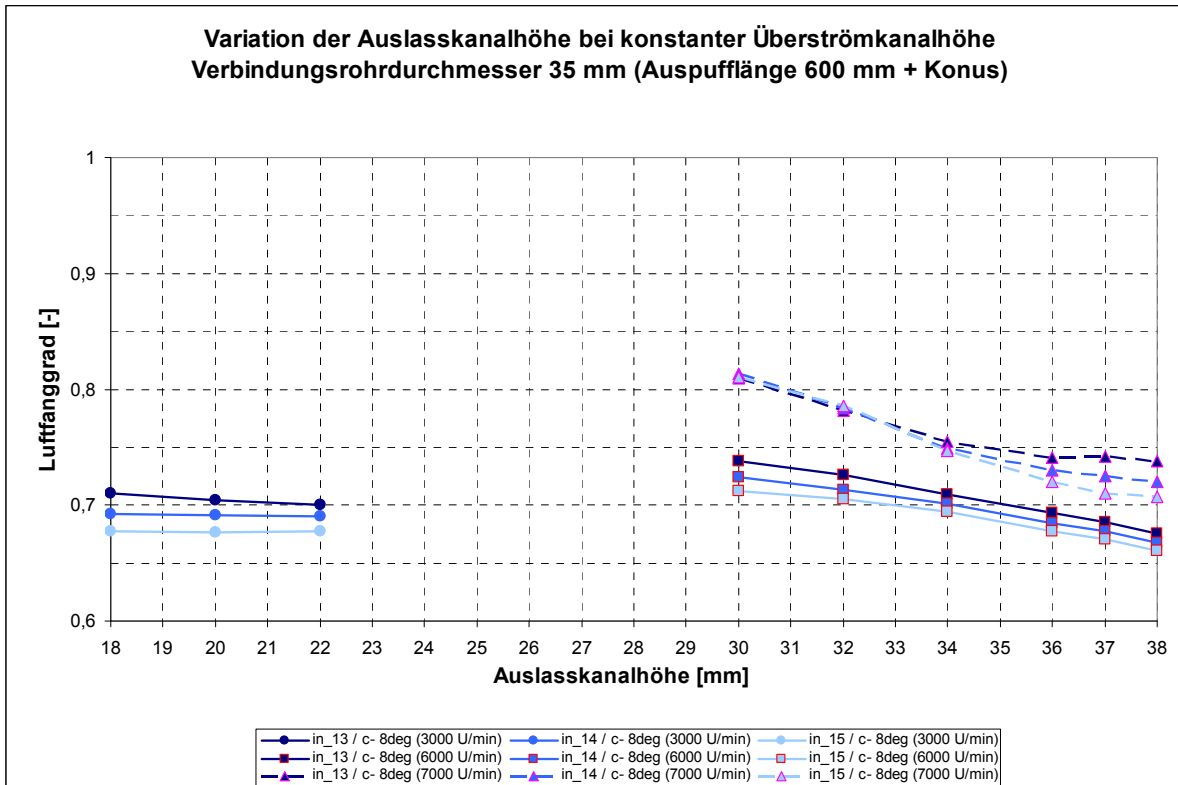


Abbildung 9-9: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“; Durchmesser 35 mm

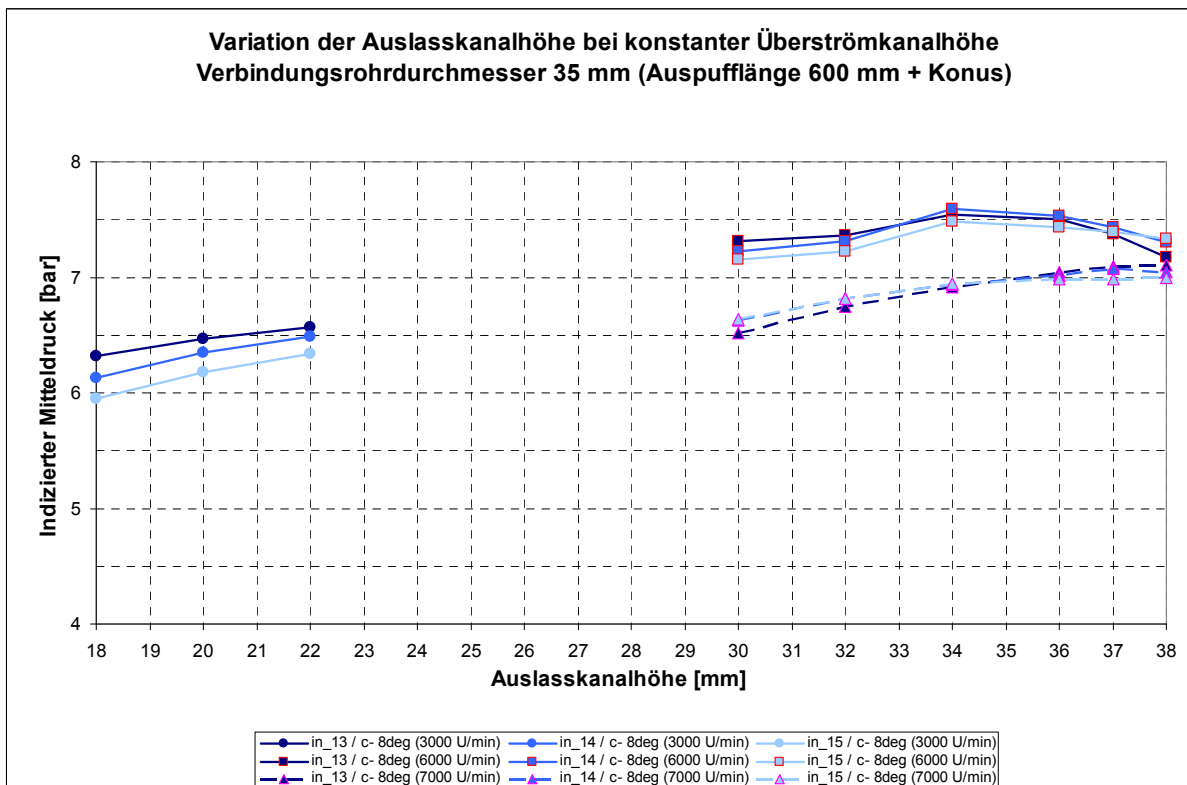


Abbildung 9-10: IMEP der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“; Durchmesser 35 mm

9.4 Durchflusskoeffizienten der Auslasskanäle

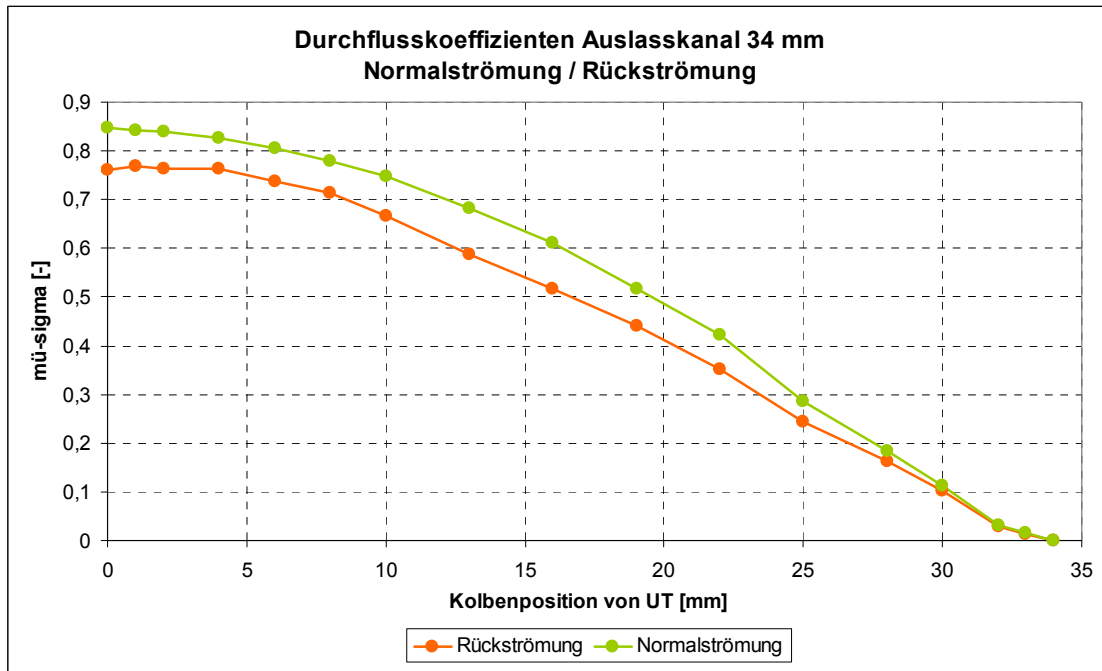


Abbildung 9-11: Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle;
Auslasskanal RAVE offen

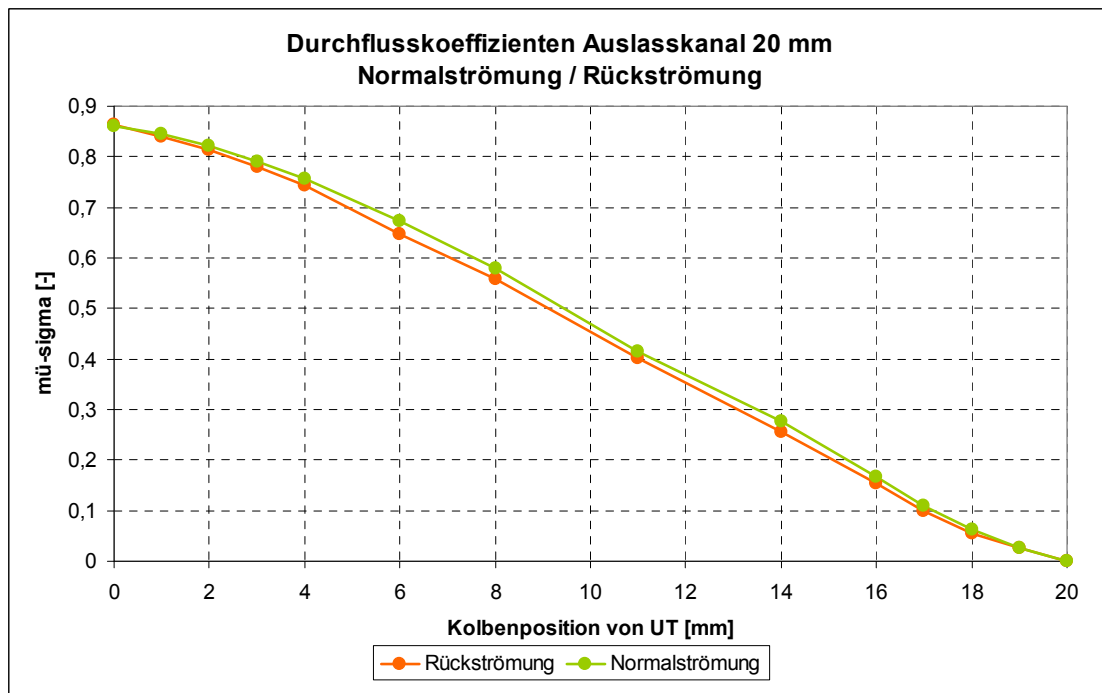


Abbildung 9-12: Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle;
Auslasskanal RAVE geschlossen

9.5 Vergleich der 1D und 3D Simulation

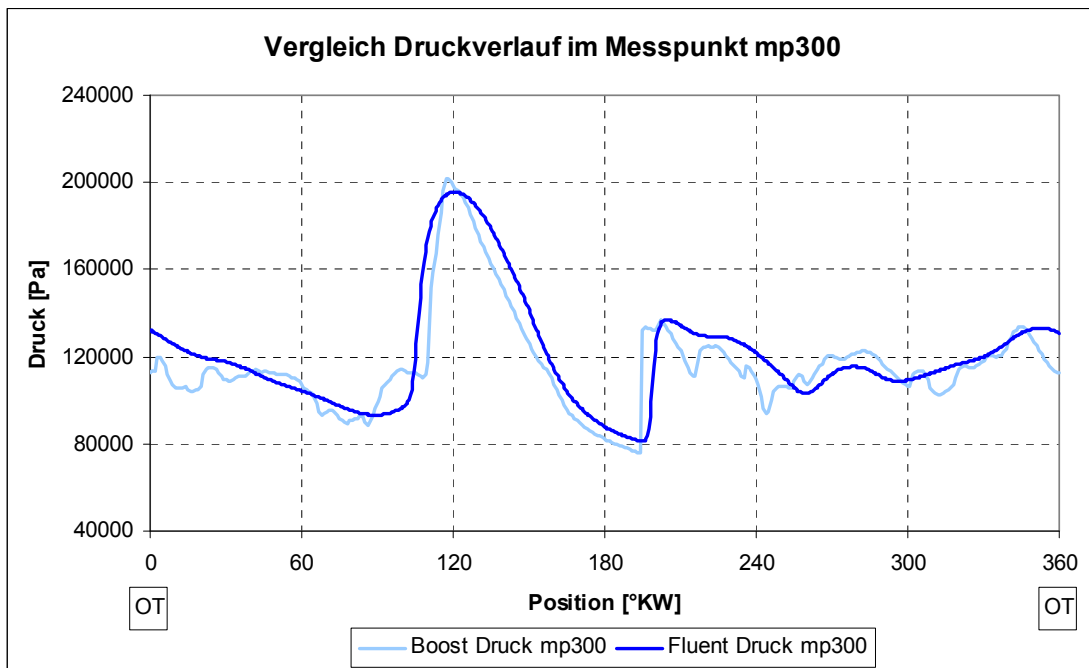


Abbildung 9-13: Vergleich der 1D und 3D Simulation;
Druckverlauf mp300

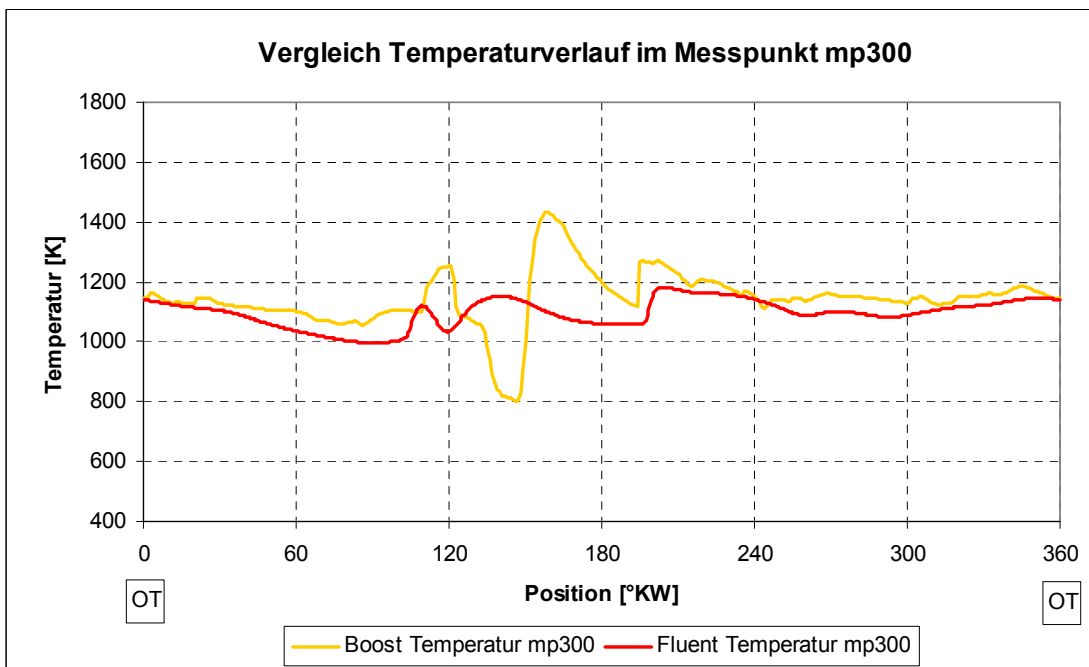


Abbildung 9-14: Vergleich der 1D und 3D Simulation;
Temperaturverlauf mp300

9.6 Vergleich der 1D Simulation mit und ohne Katalysator

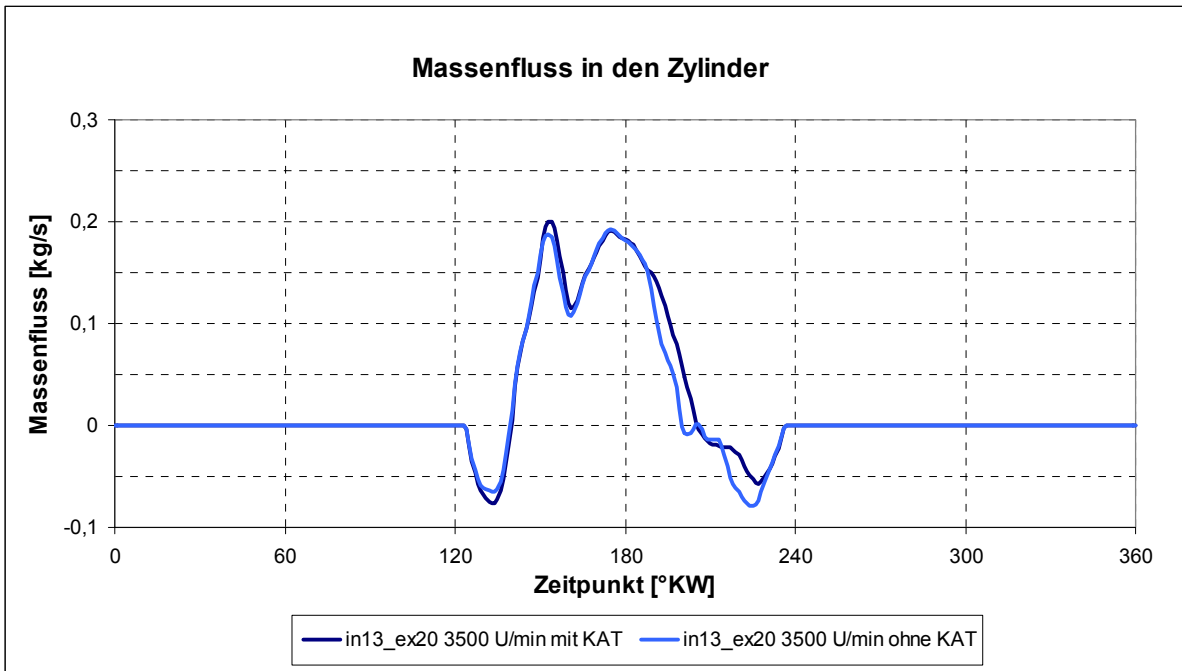


Abbildung 9-15: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Massenfluss in den Zylinder

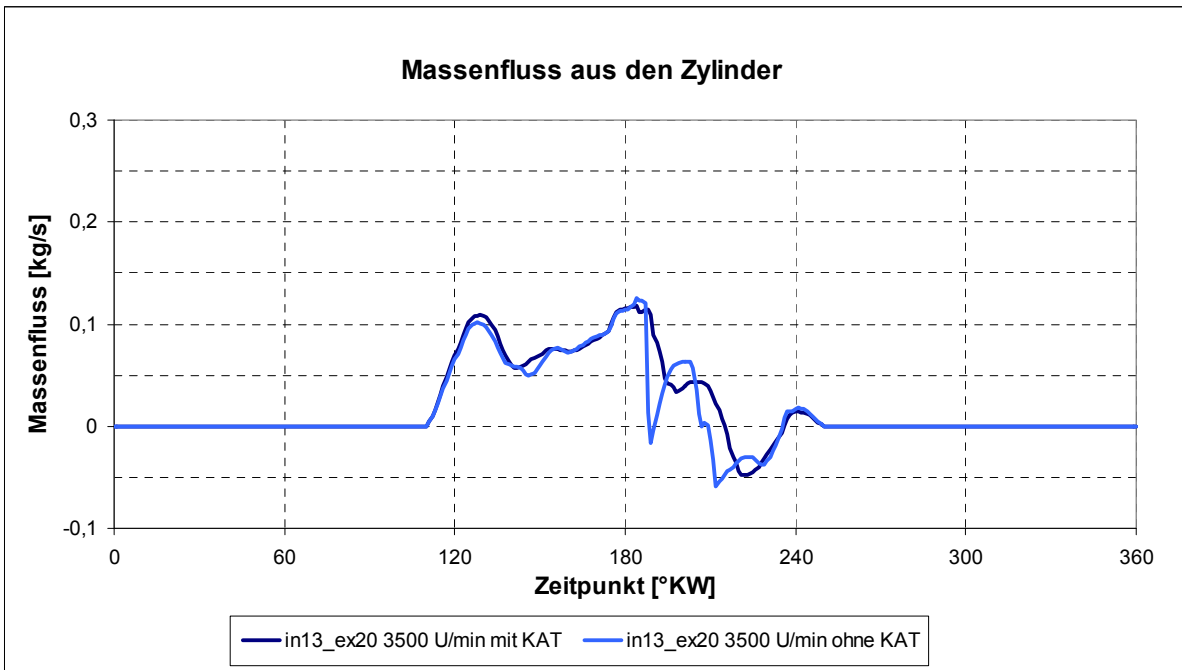


Abbildung 9-16: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Massenfluss aus den Zylinder

9.7 Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator

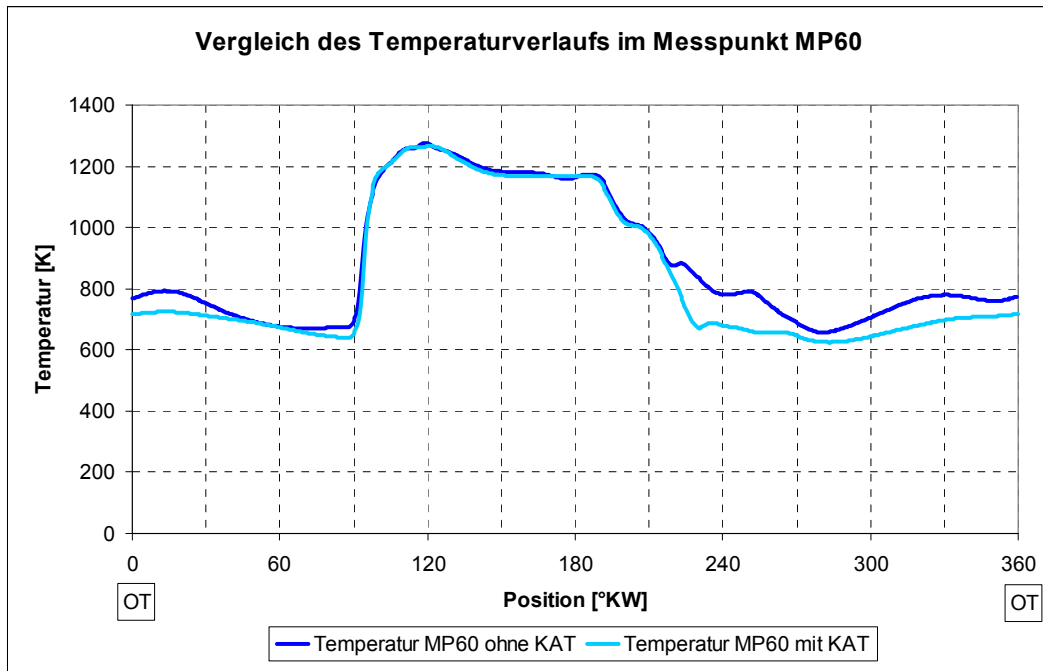


Abbildung 9-17: Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator; Temperaturverlauf MP60

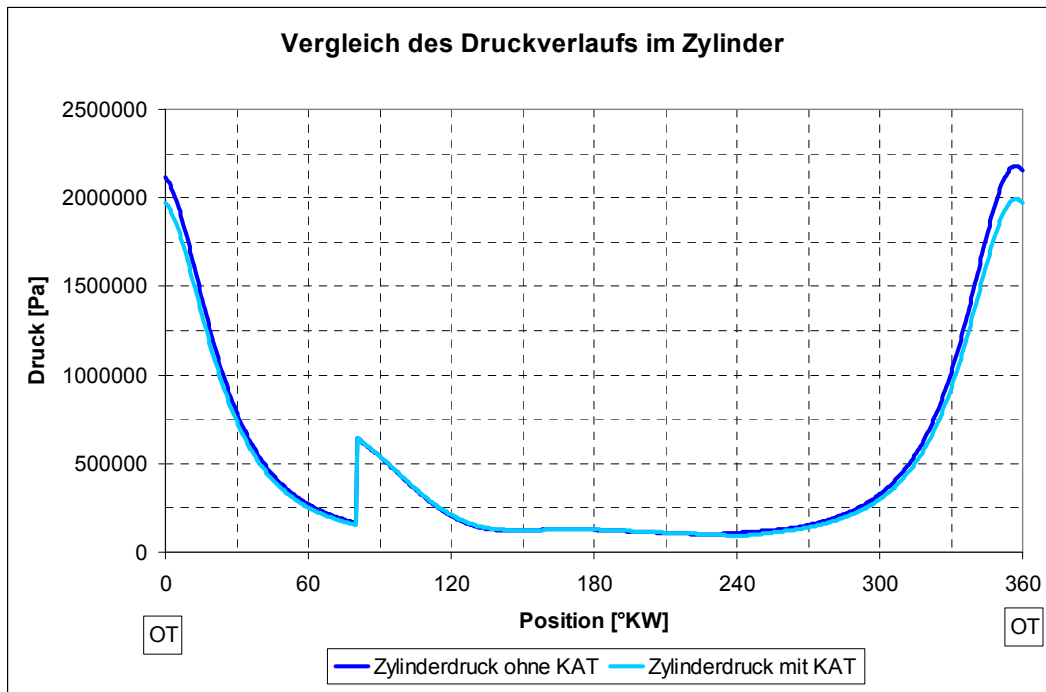
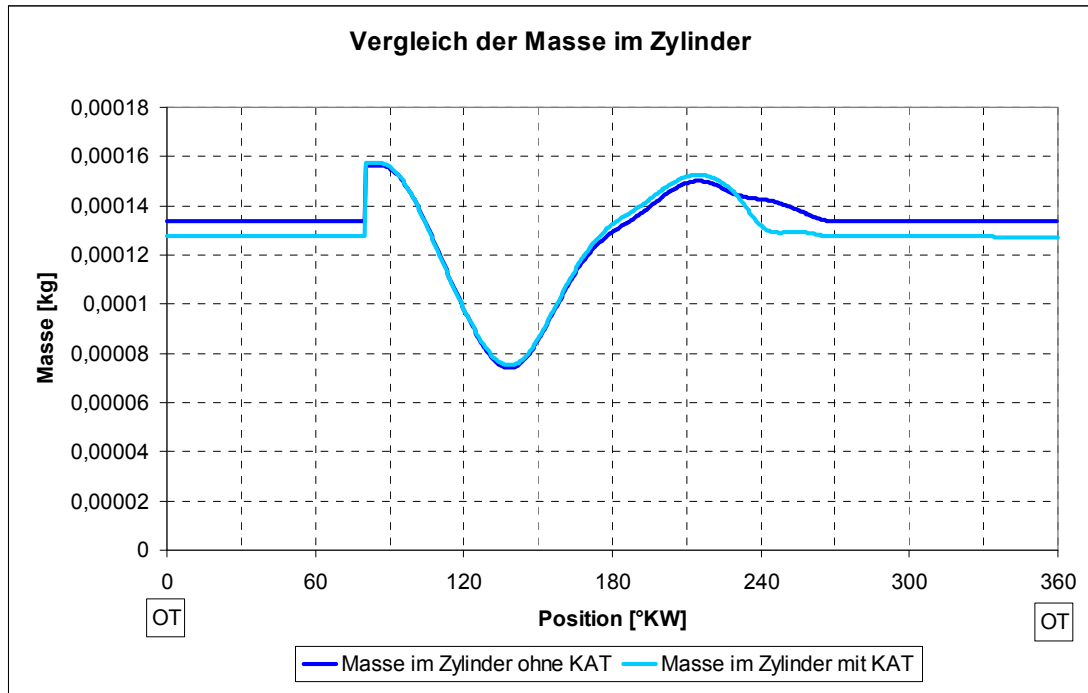


Abbildung 9-18: Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator; Zylinderdruckverlauf



**Abbildung 9-19: Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator;
Masse im Zylinder**

10 Verzeichnisse

10.1 *Abbildungsverzeichnis*

Abbildung 1-1: Schema Projektablauf	9
Abbildung 1-2: Schema des Luft- und Treibstoffpfads	10
Abbildung 1-3: BRP-Rotax 797	11
Abbildung 1-4: Bezeichnung der Kanäle	12
Abbildung 2-1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck:	14
Abbildung 2-2: Massenaufteilung im Ladungswechsel	15
Abbildung 2-3: Zweitakt Spüldiagramm nach SAE	16
Abbildung 2-4: Aufstellung der häufigsten Spülverfahren	18
Abbildung 2-5: Idealisierte Spülverfahren:	19
Abbildung 2-6: Spülkurven verschiedener Spülverfahren:	19
Abbildung 2-7: Beispiel Spülmodell	20
Abbildung 2-8: Fanggrad des Spülmodells	20
Abbildung 2-9: Richtungsoptimierung der Überströmkanäle bei Umkehrspülung	21
Abbildung 2-10: Druckverlauf in einer Auspuffanlage	22
Abbildung 2-11: Überblick der Inneren Gemischbildung	26
Abbildung 3-1: System Brennraum	28
Abbildung 3-2: Benutzerdefiniertes Spülmodell	30
Abbildung 4-1: Boost Modell des Motors	36
Abbildung 4-2: Vergleich von Spülkurven	38
Abbildung 4-3: Effective Flow Area	38
Abbildung 4-4: Schema des Abgassystems	39
Abbildung 4-5: Abwicklung des Zylinders zur Darstellung der Kanalfenster	39
Abbildung 4-6: Luftfanggrad bei 3000 U/min	40
Abbildung 4-7: IMEP bei 3000 U/min	40
Abbildung 4-8: Luftfanggrad bei Variation der Auslasskanalhöhe	41
Abbildung 4-9: IMEP bei Variation der Auslasskanalhöhe	42
Abbildung 4-10: Luftfanggrad bei Variation der Auslasskanalhöhe	43
Abbildung 4-11: IMEP bei Variation der Auslasskanalhöhe	44
Abbildung 4-12: Variierter Teil des Auspuffs „Gerades Auspuffrohr“	45
Abbildung 4-13: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;	46
Abbildung 4-14: IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;	46
Abbildung 4-15: Variierter Teil des Auspuffs „Diffusor“	47
Abbildung 4-16: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 600 mm	48
Abbildung 4-17: IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“; Auspufflänge 600 mm	48
Abbildung 4-18: Variierter Teil des Auspuffs „Durchmesser des Verbindungsrohres“	49
Abbildung 4-19: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“;	50
Abbildung 4-20: IMEP der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“;	50
Abbildung 4-21: Vergleich Luftfanggrad der Auspuffvariationen	51
Abbildung 4-22: Vergleich IMEP der Auspuffvariationen	52
Abbildung 4-23: Aufbau des Auspuffs	54
Abbildung 5-1: Kanaldesign „Originalkanäle BRP Rotax 797“	55
Abbildung 5-2: Kanaldesign „Optimierte Kanäle“	56
Abbildung 5-3: CAD Strömungsprüfstand	58
Abbildung 5-4: Durchflusskoeffizienten Überströmkanäle; Rückströmung	59
Abbildung 5-5: Durchflusskoeffizienten Überströmkanäle; Normalströmung	59
Abbildung 5-6: Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle; Überströmkanäle	60

Abbildung 5-7: Vergleich der Durchflusskoeffizienten.....	61
Abbildung 5-8: 3D Motormodell	61
Abbildung 5-9: Initialisierung des Motormodells.....	62
Abbildung 5-10: Initialisierung des Motormodells mit Skalar;	63
Abbildung 5-11: Spülgrad des Spülmodells der optimierten Kanäle.....	63
Abbildung 5-12: Fanggrad des Spülmodells der optimierten Kanäle	64
Abbildung 5-13: Vergleich der 1D und 3D Simulation; Druckverlauf mp60.....	65
Abbildung 5-14: Vergleich der 1D und 3D Simulation; Temperaturverlauf mp60.....	65
Abbildung 5-15: Temperaturverteilung im Auspuff bei Kolbenposition 100°KW n. OT.....	66
Abbildung 6-1: Luftfanggrad über die Drehzahl.....	67
Abbildung 6-2: Indizierter Mitteldruck über die Drehzahl	68
Abbildung 6-3: Luftfanggrad über die Drehzahl; Motormodell mit Katalysator.....	69
Abbildung 6-4: Indizierter Mitteldruck über die Drehzahl; Motormodell mit Katalysator	70
Abbildung 6-5: Position des Katalysators im Boost Modell.....	70
Abbildung 6-6: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Druckverlauf MP9.....	71
Abbildung 6-7: Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator; Masse im Zylinder	71
Abbildung 6-8: Reibmitteldruck	72
Abbildung 6-9: Leistung und Drehzahl über die Drehzahl	72
Abbildung 6-10: Auspuff des eindimensionalen Motormodells.....	73
Abbildung 6-11: Luftfanggrad der Auspuffvarianten	75
Abbildung 6-12: Indizierter Mitteldruck der Auspuffvarianten.....	75
Abbildung 7-1: Luftfanggrad über die Drehzahl bei Direkteinspritzung.....	76
Abbildung 7-2: Leistung und Drehmoment über die Drehzahl bei Direkteinspritzung.....	77
Abbildung 7-3: Szenarien zum Strahlzerfall:.....	78
Abbildung 7-4: Primäre Strahlzerfallsmodelle	79
Abbildung 7-5: Primärzerfallsbereiche einer Lochdüse.....	80
Abbildung 7-6: Unterscheidung der verschiedenen Strahlzerfallsbereiche	80
Abbildung 7-7: Spraybild.....	82
Abbildung 7-8: Sprayabgleich 100 bar, Frontalansicht	83
Abbildung 7-9: Sprayabgleich 100 bar, Seitenansicht	84
Abbildung 7-10: Sprayabgleich 60 bar	85
Abbildung 7-11: Injektor Positionierung	87
Abbildung 7-12: Model Steuerzeitendiagramm	88
Abbildung 7-13: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT;	90
Abbildung 7-14: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT;	91
Abbildung 7-15: Mode 1 Treibstoffverteilung im Motormodell	92
Abbildung 7-16: Mode 2 Steuerzeitendiagramm	93
Abbildung 7-17: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT;	94
Abbildung 7-18: Mode 2 Treibstoffverteilung im Motormodell	95
Abbildung 7-19: Mode 4 Steuerzeitendiagramm	96
Abbildung 7-20: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT;	97
Abbildung 7-21: Mode 4 Treibstoffverteilung im Motormodell	98
Abbildung 7-22: Motormodell mit Katalysator	99
Abbildung 7-23: Vergleich 3D Simulation mit und ohne Katalysator; Druckverlauf mp60.....	99
Abbildung 7-24: Vergleich des Druckverlaufs in MP60; 1D Motormodell mit/ohne Kat.	100
Abbildung 7-25: Vergleich des Druckverlaufs in MP60, 1D/3D mit Katalysator.....	100
Abbildung 7-26: $1/\lambda$ -Verteilung bei einer Kolbenposition von 22,5° KW n. OT;	101
Abbildung 7-27: Treibstoffverteilung im Motormodell.....	102
Abbildung 9-1: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;	105
Abbildung 9-2: IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;.....	105
Abbildung 9-3: Luftfanggrad der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;	106

Abbildung 9-4:	IMEP der Auspuffvariation „Gerades Auspuffrohr“;	106
Abbildung 9-5:	Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“;	107
Abbildung 9-6:	IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“;	107
Abbildung 9-7:	Luftfanggrad der Auspuffvariation „Diffusor“;	108
Abbildung 9-8:	IMEP der Auspuffvariation „Diffusor“;	108
Abbildung 9-9:	Luftfanggrad der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“;	109
Abbildung 9-10:	IMEP der Auspuffvariation „Durchmesser des Verbindungsrohres“;	109
Abbildung 9-11:	Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle;	110
Abbildung 9-12:	Durchflusskoeffizienten der optimierten Kanäle;	110
Abbildung 9-13:	Vergleich der 1D und 3D Simulation;	111
Abbildung 9-14:	Vergleich der 1D und 3D Simulation;	111
Abbildung 9-15:	Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator;	112
Abbildung 9-16:	Vergleich Motormodell mit und ohne Katalysator;	112
Abbildung 9-17:	Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator;	113
Abbildung 9-18:	Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator;	113
Abbildung 9-19:	Vergleich der 3D Simulation mit und ohne Katalysator;	114

10.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1:	Motordaten des Basismotors BRP-Rotax 797	11
Tabelle 1-2:	Steuerzeiten BRP Rotax 797	11
Tabelle 1-3:	Exhaust Emission Standards for Snowmobiles	13
Tabelle 2-1:	Vergleich der Ladungswechselkennzahlen nach DIN und SAE Definition	17
Tabelle 2-2:	Lambda 1 Konzept, Ermittlung des Luftfanggrades	24
Tabelle 4-1:	Effective Flow Area	38
Tabelle 4-2:	Ergebnisse der Simulation für die Kanalhöhen in13 / ex36	45
Tabelle 4-3:	Variationsparameter „Diffusor“	47
Tabelle 4-4:	Variationsparameter „Durchmesser des Verbindungsrohres“	49
Tabelle 4-5:	Vergleich der Auspuffgeometrie Variationen	51
Tabelle 4-6:	Ermittelte Steuerzeiten	53
Tabelle 4-7:	Kanaldesign	54
Tabelle 4-8:	Abgassystem	54
Tabelle 5-1:	Kanalgeometrie; BRP Rotax 797 Kanäle (links), Optimierte Kanäle (rechts)	56
Tabelle 5-2:	Randbedingungen des CFD Strömungsversuchs	58
Tabelle 6-1:	Daten Katalysator	69
Tabelle 6-2:	Reibmitteldruck	72
Tabelle 6-3:	Auspuff Optimierung; Indizierter Mitteldruck und Luftfanggrad	73
Tabelle 6-4:	Auspuff Optimierung; Geometriedaten	73
Tabelle 6-5:	Auspuffvarianten; Multiplikationsfaktoren	74
Tabelle 6-6:	Auspuffvarianten; Geometriedaten	74
Tabelle 7-1:	Typische Einspritzbedingungen bei Verbrennungsmotoren	78
Tabelle 7-2:	Injektor Daten	82
Tabelle 7-3:	EPA Zyklus; Berechnungsschema	86
Tabelle 7-4:	Mode 1 Einspritzsimulation; Variation des Einspritzbeginn und Injektorpos.	88
Tabelle 7-5:	Mode 2 Einspritzsimulation, Variation Einspritzbeginn und Injektorpos.	93
Tabelle 7-6:	Mode 4 Einspritzsimulation; Variation Einspritzbeginn und Injektorpos.	96

11 Literaturverzeichnis

- [1] Almbauer R., Sturm P.: Skriptum Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik; TU Graz
- [2] AVL BOOST: User Guide; 2008
- [3] Blair G.: Design and Simulation of Two-Stroke Engines; 1996, S 623, SAE R-161;
- [4] BRP-Powertrain GmbH & Co KG, www.rotax.com
- [5] Abart M., Ebner A., Eichlseder H., Kirchberger R., Luz R., Schmidt S., Winkler F.: Study of possible range extender concepts with respect to future emission limits, SAE SETEC Paper 10SETEC-0132
- [6] Eichlseder H.: Skriptum Kolbenmaschinen; TU Graz
- [7] Environmental Protection Agency: Emission Standards 40 CFR Part 1051 ;<http://www.epa.gov/oms/recveh.htm>
- [8] FLUENT: User Guide; 2006
- [9] Joos F.: Technische Verbrennung; 2006, S 907; Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN-10 3-54034333-4
- [10] Kirchberger R.: Abgasoptimierung durch Einsatz von luftunterstützender Direkteinspritzung beim Zweitaktmotor; Dissertation; TU Graz 2003
- [11] Laimböck F.: Skriptum Zweiradtechnik und Kleinmotoren; TU Graz
- [12] Magneti Marelli; Injektor Datenblatt
- [13] Pischinger R., Klell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; 3. überarbeitete Auflage 2009, S 475; Springer Verlag Wien; ISBN 978-3211-99276-0
- [14] Schmidt S.: Auslegung, thermodynamisch Analyse und Entwicklung von Zweitakt-Bennverfahren mit Hochdruck-Direkteinspritzung; Dissertation; TU Graz 2005
- [15] Steiner H.: Skriptum Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung; TU Graz
- [16] Winkler F.: Untersuchung zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren; Dissertation; TU Graz 2009