

Projektträgerschaft
Programm Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung
(BWPLUS)

Weiterentwicklung einer Niederdruck-Einspritzanlage für einen Zweitakt-Kleinmotor

von
B. Bäuerle, U. Riegler, N. Lobov*, M. Bargende

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen
und Fahrzeugmotoren Stuttgart
FKFS

*Institut für Kraftfahrzeuge und Verbrennungsmotoren
Staatliche Universität Perm

Die Arbeiten der Projektträgerschaft Programm Lebensgrundlage
Umwelt und ihre Sicherung (BWPLUS) werden mit
Mitteln des Landes Baden-Württemberg gefördert

Förderkennzeichen: PEF 3 96 004

91 Seiten
73 Abbildungen
5 Tabellen
21 Literaturstellen

April 2000

Weiterentwicklung einer Niederdruck-Einspritzanlage für einen Zweitakt-Kleinmotor

B. Bäuerle, U. Riegler, N. Lobov^{*}, M. Bargende

Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart – FKFS

^{*}Institut für Kraftfahrzeuge und Verbrennungsmotoren, Staatliche Universität, Perm

Kurzfassung

Zunächst wurde für den Forschungsmotor AS 165a mit Hilfe dreidimensionaler Strömungs- und Verbrennungssimulation sowohl die Zylinderinnenströmung als auch die Verbrennung mit einfacher Chemie simuliert. Auf der Basis dieser Simulationen, die sämtlich mit Hilfe der „Virtual Reality“-Technik am Rechenzentrum der Universität Stuttgart visualisiert und ausgewertet wurden, wurden zwei modifizierte Zylinder erarbeitet und vom Industriepartner AS-Motor zur Verfügung gestellt. Diese und der Serienzylinder wurden hoch- und niederdruckindiziert und in weiten Kennfeldbereichen bzgl. Leistung, Drehmoment, Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen vermessen. Darüberhinaus wurden zwei modifizierte Auspuffanlagen erstellt und ihr Potential bzgl. Leistungssteigerung sowie Kraftstoffverbrauchssenkung ermittelt. Alle Messungen zeigten, daß der Serienmotor einen guten Entwicklungsstand aufweist, der jedoch Potential für weitere Verbesserungen besitzt. Letzteres konnte durch weitere, ein-dimensionale Simulationen des Motors im Serienzustand unterstrichen werden.

Brief Summary

First, for the research engine AS 165a, a three-dimensional flow and combustion simulation, using simple chemistry, had been performed. Based on these simulations, which had been completely visualized and evaluated by the aid of the „virtual reality“ technique at the computation centre of Stuttgart University, two modified cylinders had been worked out and had been put at our disposal by the industry partner AS-Motor. These two cylinders and the original cylinder had been indicated for high as well as low pressure and had been measured in big areas of the engine map regarding power output, torque, fuel consumption and exhaust gas emissions. Furthermore, two modified silencers had been produced, and their potential regarding increase in power output as well as decrease in fuel consumption had been investigated. All measurements showed that the original engine exhibits a good level of development. However, the engine still possesses potential for improvements. The latter could be underlined by one-dimensional simulations of the engine in original condition.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	III
1. Einleitung	1
2. Zusammenfassung der Ergebnisse	2
3. Komponenten der Einspritzanlage	4
3.1 Doppelmembranpumpe	4
3.2 Einspritzventil	6
4. Versuchsmotor	8
4.1 Serienmotor	8
4.2 Zylindervarianten	9
4.2.1 Serienzylinder	10
4.2.2 Modifizierter Zylinder	11
5. Versuchsaufbau	13
5.1 Druckindizierung	14
5.1.1 Hochdruckindizierung	15
5.1.2 Niederdruckindizierung	16
5.1.3 Verbrennungsmotoren-Indiziersystem	19
6. Abgasmessung	20
6.1 Emissionsbestandteile	20
6.2 Abgasmessung	21
7. Dreidimensionale Simulation der Strömung und Verbrennung	24
7.1 Das Rechengitter	24
7.2 Dreidimensionale Strömungssimulation	25
7.3 Dreidimensionale Verbrennungssimulation	27
8. Meßergebnisse	30
8.1 Brennraumdruckindizierung	31

Inhaltsverzeichnis

8.2 Auslaßdruckindizierung.....	36
8.3 Abgasmessungen.....	40
8.3.1 Kohlenwasserstoff-Emissionen	41
8.3.2 Sauerstoff im Abgas	44
8.3.3 Kohlenmonoxid-Emissionen	45
8.3.4 Kohlendioxid-Emissionen	46
8.3.5 Stickstoffmonoxid-Emissionen	47
8.4 Auspuffvarianten.....	49
9. Eindimensionale Simulation des Versuchsmotors	52
9.1 Modellierung und Kalibrierung des Serienmotors.....	52
9.2 Variationen an den Ladungswechselquerschnitten	57
9.3 Lage der Nenndrehzahl	61
10. Nutzbringende Aspekte für den Industriepartner	64
11. Literaturverzeichnis.....	65
12. Anhang	68
12.1 Anhang 1	68
12.2 Anhang 2	73
12.3 Anhang 3	77
12.4 Anhang 4	82

Danksagung

Das Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) dankt dem Land Baden-Württemberg für die Erteilung der Forschungsaufgabe, die im Rahmen des Projektes Europäisches Forschungszentrum zur Luftreinhaltung (PEF) bearbeitet wurde.

Unser besonderer Dank gilt der Firma AS-Motor GmbH + Co. KG, Oberrot für die großzügige Unterstützung des Projekts mit zwei modifizierten Zylindern, mehreren Auspuffanlagen sowie diversen Klein- und Verschleißteilen. Darüber hinaus bedanken wir uns für die stete Diskussionsbereitschaft und Überlassung von Zeichnungen, die dem Projekt stets förderlich waren.

Weiterer Dank gebührt den Herren Dipl.-Ing. Frank Böhm und Dipl.-Ing. Martin Gottschalk für ihre engagierten Arbeiten im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten. Herrn Dipl.-Ing. Martin Gottschalk gilt darüberhinaus besonderer Dank für seinen ausdauernden Einsatz als wissenschaftliche Hilfskraft bei der Vermessung der Auspuffvarianten.

1 Einleitung

Zweitakt-Kleinmotoren werden auch heute noch im Bereich der Rasenmäher, Freischneider, Motorsägen, Heckenscheren, Häcksler, Notstrom-Aggregate, Bootsmotoren und Motorräder eingesetzt. Der Viertaktmotor mit seinen geringeren Emissionswerten beginnt hier allerdings den Zweitakter gerade auch in diesen Segmenten immer mehr zu verdrängen. Die Vorteile des Zweitaktmotors überwiegen jedoch bei manchen Anwendungen. Neben geringen Herstellungskosten sind Vorteile wie geringe Abmessungen, geringes Gewicht, hohe Leistungsdichte und eine weitgehende Lageunabhängigkeit im Betrieb, beispielsweise bei Motorsägen, von großer Bedeutung.

Der Anteil der Zweitaktmotoren an den Gesamtemissionen ist zwar gering, bei genauerer Betrachtung jedoch nicht zu vernachlässigen, da der Bediener den Schadstoffemissionen bei den genannten Anwendungen meist unmittelbar ausgesetzt ist.

Im Rahmen der Vorschriften des California-Air-Resources-Board (CARB) für 1999, bzw. durch die ab dem Jahr 2000 geltende 3. Stufe der EG-Richtlinie "Schadstoffemissionen Mopeds" werden neue Emissionsgrenzwerte gefordert. Dabei muß für nicht handgeführte Geräte/Motoren eine Reduzierung der Summenwerte aus Kohlenwasserstoff- und Stickoxid-Emissionen ($\text{HC} + \text{NO}_x$) unter 3,2 g/kWh und der Kohlenmonoxidemissionen (CO) unter 134 g/kWh bis 1999 erreicht werden [BERNER&MAHR(1997); BERNER, MAHR, RIEGLER (1997)].

Um die geforderten Grenzwerte einhalten zu können, und somit den Einsatz von Zweitakt-Motoren in den oben genannten Bereichen weiterhin zu gewährleisten, besteht direkter Handlungsbedarf. Mögliche Maßnahmen lassen sich entweder innermotorisch oder außermotorisch ergreifen. Zu den außermotorischen Maßnahmen zählt die Abgasnachbehandlung per Katalysator, deren Potential in der vorangegangenen Untersuchung [BERNER&MAHR(1997)] bereits aufgezeigt wurde.

Die wichtigsten innermotorischen Maßnahmen betreffen eine verbesserte Gemischbildung und Verbrennung, sowie eine optimierte Schmierung in Richtung betriebspunktoptimale Minimalschmierung. Mit der Applikation einer Einspritzung, Hochdruck oder Niederdruck, muß immer die Analyse der Zylinderinnenströmung einhergehen. Letzteres betrifft insbesondere die Lage und Geometrie von Überströmkanal- und Auslaßkanal-Steuerkanten sowie die Brennraumgeometrie und die Zündkerzenlage.

2 Zusammenfassung der Ergebnisse

Bei der Applikation einer Direkteinspritzung ist die Kenntnis der Zylinderinnenströmung von zentraler Bedeutung für die Gemischbildung. Deshalb wurden dreidimensionale Strömungsberechnungen mit Verbrennung (einfache Chemie) durchgeführt. Auf der Basis dieser Strömungsberechnungen wurde mit dem Industriepartner eine modifizierte Auslaßgeometrie und eine zweite, stromaufwärts verlegte Zündkerzenposition erarbeitet und realisiert. Mit den Varianten Serie (ZYL1), modifizierter Zylinder mit Serienkerzenposition (ZYL2S) und modifizierter Zylinder mit modifizierter Kerzenposition (ZYL2O) wurden sowohl Indizier- als auch Abgasmessungen durchgeführt.

Die Indiziermessungen zeigten, daß ZYL2S im unteren Drehzahlbereich zwar nahezu dieselben Brennraumdruckverläufe besitzt wie ZYL1 (Abbn. 8.3 und 8.4), im oberen Drehzahlbereich jedoch deutlich geringere Spitzendrücke und wesentlich flachere Druckverläufe aufweist (Abbn. 8.5 und 8.6). Dies wird durch späte Verbrennung verursacht, die im aktuellen Fall zum Großteil durch den fixen Zündzeitpunkt verursacht wird. Dieser wurde offensichtlich für eine Drehzahl von ca. 3.600 min^{-1} optimiert. ZYL2O zeigt im ganzen Drehzahlbereich das niedrigste Brennraumdruckniveau, was zusätzlich zum fixen Zündzeitpunkt durch eine schlechte Gemischentflammung verursacht wird, da der Kerzenbereich von der Zylinderinnenströmung nur schlecht erfaßt wird.

Die entdrosselnde Wirkung der Auslaßmodifikationen spiegelt sich sowohl in den HC-Emissionen (Abb. 8.11) als auch in den Sauerstoffkonzentrationsverläufen im Abgas (Abb. 8.14) wieder. Die gemessenen NO-Verläufe (Abb. 8.17) geben aufgrund ihrer strengen Temperaturkopplung Hinweise auf Niveau und Dauer hoher Brennraumtemperaturen und unterstreichen die Ergebnisse aus der Druckindizierung. Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Entdrosselung zwar zu höherem Durchsatz und damit zu besserer Zylinderspülung führt, andererseits aber dadurch die Spülverluste steigen. Dies ist im Sinne steigender HC-Emissionen unerwünscht. Desweiteren zeigt sich, daß die modifizierte Zündkerzenposition nur schlecht von der Zylinderinnenströmung erfaßt wird. Dies liegt einerseits an ihrer Position im Brennraum, andererseits treten im Bereich der Steuerkanten der Überströmkanäle unzulässig große Fertigungstoleranzen auf, die je nach Zylinder zu stark asymmetrischer Zylinderinnenströmung führen.

Durch den prinzipbedingt offenen Gaswechsel schlitzgesteuerter Zweitakt-Motoren entsteht bei dem Versuch, HC-Emissionen zu reduzieren, ein klassischer Zielkonflikt zwischen niedrigen Emissionen einerseits und akzeptabler Leistung andererseits. Da die zu reduzierenden

Kohlenwasserstoffemissionen fast ausschließlich aus der Kurzschlußströmung während des Gaswechsels stammen, ließen sich diese grundsätzlich durch einen höheren Strömungswiderstand im Auslaß oder Auspuff reduzieren. Ein höherer Widerstand im Abgastrakt hätte allerdings eine höhere sog. interne Abgasrückführung zur Folge, d.h. es verbliebe mehr Restgas aus dem vorangegangenen Zyklus im Zylinder. Dies bedeutet dann aber, daß die Füllung schlechter würde und damit auch weniger Leistung zur Verfügung stünde. Eine Optimierung von HC-Emissionen wird deshalb bei einem Motor, der wie der Versuchsmotor über viele Jahre weiterentwickelt wurde, stets zur Gratwanderung zwischen akzeptabler Leistung und HC-Emissionen. Die u.U. stark asymmetrische Zylinderinnenströmung erschwert den Einsatz einer Direkteinspritzung zusätzlich, da die Kraftstoffstrahlaufbereitung bei der Gemischbildung mit einer hohen Reproduzierbarkeit der Zylinderinnenströmung (im gesamten Drehzahlbereich) steht und fällt. Primär aus diesem Grund und aufgrund der Tatsache, daß kein funktionsfähiges Einspritzventil zur Verfügung stand, wurden weitere diesbezügliche Versuche nach der grundlegenden Weiterentwicklung der Kraftstoffförder/Einspritzpumpe abgebrochen (siehe Kap.3).

Abschließend erfolgte die rechnerische Untersuchung des Optimierungspotentials des Seriennotors bzgl. Leistung, Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch. Die Simulationen wurden mit Hilfe des eindimensionalen Strömungsberechnungsprogramms GT-Power durchgeführt. Das Rechenmodell wurde mit Hilfe der Messungen kalibriert. Die Optimierung des Motors erfolgte über eine Verbesserung des Gaswechsels. Dazu wurden in einer Vielzahl von Rechnungen Öffnungswinkel und Form (Höhe/Breite) von Kanalquerschnitten variiert. Als wichtigster Parameter insgesamt ist der Öffnungswinkel des Auslasses anzusehen. Die Serienversion liegt immer im oberen Viertel des jeweiligen Streubandes (Abbn. 9.6 bis 9.8) und dokumentiert den sehr guten Entwicklungsstand des Motors. Unter Beibehaltung des Vergasers und Zündwinkels könnten Leistung und Drehmoment um ca. 5% gesteigert und der Kraftstoffverbrauch um ca. 3% gesenkt werden. Dies würde mit einer optimalen Abstimmung der Kanalöffnungswinkel erreicht und müßte auf alle Fälle experimentell validiert werden.

Es zeigt sich, daß Simulationsergebnisse aufgrund getroffener Annahmen, die nicht der Realität entsprechen, aber von wesentlichem Einfluß auf Gemischbildung, Verbrennung und Gaswechsel sind, nur mit Vorsicht und bei Kenntnis dieser Annahmen und der Verhältnisse am realen Objekt verwendet werden sollten. Die für den Industriepartner nutzbringenden Aspekte, die im Rahmen dieses Projekts erarbeitet wurden, sind in Kap. 9 dieses Berichts nochmals gesondert dargelegt.

3 Komponenten der Einspritzanlage

Im Verlaufe des Projekts zeigten sich mehrere grundlegende Probleme an der ursprünglich angedachten Einspritzanlage. Diese Probleme beeinflussten die Durchführung des Projekts erheblich.

3.1 Doppelmembranpumpe

Die kombinierte Kraftstoffförder/Einspritzpumpe wurde aus dem Vorgängerprojekt [BERNER&MAHR(1997)] übernommen. Dem Arbeitsprinzip liegt die Idee der Nutzung der Druckschwankungen im Kurbelgehäuse als Pumpenantrieb zu Grunde. Dazu wird eine großflächige Membran mit den Kurbelgehäusedruckschwankungen beaufschlagt und die dabei entstehende Kraft per starrer Kopplung auf eine kleine Membran übertragen, die dann den so entstehenden hohen Druck zur Kraftstoffeinspritzung nutzt. Die Übersetzung beträgt dabei ca. 20, so daß mit Kraftstoffdrücken von 8 bis 15 bar (abhängig von Drehzahl und Last) gerechnet werden kann. Erste Versuche, die mit dem Prototypen unternommen wurden, konnten die Erwartungen jedoch in keinsten Weise erfüllen, da weder eine Kraftstoffförderung noch ein Druckaufbau stattfand. Wie sich zeigte lag dies daran, daß die beiden Membranen mit einer Hydraulikflüssigkeit gekoppelt waren. Dies entspricht weder einer starren, ungedämpften Kopplung noch wird eine Kraft übertragen; vielmehr steht an der kleinen Membran derselbe Druck an wie an der großen. Die Kopplung der Membranen wurde nun zur Realisierung geringer Trägheiten mit einem Kunststoffstift ausgeführt. Dazu mußte die innere Hubbegrenzung der kleinen Membran entfernt werden (Abbn. 3.1 und 3.2).

Im Anschluß an die Modifikationen durchgeführte Funktionstests zeigten, daß die Pumpe nun in der Lage ist, Kraftstoff anzusaugen und zu fördern. Weitere Tests bzgl. Förderleistung und Förderdruck konnten nicht mehr durchgeführt werden. Darüber hinaus machten sie aus unten dargelegten Gründen auch keinen Sinn mehr.

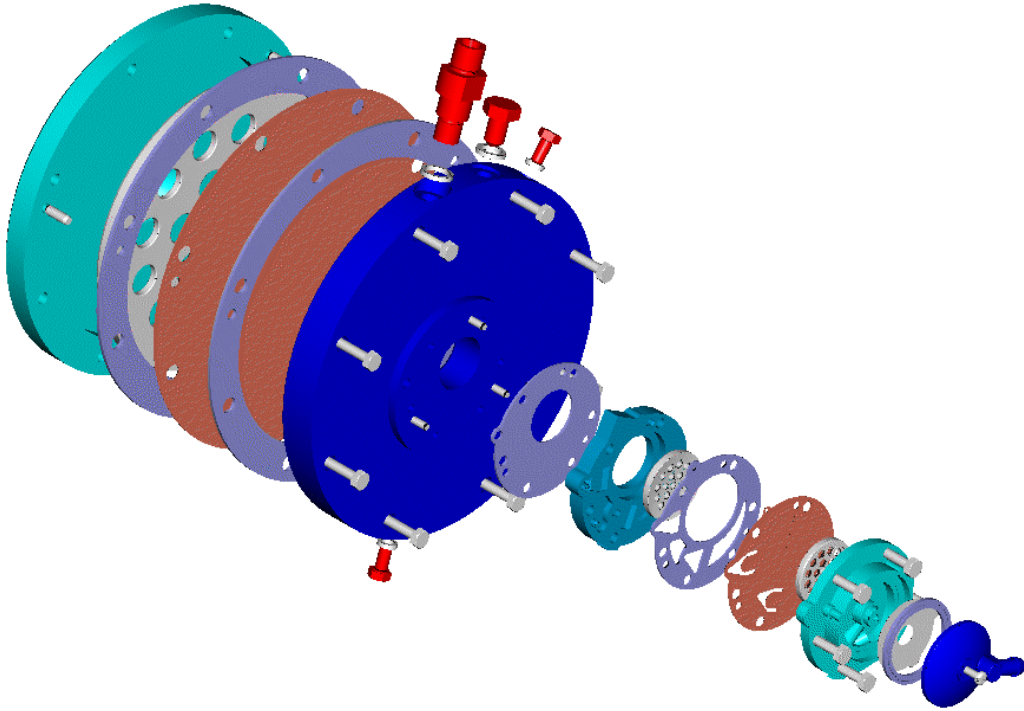


Abbildung 3.1: Explosionsdarstellung der Kraftstoffförder/Einspritzpumpe

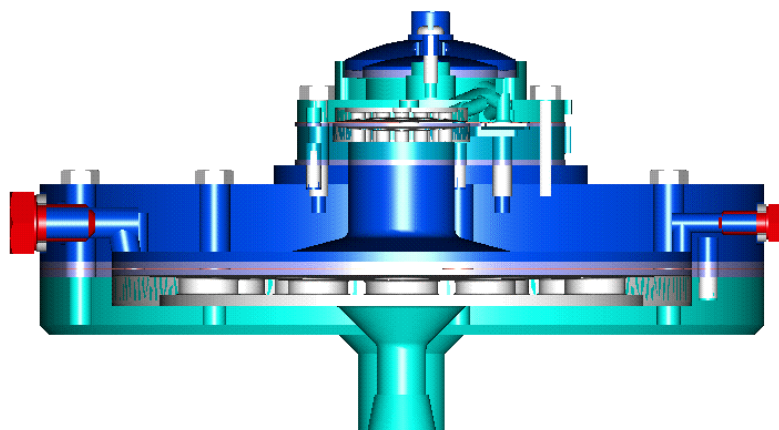


Abbildung 3.2: Schnittdarstellung der zusammengebauten Pumpe

3.2 Einspritzventil

Im Vorgängerprojekt wurde versucht, mit einem an der Zylinderwand positionierten Einspritzventil, das während der Verbrennung durch den Kolbenschaft abgedeckt bleibt, erste Pilotversuche zu fahren. Dabei handelte es sich um ein Ventil aus der Lackiertechnik vor dem ein gehärtetes Plättchen mit Zerstäubungsbohrung angebracht war. Es zeigte sich jedoch, daß dieses Ventil selbst mit einer Kühlmanschette unter den thermisch weniger harten Bedingungen an der Zylinderwand bei ca. 50° C festging und deshalb keine Messungen gefahren werden konnten. Auf Anfrage sah sich die Herstellerfirma auch nicht in der Lage, ihr Ventil an höhere Betriebstemperaturen anzupassen. Aus diesem Grund und vor dem Hintergrund eine spätestmögliche Einspritzung zur Vermeidung von Spülverlusten darzustellen, sollte das Einspritzventil in das Brennraumdach gelegt werden. Dies hat darüber hinaus den Vorteil, daß das Spray die einströmende Luft besser erfassen kann und sich so gleichmäßiger mit ihr mischt.

Ein solches Ventil konnte nur unter großen Schwierigkeiten beschafft werden, da eine Überlassung, selbst zu Forschungszwecken, unter Hinweis auf laufende Kundenprojekte zunächst scheiterte. Es gelang schließlich, ein Einspritzventil für den vorgesehenen Einbauort zu erhalten, jedoch war keine Angabe darüber zu bekommen, für welchen Hubraum und welchen Drehzahlbereich dieses Ventil konzipiert war. In Erfahrung zu bringen war, daß zur Öffnung des Ventils ein maximaler Strom von ca. 3,5 A bei einer Spannung von 120 V benötigt wird. Später erhaltene Ansteuerstrom- und -spannungsverläufe zeigten jedoch, daß in der Öffnungsphase zunächst kurzzeitig (einige μ s) sogar über 24 A (bei 105 V), dann nochmals für ca. 35 μ s zwischen 18 und 19 A (bei ca. 10 V) fließen. Der gepulste Dauerhaltestrom zum Offenhalten des Ventils liegt danach bei 4 A, die zugehörige Spannung bei 12 V. Die Daten der Hydraulikseite des Ventils beschränkten sich auf den stationären Durchfluß von 3,5 mm³/ms (ohne Angabe des zugehörigen Kraftstoffdrucks) und die Angabe, daß Laborversuche im Bereich von 30 bis 80 bar Kraftstoffdruck gefahren wurden. Nach einer Basisvermessung des elektrischen Teils des Ventils wurden diese Ergebnisse in Zusammenhang mit den Ansteuerstrom- und -spannungsverläufen dazu benutzt, ein Konzept für eine Ansteuerung zu entwickeln. Bei der anschließenden Bewertung und Diskussion des Konzepts wurde festgestellt, daß der Eigenbau der Ventilansteuerung die Kapazitäten der Elektronikwerkstatt übersteigt.

Weitere Literatur zum Thema Kraftstoffdirekteinspritzung bei Zweitakt Motoren [BARTOLINI et al. (1996), PONTOPPIDAN et al.(1997), CASARELLA et al. (1997), MORIKAWA et al. (1996)] zeigt darüber hinaus, daß mit zunehmender Drehzahl die Zeit, die für eine genügende Gemischaufbereitung zur Verfügung steht, insbesondere bei hohen Drehzahlen nicht

reicht. Dies bedeutet zum einen, daß sich zum Zeitpunkt der Verbrennung noch Kraftstofftröpfchen im Gemisch befinden, die dann sowohl für hohe Kohlenwasserstoffemissionen als auch für zusätzliche Rußemissionen verantwortlich sind, zum anderen müßte man mit dem Einspritzbeginn nun so früh gehen, daß der Auslaß noch offen ist, womit grundsätzlich wieder das Problem der Kurzschlußemissionen präsent wird. Geht man nun doch den Weg einer früheren Einspritzung, um Zeit für die Gemischbildung zu gewinnen, kann dies auch auf andere, weniger aufwendige Art und Weise dargestellt werden. Als mögliche Varianten bieten sich neben der Einspritzventilposition an der Zylinderwand eine Einspritzung in einen oder beide Überströmkanäle an, oder man bleibt bei einer Vergaserapplikation und realisiert eine sogenannte Spülvorlage [BLUME(1972)]. Hierbei wird während der Verdichtungsphase im Brennraum der im Kurbelgehäuse und den Überströmern entstehende Unterdruck dazu genutzt, über Ventile, die im oberen Bereich der Überströmer angebracht sind, Umgebungsluft einströmen zu lassen und sie so zu spülen. Aufgrund einer entstehenden Schichtung von Spülvorlage und angesaugtem Gemisch wird beim Öffnen der Überströmer zunächst reine Luft zur Spülung benutzt. Diese wird zu einem großen Teil als Kurzschluß in den Auslaß gelangen und senkt so die Kohlenwasserstoffemissionen. Darüber hinaus kann sie bei entsprechendem Temperaturniveau für eine Nachoxidation im Auslaß und Auspuff sorgen. Tritt dies tatsächlich ein, werden die Emissionen dadurch weiter gesenkt. Man erkaufte sich dies allerdings durch eine eventuell höhere thermische Belastung der Bauteile, die im Bereich der Nachoxidation liegen.

Da nun weder ein funktionstüchtiges, brauchbares Einspritzventil zur Verfügung stand, noch es unter diesen Randbedingungen überhaupt für sinnvoll erachtet wurde, Versuche mit dem ursprünglich angestrebten niedrigen Einspritzdruck zu fahren, wurden hier keine weiteren Aktivitäten mehr unternommen. Darüber hinaus ergab eine Diskussion mit der Fa. AS-Motor, die im Rahmen einer Präsentation unserer Strömungssimulationen im 3D-Visualisierungslabor (Virtual Reality) des Rechenzentrums der Universität Stuttgart stattfand (vgl. auch Kap. 7), daß die Fertigungstoleranzen der Steuerrandkanäle der Überströmkanäle bis zu 1 mm beträgt. Derart große Toleranzen verursachen eine stark asymmetrische Zylinderinnenströmung mit weiteren, überlagerten stochastischen Störungen der Zylinderinnenströmung. Dies führt dann durch die lokal fixierte Zündkerze zu schlechter Entzündung und in der Folge zu schlechter Verbrennung oder auch zu Zündaussetzern. Unter anderem dadurch wurden die gemessenen Verschlechterungen verursacht, die statt der vorhergesagten Verbesserungen, die auf der Annahme einer symmetrischen Zylinderinnenströmung basierten, auftraten.

4 Versuchsmotor

Als Versuchsmotor dient ein Zweitakt Rasermähermotor des Typs 165 a der Firma AS-Motor GmbH + Co. KG, Oberrot. Zylinder und Auslaß wurden auf der Basis von 3D-Simulationsrechnungen der Zylinderinnenströmung mit Verbrennung mit vereinfachter Chemie modifiziert. Von AS-Motor wurden zwei Prototypen des modifizierten Zylinders nach den Vorschlägen des FKFS hergestellt und dem Institut für die experimentellen Untersuchungen überlassen.

4.1 Serienmotor

Hierbei handelt es sich um einen Einzylinder-Zweitakt-Ottomotor mit Kurbelkastenspülung, dessen Ladungswechsel nach dem Umkehrspülverfahren von Schnürle abläuft. Die Gemischbildung erfolgt durch einen Drosselklappenvergaser mit Schwimmerkammer des Typs DRB 8/25S/189/0 der Firma Fritz Hintermayr GmbH Bing-Vergaser-Fabrik, Nürnberg. Im Serienzustand wird der Motor mit einem Gemisch aus Zweitaktöl und bleifreiem Normal-Benzin im Mischungsverhältnis 1:50 betrieben. Am Versuchsmotor wurde im Hinblick auf eine Kraftstoffdirekteinspritzung eine Getrennt-Schmierung appliziert [BERNER&MAHR(1997)], bei der mittels einer Dosierpumpe, die über die Kurbelwelle angetrieben wird, Schmieröl über ein Rückschlagventil drehzahl- und lastabhängig in das Ansaugrohr eingespritzt wird. Dabei wurde ebenfalls ein Mischungsverhältnis von 1:50 angestrebt [ZÖLLER(1996)]. Der Aluminiumzylinder ist als Sacklochzylinder ausgeführt, d.h. Zylinderkopf und Zylinderblock bilden eine Einheit. Der Motor besitzt je einen Einlaß- und einen Auslaßkanal, sowie zwei dazu symmetrisch angeordnete Überströmkanäle. Die wichtigsten Motordaten sind in Tabelle 4.1 aufgelistet, und beziehen sich auf den Serienzustand des Motors.

Tabelle 4.1: Motordaten AS 165a (Serienzustand)

Bezeichnung	Daten AS 165a
Bauart	Einzylinder-Zweitakt-Ottomotor
Kühlung	Luft; Eigenkühlung durch Radialgebläse
Bohrung x Hub [mm]	60 x 58

Hubraum [cm ³]	165
Verdichtung	8,5:1
Leistung	4,4 kW bei 4.000 min ⁻¹
maximales Drehmoment	10,8 Nm bei 3.600 min ⁻¹
Abregeldrehzahl	4.500 min ⁻¹
Leerlaufdrehzahl	ca. 1.700 min ⁻¹
Zündanlage	Kontaktloser Schwungradmagnetzünder mit integriertem Elektronik-Schalteil
Zündzeitpunkt	22,5° KWvOT (fest)
Zündkerze	Bosch W 7 A, Beru 14-7A, Champion L 86 C
Vergaser	Bing Drosselklappenvergaser DRP 8/25 S/189/0
Motorschmiierung	Gemisch 1:50
Drehzahlregelung	Windfahne mit Federvorspannung
Überströmkanäle öffnen	123,4° KWnOT
Überströmkanäle schließen	236,6° KWnOT
Überströmkanäle offen	113,2° KW
Auslaßkanal öffnet	105,2° KWnOT
Auslaßkanal schließt	254,8° KWnOT
Auslaßkanal offen	149,6° KW
Einlaß öffnet	290,7° KWnOT
Einlaß schließt	69,3° KWnOT
Einlaß offen	138,6° KW

Die in Tab. 4.1 aufgelisteten Steuerzeiten sind in Abb. 4.1 in Form eines sog. Steuerdiagramms graphisch dargestellt. Hier sieht man nun sehr deutlich, daß der rein schlitzgesteuerte Motor über Steuerzeiten verfügt, die zu OT bzw. UT symmetrisch liegen.

4.2 Zylindervarianten

Aufgrund der Erkenntnisse, die bei der 3D-Strömungssimulation gewonnen wurden, wurden zwei modifizierte Zylinder von AS-Motor gefertigt und zur Verfügung gestellt. Die modifizierte Zylindervariante und der Serienzylinder sollen im folgenden kurz vorgestellt werden.

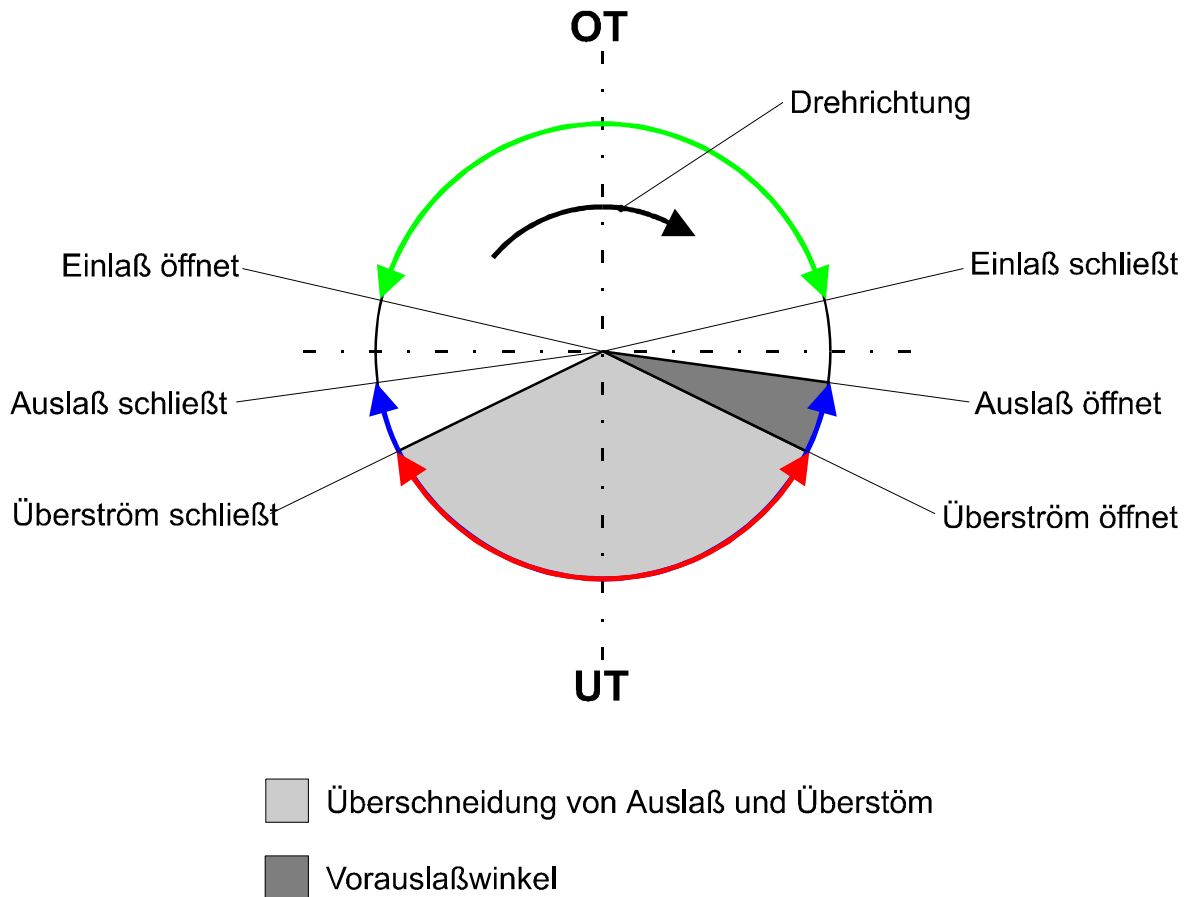


Abbildung 4.1: Steuerdiagramm des Versuchsmotors AS 165a

4.2.1 Serienzylinder

Abbildung 4.2 zeigt eine dreidimensionale Computergrafik des Serienzylinders im Halbschnitt. Damit der Überströmkanal sichtbar wird, wurde die Laufbüchse nicht dargestellt. Auf der rechten Seite erkennt man den Auslaßkanal, dessen Symmetrieachse senkrecht zur Zylinderachse liegt. Die Zündkerzenbohrung liegt zentral im Brennraumdach. Hier nicht sichtbar ist die ebenfalls im Brennraumdach liegende Brennraumdruck-Indizierbohrung. Die Lage dieser Bohrung ist Abb. 4.3 zu entnehmen. In der Darstellung links, befindet sich der Einlaßkanal, der in das Kurbelgehäuse mündet, wenn er vom Kolbenschaft freigegeben wird. Zwischen Ein- und Auslaßkanal erkennt man am Zylinderumfang einen der beiden sich gegenüberliegenden Überströmkanäle, die die Verbindung zwischen Kurbelgehäuse und Brennraum herstellen.

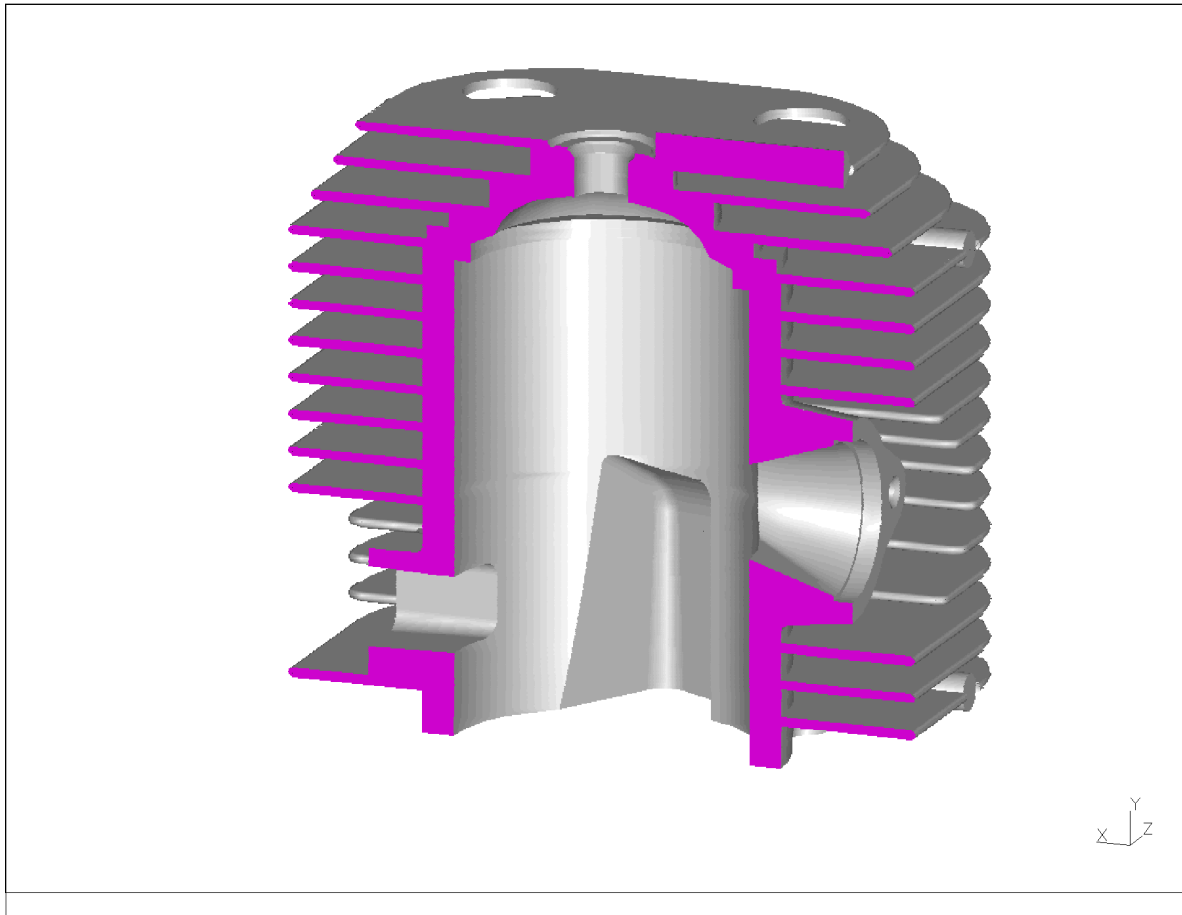


Abbildung 4.2: Halbschnitt des Serienzylinders

4.2.2 Modifizierter Zylinder

Abbildung 4.3 zeigt eine Computergraphik des Halbschnitts des modifizierten Zylinders. Die gegenüber dem Serienzylinder (Abb. 4.2) abgewandelten Bereiche, Auslaßkanal und neue Zündkerzenposition (Abb. 4.3), sind violett dargestellt. Die blau dargestellte Bohrung im Brennraumdach kennzeichnet die in beiden Zylindervarianten vorhandene Bohrung zur Brennraumdruckindizierung. Der modifizierte Zylinder besitzt zusätzlich noch die ursprüngliche Zündkerzenposition. Somit lassen sich auch Messungen mit modifizierter Auslaßgeometrie und Serienzündkerzenposition durchführen. Beim modifizierten Zylinder bleiben die Steuerzeiten und damit die Steuerranten unverändert, so daß an Zylinderlaufbüchse und Überströmkanälen keine Änderungen vorgenommen werden müssen.

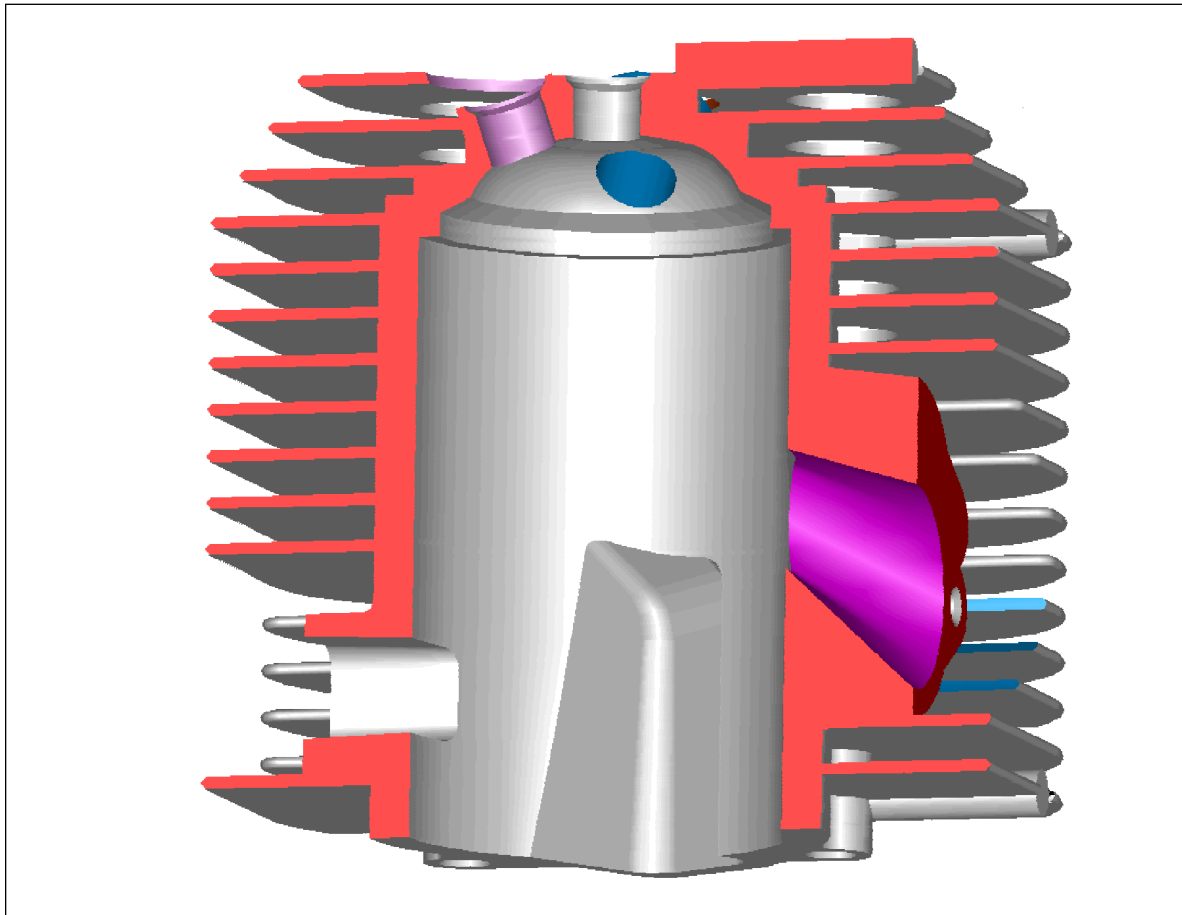


Abbildung 4.3: Halbschnitt des modifizierten Zylinders

Die bei der Analyse der Strömungsberechnung erkannten starken Verwirbelungen im Auslaßkanal in Verbindung mit der nach unten gerichteten Strömung (Abbn. 12.3, 12.7 und 12.10, Anh. 1), führten zu der Schlußfolgerung, daß ein um ca. 30° (zur Waagrechten) nach unten geneigter Auslaßkanal den Spülvorgang spürbar verbessern müßte. Lediglich der Anschlußflansch für den Auspuff rückt etwas tiefer, in Richtung des Kurbelgehäuses.

Zur Beseitigung der ebenfalls durch die Verbrennungssimulation festgestellten, ungleichförmigen Flammenausbreitung im Brennraum wurde die Zündkerze in Richtung der Einlaßseite verlegt (Abb. 4.3). Das dort gezündete Gemisch wird dann zwar immer noch durch die im Zylinder herrschende Strömung in Richtung Auslaß konvektiert, die Flammenfronten erreichen die vor ihnen liegenden Zylinderwände jedoch nahezu gleichzeitig. Somit wird ein vollständiges Durchbrennen, auch der im Serienzustand nicht erfaßten Gemischanteile, gewährleistet. Dies sollte sich in deutlich niedrigeren Kohlenwasserstoffemissionen zeigen.

5 Versuchsaufbau

Abbildung 5.1 zeigt eine Photographie des Prüfstandsbaus. Der Grundrahmen ist aufgrund der kompakten Abmessungen des Aufbaus auf dem mobilen Stahlgestell einer fahrbaren Werkbank montiert. Auf dem Gestell ist neben dem Zweitaktmotor, der über eine Gelenkwelle mit zwei Kreuzgelenken mit der Wirbelstrom-Leistungsbremse (Typ 2WB65, Vibrometer, Schweiz) verbunden ist, ein als Anlasser dienender Drehstrommotor montiert, der auch zum Schleppen des Motors mit ca. 1.000 min^{-1} eingesetzt werden kann. Zum Schutz des Anlassers vor Überdrehzahl ist in die Wellenverbindung zwischen Bremse und Anlasser ein Freilauf integriert. Serienmäßig wird der Motor über einen Seilzugmechanismus gestartet.

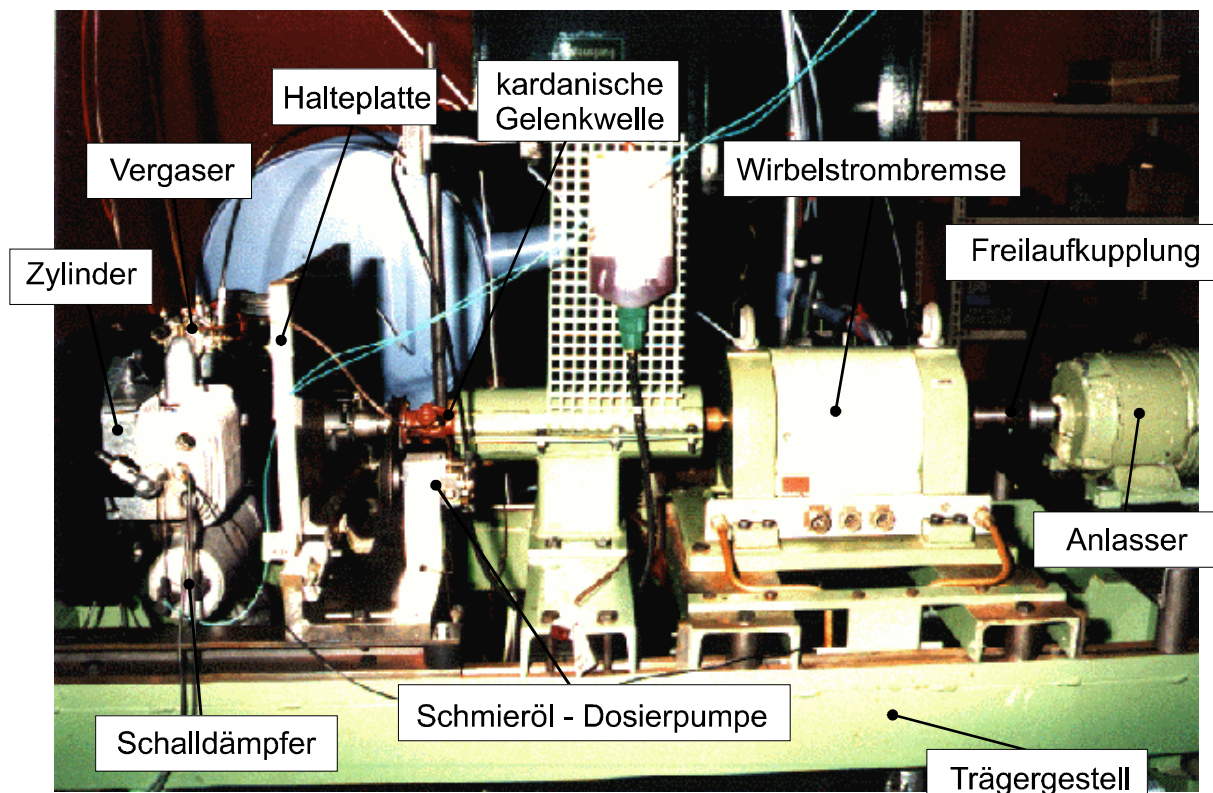


Abbildung 5.1: Prüfstands Aufbau

Der im Rasenmäherbetrieb mit vertikal stehender Kurbelwelle betriebene Versuchsmotor wird auf dem Prüfstand um 90° gekippt mit waagrecht liegender Kurbelwelle eingebaut, so daß Kurbelwelle und Bremsenwelle fluchten. Die Befestigung des Motors erfolgte an einer

Versuchsaufbau

vertikal ausgerichteten, massiven Halteplatte aus Stahl. Diese ist mittels eines Winkels über Gummielemente am Grundrahmen montiert. Um die korrekte Funktion des Vergasers in der neuen Motorposition sicherzustellen, mußte dieser ebenfalls um 90° gedreht werden, so daß der Schwimmer den korrekten Kraftstoffstand in der Schwimmerkammer einstellen konnte. Ein Servomotor, der von der Leitwarte außerhalb des Prüfstands angesteuert wird, betätigt die Drosselklappe über einen Bowdenzug. Über einen zweiten Bowdenzug, der simultan vom selben Stellmotor betätigt wird, erfolgt die motorlastabhängige Förderverstellung der Dosierpumpe, die zur Schmierölversorgung benutzt wird.

Aufgrund der vorhandenen Getrennt-Schmierung, erfolgte die Kraftstoffversorgung aus dem hauseigenen Tanklager über das Hausnetz. Zur Verwendung kam bleifreier Superkraftstoff, der in eine Kraftstoffwaage (Typ 703D(S)G, AVL, Österreich) gefördert wird. Von dort läuft der Kraftstoff mit dem natürlichen Gefälle von ca. 0,5 m, was einem statischen Druck von ca. 39 mbar entspricht, zum Vergaser. Dieser Kraftstoffvordruck liegt in dem Bereich, der vom Schwimmernadelventil des Vergasers abgesteuert werden kann. Für die Kraftstoffverbrauchsmessungen wurde mit 25 g die kleinstmögliche Masse aufgelegt und mit Hilfe einer Start-Stop-Automatik die zugehörige „Verbrauchszeit“ ermittelt. Zur Ermittlung des Luftverhältnisses wurde eine Luftpumpe mit vorgeschaltetem Dämpfungsvolumen benutzt. Die Luftpumpe ist mit einem Impulzzähler ausgestattet, der an die o.g. Start-Stop-Automatik der Verbrauchszeit-Erfassung gekoppelt ist. Pro Impuls wurde ein Ansaugluftvolumen von 10 Litern gefördert. Mit Hilfe der simultan mitgeführten Ansaugluft-Temperaturmessung läßt sich nun die zur Kraftstoffmasse gehörige Luftmasse ermitteln, womit dann das Luftverhältnis berechnet werden kann.

5.1 Druckindizierung

Unter dem Begriff Indizieren versteht man im Motorenbau die Erfassung eines Druckverlaufs als Funktion des Kurbelwinkels. Man unterscheidet die Hochdruckindizierung, die Brennraumdrücke erfaßt und die Niederdruckindizierung, die z.B. Ansaug-, Abgas- und Kurbelgehäusedrücke erfaßt. Der Brennraumdruck dient einerseits der thermodynamischen Beurteilung des Motor und wird andererseits auch zur Kalibrierung und Überprüfung von Simulationsmodellen der Verbrennung benutzt. Mit Hilfe der Niederdruckindizierung gewinnt man sehr wertvolle Informationen über die Randbedingungen des Verbrennungsprozesses. Sie werden sowohl bei der klassischen Beurteilung der Brennraumdruckverläufe eingesetzt, als auch als Randbedingungen und/oder zur Überprüfung von Simulationsmodellen verwendet. In dieser Arbeit kommen beide Einsatzzwecke zur Anwendung.

5.1.1 Hochdruckindizierung

Für den Brennraumdruckaufnehmer wurde am Zylinder, neben der Zündkerzenbohrung, eine weitere Bohrung mit Helicoil -Einsatz angebracht. Als Aufnehmer wurde ein wassergekühlter Quarzkristall-Drucksensor Typ 7061A der Firma Kistler AG, Schweiz verwendet. Er besitzt einen Meßbereich von 0 ... 250 bar, ist überlastsicher bis 300 bar, besitzt eine Empfindlichkeit von ca. -80 pC/bar (bei Druckzunahme Abgabe negativer Ladung) und kann im Temperaturbereich von -50 bis 350 °C auch ohne Kühlung betrieben werden. Da der Druckaufnehmer jedoch den heißen Verbrennungsgasen ausgesetzt ist und Thermoschockeinflüsse so gering wie möglich gehalten werden sollten, wurde ein Kühlaggregat eingesetzt. Dieses fördert das Kühlmittel und hält dessen Temperatur auf vorgewählte 50° C konstant. Um Ablagerungen im Kühlkreislauf zu vermeiden, wird deionisiertes oder destilliertes Wasser mit Glykollzusatz als Kühlmittel eingesetzt.

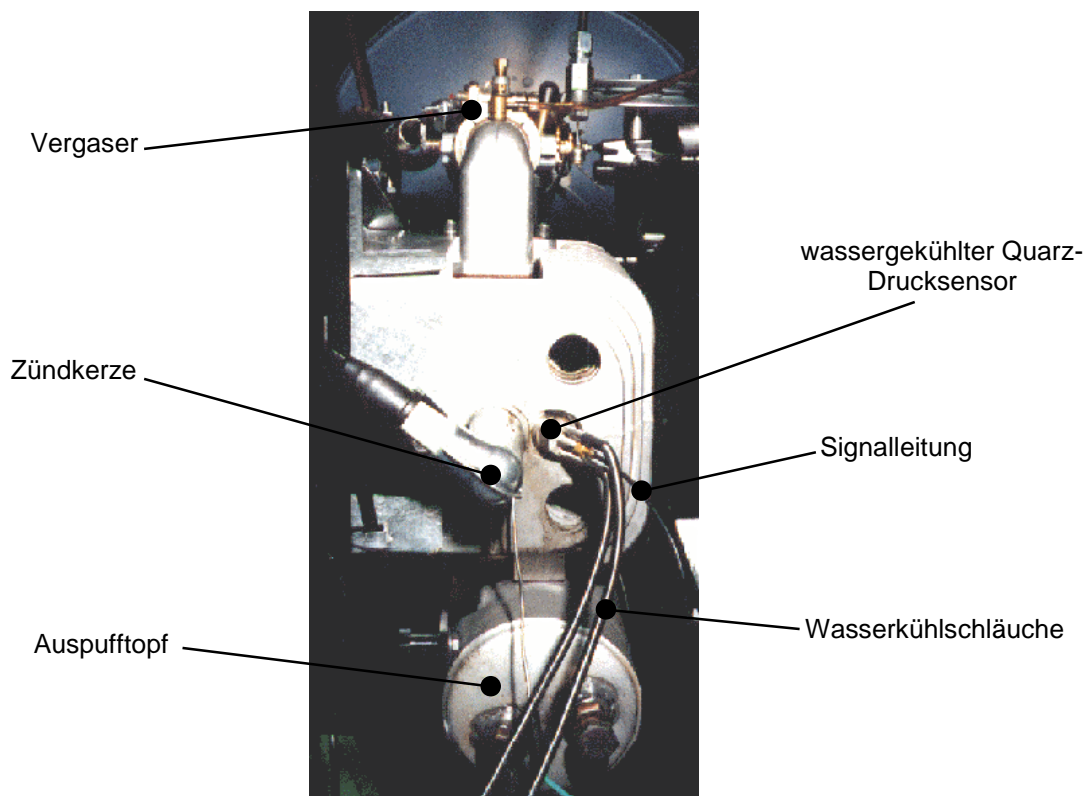


Abbildung 5.2: Eingebauter Brennraumdruckaufnehmer

Versuchsaufbau

Die vom Druckaufnehmer abgegebene elektrische Ladung wird von einem Ladungsverstärker (netzgespeister Gleichspannungsverstärker höchster Eingangsimpedanz mit kapazitiver Gegenkopplung; Typ 5001, Fa. Kistler AG, Schweiz) in eine proportionale Spannung umgewandelt, die dann an seinem niederohmigen Ausgang anliegt.

Vor der Meßkampagne wurde die gesamte Meßkette, Aufnehmer, Kabel und Verstärker, im Bereich bis 30 bar kalibriert. Dazu wird der Aufnehmer mit Hydrauliköl zunächst statisch belastet und dann durch Umschalten eines Entlastungsventils gegen Umgebungsdruck praktisch schlagartig entlastet. Dies entspricht einem Drucksprung und dient der Simulation dynamischer Be- und Entlastung wie sie im Motorbetrieb auftritt. Treten hierbei Abweichungen von der Sollanzeige auf, muß die Einstellung am Verstärker entsprechend korrigiert werden.

5.1.2 Niederdruckindizierung

Zur Niederdruckindizierung fanden piezoresistive Druckaufnehmer (Typ 4045A5, Fa. Kistler AG, Schweiz) Verwendung. Damit können statische und dynamische Absolutdrücke gemessen werden. Die Aufnehmer besitzen eine Silizium-Meßzelle mit eindiffundierten, druckabhängigen Widerständen, die zu einer sog. Wheatstone-Brücke zusammengeschaltet sind. Diese wird entweder, wie in der aktuellen Anwendung, mit einer Konstantstrom- oder einer Konstantspannungsquelle gespeist. Durch Druckeinwirkung verstimmt sich die Meßbrücke, wodurch ein druckproportionales Ausgangssignal entsteht. Dieses wird durch einen Meßverstärker (Typ 4603A Fa. Kistler AG, Schweiz) verstärkt und am Verstärkerausgang zur Verfügung gestellt. Allerdings ist die Temperaturbeständigkeit piezoresistiver Druckaufnehmer im Vergleich zu piezoelektrischen Aufnehmern mit $\leq 150^\circ\text{C}$ vergleichsweise gering. Bei thermisch belasteten Meßstellen müssen daher Kühladapter und/oder Abschirmungen, die nur während der wenige Sekunden dauernden Messung einen direkten Kontakt zum heißen Meßmedium zulassen, eingesetzt werden.

Aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus im Kurbelgehäuse des Motors konnte bei der Applikation des Druckaufnehmers an dieser Meßstelle auf zusätzliche Kühlmaßnahmen verzichtet werden. Er wurde lediglich zur Stabilisierung in eine Aufnahmhülse montiert, die mit dem Kurbelgehäuse verschraubt war.

An der Meßstelle unmittelbar hinter dem Auslaßkanal muß mit Abgastemperaturen bis 700°C gerechnet werden. Deshalb muß der Druckaufnehmer an dieser Stelle gekühlt und zusätzlich geschützt werden. Die Kühlung erfolgt mittels eines Kühladapters (Typ 7511, Fa. Kistler AG,

Schweiz) über das Kühlaggregat, das auch den Brennraumdruckaufnehmer mit Kühlflüssigkeit versorgt. Der zusätzliche Schutz des Aufnehmers wird durch einen Stahlschieber erreicht, der in einen mehrteiligen Klemmadapter integriert ist (Abb. 5.3). Dieser läßt sich mittels Grund- und Gegenplatte problemlos auf das Auspuffrohr klemmen. Der Kühladapter mit dem Druckaufnehmer wird dann mit der Sensorplatte verschraubt.

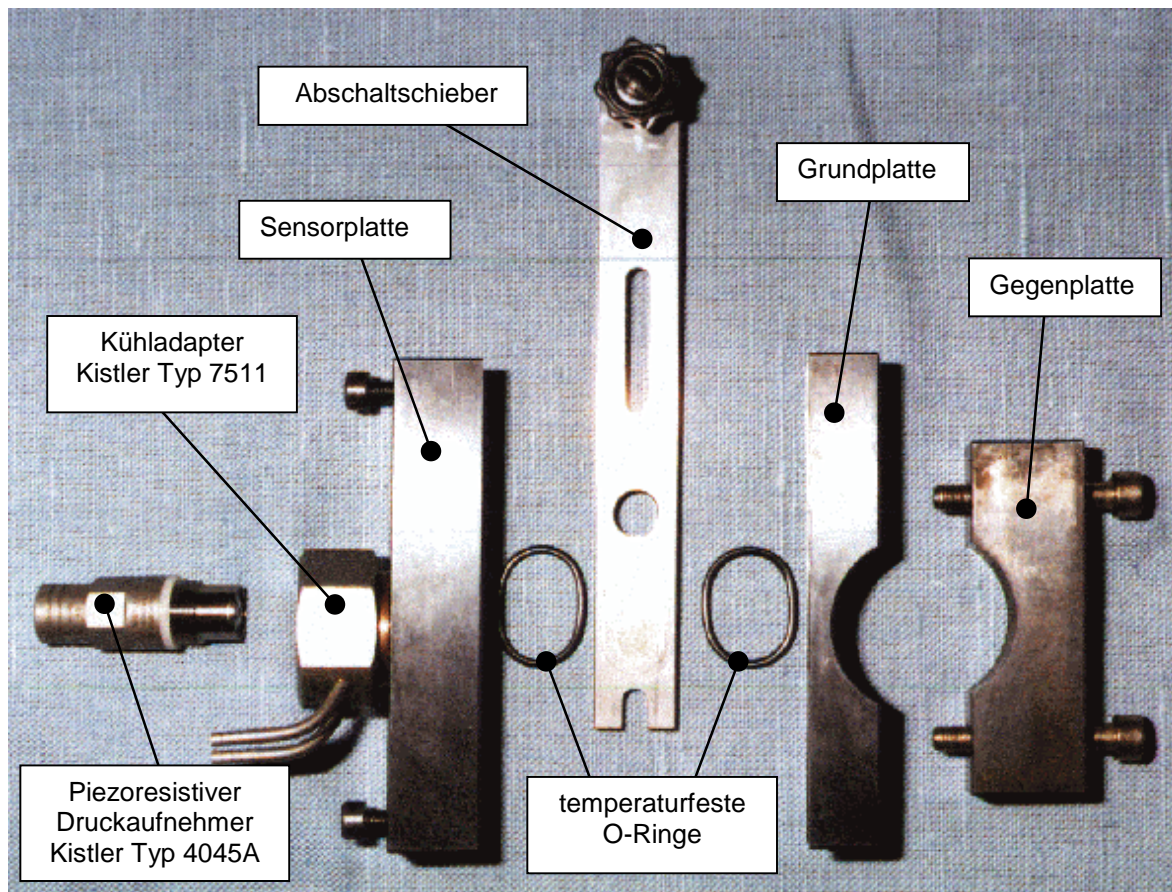


Abbildung 5.3: Einzelteile des Schutzadapters

Der Abschaltschieber ist gehärtet und geschliffen. Seine Endpositionen „Offen“ (Messen) und „Geschlossen“ sind durch die Befestigungsschrauben genau begrenzt. Um absolute Dichtheit zu gewährleisten, wurden spezielle O-Ringe (OR AR 00019 D4079; ARP-Norm 20,35 x 1,78, Fa. Busak & Shamban, Stuttgart) eingesetzt. Der Werkstoff Kalrez auf Perfluorkautschukbasis besitzt einen Arbeitstemperaturbereich von -15 bis $+315^{\circ}\text{C}$. Durch die spezielle Form der CNC-gefertigten O-Ringnut konnte vermieden werden, daß die O-Ringe dem Abgas direkt ausgesetzt sind und somit beschädigt werden könnten. Abbildung 5.4 zeigt die Endstellungen

Versuchsaufbau

und eine Zwischenstellung des Adapters. Die Bereiche, in denen sich heißes Abgas befindet, sind rot gekennzeichnet. Zwischen Adapter und Auspuffrohr befindet sich eine Flachdichtung (FW520V/1,5; Fa. Eling Klinger, Dettingen/Erms). Diese flexible Dichtung wird normalerweise als Zylinderkopfdichtung eingesetzt und kann aufgrund einer metallischen Trägerschicht für Temperaturen bis zu 800° C eingesetzt werden.

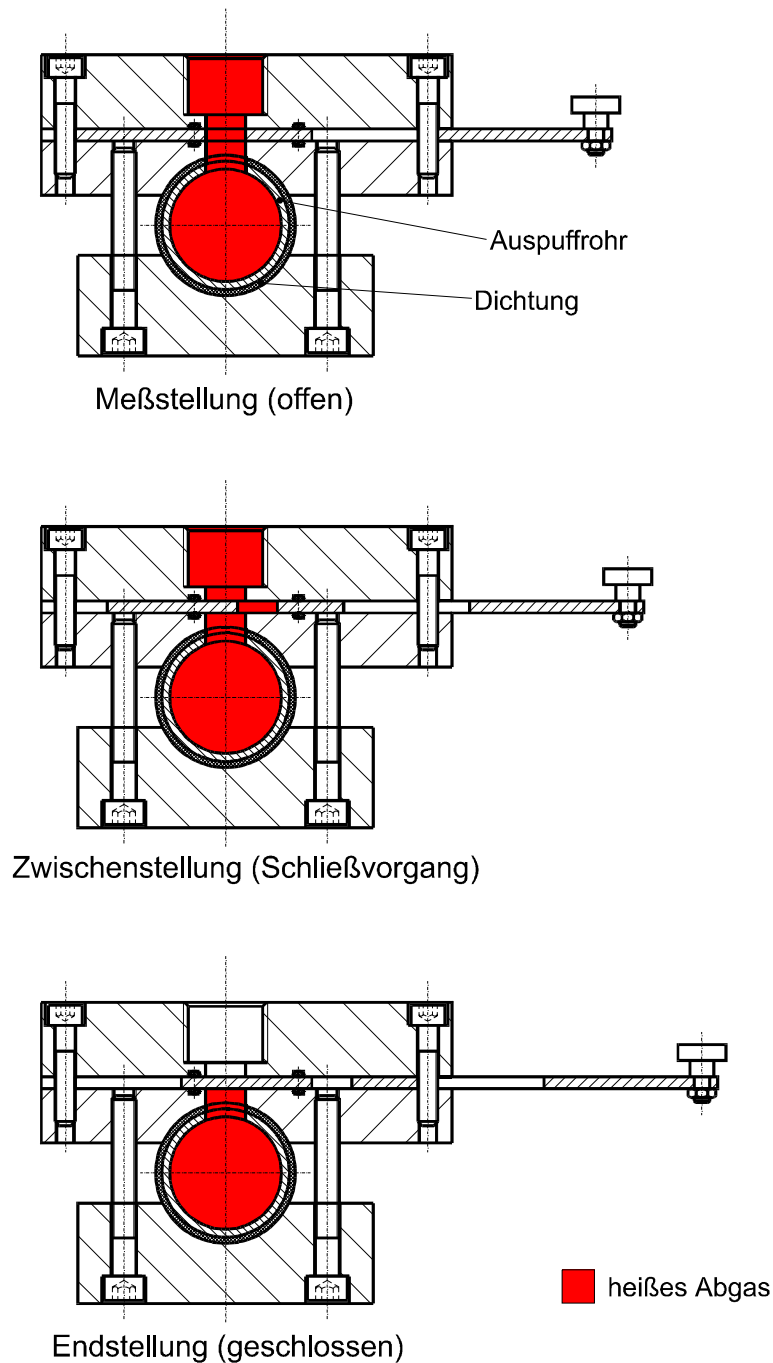


Abbildung 5.4: Funktionsweise des Abschaltadapters

In der Endausbaustufe des Abschaltadapters wurde der Abgasschieber mit Hilfe eines ferngesteuerten Pneumatikzylinders (Fa. Festo, Esslingen) von der Leitwarte des Prüfstands aus betätigt.

5.1.3 Verbrennungsmotoren-Indiziersystem

Die Drucksignale der Hoch- und Niederdruckindizierung sowie die Kurbelwinkelmarken, Triggermarke pro Umdrehung (Referenz) und Inkremente, werden vom Indiziersystem (FEVIS, Flexibles Elektronisches Verbrennungsmotoren Indiziersystem; FEV Motorentchnik, Aachen) aufgezeichnet. Dabei dienen die Kurbelwinkelmarken der Zuordnung der Drucksignale zu einer Kurbelwellen- bzw. Kolbenstellung. Abbildung 5.5 zeigt eine für die Datenaufzeichnung typische Bildschirmmaske. Oben ist der Brennraumdruck, in der Mitte der Kurbelgehäusedruck und unten der Abgasgegendruck dargestellt. Zur Versuchsauswertung werden die Rohdaten-Files des FEVIS mit dem institutseigenen Programm EBAK konvertiert. Die Daten können dann von üblichen PC-Programmen gelesen und weiterverarbeitet werden.

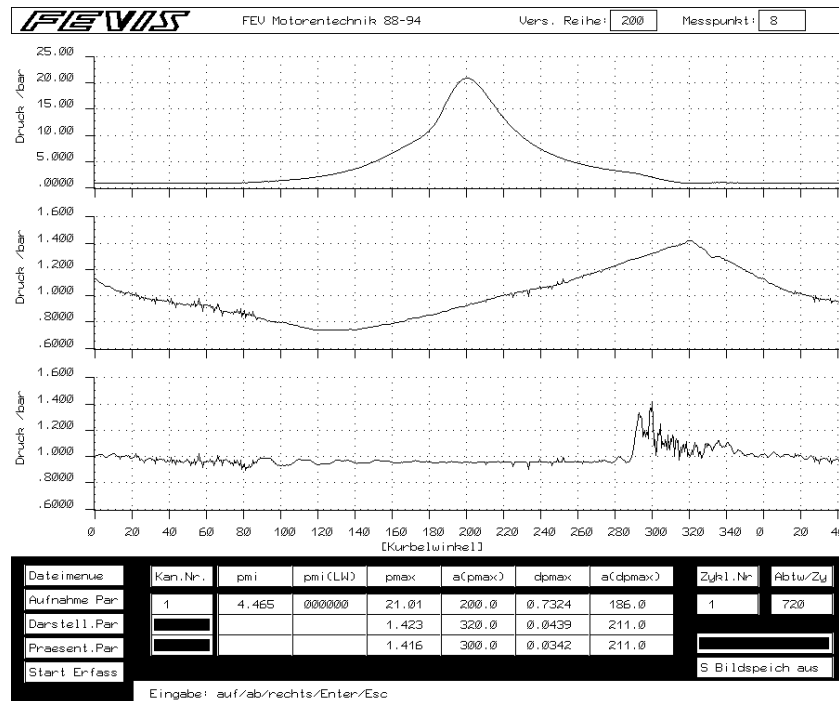


Abbildung 5.5: Zur Datenaufzeichnung übliche Bildschirmmaske

6 Emissionen und ihre Messung

Die Emissionen von Verbrennungsmotoren, die mit Kohlenwasserstoff-Kraftstoffen betrieben werden, setzen sich aus Reaktionsprodukten zusammen, die aus den Elementen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O) und Stickstoff (N) bestehen. Dabei unterscheidet man die Verbrennungsprodukte Kohlendioxid (CO₂) und Wasser (H₂O), unerwünschte Oxide wie Stickoxide (NO_x) und un- und teilverbrannte Spezies wie Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Ruß. Darüber hinaus gibt es noch Stoffe, wie Schwefeldioxid (SO₂), die aus Verunreinigungen und Kraftstoffzusätzen entstehen.

6.1 Emissionsbestandteile

Das Kohlenmonoxid ist ein farb-, geschmack- und geruchsloses Gas, das vom menschlichen Hämoglobin sehr stark adsorbiert wird und in höheren Konzentrationen tödlich wirkt, da es die Anlagerung von Sauerstoff im Blut unterbindet. Stickoxide rufen in höheren Konzentrationen Reizungen der Schleimhäute hervor, führen zum Anstieg des Widerstandes in den Atemwegen und können Asthmaanfälle auslösen. Desweiteren sind sie entscheidend an der Smogbildung und als Vorläufersubstanzen an der Ozonbildung beteiligt. Zudem stehen sie im Verdacht, an der Bildung des „sauren Regens“ beteiligt zu sein, der als Hauptverursacher der Waldschäden gilt. Die Kohlenwasserstoffemissionen bestehen aus einer Vielzahl von Verbindungen mit der Summenformel C_xH_y. Einige dieser Verbindungen, z.B. polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe gelten als kanzerogen. Bei der Messung fester Abgasbestandteile wird in sog. Particulate Matter (PM) und Ruß unterschieden. Bei PM handelt es sich um Ruß mit angelagerten polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen wobei mit Ruß die „trockenen“ Partikel aus reinem Kohlenstoff bezeichnet werden. Die gesundheitliche Gefährlichkeit beider Anteile rührt offensichtlich in erster Linie aus ihrer Größe, da in vergleichenden Versuchen mit Titandioxid vergleichbare Ergebnisse in der Auswirkung auf Rattenlungen erhalten wurden. [WINTERHAGEN, J. (1993), KLINGENBERG, H., LIES, K.-H. (1991), GREENBAUM, D.S. (1998)]. All diese Quellen [WINTERHAGEN, J. (1993), KLINGENBERG, H., LIES, K.-H. (1991), GREENBAUM, D.S. (1998)] berichten zwar, dass bei Konzentrationen, wie sie Menschen üblicherweise ausgesetzt sind, auch bei erhöhter Exposition in entsprechenden Arbeitssituationen, nicht mit sichtbar erhöhter Krebshäufigkeit zu rechnen ist, ein leicht erhöhtes Krebsrisiko aber nicht gänzlich auszuschließen ist. Die Unsicherheit resultiert im wesentlichen aus der schlechten direkten Übertragbarkeit von Versuchen an Ratten

auf den Menschen, da die Rattenlunge bei erhöhter Belastung offensichtlich erheblich anders reagiert. Das Kohlendioxid gilt nach heutiger Abgasgesetzgebung nicht als Schadstoff. Es gilt nach heutigem Stand der Forschung jedoch als sog. Treibhausgas, d.h. es trägt zur Erwärmung der Erdatmosphäre bei, indem es für ultraviolette Strahlung transparent ist, infrarote Strahlung jedoch absorbiert.

6.2 Abgasmessung

Das vom Motor ausgestoßene Abgas gelangt über den Auslaßkanal und das Auspuffrohr in den Auspuff. Dieser ist durch eine perforierte Blende, die in erster Linie der Schalldämpfung dient, in zwei Kammern, eine Primär- und eine Sekundärkammer unterteilt. Nach der Sekundärkammer entströmt das Abgas über ein kurzes Endrohr ins Freie.

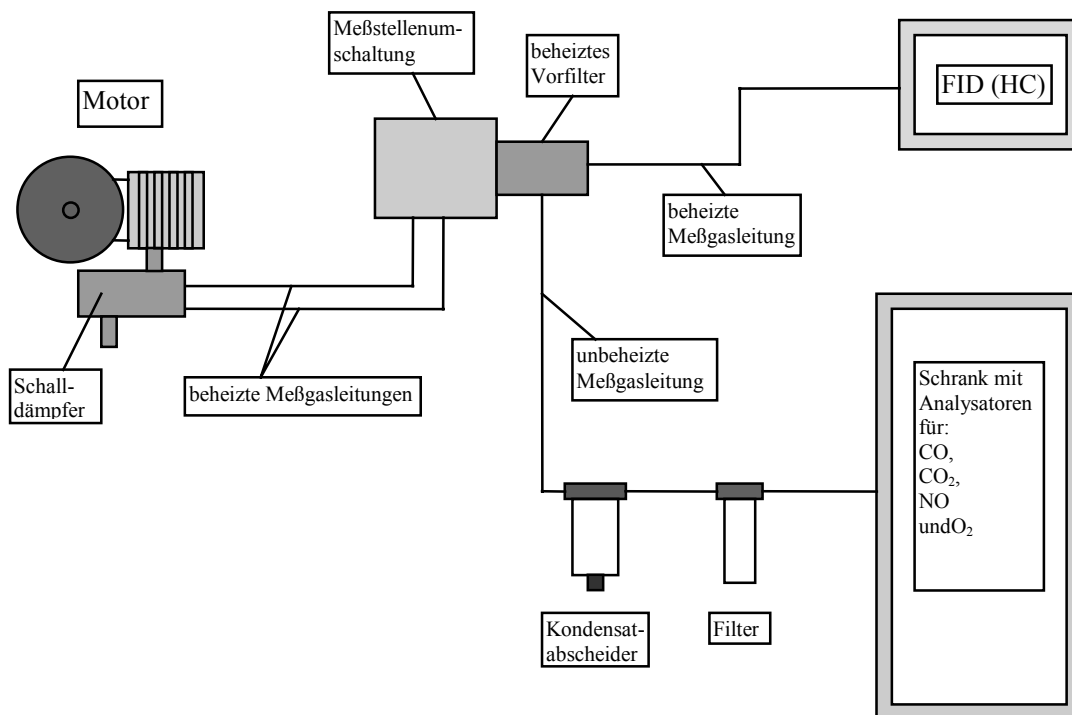


Abbildung 6.1: Meßaufbau zur Abgasmessung (schematisch)

Emissionen und ihre Messung

Abbildung 6.1 zeigt den Meßaufbau zur Abgasmessung in einer schematischen Darstellung. Die Abgasentnahme erfolgt aus der Primärkammer des Auspuffs. Hier sind zwei beheizte Meßgasleitungen angeflanscht, die über eine fernbediente, pneumatisch aktivierte Meßstellenumschaltung in ein beheiztes Vorfilter münden. Ein Teil des Meßgases wird über das beheizte Vorfilter und eine weitere beheizte Meßgasleitung einem Flammenionisationsdetektor (FID) zugeführt. Dieser befindet sich im Prüfstand und mißt die Kohlenwasserstoffkonzentrationen. Sowohl das Vorfilter als auch die beheizten Meßgasleitungen werden auf einer Temperatur von 190° C gehalten. Dies verhindert die Kondensation von Kohlenwasserstoffen an den Leitungswänden. Zur Erhöhung der Verfügbarkeit werden am Auspuff zwei Meßgasleitungen angeschlossen, da das Abgas die Leitungen trotz Beheizung gerne zusetzt.

Vom Vorfilter aus wird der restliche Teilstrom mit einer Vakuumpumpe über eine unbeheizte Meßgasleitung zur Abgasmeßanlage in der Leitwarte gefördert. In dieser Leitung befinden sich ein Kondensatabscheider und ein Filter, die flüssige Bestandteile und kleine Partikel zurückhalten. Im Meßschrank befindet sich ein weiterer Kondensatabscheider mit Gaskühler, der das Abgas auf 5 bis 10° C herunterkühlt. Diesem nachgeschaltete Feinstfilter halten selbst kleinste Verunreinigungen zurück. Nun wird das Abgas den Analysatoren für CO, CO₂, NO und O₂ zur Messung zugeleitet, um dann entsorgt zu werden.

Tabelle 6.1: Abgasdetektoren und Meßbereiche

Abgaskomponente	Meßprinzip	Meßbereich	Gerätetyp	Hersteller
CO	Infrarot-Absorption (NDIR)	0 – 5%	BINOS 1	Leybold-Heraeus, Hanau
CO ₂	Infrarot-Absorption (NDIR)	0 – 15%	BINOS 1	Leybold-Heraeus, Hanau
O ₂	Paramagnetismus	0 – 25%	Oxymat 5E	Siemens AG
NO	Phosphoreszenz (CLD)	0 – 1.000 ppm	CLD Analyzer Model 10	Thermo Electron Instruments, Hopkinton, Mass.
HC	FID	0 – 100.000 ppm	FID 123	Testa, München

Die Messung von CO und CO₂ erfolgt mittels nicht-dispersivem Infrarotabsorptions (NDIR) Verfahrens. Hierbei wird die Eigenschaft heteroatomiger Gase genutzt, infrarote Strahlung

gasspezifischer Wellenlänge zu absorbieren, wobei der nutzbare Spektralbereich zwischen 2,5 und 12 μm liegt [KLINGENBERG(1995)]. Die Intensität der Strahlungsabsorption ist dabei ein Maß für die Gaskonzentration. Zur CO- und CO₂-Messung findet das Kombigerät BINOS 1 der Fa. Leybold-Heraeus, Hanau Verwendung (Tab. 6.1).

Zur Messung von Sauerstoff werden die paramagnetischen Eigenschaften des Moleküls genutzt, wobei der Sauerstoff durch Anlegen eines Magnetfeldes bei der Durchströmung zweier Kapillaren in eine bestimmte Richtung gezwungen wird. Dadurch wird ein beheizter Draht stärker abgekühlt als ein Referenzdraht. Dieser Effekt ist meßbar und von der O₂-Konzentration abhängig. Zur Sauerstoffkonzentrationsmessung wird das Gerät Oxymat 5E der Fa. Siemens AG verwendet (Tab. 6.1).

Für die Messung von Stickoxiden wird ein sog. Chemilumineszenz-Detektor verwendet, der empfindlicher ist als ein Infrarot-Absorptionsanalysator. Das Arbeitsprinzip beruht auf der Tatsache, daß Stickstoffmonoxid (NO) mit Ozon (O₃) zu Stickstoffdioxid (NO₂) und Sauerstoff (O₂) reagiert. Die dabei entstehenden Moleküle besitzen zu etwa 10% einen angeregten Elektronenzustand. Beim Übergang dieser angeregten Moleküle in den Grundzustand wird Licht emittiert, wobei die Emission der NO-Konzentration proportional ist und mit Hilfe einer Photozelle gemessen werden kann. Hier wird ein CLD-Analyzer Model 10 der Fa. Thermo Electron Instruments, Hopkinton, Mass., USA eingesetzt (Tab. 6.1).

Die Kohlenwasserstoffkonzentration im Abgas wird summarisch gemessen, d.h. es wird nicht in einzelne HC-Komponenten unterschieden. Das Meßprinzip beruht auf der Messung des Ionenstroms, der durch Kohlenstoffionen hervorgerufen wird, die bei der Verbrennung der Abgas-HCs in einer reinen Wasserstoffflamme entstehen. Es kann allerdings immer nur relativ zur Kalibrierungsgassorte gemessen werden; diese ist i.d.R. Propan (C₃H₈), so daß sämtliche Konzentrationsangaben auf C₃ bezogen sind (Tab. 6.1).

7 Dreidimensionale Simulation der Strömung und Verbrennung

Zur Simulation dreidimensionaler Strömungen, mit oder ohne Verbrennung, wird am FKFS der Code „Star-CD“ von Computational Dynamics, London eingesetzt. Seine Leistungsfähigkeit, Vielseitigkeit und Vielfalt an Anwenderunterprogrammen gibt uns die Möglichkeit, unsere speziellen Bedürfnisse bzgl. Verbrennungsmodellierung und Schadstoffberechnung abzudecken.

Parallel zu den Aktivitäten an der Einspritzanlage wurde die dreidimensionale Strömungssimulation der Zylinderinnenströmung zur Analyse des Ladungswechsels durchgeführt. Zur anschließenden Simulation der Flammenausbreitung im Brennraum wurde am FKFS ein Zweigleichungs-Verbrennungsmodell vom Typ „Coherent Flame Model“ nach Candel, Poinot et al. [BRAY et al.(1987), DUCLOS et al.(1993), MANTEL et al.(1994); VEYNANTE et al. (1995)] mit Hilfe sogenannter Anwenderunterprogramme in den Code integriert.

Die Analyse der Simulationen erfolgte u.a. im dreidimensionalen Visualisierungslabor (Virtual Reality) des Rechenzentrums der Universität Stuttgart. Hierzu konnten zu einer Sitzung auch Mitarbeiter der Fa. AS-Motor einbezogen werden. Die Vorführung im Labor mit der anschließenden Diskussion förderte die Problembereiche des Motors anschaulich zu Tage. Diese waren den AS-Mitarbeitern zwar im großen ganzen bekannt, deren negativer Einfluß auf Strömungsführung und Verbrennung aber in seiner ganzen Tragweite nicht bewußt.

7.1 Das Rechengitter

Der zur Analyse der Strömungsvorgänge wichtige Bereich wird zur numerischen Lösung der Transportgleichungen in ein sog. Rechengitter oder Rechennetz gelegt. Zur Rechenzeit- und Aufwandsverringerung wurde mit einem Halbmodell gearbeitet, das auf der Annahme symmetrischer Strömungsverhältnisse im Zylinder basiert. Am FKFS wurde dazu ein Rechengitter mit insgesamt ca. 144.000 Zellen generiert. Davon entfallen ca. 8.000 auf den (halben) Auslaß, ca. 7.000 auf den Überströmer und die restlichen ca. 129.000 auf den (halben) Brennraum. Im Anhang 1 befinden sich Darstellungen des Rechennetzes mit Kolbenstellung in OT (Abb. 12.1) und UT (Abb. 12.2; vgl. auch Abb. 4.2). In Abb. 12.1, Anh. 1 erkennt man am oberen Bildrand, mit „hutförmiger“ Geometrie, das von Zylinderkopf und Kolbenboden um-

schlossene (halbe) Kompressionsvolumen. Davon abgesetzt, rechts, den (halben) Auslaßkanal und unten, einen der beiden Überströmkanäle. Nicht dargestellt sind der Ansaugtrakt mit Vergaser und der Kurbelraum, von dem die Überströmkanäle nach oben in Richtung Brennraum führen. Abbildung 12.2, Anh. 1 zeigt das Rechennetz mit Kolbenstellung in UT. Hier stehen Zylindervolumen, Auslaß- und Überströmkanal (und der nicht dargestellte Kurbelraum) während des Gaswechsels miteinander in Verbindung. Es wird eine Netz-Topologie mit unterschiedlich hoher Auflösung, Zellenentzerrung in Problembereichen, die durch die vorgegebene CAD-Oberfläche verursacht werden, sowie eine Netzbewegung, die durch sog. „event steps“ realisiert wird, eingesetzt. Der Netzbewegung muß dabei während des Tumblezerfalls in der Kompressionsphase besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Weitere Makros zur Automatisierung von Routinearbeiten, die insbesondere bei der Netzgenerierung auftreten, ergänzen diese Arbeiten.

7.2 Dreidimensionale Strömungssimulation

Die Strömungssimulation wird mit den ausgewählten Zeitpunkten Auslaß öffnet, Überströmer öffnet und unterer Totpunkt exemplarisch an Hand der Geschwindigkeitsfelder und Frischgasmassenbruchverteilungen vorgestellt. Die Darstellungen zeigen in der Mitte oben den Brennraum, rechts den Auslaß und in der Mitte unten den einen der beiden symmetrisch liegenden Überströmer.

Für den Auslaß- und den Überströmkanal sind sog. Druckrandwerte für die „Strömungsrandflächen“ vorgegeben. Diese sind zu jedem Zeitpunkt dem Versuch entnommen. Sämtliche benötigten Anfangswerte sind entweder gemessen oder, wo dies nicht möglich war, abgeschätzt. Für die Berechnungen wurde der Vollastpunkt bei einer Drehzahl von 3.000 min^{-1} gewählt, wo ein Drehmoment von $10,6 \text{ Nm}$ anliegt. Der Beginn der Berechnung liegt bei 100° Kurbelwinkel nach oberem Totpunkt (KWnOT) kurz bevor der Kolben die Steuerkante des Auslasses ($104,25^\circ \text{ KWnOT}$) überstreicht. Zu diesem Zeitpunkt beträgt der Brennraumdruck $3,6 \text{ bar}$, wogegen der Druck im Auslaßkanal auf Umgebungsniveau liegt. Diese hohe Druckdifferenz und der zunächst sehr kleine Spalt verursachen transiente Strömungen mit sehr hohen Geschwindigkeiten (Abb. 12.3, Anh. 1), die im engsten Querschnitt für kurze Zeit sogar Schallgeschwindigkeit erreichen. Über der mit ca. 30° abwärts geneigten Hauptströmung (rote Pfeile), die auf die nahezu waagrechte untere Kanalwand prallt, sieht man, im Bereich niedrigerer Geschwindigkeiten, eine auf die obere Kanalwand gerichtete Strömung, die später zwei Wirbel ausbildet. Einen entgegen und einen mit dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel. Abbildung 12.4, Anh. 1 zeigt die Verteilung des zugehörigen Frischgasmassenbruchs, wobei pures

3D Strömungs- und Verbrennungssimulation

Abgas blau und reines Frischgas rot dargestellt ist. Da zu diesem Zeitpunkt noch kein Ladungswechsel stattfindet, gibt es auch keine Vermischungszonen.

Die Situation nach Öffnen der Überströmer (125° KWnOT) ist in den Abbn. 12.5 und 12.6, Anh. 1 dargestellt. In der Darstellung des Geschwindigkeitsfeldes zeigt sich eine Rückströmung in den Überströmer im Bereich der Einfräsung im linken oberen Kantenbereich des Überströmers. Daß es sich dabei tatsächlich um eine Rückströmung handelt, erkennt man in Abb. 12.6, Anh. 1, die die Verteilung des Frischgasmassenbruchs zeigt. Hier sieht man deutlich, wie Abgas (blau) im Bereich der Einfräsung in den Überströmer eingedrungen und zwischen dem reinen Frischgas (rot) und dem reinen Abgas (blau) eine kleine Vermischungszone entstanden ist. Im Auspuffbereich erkennt man immer noch sehr hohe Gasgeschwindigkeiten mit bis zu $440 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (rot) und darüber (blau) eine bereits in Richtung Zylinder gerichtete Rückströmung an der oberen Kanalwand.

Die Abbn. 12.7 und 12.8, Anh. 1 zeigen das Geschwindigkeitsfeld bzw. die Verteilung des Frischgasmassenbruchs in UT. Das Geschwindigkeitsfeld zeigt im Auslaßbereich die immer noch mit ca. 30° nach unten gerichtete Strömung. Die Geschwindigkeiten haben sich auf ca. $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ abgebaut. Die serienmäßige, waagrechte Richtung des Auslasses läßt die Strömung an die Wand prallen und verursacht die o.g. beiden Wirbel, die hier besser sichtbar werden. Ein kleinerer Wirbel, mit Drehrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn, direkt am Zylinder liegend und ein größerer Wirbel, mit Drehrichtung im Uhrzeigersinn. Dieser reicht über den Auslaßflansch in das Auspuffrohr hinein und ist in seinem unteren Bereich dem an der unteren Kanalwand abströmenden Hauptstrom des Abgases (gelbe Pfeile) entgegengerichtet. Weiterhin erkennt man im Bereich der Einfräsung des Überströmers immer noch hohe Geschwindigkeiten, die auf die hohen Geschwindigkeiten in der Anfangsphase des Spülvorgangs in diesem Bereich zurückzuführen sind. Bei genauer Betrachtung erkennt man auch die Kurzschlußströmung durch die „Mitte“ des Zylinders. Die Abb. 12.8, Anh. 1, die den Frischgasmassenbruch darstellt, zeigt dies deutlicher. Hier sieht man Bereiche gleicher Konzentrationen, die sich vom Überströmkanal durch den Zylinder in den Auslaß ziehen. Diese Kurzschlußströmung verdeutlicht die Darstellung einiger Stromlinien zum Zeitpunkt UT (Abb. 12.9, Anh. 1). Abbildung 12.9 wurde der bereits erwähnten Präsentation im 3D-Visualisierungslabor des Rechenzentrums der Universität Stuttgart entnommen. Die Kurzschlußströmung ist einerseits für die hohen Kohlenwasserstoffemissionen verantwortlich und führt andererseits auch zu einem Wirkungsgradverlust des Motors.

In einer weiteren, nach der Diskussion mit AS-Motor durchgeführten Simulation, die der Klärung des Einflusses des Serienauspuffs auf den Ladungswechsel dienen sollte, wurde ein Vollmodell des Motors und des kompletten Auspuffs (mit Drosselblende zwischen Primär-

und Sekundärkammer) mit insgesamt ca. 330.000 Zellen generiert. Davon entfallen ca. 65.000 Zellen auf den Auspuff. Dies war aufgrund der Asymmetrie des Auspuffs notwendig. Exemplarisch sei hier das Geschwindigkeitsfeld in einer Schnittdarstellung in der Symmetrieebene des Zylinders gezeigt (Abb. 12.10, Anh. 1). Rechts im Bild befindet sich der Brennraum mit dem serienmäßigen Auslaß; im Bereich der hohen Abströmgeschwindigkeiten (rote Pfeile) erkennt man die Kolbenkrone. Der Überströmkanal ist hier nicht dargestellt. Im linken Bildbereich befindet sich der Auspufftopf (senkrecht stehend) dessen Sekundärkammer durch den unteren Bildrand abgeschnitten wird. Dargestellt ist der Zeitpunkt 133° KWnOT. Hier sieht man nun die nach unten gerichtete Hauptströmung (rote Pfeile), die zunächst auf die Wand des Auslaßkanals prallt und dann zusätzlich auf eine Kante im Flanschbereich. Die Kante resultiert aus einer abrupten Änderung des Rohrdurchmessers und ist für die Wirbelbildung sehr stark mitverantwortlich. Im oberen Bereich des Auslaßkanals erkennt man die oben bereits beschriebenen Wirbel. Ihre Drehrichtung ist in dieser Abbildung jedoch genau umgekehrt, da die Darstellung des Zylinders aus einer gegenüberliegenden Blickrichtung erfolgt, so daß die Darstellung hier spiegelbildlich erscheint. Dies bedeutet, daß der kleine, zylindernahe Wirbel im Uhrzeigersinn und der große Wirbel im Flanschbereich entgegen dem Uhrzeigersinn dreht. Diese Wirbel sind darüber hinaus auch für das asymmetrische Geschwindigkeitsfeld im Auspuffrohr verantwortlich.

7.3 Dreidimensionale Verbrennungssimulation

Mit Hilfe der Temperaturfelder und der Felder der Reaktionsfortschrittsvariablen wurde die Ausbreitung der Flamme im Brennraum dargestellt. Die Temperaturfelder werden in einer dreidimensionalen Ansicht des Brennraums von schräg oben unter einem Winkel von 45° dargestellt. Die Reaktionsfortschrittsvariable ist in einer waagrechten Schnittebene durch den Brennraum mit Blick von senkrecht oben dargestellt. Sie beschreibt den „Fortschritt“ der ablaufenden (chemischen) Verbrennungsreaktionen an Hand des gebildeten (Reaktions-) Wassers. Dies ist gleichbedeutend mit der Tatsache, daß im (unverbrannten) Frischgemisch kein Reaktionswasser vorhanden ist, weshalb die Reaktionsfortschrittsvariable hier den Wert 0 annimmt. Daraus folgt im Umkehrschluß, daß sie im Verbrannten den Wert 1 annimmt. Die Normierung erfolgt dabei auf die bei der vollständigen Verbrennung gebildete Wassermasse, die mit dem Verbrennungsmodell aufgrund der bekannten Zusammensetzung des Frischgemischs „im voraus“ berechnet werden kann. „Zwischenzustände“ der Verbrennung werden über die bis dahin gebildete Wassermasse, die dann normiert einen Wert zwischen 0 und 1 annimmt, charakterisiert. Die zugehörige Verbrennungschemie ist in Tabellenform hinterlegt und wird abgerufen.

3D Strömungs- und Verbrennungssimulation

Die Abbn. 12.11 und 12.12, Anh. 2, zeigen die Situation 20° KWvOT, d.h. $2,5^\circ$ Kurbelwinkel nach Zündzeitpunkt (KWnZZP). Im Temperaturfeld (Abb. 12.12) zeigt sich bereits nach dieser kurzen Zeit eine deutliche Konvektion des Flammenkerns in Richtung Auslaß. Dieses Verhalten ist auch bei der Reaktionsfortschrittsvariablen zu sehen, allerdings bei weitem nicht so deutlich. Hier erkennt man lediglich, daß die nahezu halbkreisförmige Ausbreitung ganz leicht „nach oben gedrückt“ erscheint. Die Ursache für die Konvektion liegt in der mittleren Strömungsgeschwindigkeit von $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ im Bereich der Zündkerze. Aufgrund des angewandten Prinzips der Schnürle-Umkehrspülung ist die Strömung symmetrisch zu der senkrechten Zylinderebene, die von Einlaß und Auslaß aufgespannt wird. Dabei bildet sich in jeder Brennraumhälfte ein, von oben betrachtet, nierenförmiger Wirbel, wobei einer rechts-, der andere linksdrehend ist. In Abb. 12.12 wird, wieder von oben betrachtet, der rechtsdrehende dargestellt.

Die Abbn. 12.13 und 12.14, Anh. 2, zeigen die Situation 10° KW, entsprechend $0,55 \text{ ms}$, später, bei 10° KWvOT. Im Temperaturfeld (Abb. 12.13) sieht man die Konvektion der Flamme nun sehr deutlich. Es fällt auf, daß sie einerseits entlang der Symmetrieebene in Richtung Auslaß, andererseits aber auch bogenförmig, dem nierenförmigen Wirbel folgend, in Richtung Überströmer konvektiert wird. Dabei beginnt die Flamme, sich fächerartig in die Brennraumhälfte hinein auszubreiten. Die in Abb. 12.13 dargestellte Reaktionsfortschrittsvariable zeigt dieses Verhalten wiederum weniger ausgeprägt. Hier erkennt man nun die Konvektion in Richtung Auslaß ebenfalls sehr deutlich. Wogegen der Beginn des fächerartigen Aufziehens der Flamme in die Brennraumhälfte hinein, weniger ausgeprägt zu sehen ist.

Das nächste Abbildungs-Paar (12.15 und 12.16, Anh. 2) zeigt die Situation 10° KWnOT, d.h. $1,8 \text{ ms}$ nach Zündzeitpunkt. Im Temperaturfeld sieht man, daß die Flamme in Richtung Auslaß schon dicht vor der Brennraumwand steht, wogegen sie in Richtung Einlaß, also stromauf, kaum vorangekommen ist. Die Ausbreitung dem rechtsdrehenden Wirbel folgend in die Brennraumhälfte hinein kommt gut voran. Dies sieht man auch in Abb. 12.15 bei der Reaktionsfortschrittsvariablen. Hier erkennt man, daß die Reaktion in den wandnahen Bereichen am Auslaß nahezu vor dem Abschluß steht und an der Brennraumwand in Richtung Einlaß erwartungsgemäß „gebremst“ wird, also aufgrund des Wärmeentzugs durch die Wand und den verzögernden Einfluß der Strömungsgrenzschicht auf die Strömungsgeschwindigkeit im Außenbereich des Wirbels langsamer wird.

Im letzten Bildpaar (Abbn. 12.17 und 12.18, Anh. 2) ist die Situation 30° KWnOT dargestellt. Dies entspricht $2,91 \text{ ms}$ nach Zündzeitpunkt. Die in Abb. 12.17 im Schnitt dargestellte Reaktionsfortschrittsvariable zeigt eine nahezu abgeschlossene Reaktion. Dies gilt allerdings nur

für die gezeigte Schnittebene. Abbildung 12.18, in der das Temperaturfeld dargestellt ist, zeigt, daß hier im Wandbereich doch größere Bereiche mit niedriger Temperatur vorliegen. Hier ist mit Produkten unvollständiger Verbrennung zu rechnen, die zu den hohen gemessenen HC-Emissionen beitragen. Desweiteren erkennt man im auslaßnahen Bereich der Zylindersymmetrieebene eine Zone mit sehr hoher Temperatur im Unverbrannten. Dies ist auf die Kompression des in diesem Bereich bereits Verbrannten durch den weiteren Druckanstieg der danach verbrennenden Ladung zurückzuführen. Die helleren Zonen im wandnahen Bereich zeigen geringere Temperaturen, die auf den kühlenden Einfluß der Zylinderwand zurückzuführen sind.

Die Analyse und Diskussion der Simulationen führte zu einem modifizierten Zylinder, der in zwei Prototypeinheiten von der Fa. AS-Motor gefertigt und für weitere vergleichende Untersuchungen zur Verfügung gestellt wurde. Zur Verringerung des Strömungswiderstandes im Auslaß wurde dieser entsprechend der mittleren Richtung des Auslaßstromes (vgl. Abbn. 12.3 und 12.7, Anh. 1, sowie Abbn. 4.1 und 4.2) um ca. 30° nach unten geneigt, wobei die ursprüngliche Querschnittserweiterung des Kanals beibehalten wurde. Zur Erzielung einer gleichmäßigeren Flammenausbreitung im Brennraum wurde die Zündkerzenposition, entgegen der in der Symmetrieebene vorherrschenden Strömungsrichtung im Brennraum, um 12,5 mm in Richtung Einlaßseite verlegt. Dabei wurde die bzgl. der Überströmer mittige Position beibehalten. Der Flammenweg in Richtung Auslaß war nun größer, womit die Brennraumwände nahezu gleichzeitig erreicht werden sollten.

8 Meßergebnisse

Die Versuche dienten dazu, die mit Hilfe der Simulation erarbeiteten Modifikationen im Vergleich zur Serienvariante (ZYL1) zu bewerten. Zum einen wird die Variante mit geändertem Auslaßkanal und zentraler, serienmäßiger Zündkerzenposition (Zyl2S) vermessen, zum anderen die Variante mit geändertem Auslaßkanal und modifizierter Kerzenposition (Zyl2O). In Tabelle 8.1 sind die am Versuchsmotor installierten Varianten bzw. Konfigurationen mit den verwendeten Abkürzungen nochmals aufgeführt. Die Meßergebnisse lassen sich im wesentlichen zwei Meßkampagnen zuordnen. Bei einer lag der Schwerpunkt auf der Druckindizierung, wobei Brennraumdruck, Kurbelgehäusedruck und Abgasgegendruck aufgezeichnet wurden, bei der anderen lag der Schwerpunkt auf der Abgasmessung, wobei unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO), Kohlendioxid (CO₂), Sauerstoffgehalt (O₂) sowie Stickoxide (NO) gemessen wurden. Stets mitgeführt wurden: Motorleistung, Drehmoment, Drehzahl, Kraftstoffverbrauch, angesaugte Luftmenge, Luftdruck der Umgebung sowie Zündkerzen-, Ansaugluft-, Abgas- und Umgebungstemperatur.

Tabelle 8.1: Abkürzungen für die vermessenen Varianten

Variante	Abkürzung
Serienzylinder	ZYL1
Modifizierter Zylinder (geänderter Auslaß) mit Serienkerzenposition	ZYL2S
Modifizierter Zylinder (geänderter Auslaß) mit modifizierter Kerzenposition	ZYL2O

Die Meßreihen wurden von Leerlaufdrehzahl, 2.000 min⁻¹, bis zur maximalen (Prüfstands-) Drehzahl von 5.500 min⁻¹ mit einem Intervall von 500 min⁻¹ gefahren. Die Last wurde dabei auf 0%, 50% und 100% eingestellt. Vor der Aufzeichnung der Meßwerte wurde der Motor jeweils in einen stationären Betriebszustand gebracht. Mit der Brennraumdruckindizierung und der mitgeführten Leistungsmessung läßt sich schnell eine grundsätzliche Aussage über die Auswirkungen der vorgenommenen Modifikationen machen. Die Abgasmessung gibt dann weiteren Aufschluß darüber, wie die Verbrennung abließ und ermöglicht eine detailliertere Diskussion der Vorgänge im Brennraum.

Aufgrund der Erkenntnisse aus der Simulation mit dem Vollmodell und dem mitmodellierten Schalldämpfer (vgl. Abb. 12.10, Anh. 1), wurden zwei modifizierte Auspuffvarianten im Vergleich zum Serienauspuff getestet. Bei den Varianten handelt es sich um Schalldämpfer mit einem Auspuffrohr-Innendurchmesser von 32 mm, so daß im Flanschbereich am Zylinder keine „Stolperkante“ für die Strömung mehr auftritt. Die eine Variante besitzt nun noch die Serien-Trennblende zwischen Primär- und Sekundärkammer, während die zweite eine Blende mit zwei Lochreihen besitzt, um eine Entdrosselung des Auspuffs zu erreichen. Damit soll der Gaswechsel im Zylinder verbessert werden.

Vermessen wurde der Serienauspuff und die beiden modifizierten Varianten am Serienzylinder sowie am modifizierten Zylinder mit beiden Kerzenpositionen. Damit erhält man insgesamt neun Varianten, für die jeweils die Vollastlinien im Drehzahlbereich zwischen Leerlaufdrehzahl, 2.000 min^{-1} und maximaler (Prüfstands-) Drehzahl von 5.500 min^{-1} mit einem Intervall von 500 min^{-1} gefahren wurden. Da bei diesen Versuchen lediglich das Leistungspotential ermittelt werden sollte, wurde keine Abgasmessung mitgeführt.

8.1 Brennraumdruckindizierung

Mit Hilfe des Brennraumdruckverlaufs läßt sich die Verbrennung auf relativ einfache Weise beurteilen. Die Kenntnis des zeitlichen Verlaufs des Kurbelgehäusedrucks dient der Beurteilung des Einsatzes der Kraftstoffförder-/Einspritzpumpe, da dieser Druck auf die Primärmembran der Pumpe einwirkt und deren Antrieb übernimmt. Der zylindernah gemessene Abgasgedruck liefert weitere wichtige Daten, die der dreidimensionalen Strömungsberechnung zur Kalibrierung oder als Druckrandwerte dienen. Damit läßt sich die Genauigkeit der Simulationsergebnisse verbessern.

In einer Messung werden jeweils 20 aufeinanderfolgende Verbrennungszyklen aufgezeichnet. Abbildung 8.1 zeigt beispielhaft die Kurvenschar der Brennraumdruckverläufe des Serienzylinders bei einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} . Die Werte der Spitzendrücke schwanken hierbei zwischen 26,3 bar und 21,5 bar. Diese Zyklenschwankungen resultieren größtenteils aus Füllungsunterschieden und Inhomogenitäten der Gemischzusammensetzung im Brennraum was häufig dann noch zu einer schlechten Entzündung des Gemischs führen kann. Mit abnehmender Last und sinkender Drehzahl nehmen diese Schwankungen zu. Um nun repräsentative Ergebnisse eines Lastzustandes zu bekommen, wird ein sog. mittlerer Druckverlauf gebildet. Diesen erhält man als arithmetischen Mittelwert aus 20 aufeinanderfolgenden Zyklen. Die im

Meßergebnisse

folgenden gezeigten und besprochenen Druckverläufe sind stets solche mittlere Druckverläufe.

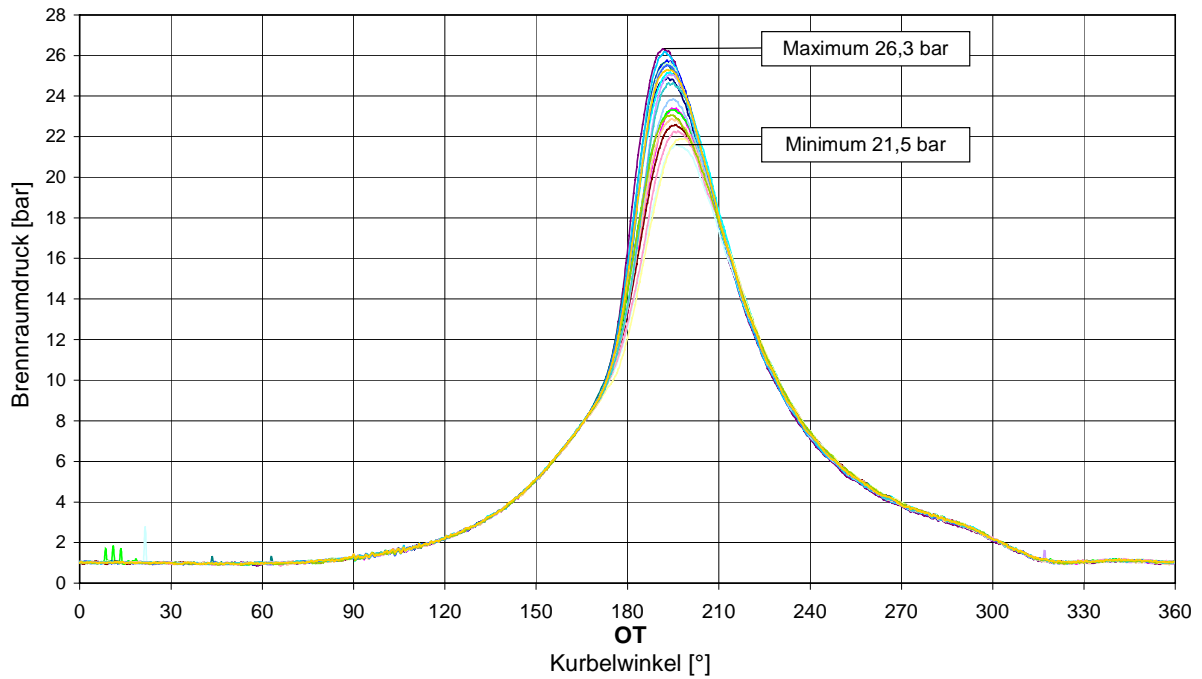


Abbildung 8.1: Zyklusschwankungen des Brennraumdruckverlaufs bei 3.500 min^{-1} und Volllast (Serienzustand)

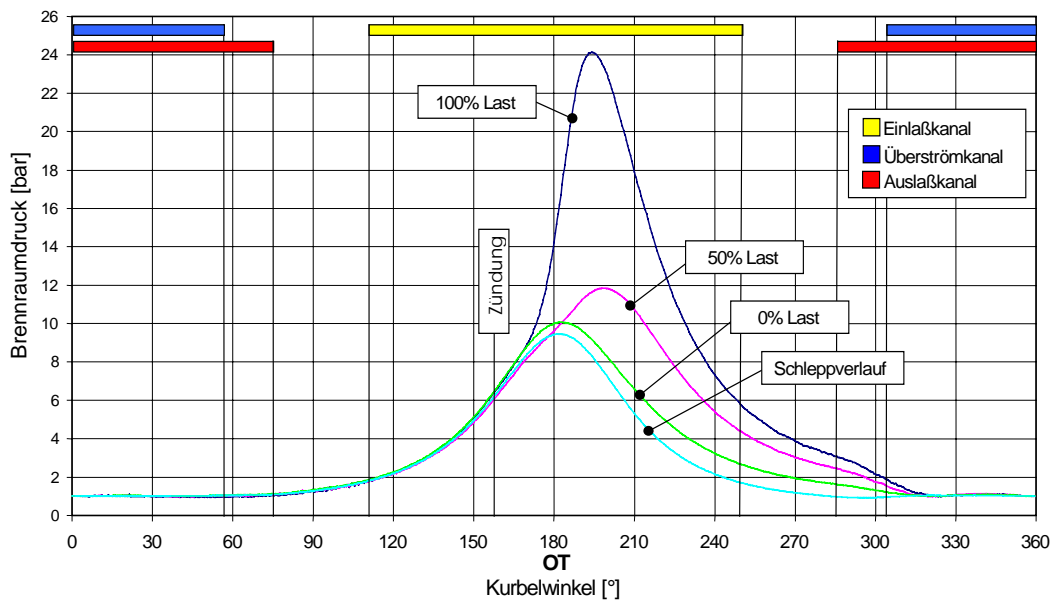


Abbildung 8.2: Brennraumdruckverläufe für Serienzustand (ZYL1) bei 3.500 min^{-1}

Abbildung 8.2 zeigt die Druckverläufe der Lastzustände 100% (Vollast), 50% und 0% (Leerlauf) des Serienzylinders bei einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} , sowie eine Schleppkurve, die mit ca. 1.400 min^{-1} aufgenommen wurde. Bei der Drehzahl von 3.500 min^{-1} entwickelt der Motor im Serienzustand sein maximales Drehmoment. Während der Messung herrschte ein Umgebungsdruck von ca. 970 mbar. Dies ist im Kurbelwinkelbereich von 0° bis 60° KW und von 320° bis 360° KW gut zu erkennen. In diesem Bereich findet durch den geöffneten Auslaßkanal ständig Druckausgleich statt. Bei weiterer Bewegung des Kolbens in Richtung OT steigt der Druck zunächst unabhängig vom Lastzustand an. Nach der Zündung ($22,5^\circ$ KWvOT) ist, mit einiger Verzögerung, für die Vollastkurve ein deutlicher Druckanstieg zu beobachten, welcher bei 194° KW in einem Spitzenwert von 24,1 bar gipfelt. Die späte Lage des Druckmaximums signalisiert deutlich das Auftreten einer späten Verbrennung. Bei Drosselung des Motors (sinkende Last) sinkt der erreichbare Spitzendruck (50% 11,9 bar, Leerlauf 10,1 bar) deutlich ab. Das Maximum verschiebt sich dabei in Richtung OT. Dies ist sehr gut zu erkennen, wenn man die Verläufe der 50%-Last- und der Leerlaufkurve vergleicht.

Die Leerlaufkurve nähert sich sehr stark der Schleppkurve an, die bei geschlepptem Motor ohne Verbrennung gemessen wurde. Ein solcher Druckverlauf wird als dynamische Schleppkurve bezeichnet. Aus dem Spitzendruck des Schleppverlaufs läßt sich ein Verdichtungsdruck von 9,5 bar ablesen. Über die Lage des Maximums kann die Kurbelwinkelzuordnung geprüft und gegebenenfalls korrigiert werden. Zu beachten ist, daß ein Differenzwinkel zwischen Druckmaximum und dem statisch ermittelten OT auftritt. Dieser wird thermodynamischer Verlustwinkel genannt und beträgt bei Motoren der vorliegenden Bauart ca. $1,2^\circ$ KW [BARGENDE (1999)].

Nach Erreichen des Spitzendrucks fällt der Druck im weiteren Verlauf in etwa hyperbelförmig ab. Eine Steigerung des fallenden Gradienten tritt kurz nach Öffnen des Auslaßkanals ($285,5^\circ$ KW) auf, was beim Verlauf der Vollastkurve gut zu erkennen ist. Der Druck sinkt nun rasch ab und erreicht bei ca. 318° KW mit 1,0 bar nahezu Umgebungsdruck. In diesem Bereich beginnt der Gaswechsellvorgang (Überströmkanäle öffnen bei $303,4^\circ$ KW), welcher erst mit dem Schließen des Auslaßkanals ($74,8^\circ$ KW) vollständig abgeschlossen ist.

Um die drei Varianten Serienzylinder, modifizierter Zylinder mit Serienkerzenposition und modifizierter Zylinder mit modifizierter Kerzenposition direkt miteinander vergleichen zu können, sind deren Meßergebnisse jeweils zusammen in einer Abbildung dargestellt. Da der Motor im realen Einsatz hauptsächlich unter Vollast bei Nenndrehzahl betrieben wird, werden die Brennraumdruckverläufe, exemplarisch, bei den Drehzahlen 3.000 , 3.500 , 4.500 und 5.500 min^{-1} jeweils bei Vollast dargestellt. Die farbigen Balken stellen jeweils die Steuerzeiten von Einlaß- (gelb), Überström- (blau) und Auslaßkanal (rot) dar. Dabei markieren die

Meßergebnisse

schwarzen Linien, die an die Abszisse geführt sind, jeweils das Öffnen oder Schließen eines Kanals (vgl. auch Tab. 4.1). Die Druckverläufe der Serienvariante sind blau, die der Variante mit modifiziertem Zylinder und Serienkerzenposition rot und die der Variante mit modifiziertem Zylinder und modifizierter Kerzenposition grün dargestellt.

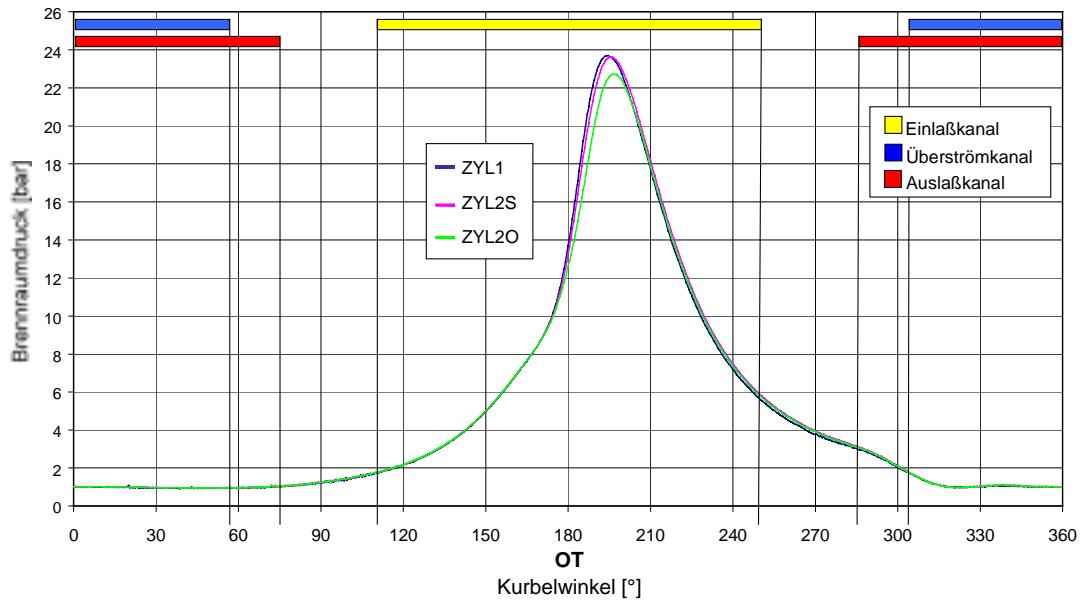


Abbildung 8.3: Brennraumdruckverläufe aller Varianten bei 3.000 min^{-1} und Vollast

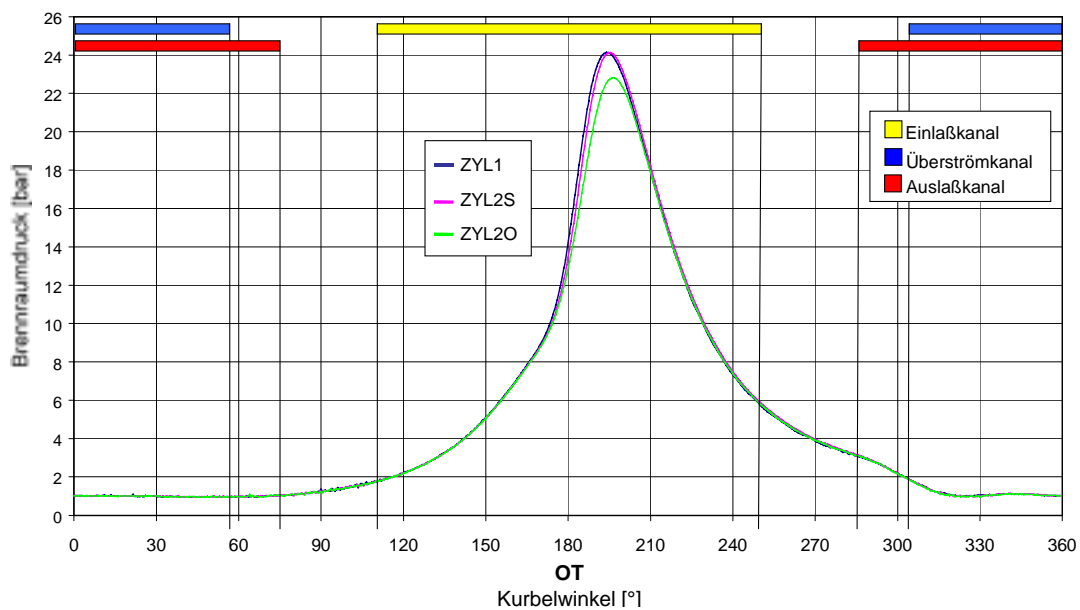


Abbildung 8.4: Brennraumdruckverläufe aller Varianten bei 3.500 min^{-1} und Vollast

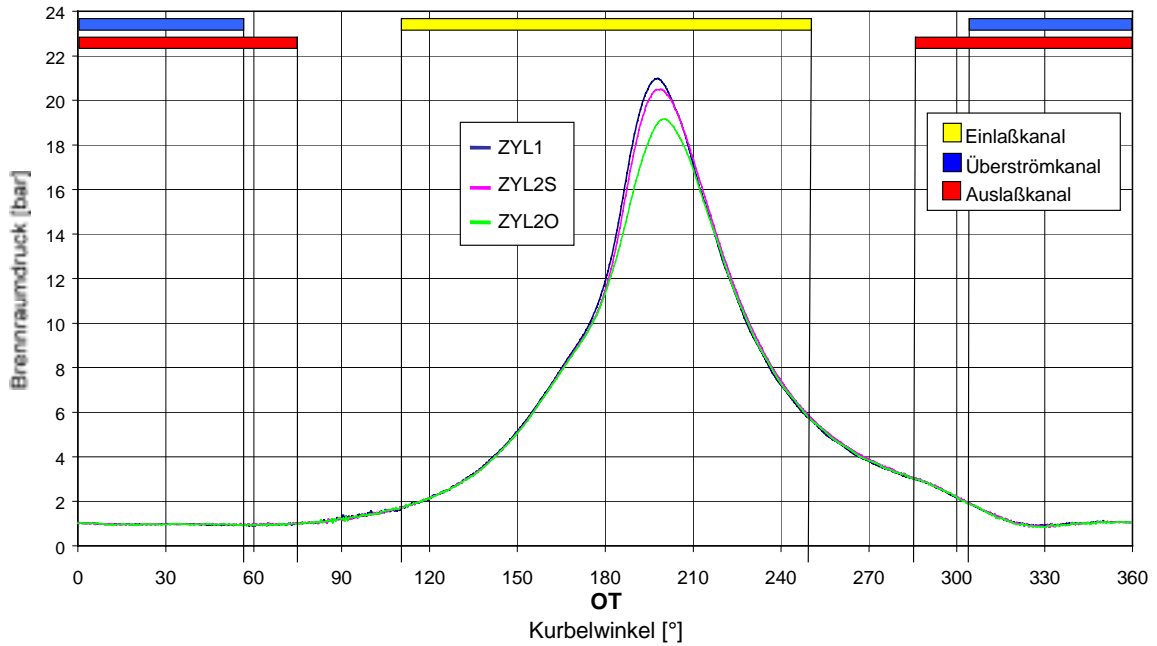


Abbildung 8.5: Brennraumdruckverläufe aller Varianten bei 4.500 min⁻¹ und Vollast

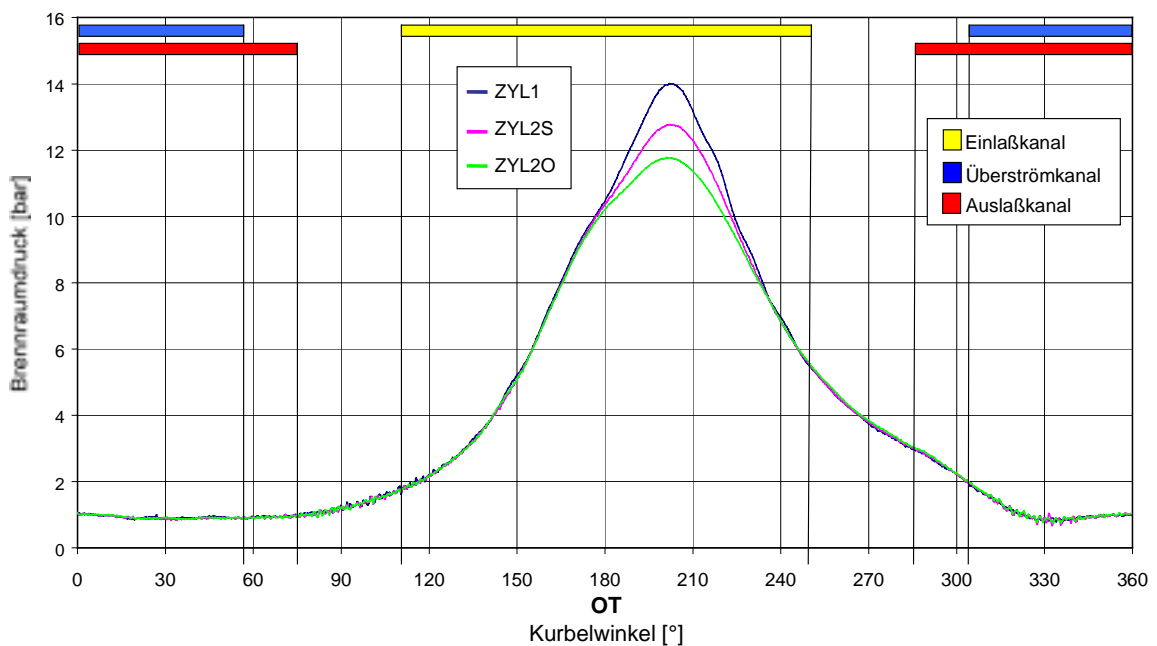


Abbildung 8.6: Brennraumdruckverläufe aller Varianten bei 5.500 min⁻¹ und Vollast

Wie aus den Abbn. 8.3 und 8.4 zu erkennen ist, sind die Druckverläufe von Serien- und modifizierter Zylindervariante mit Serienzündkerzenposition bei den Drehzahlen 3.000 und 3.500

Meßergebnisse

min^{-1} nahezu identisch, wogegen die modifizierte Zylindervariante mit modifizierter Kerzenposition deutlich geringere Spitzendrücke aufweist. Die Serienausführung erreicht bei einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} den globalen Maximalwert des Brennraumdrucks von 24,1 bar bei 194° KW . Der nur am Auslaß modifizierte Zylinder erreicht denselben Spitzendruck allerdings erst bei $195,5^\circ \text{ KW}$ (Abb. 8.4). Die Variante mit modifizierter Zündkerzenposition erreicht einen Spitzendruck von 22,8 bar bei $196,5^\circ \text{ KW}$, der damit 1,3 bar niedriger als bei den anderen Varianten und $2,5^\circ \text{ KW}$ später als bei der Serienvariante liegt. Hier zeigt sich schon deutlich, daß bei der Variante mit modifiziertem Zylinder und modifizierter Kerzenposition die Zündbedingungen merklich schlechter sein müssen als mit zentraler Kerzenposition. Es zeigt sich allerdings auch, daß der modifizierte Zylinder selbst mit zentraler Kerzenposition wie bei der Serie langsamer brennt oder etwas schlechter entflammt wird. Dies zeigt sich an dem $1,5^\circ \text{ KW}$ später auftretenden Spitzendruck. Dieser Nachteil könnte insoweit beseitigt werden, als ein neu abgestimmter Zündzeitpunkt abhelfen kann.

Bei den höheren Drehzahlen 4.500 und 5.500 min^{-1} (Abbn. 8.5 und 8.6) zeigt sich, daß der Serienzylinder mit zunehmender Drehzahl höhere Spitzendrücke erreicht als die beiden modifizierten Varianten. Bei den modifizierten Varianten ist jeweils die mit der Serienkerzenposition die bessere. Wobei, bezogen auf die Variante mit modifiziertem Zylinder und Serienkerzenposition, der Unterschied im Spitzendruck verglichen mit der Variante mit modifiziertem Zylinder und modifizierter Kerzenposition deutlicher ausfällt als im Vergleich zur Serienvariante. Bei der auf dem Prüfstand gefahrenen Maximaldrehzahl von 5.500 min^{-1} sieht man die größten Unterschiede. Wie Abb. 8.6 zeigt, beträgt der Spitzendruck des Serienzylinders hier 14,0 bar. Bei gleicher Kurbelwinkelstellung erreicht die Variante mit modifiziertem Zylinder und Serienkerzenposition einen Spitzendruck von nur 12,8 bar, die Variante mit modifizierter Kerzenposition lediglich 11,8 bar. Das Druckmaximum liegt bei allen drei Varianten bei 22° KWnOT und läßt, wie bereits bei den niedrigeren Drehzahlen festgestellt, auf eine ziemlich späte Verbrennung oder schlechte Zündbedingungen schließen. Für den modifizierten Zylinder könnte für beide Varianten auch eine schlechtere Füllung durch die Entdrosselung des Auslasses und nicht angepaßte Steuerzeiten bzw. Steuerquerschnitte, auch die der Überströmer, in Frage kommen.

8.2 Auslaßdruckindizierung

Mit dem abschaltbaren Sensoradapter (Abbn. 4.3 und 4.4) ist es erstmals möglich, eine auslaßnahe Niederdruckindizierung durchzuführen. Die gemessenen Druckverläufe dienen einerseits der Beurteilung des Ladungswechsels und andererseits als zusätzliche Randbedingung

für die dreidimensionale Strömungssimulation. Bei der Strömungssimulation wurde mit diesen Werten das Vollmodell des Motors mit dem kompletten Auspuff kalibriert und so dessen Genauigkeit und Aussagekraft verbessert.

Abbildung 8.7 zeigt die Auslaßdruckverläufe mit Serienzylinder bei einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} und den Lasten 0%, 50% und 100%. Man erkennt deutlich, daß sich die Lage der Extremwerte der Druckschwingungen von ca. 8°KW nach Auslaß öffnet (AÖ; $285,2^\circ \text{KWnOT}$) nicht ändert und ihre Amplitude lastabhängig von 1,46 bar bei Volllast auf 1,14 bar bei Leerlauf sinkt.

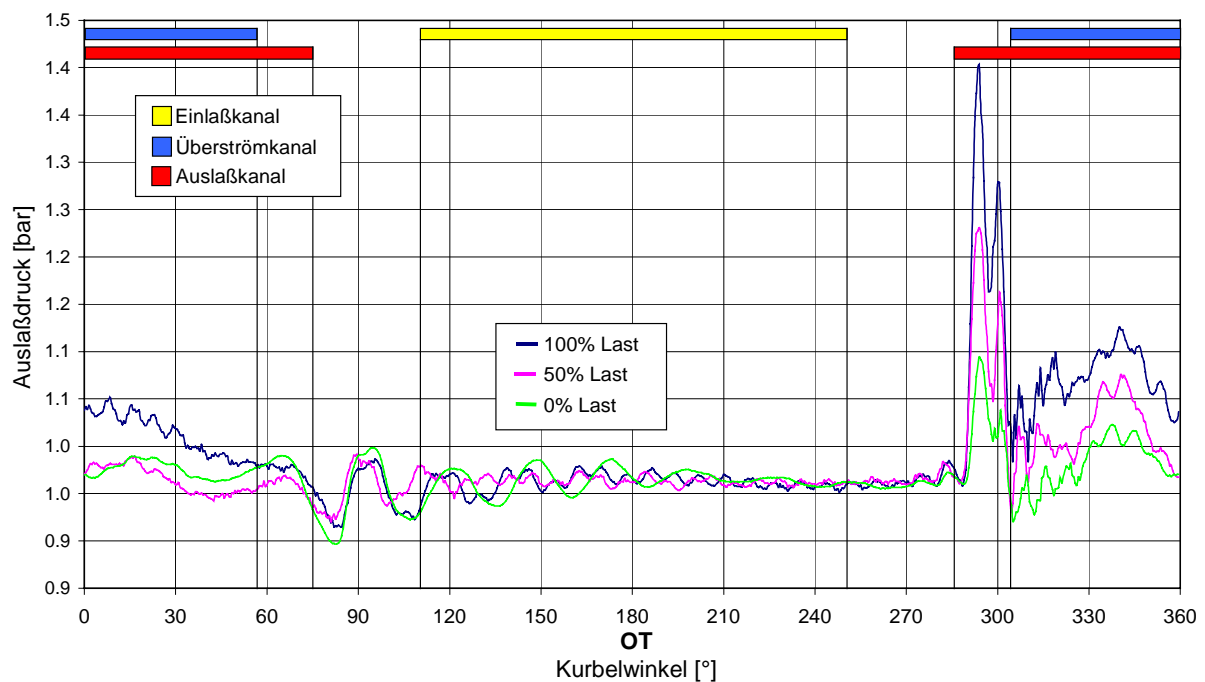


Abbildung 8.7: Auslaßdruckverläufe des Serienzylinders bei 3.500 min^{-1} und unterschiedlichen Lastzuständen

Schließt der Auslaß bei $74,8^\circ \text{KW}$ haben die Druckverläufe unabhängig von der gefahrenen Last nahezu gleiches Niveau erreicht. Nach dem Schließen, wenn der Auspuff nur noch mit der Umgebung in Verbindung steht, klingen die Schwingungen rasch ab.

Abbildung 8.8 zeigt den Drehzahleinfluß auf den Verlauf der Gasschwingungen im Auslaß bei den Drehzahlen 2.000, 3.500 und 5.500 min^{-1} und Volllast. Man sieht einerseits, daß das Spitzendruckniveau nach AÖ von 1,52 bar bei 5.500 min^{-1} über 1,46 bar bei 3.500 min^{-1} auf

Meßergebnisse

1,28 bar bei 2.000 min^{-1} sinkt, andererseits sich die Lage dieser ersten Druckspitze nach AÖ von 10° KWnAÖ bei 5.500 min^{-1} auf 6° KWnAÖ bei 2.000 min^{-1} vorverlagert. Zum Zeitpunkt Auslaß schließt (AS) liegt wieder kurzzeitig bei allen Drehzahlen das gleiche Druckniveau vor, wogegen später, wenn der Auslaß geschlossen ist und die Druckschwingungen abklingen, das Druckniveau bei der Drehzahl von 5.500 min^{-1} niedriger liegt und sich erst bei ca. 200° KW auf die Druckniveaus, die bei den anderen beiden Drehzahlen gemessen wurden, einpendelt.

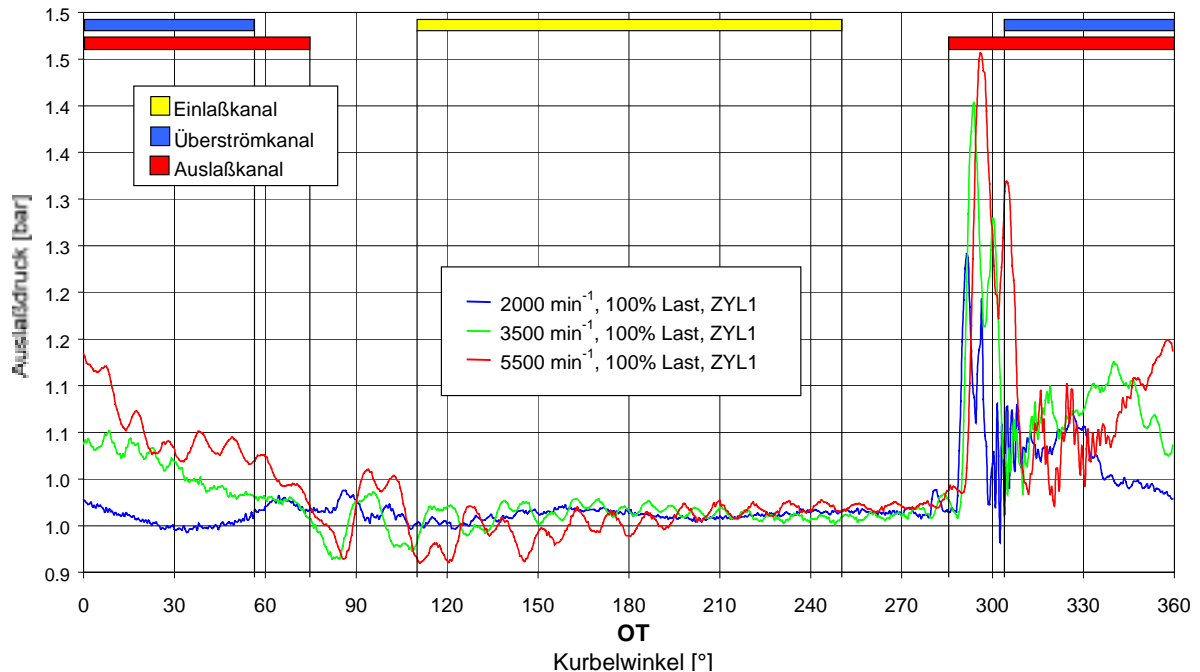


Abbildung 8.8: Auslaßdruckverläufe des Serienzylinders bei 100% Last und den Drehzahlen 2.000 min^{-1} , 3.500 min^{-1} und 5.500 min^{-1}

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Motorlast lediglich einen Einfluß auf das im Auslaß entstehende Druckniveau hat, wobei dieses mit steigender Last zunimmt und umgekehrt. Die Drehzahl hat dagegen sowohl auf das Druckniveau als auch auf dessen Lage nach AÖ einen Einfluß. Dabei steigt das Druckniveau mit zunehmender Drehzahl und die Lage des ersten Druckmaximums nach AÖ liegt mit zunehmender Drehzahl später.

Abbildung 8.9 zeigt die Auslaßdruckverläufe der drei vermessenen Zylindervarianten. Hierbei zeigen sich in weiten Bereichen (ca. 70° KW bis ca. 290° KW) keine nennenswerten Differenzen, weder in Amplitude noch in Phasenlage.

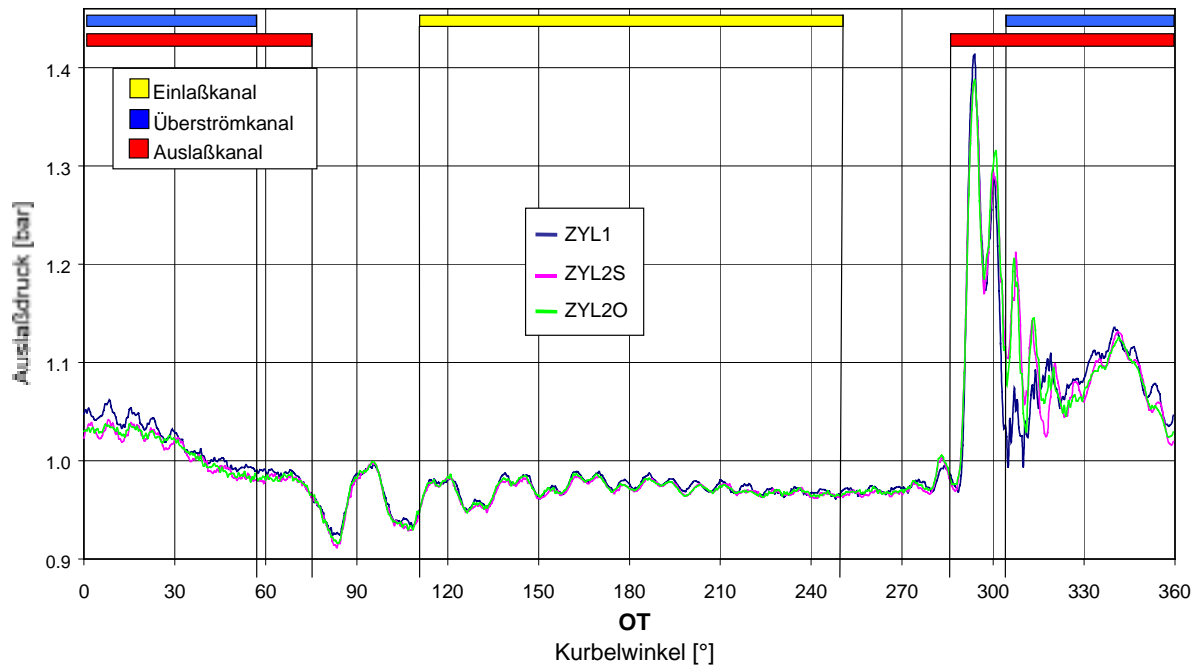


Abbildung 8.9: Auslaßdruckverläufe der drei Zylindervarianten bei 3.500 min^{-1} und Vollast

Nennenswerte Unterschiede ergeben sich erst mit dem Druckanstieg nach AÖ. Ein Detailausschnitt dieses Bereiches ist in Abb. 8.10 dargestellt. Die Serienvariante erreicht nahezu 1,41 bar, während die beiden Varianten mit dem modifizierten Auslaß nur ca. 1,38 bar erreichen. Diese Differenz dürfte auf die entdrosselnde Wirkung des geneigten Auslasses zurückzuführen sein. Allerdings kehrt sich dieser Vorteil wenig später bei Überströmer öffnet (ÜÖ) in einen Nachteil um, da zu diesem Zeitpunkt das Druckniveau bei den modifizierten Zylindern mit ca. 1,18 bar deutlich höher liegt als das des Serienzylinders mit ca. 1,07 bar. Dies ist auf Rückwirkungen des Auspuffs zurückzuführen. Das hohe Druckniveau beeinflusst den Gaswechsel negativ und sollte durch eine Entdrosselung der Auspuffanlage im Flansch- und Topfbereich beseitigt werden. Die Simulation zeigt im Flanschbereich eine Kante in der Strömungsführung sowie im Auspufftopf im Blendenquerschnitt sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten in den Drosselbohrungen (Abb. 12.10, Anh.1). Durch die 30° -Neigung des modifizierten Auslasses trifft hier das abströmende Abgas in einem steileren Winkel direkt vor die Kante, was zu einem höheren Strömungswiderstand führt. Ein größerer freier Querschnitt im Bereich der Drosselbohrungen der Auspuffblende führt zusätzlich zu einer weiteren Entdrosselung des Gesamtpuffs.

Meßergebnisse

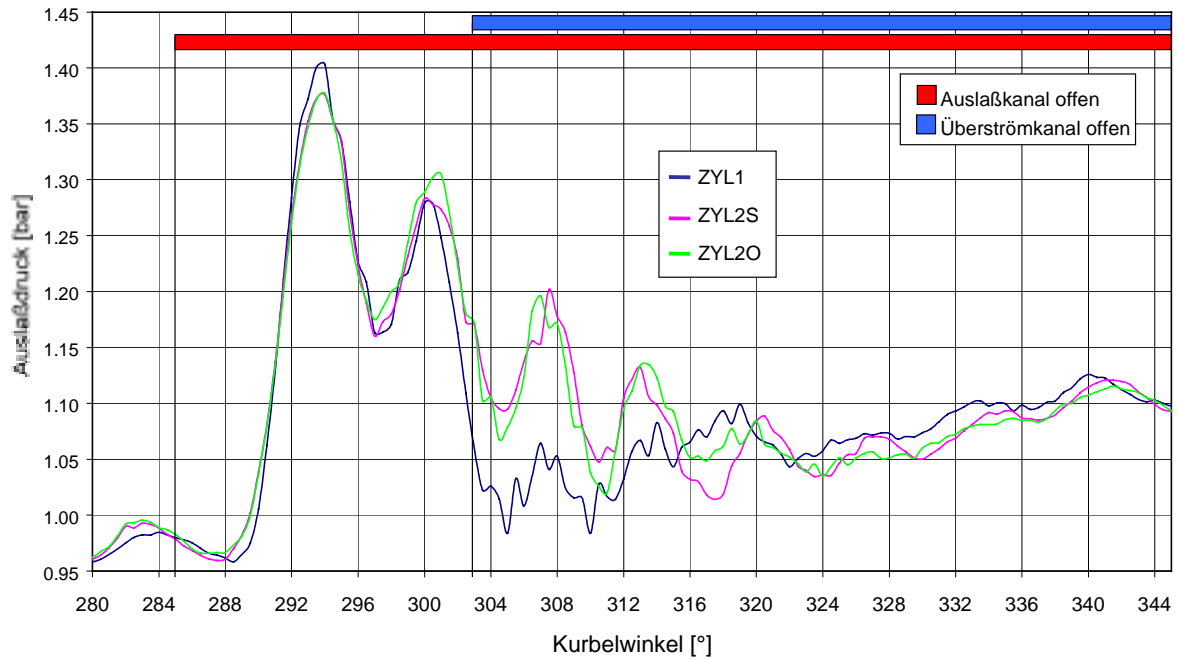


Abbildung 8.10: Ausschnittsvergrößerung von Abb. 8.9 im Bereich AÖ

Dieses Ergebnis führte nun dazu, in Absprache mit AS-Motor entdrosselte Auspuffvarianten zu testen. Beide Varianten sollten einen größeren Auspuffrohrdurchmesser erhalten, so daß im Flanschbereich keine Kante mehr entsteht. Eine weitere Veränderung betrifft die Drosselblende zwischen Primär- und Sekundärkammer im Auspufftopf. Hier behält die eine Variante die Serienblende, die andere bekommt eine zweite Lochreihe, um den freien Querschnitt etwa zu verdoppeln und auf diese Weise, durch verminderte Strömungsgeschwindigkeit im Durchtritt, den Strömungswiderstand zu senken.

8.3 Abgasmessungen

Mit den Abgasmessungen sollte das Emissionsminderungspotential der Zylindermodifikationen, die aufgrund der Ergebnisse der dreidimensionalen Simulationen von Strömung und Verbrennung in Absprache mit AS-Motor vorgenommen wurden, ermittelt werden. Dabei dient der Serienzylinder als Vergleichsbasis.

Bei jeder Meßreihe wurden die fünf Laststufen 100% (Vollast), 75%, 50%, 25% und 0% (Leerlauf) gefahren. Vollast bedeutet voll geöffnete Drosselklappe, 0%-Last wurde mit völlig

abgeregelter Leistungsbremse eingestellt, wobei die Drehzahlen oberhalb des Leerlaufniveaus (geschlossene Drosselklappe) durch leichtes Öffnen der Drosselklappe eingestellt wurden. Bei den übrigen Lasten erfolgte die Drehzahleinstellung durch „Deckelung“ mit der Bremse, wobei die Wirbelstrombremse im Modus „Drehzahlregelung“ betrieben wurde. Für jede Last wurden acht Drehzahlpunkte zwischen 2.000 und 5.500 min^{-1} im Intervall von 500 min^{-1} angefahren. Bevor die Aufnahme der Meßwerte erfolgte, mußte der jeweilige Betriebspunkt solange gehalten werden, bis sich stationäre Verhältnisse einstellten.

Die im folgenden vorgestellten Meßergebnisse werden primär unter Vollastbedingungen beschrieben. Dies ist unter realen Einsatzbedingungen der bei weitem häufigste Einsatzfall.

8.3.1 Kohlenwasserstoff-Emissionen

Abbildung 8.11 zeigt die HC-Emissionen und Abgastemperaturen der drei Zylindervarianten bei Vollast im Vergleich. Dabei zeigt sich, daß der Verlauf der HC-Emissionen des modifizierten Zylinders mit versetzter Zündkerze (ZYL2O) über den gesamten Drehzahlbereich höhere Werte aufweist als der Serienzylinder (ZYL1). Der modifizierte Zylinder mit zentraler Kerzenposition (ZYL2S) zeigt bis zu einer Drehzahl von ca. 2.700 min^{-1} einen geringeren HC-Ausstoß als ZYL1, darüber liegt er schlechter als der Serienzylinder und im Bereich von 3.700 bis 4.500 min^{-1} sogar etwas schlechter als ZYL2O, der über das gesamte Drehzahlband die schlechtesten Werte aufweist. Die hier nicht dargestellten Kurven für 50% und 75% Last haben einen nahezu identischen Verlauf wie der in Abb. 8.11 dargestellte, jedoch ist das Niveau des HC-Ausstoßes niedriger.

Zur Veranschaulichung der HC-Emissionsänderungen der modifizierten Varianten gegenüber dem Serienzylinder sind diese in Abb. 8.12 für jeden Meßpunkt bezogen auf die Werte des Serienzylinders aufgetragen. Positive Werte stellen eine Erhöhung, negative Werte eine Verringerung gegenüber dem Serienzylinder dar. Hier sieht man nun noch deutlicher, daß der ZYL2O entgegen aller Erwartungen nicht die vorhergesagte Verringerung bringt; im Gegenteil, es tritt im ganzen Bereich eine starke Erhöhung auf. Diese ist zum einen auf höhere Spülverluste durch die entdrosselnde Wirkung des modifizierten Auslasses zurückzuführen, zum anderen kommt dazu eine schlechte Entflammung des Gemisches mit anschließender schlechter Verbrennung. Die schlechte Verbrennung zeigt sich auch in den Brennraumdruckverläufen (Abbn. 8.3 bis 8.6). Der Einfluß der geänderten Auslaßgeometrie allein (ZYL2S) hat im unteren Drehzahlbereich sogar einen positiven Einfluß auf die HC-Emissionen und folglich auf die Verbrennung. Mit steigender Drehzahl macht sich jedoch ein negativer Einfluß des geänderten Auslasses bemerkbar, der im oberen Drehzahlbereich zu deutlich erhöhten Emissions-

Meßergebnisse

werten (verglichen mit ZYL1) führt. Dies wird durch das in weiten Bereichen (330 bis 70° KW), im Vergleich zur Serienvariante, niedrigere Druckniveau im Auslaß (Abb. 8.9, exemplarisch) verursacht, das zu höheren Spülverlusten führt.

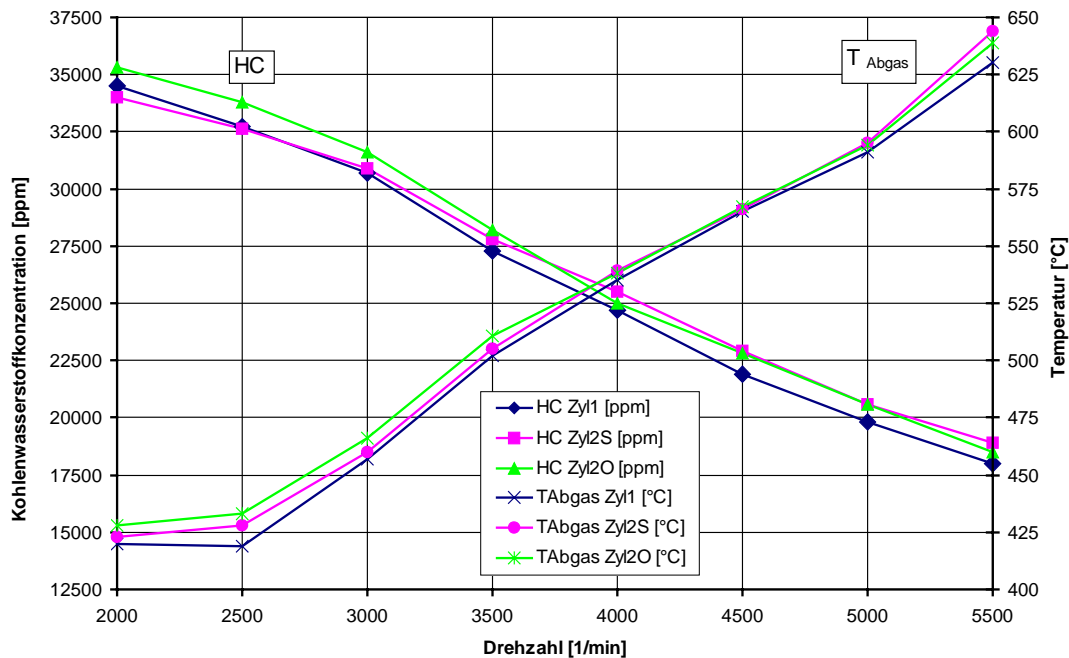


Abbildung 8.11: HC-Emissionen und Abgastemperaturen aller Zylindervarianten bei Vollast

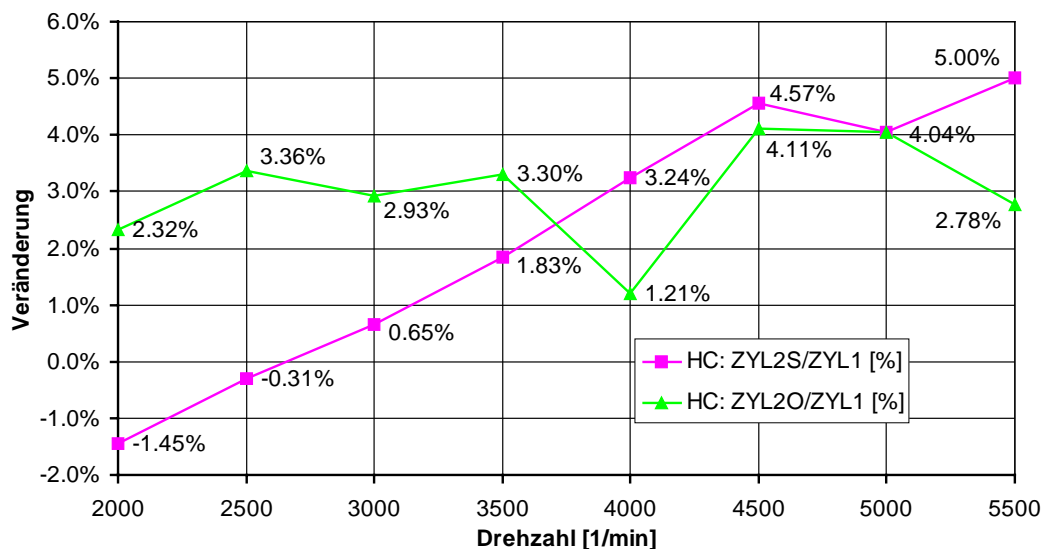


Abbildung 8.12: Relative Veränderung der HC-Emissionen der ZYL2S und Zyl2O gegenüber ZYL1

Die im Vergleich zur Serienvariante in weiten Bereichen höheren Abgastemperaturen weisen ebenfalls auf einen schlechten Verbrennungsverlauf mit spätem Umsatz hin, der durch die Brennraumdruckverläufe (Abbn. 8.3 bis 8.6), deren Spitzendrücke niedriger und später liegen, untermauert wird.

Abbildung 8.13 zeigt für ZYL1 exemplarisch den Verlauf der HC-Emissionen bei den vermessenen Laststufen. Die Emissionen der Laststufen 100%, 75%, und 50% zeigen einen sehr ähnlichen, nahezu parallelen Verlauf, der mit abnehmender Last jeweils auf niedrigerem Niveau liegt. Der Verlauf für 25% Last weicht jedoch deutlich von denen der oberen Laststufen ab. Man erkennt darüber hinaus, daß das Niveau der HC-Emissionen bis zu einer Drehzahl von 4.000 min^{-1} deutlich unter dem der übrigen Laststufen liegt. Erst für Drehzahlen oberhalb 4.000 min^{-1} steigt das Niveau auf das bei Vollast, was auf vermehrte Zündaussetzer zurückzuführen ist. Der Verlauf bei Leerlauf (0%) besitzt im Drehzahlbereich von 3.000 bis 4.000 min^{-1} eine „Delle“. Dies ist auf etwas günstigere Strömungs- und Entflammungsverhältnisse zurückzuführen sein, denn der Motor besitzt bei ca. 3.500 min^{-1} sein maximales Drehmoment. Dieses wird immer dann erreicht, wenn optimale Füllungs- und Zündbedingungen zusammenkommen. Das ansonsten sehr hohe, über dem für Vollast liegende Niveau der HC-Emissionen ist auf häufige Zündaussetzer in diesem Betriebspunkt zurückzuführen. Dies ist für Motoren dieser Bauart und Hubraumklasse durchaus üblich.

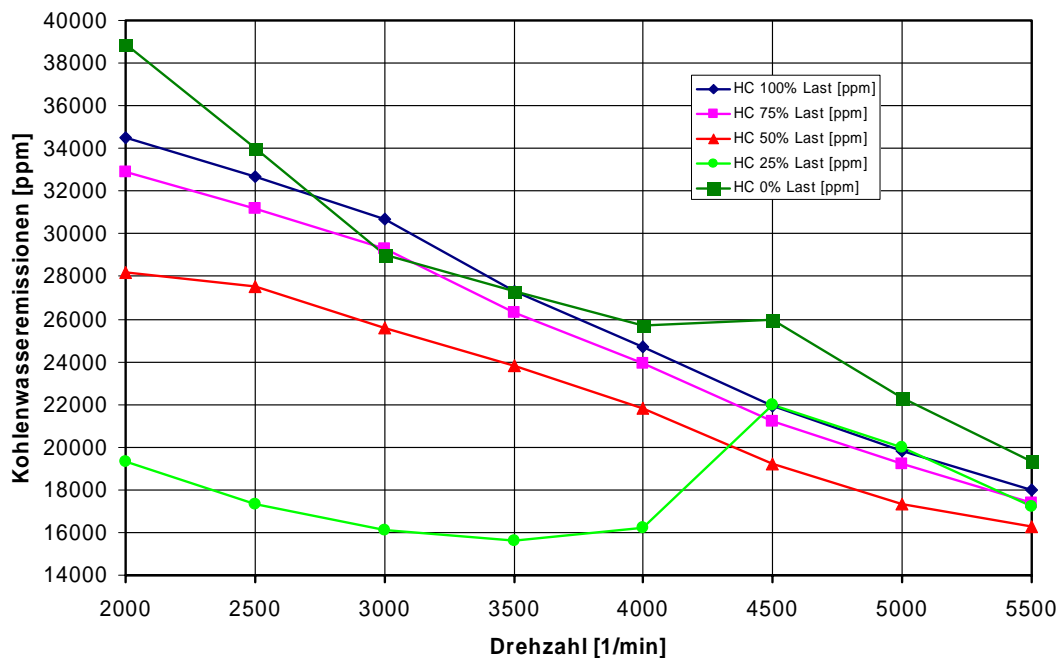


Abbildung 8.13: HC-Emissionsverläufe ZYL1 für die Laststufen Leerlauf, 25%, 50%, 75% und Vollast

Meßergebnisse

8.3.2 Sauerstoff im Abgas

Der untersuchte Zweitaktmotor wird einerseits mit stark unterstöchiometrischem Gemisch (Abb. 8.15) betrieben und besitzt andererseits einen offenen Gaswechsel, weshalb der im Abgas gemessene Sauerstoff aus den Spülverlusten beim Ladungswechsel stammt. Abbildung 8.14 zeigt den Verlauf der Sauerstoffkonzentration über der Drehzahl für die verschiedenen Zylindervarianten bei Vollast. Der Verlauf für ZYL1 liegt im gesamten Drehzahlband bis zu 0,5% Vol. unterhalb der Verläufe der beiden modifizierten Zylinder. Die Werte des ZYL2S nähern sich unterhalb von 3.000 min^{-1} denen der Serienversion stark an, darüber decken sie sich dann aber weitgehend mit den Meßwerten des ZYL2O.

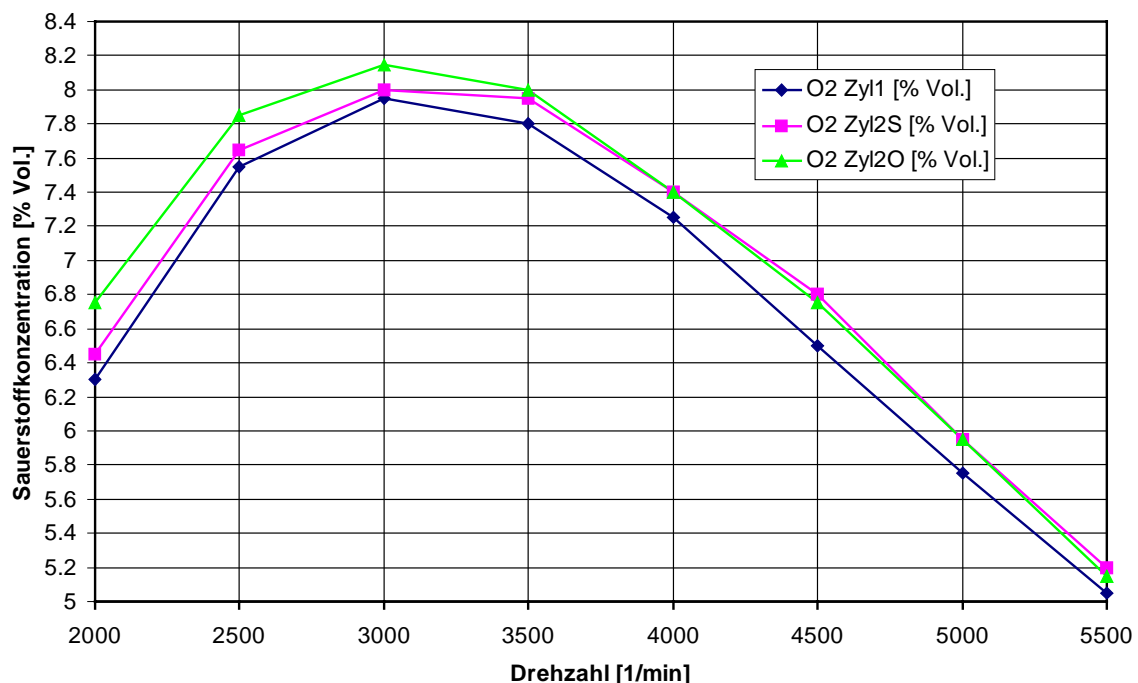


Abbildung 8.14: Sauerstoffkonzentration im Abgas aller Zylindervarianten bei Vollast

Die zwischen 2.000 und 3.000 min^{-1} ansteigenden Sauerstoffkonzentrationen zeigen zunehmende Spülverluste, die aber im Sinne einer besseren Zylinderspülung interpretiert werden müssen. Die im gleichen Drehzahlbereich hohen HC-Emissionen werden von Zündaussetzern und Spülverlusten gemeinsam verursacht, wobei die Zündaussetzerhäufigkeit mit steigender Drehzahl abnimmt. Darüber hinaus fällt das Luftverhältnis des Frischgemisches unterhalb einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} kontinuierlich auf Werte unter $\lambda=0,6$ ab (Abb.8.15), was im Bereich der fetten Zündgrenze von Benzin/Luftgemischen liegt. Die oberhalb einer Drehzahl

von 3.000 min^{-1} wieder fallenden Sauerstoffkonzentrationen in Verbindung mit ebenfalls fallenden HC-Konzentrationen (Abb. 8.11) werden im wesentlichen vom steigenden Abgasgegendruck (vgl. Abb. 8.8 im Bereich 330° bis 70° KW) verursacht. Das insgesamt etwas höhere Sauerstoffkonzentrationsniveau bei den modifizierten Zylindern kommt durch den strömungsgünstigeren Auslaß zustande.

8.3.3 Kohlenmonoxid-Emissionen

Einen Vergleich des Luftverhältnisses und der Kohlenmonoxid-Emissionen bei Vollast für die drei Zylindervarianten zeigt Abb. 8.15. Das Luftverhältnis liegt mit Werten zwischen 0,53 und 0,87 für alle Zylindervarianten stets im unterstöchiometrischen (sauerstoffarmen) Bereich, was neben der Betriebs- und Starticherheit der Innenkühlung des Zylinders dient und für Motoren dieser Bauart durchaus üblich ist. Unterhalb einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} wird das angesaugte Gemisch zunehmend fetter, oberhalb dieser Drehzahl bleibt die Stöchiometrie mit Werten von ca. 0,8 in etwa erhalten. Die CO-Emissionen bilden die vorliegenden Verbrennungsverhältnisse sehr gut ab, da sie als teiloxydierte Spezies ein Indikator für die Vollständigkeit der Verbrennung sind. Der Motor wird mit festem Zündzeitpunkt gefahren, und dieser hat einen wesentlichen Einfluß auf den Brennraumdruckverlauf. Dieser wiederum hat, neben der freigesetzten chemischen Energie, einen wesentlichen Einfluß auf den Temperaturverlauf in einem Arbeitsspiel. Im unteren Drehzahlbereich ($\leq 3.500 \text{ min}^{-1}$) zeigen die sinkenden CO-Emissionen, daß der eingestellte Zündzeitpunkt ($22,5^\circ \text{ KWvOT}$) mit „seiner Vorzündung“ zunehmend besser mit der eingestellten Drehzahl harmoniert. Im Drehzahlbereich 3.500 bis 4.500 min^{-1} liegt das maximale Drehmoment, und es wird die Nennleistung erreicht. Deshalb verändern sich hier die CO-Emissionen auch kaum. Der leichte Anstieg zu höheren Drehzahlen zeigt jedoch, daß nun weiterer Vorzündungsbedarf besteht. Dies zeigen auch die Brennraumdruckverläufe (Abbn. 8.5 und 8.6). Die breiter und flacher werdenden Druckverläufe bei den Drehzahlen 4.500 und 5.500 min^{-1} sind typisch für späte und schlechte Verbrennung. Im Vergleich zur Drehzahl von 3.500 min^{-1} (Abb. 8.4), die für den fixen Zündzeitpunkt die optimale ist, treten die Spitzendrücke später auf und sind vom Niveau her wesentlich niedriger. Daß oberhalb einer Drehzahl von 4.500 min^{-1} die Verbrennung noch schlechter wird, so daß die CO-Emissionen wieder stärker steigen, liegt am weiteren Vorzündungsbedarf. Dieser könnte jedoch selbst mit einer Zündverstellung nicht voll befriedigt werden, da der Motor sonst klopfende Verbrennung zeigen würde. (Klopfende Verbrennung tritt auf, wenn noch nicht verbrannte Gemischreste aufgrund zu dieser Zeit zu hohen Brennraumdrucks und –temperatur unkontrolliert selbst zünden. Dies führt zu sehr steilen Druckgradienten und hohen Wärmefreisetzungsraten, die den Motor i.d.R. innerhalb kürzester Zeit zerstören.)

Meßergebnisse

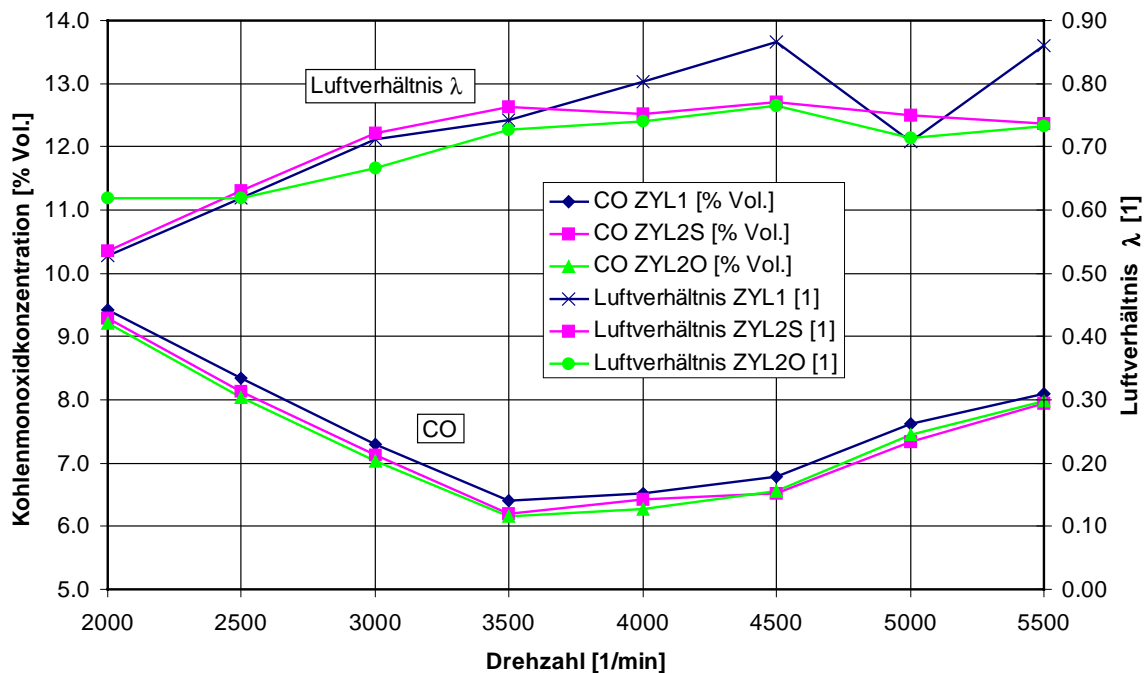


Abbildung 8.15: Luftverhältnis λ und Kohlenmonoxidkonzentration im Abgas aller Zylindervarianten bei Vollast

Das insgesamt etwas niedrigere CO-Emissionsniveau der modifizierten Zylinder paßt mit dem etwas höheren Abgastemperaturniveau (Abb. 8.11) zusammen. Dieses deutet ebenfalls auf eine späte Verbrennung hin und verschiebt die Oxidationsreaktion von CO zu CO_2 mehr in Richtung CO_2 (siehe Abb. 8.16) [HEYWOOD (1988), GRIFFITHS und BARNARD (1995)].

8.3.4 Kohlendioxid-Emissionen

Die in Abb. 8.16 dargestellten CO_2 -Emissionsverläufe der drei Zylindervarianten steigen im Drehzahlbereich von 2.000 bis 4.500 min^{-1} kontinuierlich an und gehen dann in einen nahezu waagrechten Verlauf bis zur Maximaldrehzahl über. Der Serienzylinder besitzt im gesamten Drehzahlbereich die niedrigsten Werte. Dies steht im Gegensatz zum CO-Verlauf (Abb. 8.15), zeigt aber, daß hier der in Kap. 8.3.3 erwähnte Oxidationsmechanismus den Zusammenhang herstellt. Der Anstieg der CO_2 -Werte bis zu einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} läßt sich durch ansteigendes Luftverhältnis bei gleichzeitig sinkenden CO-Emissionen erklären. Im

Drehzahlbereich von 3.500 bis 4.500 min^{-1} wird der Gradient etwas flacher, was an dem ebenfalls flacher werdenden Gradienten des Luftverhältnisses und den wieder leicht steigenden CO-Emissionen liegt. Oberhalb einer Drehzahl von 4.500 min^{-1} bleibt das Luftverhältnis nahezu konstant während die CO-Emissionen weiter steigen. Dies hat aufgrund nichtlinearer Zusammenhänge in der Reaktionschemie nahezu konstante CO_2 -Emission zur Folge.

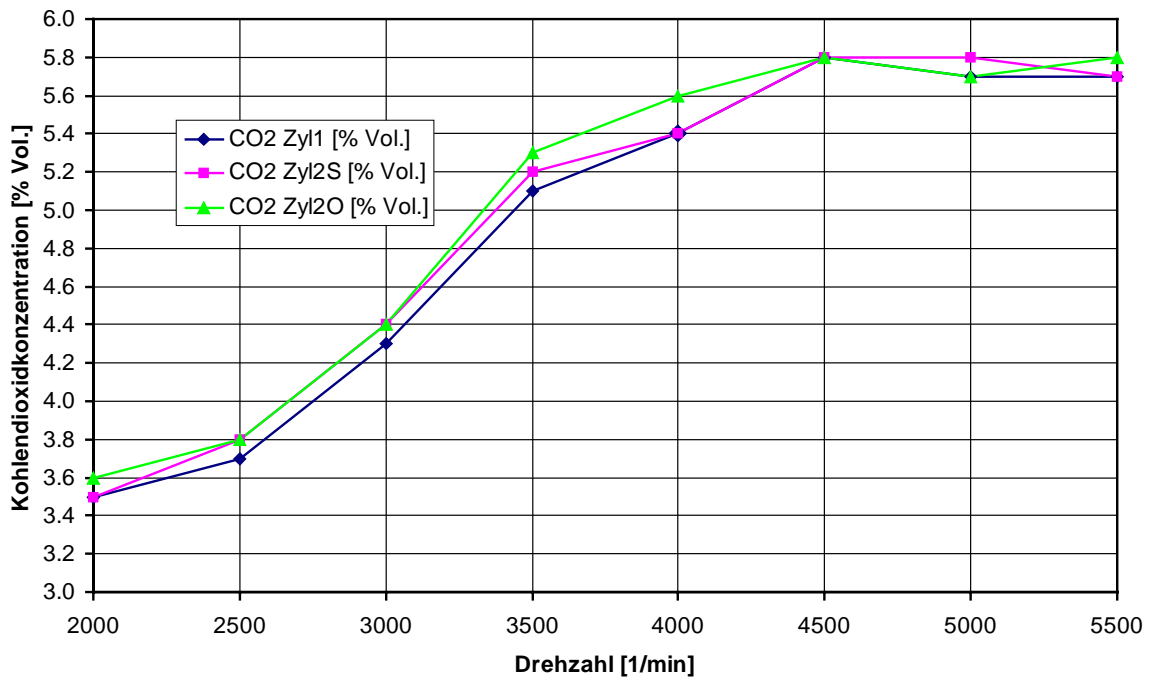


Abbildung 8.16: Kohlendioxidkonzentration im Abgas aller Zylindervarianten bei Vollast

8.3.5 Stickstoffmonoxid-Emissionen

Die Stickstoffmonoxidemissionen des Abgases von Zweitakt-Motoren bereiten im Hinblick auf einzuhalten, gesetzliche Grenzwerte i.d.R. keine Probleme. Aufgrund des üblicherweise stark unterstöchiometrischen Gemisches bei Motoren dieser Bauart (vgl. Abb. 8.15), sind nur sehr geringe Stickoxidemissionen zu messen. Der in Abb. 8.17 dargestellte Verlauf der NO-Emissionen für die drei Zylindervarianten zeigt lediglich Werte zwischen 24 und 61 ppm (0,0024 bzw. 0,0061% Vol.). Die NO-Spitzenwerte, die zwischen 3.500 und 4.500 min^{-1} auftreten, liegen in dem Drehzahlbereich, wo das maximale Drehmoment des Motors anliegt (3.600 min^{-1}) und die maximale Leistung zur Verfügung steht (4.000 bis 4.500 min^{-1} , je nach

Meßergebnisse

Ausführung). Das insgesamt deutlich niedrigere Niveau von ZYL2O läßt auf eine im Mittel schlechtere Verbrennung mit niedrigerem Temperaturniveau schließen. Dies zeigt sich auch in den niedrigeren Brennraumdrücken (Abbn. 8.3 bis 8.6).

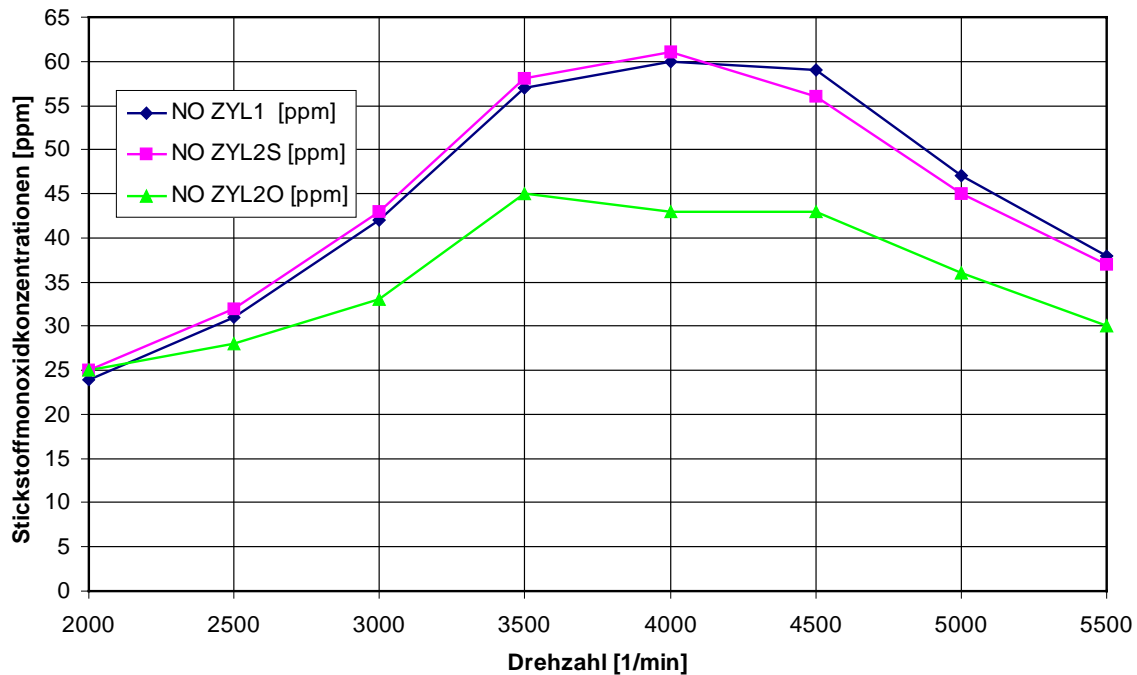


Abbildung 8.17: Stickstoffmonoxidkonzentration im Abgas aller Zylindervarianten bei Vollast

Die NO-Bildung ist sehr stark an das Temperaturniveau im Brennraum und dessen zeitlichen Verlauf gekoppelt. Dieses sog. thermische oder Zel'dovic-NO bildet sich nach dem sog. Zel'dovic-Mechanismus [WARNATZ und MAAS (1993)]. Die Bildung beginnt mit geringen Raten ab Temperaturen von ca. 1.600 bis 1.700 K und erreicht hohe Bildungsraten ab ca. 2.000 K. Dabei ist nicht nur das Temperaturniveau ausschlaggebend, sondern auch die Zeitspanne in der dieses vorliegt. Das so gebildete NO stellt den Hauptteil der bei Verbrennungsmotoren gemessenen NO-Emissionen. Die im Vergleich zu stöchiometrisch betriebenen Viertakt-Ottomotoren sehr geringen Konzentrationen, lassen auf relativ niedrige und/oder örtlich begrenzte und/oder zeitlich nur sehr kurz einwirkende, entsprechend hohe Verbrennungstemperaturen schließen.

8.4 Auspuffvarianten

Nachdem die Simulation mit dem Vollmodell des Motors und der Auspuffanlage gezeigt hat, daß im Flanschbereich von Zylinder und Auspuff durch eine abrupte Durchmesseränderung eine „Stolperkante“ für das abströmende Abgas entsteht (siehe Abb. 12.10, Anh. 1), entstanden im Rahmen der Präsentation und Diskussion der Ergebnisse mit der Fa. AS-Motor zwei weitere Auspuffvarianten. Beide Varianten besitzen einen von 28 auf 34 mm Innendurchmesser erweitertes Auspuffrohr mit modifiziertem Flansch, um die oben erwähnte Kante zu beseitigen. Bei Variante 1 wurde nun im Auspufftopf mit der Serienblende zwischen Primär- und Sekundärkammer weitergefahren, während Variante 2 zur weiteren Entdrosselung eine Blende mit größerem freien Querschnitt erhielt. Dieser wurde über eine zweite Lochreihe in der Blende realisiert. Die Rohteile für die Auspuffvarianten wurden von AS-Motor zur Verfügung gestellt, die Änderungen daran sowie der Zusammenbau wurde am FKFS durchgeführt.

Für eine erste Potentialabschätzung wurden lediglich Leistungs- und Drehmomentverläufe aufgenommen. Dazu wurden sämtliche Auspuffvarianten an allen Zylindervarianten unter Vollast vermessen, wodurch neun Paarungen entstanden, die die Serienausführung einschlossen.

Im Vergleich der Leistungs- und Drehmomentkurven (Abbn. 12.19 bis 12.27, Anh. 3) erkennt man, daß der Serienzylinder mit Serienauspuff (Abb. 12.19, Anh. 3) die am besten abgestimmte Variante ist. Sie erreicht im Drehzahlbereich zwischen 4.500 und 5.000 min^{-1} ihre maximale Leistung von 4,7 kW und besitzt ein Spitzendrehmoment von 11,1 Nm bei einer Drehzahl von 3.500 min^{-1} . Der Drehmomentverlauf bildet im Bereich von 3.000 und 4.000 min^{-1} ein Plateau mit geringen Gradienten, wobei bei 3.000 min^{-1} noch 10,8 Nm und bei 4.000 min^{-1} noch 10,7 Nm zur Verfügung stehen. Mit der Auspuffvariante 1 (Abb. 12.20, Anh. 3), angepaßter Rohrinne Durchmesser und serienmäßige Blende, erhält man grundsätzlich die gleichen Verläufe von Leistung und Drehmoment aber auf erheblich niedrigerem Niveau. Die maximale Leistung beträgt nur 4,5 kW, das maximale Drehmoment erreicht 10,1 Nm. Die Auspuffvariante 2 (Abb. 12.21, Anh. 3), angepaßter Rohrinne Durchmesser und Blende mit zweiter Lochreihe, zeigt bessere Ergebnisse. So erhält man eine Spitzenleistung von 4,8 kW bei einer Drehzahl von 5.000 min^{-1} . Die Leistungskurve zeigt hier allerdings kein Plateau, sondern fällt zu niedrigen Drehzahlen etwas steiler ab als bei der Variante mit Serienauspuff. Der Drehmomentverlauf zeigt grundsätzlich ähnlichen Verlauf wie bei der Serienvariante, besitzt jedoch für Drehzahlen unter 5.000 min^{-1} aufgrund der dort im Vergleich niedrigeren Leistungen ein niedrigeres Niveau. Das maximale Drehmoment erreicht nur 10,7 Nm liegt

Meßergebnisse

aber auf einem vergleichbaren Plateau mit 10,5 Nm bei 3.000 min⁻¹ und 10,4 Nm bei 4.000 min⁻¹. Die Meßergebnisse am Serienzylinder zeigen, daß sich mit einer Entdrosselung des Auspuffs Leistung gewinnen läßt, die allerdings bei etwas höherer Drehzahl zur Verfügung steht. Der Verlust an Drehmoment im unteren Drehzahlbereich liegt vermutlich an einer zu weitgehenden Entdrosselung, so daß eine sog. Überspülung vorliegt. Dies ließe sich mit einer Emissionsmessung nachweisen, da dann in diesem Drehzahlbereich, im Vergleich zur Serienvariante, höhere HC-Emissionen vorliegen sollten.

Die Variante mit modifiziertem Zylinder und zentraler, serienmäßiger Zündkerzenposition bringt mit allen drei Auspuffvarianten bzgl. Leistung und Drehmoment nur schlechtere Ergebnisse als der Serienzylinder. Mit den stärker gedrosselten Varianten Serienauspuff (Abb. 12.22, Anh. 3) und Auspuff 1 (Abb. 12.23, Anh. 3) werden ähnliche Leistungskurven mit einem Maximalwert bei einer Drehzahl von 4.500 min⁻¹ erzielt. Zu höheren und niedrigeren Drehzahlen fallen die Kurven jeweils. Die höchste Leistung von 4,53 kW liefert ZYL2S mit der Auspuffvariante 1, wogegen mit dem Serienauspuff nur 4,48 kW erreicht werden. Dies ist kein großer Unterschied, weist jedoch darauf hin, daß die verbesserte Strömungsführung im Flanschbereich des Auspuffs tatsächlich Mehrleistung erbringt. Die zugehörigen Drehmomentverläufe weisen leichte Unterschiede auf. So besitzt der Drehmomentverlauf, der mit dem Serienauspuff gemessen wurde, ein maximales Drehmoment von 10,5 Nm bei einer Drehzahl von 3.000 min⁻¹. Der Drehmomentverlauf fällt zu 2.500 min⁻¹ sehr stark auf 8,9 Nm ab, während der Abfall zu höheren Drehzahlen hin mit 10,15 Nm bei 3.500 min⁻¹ und 10,2 Nm bei 4.000 min⁻¹, wesentlich flacher ist. Die Auspuffvariante 2 (Abb. 12.24, Anh. 3) besitzt ihr Leistungsmaximum von knapp 4,5 kW erst bei einer Drehzahl von 5.000 min⁻¹, wobei die Leistungskurve, wie die anderen auch, kein Plateau im Bereich der Maximalleistung besitzt. Der Drehmomentverlauf zeigt seinen Maximalwert von knapp 10,5 Nm bei 3.000 min⁻¹, besitzt zu niedrigeren Drehzahlen einen sehr steilen Abfall auf 8,9 Nm und zu höheren Drehzahlen zunächst einen leichten Abfall auf 10,4 Nm bei 3.500 min⁻¹, der dann zu noch höheren Drehzahlen etwas steiler wird. Zusammenfassend läßt sich sagen, daß die Charakteristiken der gemessenen Kurven akzeptabel sind, wobei das Leistungsmaximum nicht zu höheren Drehzahlen wandern sollte und 4.500 min⁻¹ nicht überschreiten sollte. Wenn das Drehmomentmaximum von 3.500 nach 3.000 min⁻¹ wandert, ist dies nach Angaben von AS-Motor ein durchaus wünschenswerter Effekt.

Die Variante mit modifiziertem Zylinder und modifizierter Zündkerzenposition bringt mit allen drei Auspuffvarianten bzgl. Leistung und Drehmoment die schlechtesten Ergebnisse im Vergleich der vermessenen Varianten. Die Varianten mit Serienauspuff (Abb. 12.25, Anh. 3) und mit Auspuffvariante 1 (Abb. 12.26, Anh. 3) zeigen eine Leistungskurve ohne Plateau, deren Verlauf grundsätzlich dem der Kurven aus den Abb. 12.22 und 12.23, Anh. 3 ent-

spricht. Die maximalen Leistungen betragen 4,4 bzw. 4,3 kW und liegen bei einer Drehzahl von 4.500 min^{-1} . Die zugehörigen Drehmomentverläufe zeigen ein Plateau im Drehzahlbereich von 3.000 und 3.500 min^{-1} , wobei mit dem Serienauspuff ca. $10,5 \text{ Nm}$ anliegen und mit der Auspuffvariante 1 lediglich ca. $10,1 \text{ Nm}$. Beide Verläufe zeigen zu niedrigen Drehzahlen hin sehr steile Abfälle, zu höheren Drehzahlen flachere, aber dennoch steilere Abfälle als die beiden anderen Zylindervarianten. Die Auspuffvariante 2 (Abb. 12.27, Anh. 3) erzielt etwas mehr Leistung als Variante 1 und besitzt zwischen 4.500 und 5.000 min^{-1} ein Leistungsplateau mit knapp $4,4 \text{ kW}$. Der Leistungsabfall zu niedrigeren Drehzahlen hin ist etwas flacher als bei den anderen beiden Varianten. Der Drehmomentverlauf besitzt im Bereich von 3.000 und 3.500 min^{-1} ein Plateau von ca. $10,15 \text{ Nm}$. Zu niedrigeren Drehzahlen fällt das Drehmoment sehr stark, wogegen bei höheren Drehzahlen das Drehmoment zunächst allmählich und dann ab 4.500 min^{-1} etwas stärker abnimmt.

Insgesamt läßt sich sagen, daß die vermessenen Varianten weder an das Leistungs- noch an das Drehzahlniveau der Serienversion herankommen, wiewohl z.B. die Auspuffvariante 2 am Serienzylinder im Drehmoment nur wenig schlechter ist und in der Leistung sogar etwas bessere Werte erzielt. Allerdings verschiebt sich die zugehörige Drehzahl dabei zu höheren Werten, was nicht wünschenswert ist. Auspuffvariante 2 am modifizierten Zylinder mit modifizierter Zündkerzenlage erzielt einen sehr „harmonischen“ Leistungs- und Drehmomentverlauf, die von ihrer Charakteristik sehr wünschenswert sind. Allerdings sind die hier erzielten Spitzenwerte deutlich unter denen der jetzigen Serienversion, was nicht akzeptabel ist. Hier müßte noch weitere Abstimmungsarbeit geleistet werden. Bei diesen Versuchen sollte sowohl die Zündkerzenlage wieder in Richtung ursprünglicher Position versetzt werden, als auch die Entdrosselung des Auspuffs mit entsprechend geänderten Blenden zwischen Primär- und Sekundärkammer wieder etwas zurückgenommen werden, d.h. wieder ein etwas höherer Abgasgedruck geschaffen werden.

9 Eindimensionale Simulation des Versuchsmotors

Da insbesondere bei Zweitakt-Motoren mit der Optimierung von Leistung, Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch i.d.R. auch eine deutliche Verminderung der Kohlenwasserstoff-Emissionen einhergeht, wurde abschließend mit Hilfe einer eindimensionalen Berechnung der Strömung im Versuchsmotor das Optimierungspotential hinsichtlich dieser Parameter analysiert. Dazu wurde die rechnerische Optimierung des Ladungswechsels eingesetzt. Die Berechnungen wurden mit dem kommerziellen Code GT-Power der Fa. Gamma Technologies Inc., USA durchgeführt.

Die Parameter, die den Ladungswechsel beim Zweitaktmotor entscheidend beeinflussen, sind die Öffnungswinkel von Auslaßkanal, Überströmkanälen und Einlaßkanal, sowie die geometrische Form (Höhe und Breite der annähernd rechtwinkligen Öffnungsquerschnitte) dieser Kanalmündungen an der Zylinderwand. Diese Parameter wurden, ausgehend vom Serienzustand des Motors, um jeweils $\pm 7,5\%$ geändert. Die Kalibrierung des Motormodells erfolgte mit Hilfe der Indizierdaten von Brennraum, Kurbelgehäuse und zylindernahem Abgastrakt.

9.1 Modellierung und Kalibrierung des Serienmotors

Zur Modellierung des Motors wurde dieser in die Hauptkomponenten Ansaugsystem, Motor und Auspuffanlage aufgeteilt (Abb. 9.1). Die Hauptkomponenten wurden entsprechend verfeinert und mit dem jeweils erforderlichen Detailierungsgrad zu einem Motormodell, das auf den geometrischen Daten des Originalmotors basiert, zusammengefügt. Dies geschah mit Hilfe von Komponenten-Modulen (z.B. Drosseln, Ventile, Rohrstücke, etc.), die in GT-Power zur Erstellung von Modellen in einer sog. Object Library zur Verfügung stehen.

Bei der Modellierung wurden z.B. Bauteile wie Luftfilter, Ansaugrohre mit veränderlichen Querschnitten, Vergaser sowie die Auspuffanlage mit komplettem Innenaufbau und Details wie die Drosselklappe im Vergaser oder die Drosselblende zwischen Primär- und Sekundärkammer im Auspuff berücksichtigt. Als Grundlage für die Modellierung dient der serienmäßige Zustand des Motors, auf den bezogen das Verbesserungspotential ermittelt wurde.

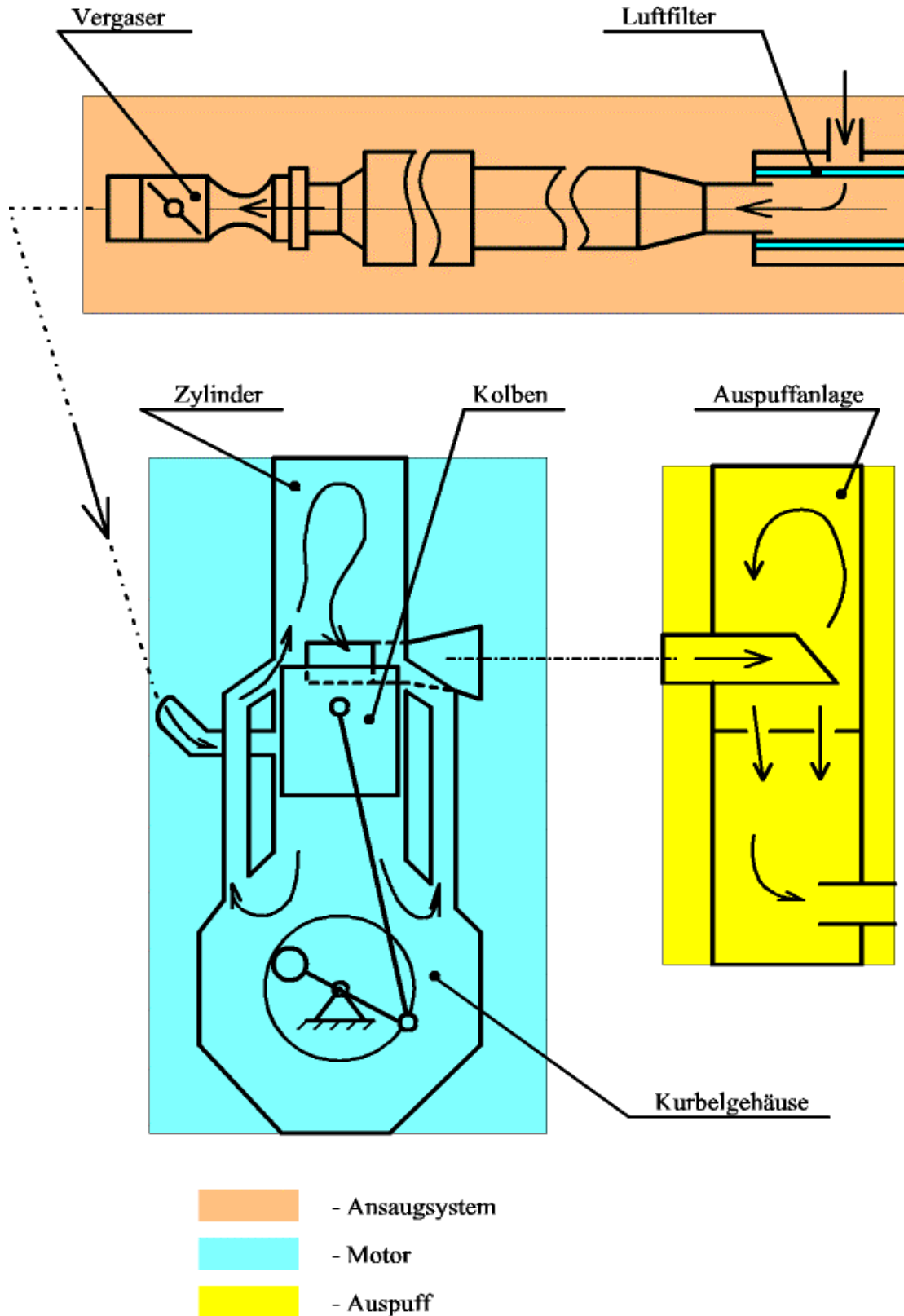


Abbildung 9.1: Hauptkomponenten zur Modellbildung des Versuchsmotors AS 165a

1D-Simulation des Versuchsmotors

Die Kalibrierung wird für alle Drehzahlen ab 2.000 min^{-1} bis 5.000 min^{-1} im Raster von 500 min^{-1} für die indizierten Drücke in Kurbelgehäuse, Brennraum und Auslaß durchgeführt. Die ersten Ergebnisse (Abb.9.3, exemplarisch) brachten für den Brennraumdruck (Mitte) sehr gute Übereinstimmung, der Kurbelgehäusedruck (oben) zeigte zwar eine gute Übereinstimmung im Kurvenverlauf, er lag jedoch auf einem nicht akzeptablen, zu niedrigen Niveau. Der Druckverlauf im Auslaßkanal (unten) wurde lediglich insgesamt gut wiedergegeben, wobei feine Schwingungen nicht aufgelöst wurden, deren in etwa mittlerer Verlauf wurde jedoch sehr gut reproduziert. Ein verfeinertes Modell wurde durch Berücksichtigung von Leckage aus dem Brennraum in das Kurbelgehäuse (Blow-By), was dort den Druck erhöht, Verbesserung der Öffnungs- und Schließcharakteristik des Einlasses sowie einer weiter verfeinerten Geometriemodellierung der Überströmkanäle erstellt. Das Problem bei der Modellierung der Einlaßcharakteristik lag im nicht-stetigen Verlauf der Querschnittsflächen-Funktion (Abb. 9.2). Diese wurde mit Hilfe einesnockengesteuerten Ventils mit virtuellem Ventilsitz realisiert.

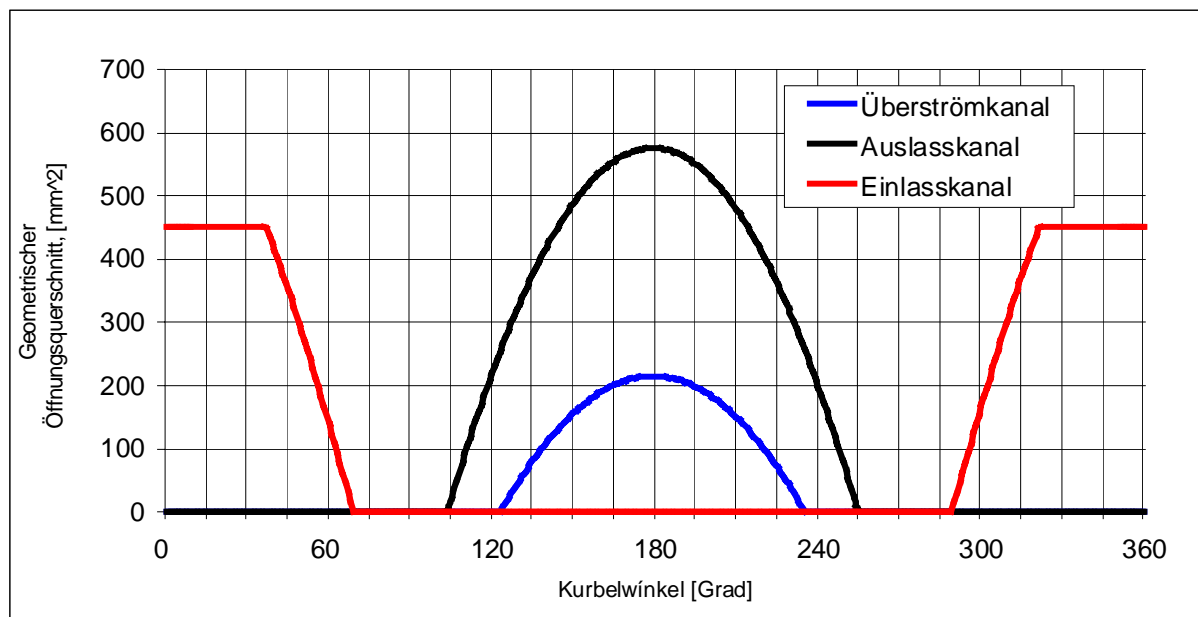


Abbildung 9.2: Querschnittsflächenverläufe der Ladungswechselkanäle

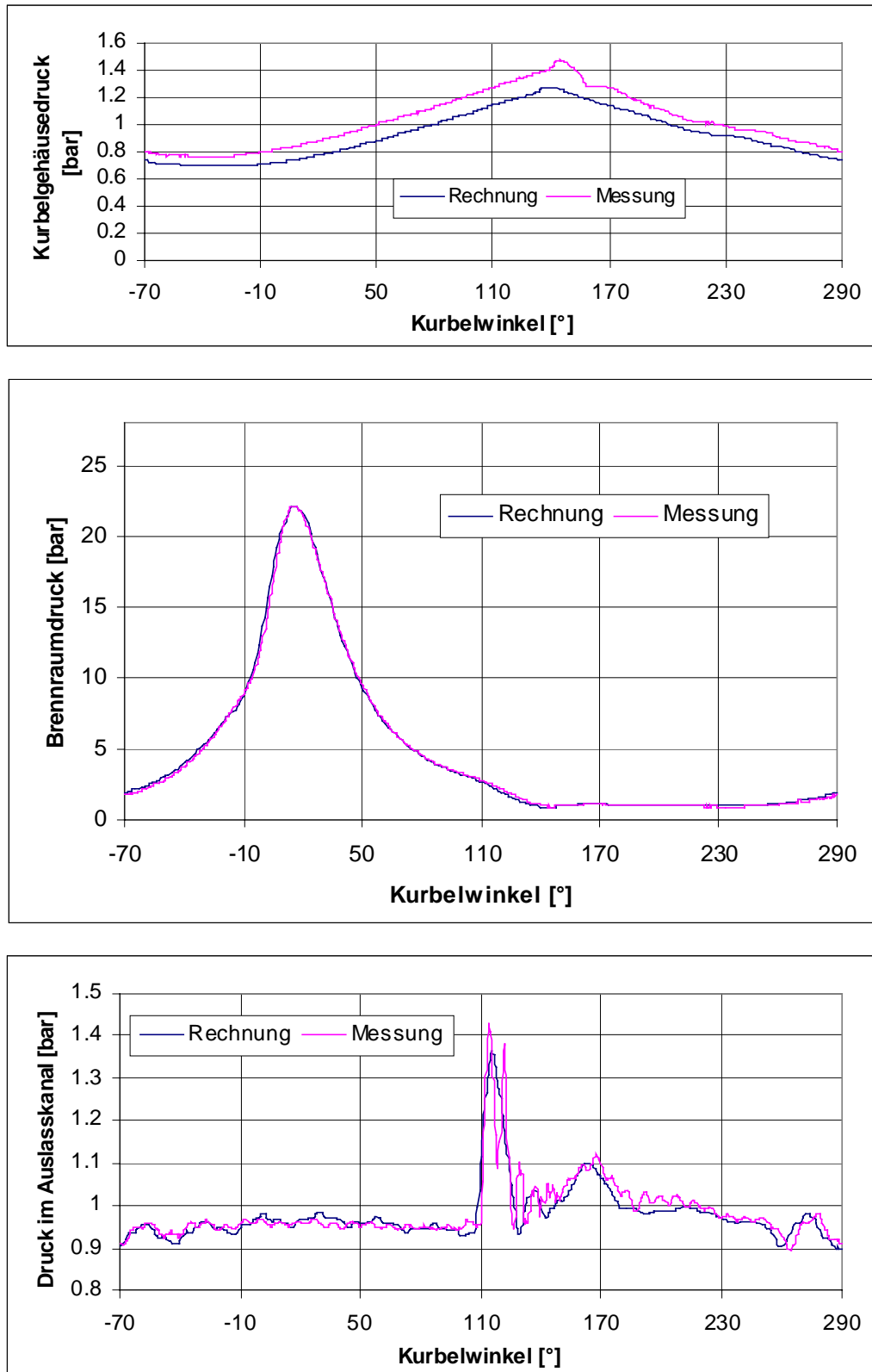


Abbildung 9.3: Vergleich der ersten Ergebnisse von 1D-Rechnung und Messung (4.000 min^{-1} , Vollast)

1D-Simulation des Versuchsmotors

Die Kalibrierergebnisse mit dem verfeinerten Modell sind im Anhang 4 (Abbn. 11.28 bis 11.35) für alle gerechneten Drehzahlen dargestellt. Es zeigt sich, daß für den Kurbelgehäuse-druckverlauf alle Rechnungen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Meßergebnissen vor-handen ist. Lediglich die Druckschwingung bei ca. 150° KW, die mit steigender Drehzahl ei-ne ausgeprägtere Amplitude besitzt, wird nicht wiedergegeben. Der Brennraumdruck wird in der Druckanstiegsphase etwas überschätzt, aber der Spitzendruck und der Druckabfall wäh-rend der Expansion und während des Gaswechsels werden korrekt wiedergegeben. Dies rech-tfertigt das Urteil einer insgesamt sehr guten Übereinstimmung mit der Messung. Der Druck-verlauf im Abgastrakt besitzt bis AÖ eine sehr gute Übereinstimmung mit der Messung. Nach AÖ treten jedoch Schwingungen auf, die von der Rechnung, bis auf den Spitzendruck kurz nach AÖ, nicht aufgelöst werden. Erst ca. 30° KW nach AÖ gibt die Rechnung den Druckver-lauf wieder zufriedenstellend wieder. Die Auftretenden Schwingungen werden lediglich stark gedämpft mit etwas zu hohem Niveau vorhergesagt.

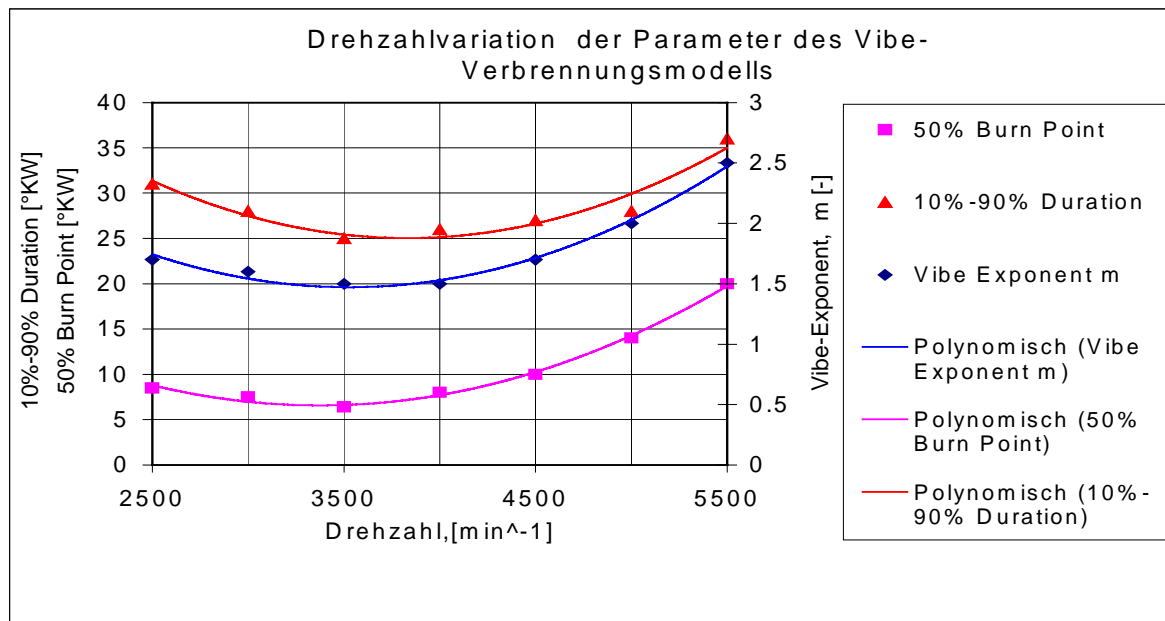


Abbildung 9.4: Veränderung der Parameter des Vibe-Verbrennungsmodells über der Drehzahl (Vollast)

Zur Berechnung der ottomotorischen Verbrennung stellt das Programmpaket GT-Power zwei unterschiedlich komplexe Modelle zur Verfügung. Zum einen ein relativ einfaches, nulldimensionales Verbrennungsmodell mit einer Ersatzbrennfunktion nach Vibe, zum anderen ein quasi-dimensionales Verbrennungsmodell mit turbulenter Flammenausbreitung. Beide Modelle wurden im Rahmen dieser Arbeit verwendet, und es hat sich gezeigt, daß das einfache

Verbrennungsmodell mit der Ersatzbrennfunktion nach Vibe („Vibe-Verbrennungsmodell“) sehr gute Ergebnisse zeigt (Abbn. 11.28 bis 11.35, Anh. 4) [LOBOV(1999)]. Abbildung 9.4 zeigt die durch Anpassung ermittelten Werte der Parameter des Vibe-Verbrennungsmodells. Abbildung 9.5 zeigt einen Vergleich berechneter und gemessener Werte von Leistung, Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch über der Drehzahl für Vollast.

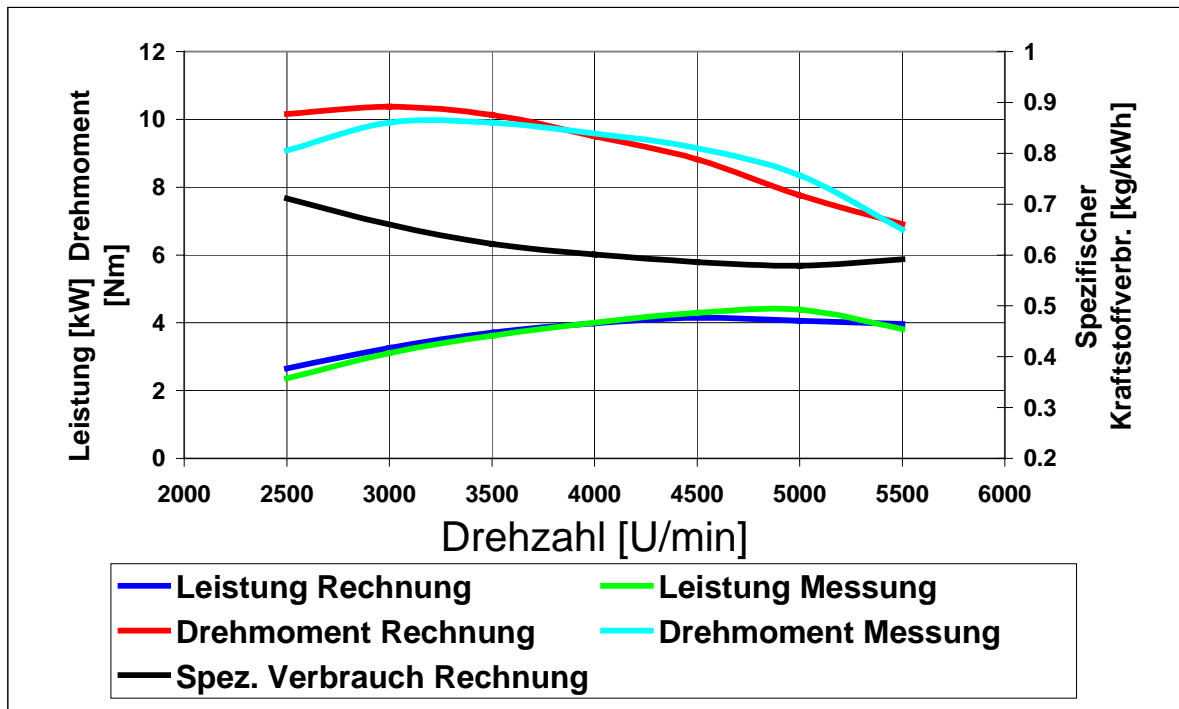


Abbildung 9.5: Vergleich Rechnung – Messung von Leistung, Drehmoment und spezif. Kraftstoffverbrauch

9.2 Variationen an den Ladungswechselquerschnitten

Der Ladungswechsel eines Zweitaktmotors wird entscheidend durch die Öffnungswinkel und Steuerzeiten von Auslaßkanal, Überströmkanälen und Einlaßkanal, sowie deren geometrische Form (Höhe und Breite) beeinflusst. Deshalb wurde eine systematische Variation der eben genannten Parameter durchgeführt. Dabei wurde für die globalen Motorkenngrößen wie Leistung, Drehmoment, etc. eine sog. Empfindlichkeitsanalyse durchgeführt. Dabei wurde der Einfluß der Parameter Einlaß-Öffnungswinkel, Auslaß-Öffnungswinkel, Überströmer-Öffnungswinkel, Einlaßquerschnitt, Auslaßquerschnitt und Überströmerquerschnitt untersucht.

1D-Simulation des Versuchsmotors

Diese Parameter wurden, ausgehend vom Serienzustand des Motors, jeweils um $\pm 7,5\%$ variiert, wobei die Pleuellänge und die Kolbengeometrie nicht verändert wurden. Bei der Änderung des Einlaß-Öffnungswinkels ändert sich die Lage beider Schlitzkanten, wogegen sich bei einer Änderung der Auslaß- oder Überströmer-Öffnungswinkel lediglich die Oberkante verschiebt. Deshalb ändert sich dann bei unverändertem Schlitzquerschnitt die Breite des Spül-schlitzes. Dies resultiert aus der Tatsache, daß die Kolbenoberkante in UT auf Höhe der Unter-kante von Auslaß- und Überströmkanal liegt. Bei der Variation der Spülquerschnitte aller Kanäle wurde die Breite des jeweiligen Kanals proportional zur gewünschten Änderung des Querschnitts verändert, während die Position beider Kanten unverändert blieb. In Tab. 9.1 sind die Extremwerte sowie die Werte der Serienausführung (Standard) aufgelistet.

Tabelle 9.1: Extremwerte bei Variation von Kanalquerschnitt und Öffnungswinkel

Kanäle	Extremwerte des Kanalquerschnitts [mm ²]			Öffnungswinkel [°]		
	-7,5%	Standard	+7,5%	-7,5%	Standard	+7,5%
Einlaßkanal	416	450	484	130	140	150
Auslaßkanal	525	568	610	140	151	162
Überströmkanal	193*	209*	224*	102	110	118
* Werte für jeden der beiden Überströmkanäle						

Für jede Vollast-Rechnung wurde eine komplette Drehzahlvariation zwischen 2.000 min^{-1} und 5.500 min^{-1} mit einem Intervall von 500 min^{-1} durchgeführt. Anschließend wurden die globalen Motorgrößen Leistung (Abb. 9.6), Drehmoment (Abb. 9.7) und spezifischer Verbrauch (Abb. 9.8) ausgewertet. Im folgenden ist jeweils die Bandbreite der drei ausgewerteten Parameter dargestellt. Im oberen Drittel ,bzw. unteren Drittel für den spezifischen Kraftstoffverbrauch, liegt jeweils dick, schwarz die Kurve der Serienversion. Im Rahmen der Variation zeigte sich, daß die mit „Reihe 43“ bezeichneten Verläufe das Optimum an Leistung, Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch darstellen. Hierzu wurde der Einlaß-Öffnungswinkel auf 150° KW vergrößert, sowie der Auslaß-Öffnungswinkel auf 140° KW und der Überströmer-Öffnungswinkel auf 102° KW reduziert. Die Querschnittsfläche des Einlaß-Kanals wurde auf 484 mm^2 und die der Überström-Kanäle auf 193 mm^2 vergrößert sowie der Auslaßkanal-Querschnitt auf 525 mm^2 verringert.

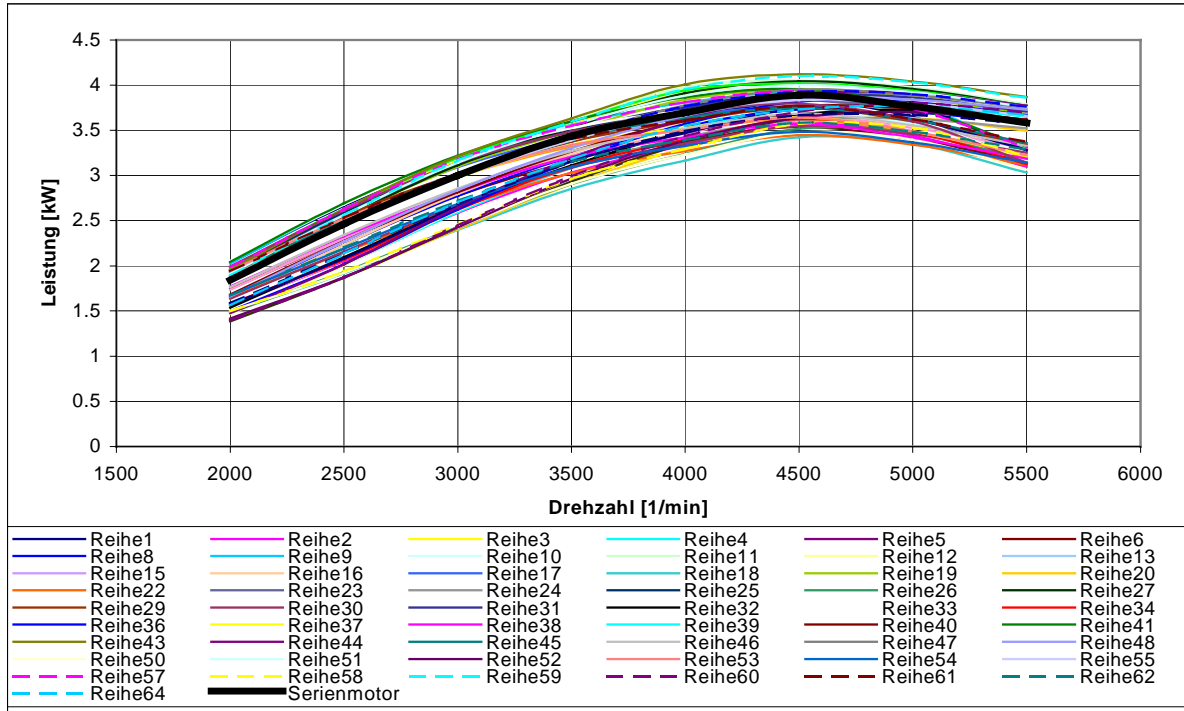


Abbildung 9.6: Leistungsband der gerechneten Variationen (jeweils Vollast)

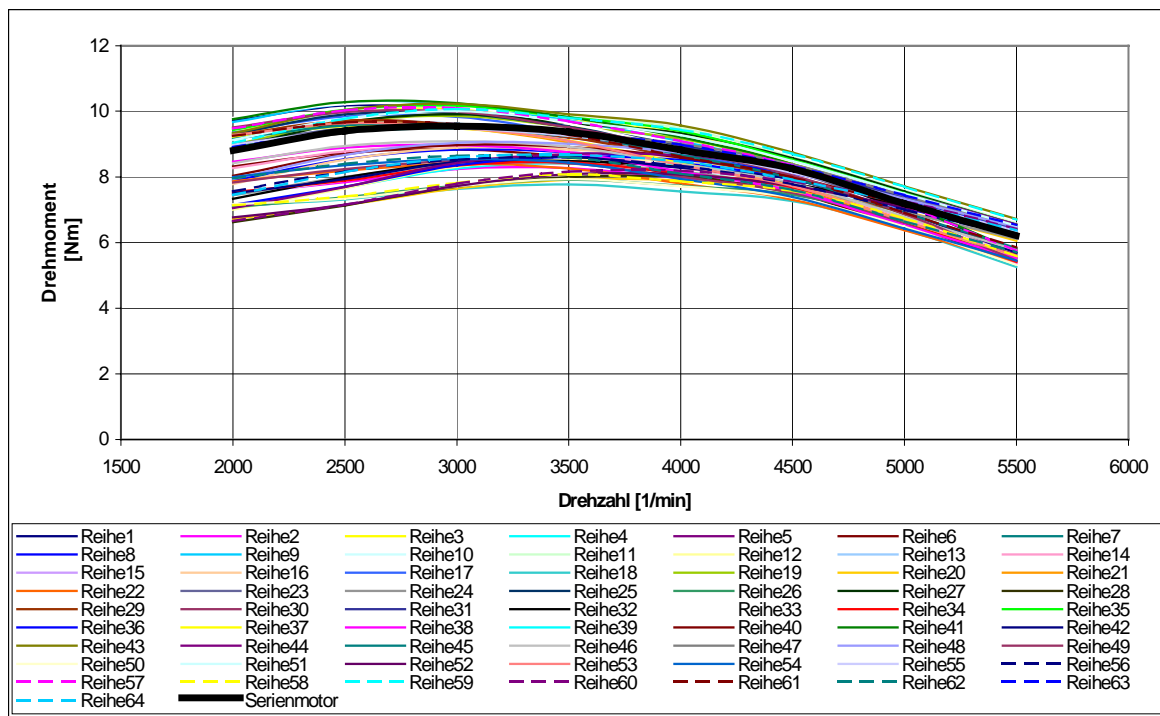


Abbildung 9.7: Drehmomentband der gerechneten Variationen (jeweils Vollast)

1D-Simulation des Versuchsmotors

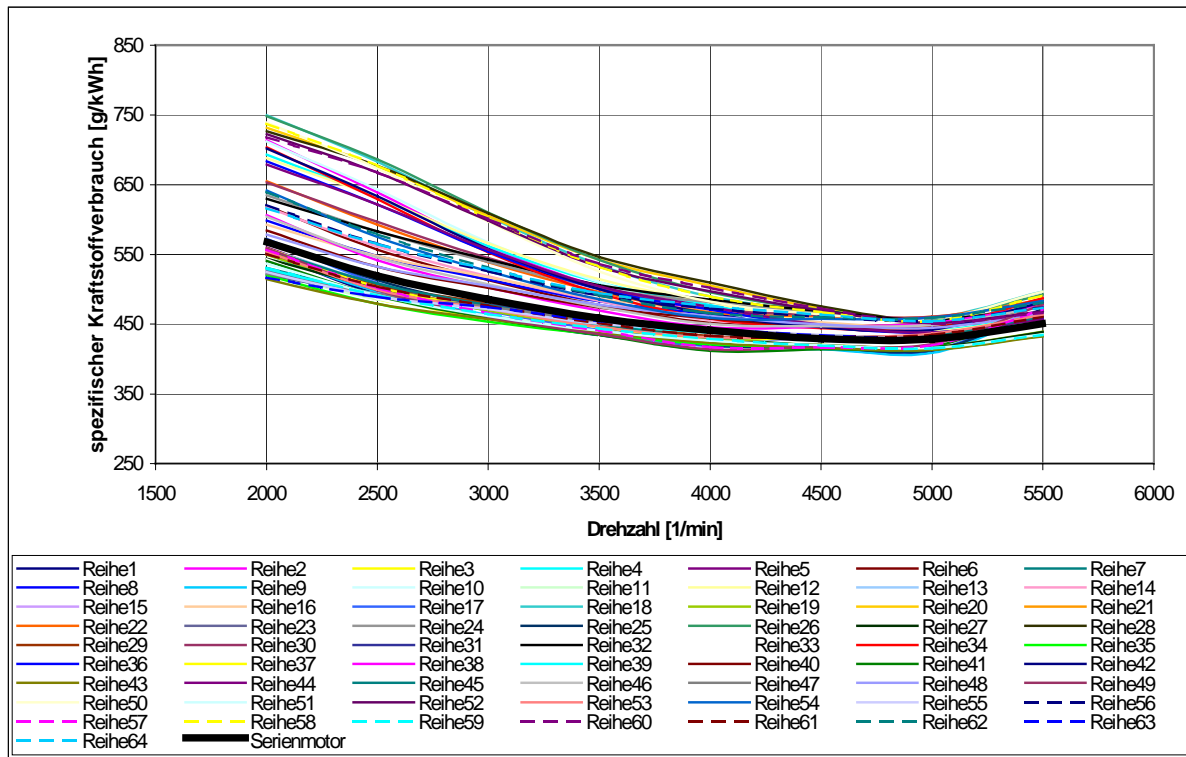


Abbildung 9.8: Bandbreite des spezifischen Kraftstoffverbrauchs der gerechneten Variationen (jeweils Vollast)

Das erzielbare Leistungsmaximum liegt demnach bei ca. 4,2 kW bei einer Nenndrehzahl von etwa 4.500 min^{-1} . Das zugehörige Drehmoment erreicht danach ca. 10,5 Nm bei einer Drehzahl von etwa 3.000 min^{-1} . Der spezifische Kraftstoffverbrauch besitzt sein Minimum von etwa 430 $\text{g/kW}\cdot\text{h}$ bei einer Drehzahl von ca. 4.800 min^{-1} . Die Aufschlüsselung sämtlicher gerechneter Variationen sowie eine eingehendere Diskussion der Simulationsergebnisse, insbesondere der Sensitivitätsanalyse, ist [LOBOV(1999)] zu entnehmen.

Insgesamt wurde festgestellt, daß sich einige der oben genannten Parameter spürbar auf Leistung und das Drehmoment auswirken, während die Variation anderer Parameter hauptsächlich den spezifischen Kraftstoffverbrauch beeinflusst. Als diejenigen Parameter, deren Variation zur Steigerung von Leistung und Drehmoment führen können, sind in folgender Reihenfolge zu nennen (siehe auch [LOBOV(1999)]):

1. Öffnungswinkel des Auslaßkanals,
2. Öffnungswinkel des Einlaßkanals,
3. Flächeninhalt des Einlaßkanals,
4. Öffnungswinkel der Überströmkanäle.

Die verbleibenden Parameter sind von untergeordneter Bedeutung.

Als wichtigste Parameter, die zur Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs beitragen können, sind in folgender Reihenfolge zu nennen:

1. Öffnungswinkel des Auslaßkanals,
2. Flächeninhalt des Öffnungsquerschnitts des Auslaßkanals,
3. Öffnungswinkel der Überströmkanäle.

Dabei spielen diese drei Parameter eine entscheidende Rolle hinsichtlich der Menge an unverbranntem Kraftstoff, der während des Ladungswechsels über die Kurzschlußströmung direkt in den Auspuff strömt, ohne am Verbrennungsprozeß teilzunehmen.

Aus den beiden Aufzählungen geht nun hervor, daß als wichtigster Parameter überhaupt der Öffnungswinkel des Auslaßkanals anzusehen ist. An nächster Stelle folgt der Öffnungswinkel der Überströmkanäle.

9.3 Lage der Nenndrehzahl

Durch die Variationen an den Gaswechselorganen verschieben sich die Drehzahlen, bei denen die jeweiligen Maximal- bzw. Minimalwerte auftreten. Hier sei nun exemplarisch gezeigt, wie sich das Leistungsmaximum über der Drehzahl verschiebt, wenn die drei Parameter Öffnungswinkel des Auslasses, des Einlasses und der Überströmkanäle variiert werden. Die dabei verwendeten Werte sind in Tab.9.2 wiedergegeben.

Tabelle 9.2: Werte der Parametervariation zur Lage der Nenndrehzahl

Parameterindex Kanäle	Öffnungswinkel [°]		
	"-1"	" 0 "	" +1 "
Einlaßkanal X1	140*	154	168
Auslaßkanal X2	124	138	151*
Überströmkanal X3	90	100	110*

* Standardwerte des AS 165a

1D-Simulation des Versuchsmotors

Der aus der Parametervariation resultierende geometrische Öffnungsquerschnitt für die in Tab. 9.2 genannten Werte, ist in Abb. 9.9 dargestellt. Der jeweilige Maximalwert bleibt zwar konstant, der zeitliche Verlauf der Freigabe des entsprechenden Querschnitts ändert sich jedoch. Die zugehörige Matrix der Parametervariation sämtlicher 27 Rechnungen ist [LOBOV(1999)] zu entnehmen.

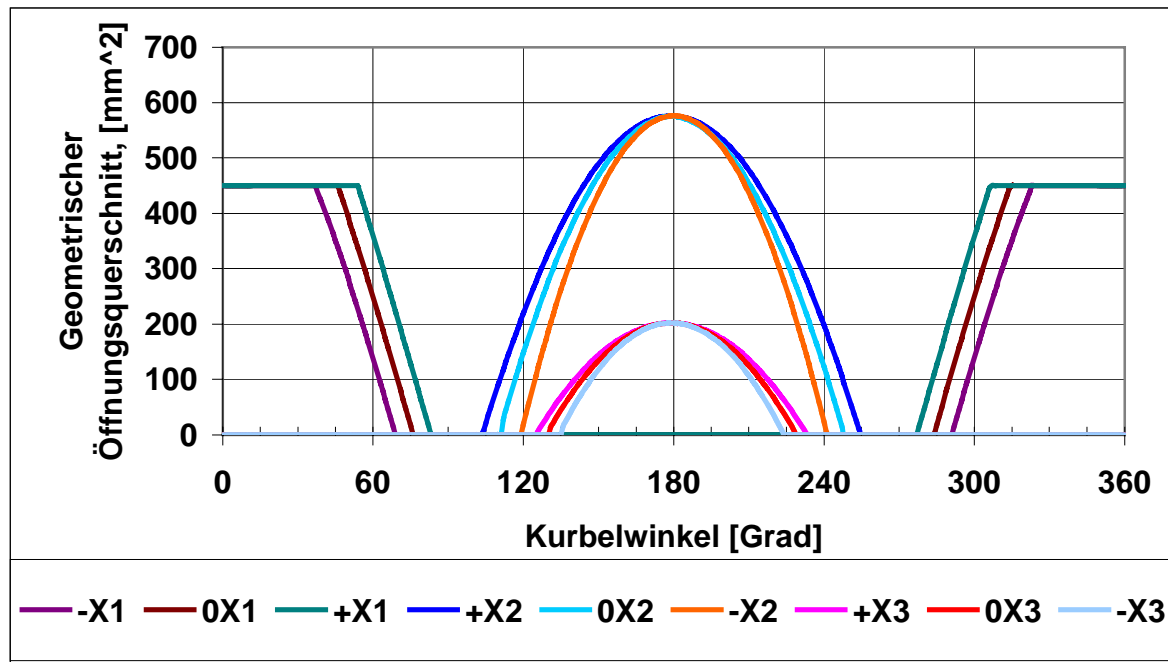


Abbildung 9.9: Zeitlicher Verlauf der Querschnittsfreigabe von Einlaß- (X1), Auslaß- (X2) und Überströmkanälen (X3)

Die Veränderung der Leistung und die Verschiebung der zugehörigen Nenndrehzahl ist für drei der 27 Fälle exemplarisch in Abb. 9.10 dargestellt. Gerechnet wurde jeweils die Vollastlinie für den Drehzahlbereich von 2.000 min^{-1} bis 6.000 min^{-1} .

Man sieht in Abb. 9.10, daß die Nenndrehzahl der Parameterkombination $N = 22$ (rote Linie) bei 5.000 min^{-1} , die von $N = 18$ (grüne Linie) bei 4500 min^{-1} und die von $N = 1$ (blaue Linie) bei 4.000 min^{-1} liegt. Durch gleichzeitiges Verschieben der Öffnungswinkel von Auslaß-, Überström- und Einlaßkanal in Richtung kleinerer Werte, d.h. kürzerer Öffnungszeiten (Abbn. 9.9 und 9.10) verschiebt sich die Nenndrehzahl des Motors in Richtung niedriger Drehzahlen. Bei einer Vergrößerung der Öffnungswinkel, d.h. Verlängerung der Öffnungsdauern, verschiebt sich die Nenndrehzahl in Richtung höherer Werte.

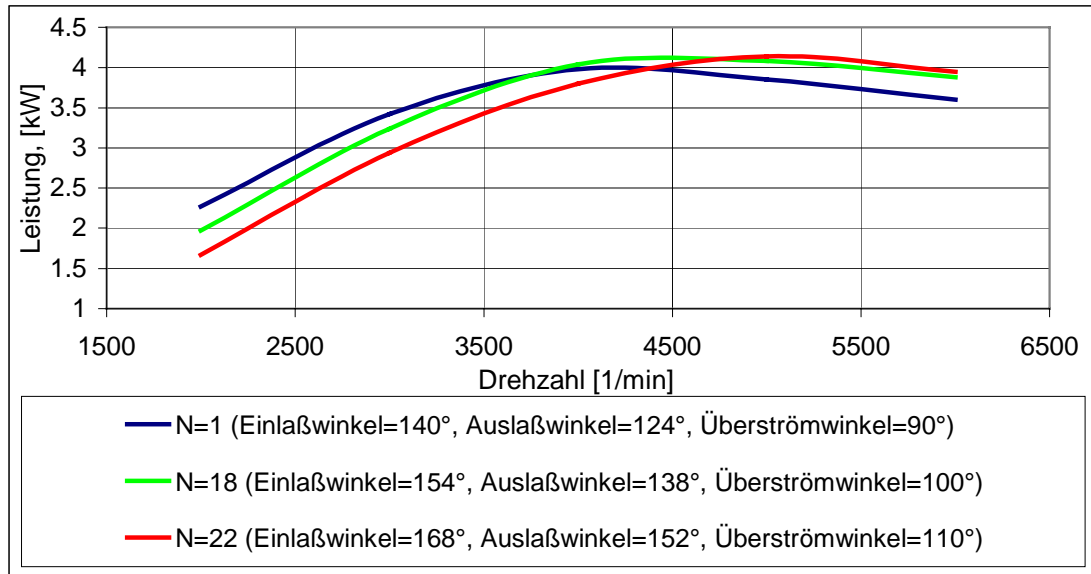


Abbildung 9.10: Verschiebung der Nenndrehzahl durch Variation der Öffnungsdauern

Die Variation jedes einzelnen Parameters hat gezeigt, daß die Verläufe von Leistung, Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch prinzipiell nur einen Extremwert (Maximum oder Minimum) aufweisen, auch wenn die Lage dieser Extremwerte für die einzelnen Parameter unterschiedlich ist. Mit Hilfe des Simulationsprogramms läßt sich jedoch die jeweilige Lage eines Extremwerts schnell ermitteln.

Bei der Analyse der Ergebnisse, die man mit einem solchen eindimensionalen Strömungsrechnungsprogramm erhält (wobei der Zylinder selbst nulldimensional berechnet wird), muß man stets beachten, daß eine genaue Analyse der dreidimensionalen Struktur der Gaszusammensetzung im Sinne von Frischgas/Abgas nicht möglich ist. Es wird nur eine relative Aussage zur Verbesserung der Motorparameter im Vergleich zum ursprünglichen Zustand ermöglicht. Die Analyse zeigt, daß unter Beibehaltung des aktuellen Vergasers und des aktuellen Zündwinkels der Serienmotor immer noch Potential zur Steigerung von Leistung und Drehmoment bis 5% und zur Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauches bis 3% besitzt. Diese Ergebnisse sollen als eine optimale Abstimmung der Öffnungswinkel der Kanäle verstanden werden. Zur Validierung dieser Rechenergebnisse ist selbstverständlich eine experimentelle Überprüfung notwendig.

10 Nutzbringende Aspekte für den Industriepartner

Obwohl das ursprüngliche Ziel der Applikation einer Niederdruckdirekteinspritzung nicht verwirklicht werden konnte, war die Durchführung des Projekts für den Industriepartner von Nutzen.

Insbesondere die dreidimensionalen Computersimulationen von Strömung und Verbrennung brachten durch die Vorführung im 3D-Visualisierungslabor (Virtual Reality) des Rechenzentrums der Universität Stuttgart neue Erkenntnisse bzw. lieferten lang gesuchte Erklärungen für bekannte Tatsachen. Unter anderem wurde die strömungsbeeinflussende Wirkung der Nasen erkannt, die im oberen Bereich der Überströmkanäle (Abbn. 12.5 und 12.6, Anh. 1) im Laufe der Weiterentwicklung des Motors angefügt wurden. Auf diese Modifikation folgte bei ihrer Einführung eine Leistungssteigerung. Desweiteren konnte aus Messung und Simulation erkannt werden, daß die Eingrenzung der Fertigungstoleranzen, die die relative Lage der Steuerkanten der Überströmer zueinander beschreibt, von sehr großem Einfluß auf die Zylinderinnenströmung ist. Mit ihr steht und fällt die Symmetrie der Strömung und damit die Anströmung der Zündkerze sowie die Konvektion des Flammenkerns in den Brennraum. Letzteres wiederum hat starken Einfluß auf die Qualität der Verbrennung und damit erheblichen Einfluß auf die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Der Einfluß der Zylinderinnenströmung auf die Verbrennung konnte insbesondere durch die Messungen am modifizierten Zylinder mit serienmäßigen, zentralen Zündkerzenposition im Vergleich zur Serienversion gezeigt werden. Im weiteren Verlauf wurden noch zwei modifizierte Auspuffvarianten getestet, die einen geringeren Abgasgegendruck erzeugen. Die Meßergebnisse hierfür zeigen, daß bei geringem Abströmwiderstand im Auspuffrohr noch eine Leistungssteigerung bei ansonsten serienmäßigen Verhältnissen möglich ist. Darüber hinaus wurde dem Industriepartner der Vorschlag für eine neue Ansaugrohrvariante in Form eines CAD-Datensatzes überlassen. Aus Zeitgründen war es jedoch nicht mehr möglich, dessen Auswirkungen auf den Motor zu untersuchen.

Abschließend konnten mit einem dann verfügbaren eindimensionalen Programm (GT-Power, Gamma Technologies, USA) weitere Simulationen durchgeführt werden. Diese ermöglichten das Auffinden des zu Leistungs- und Drehmomentsteigerung führenden, bzw. des zur Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauches führenden Potentials des Serienmotors. Der im Rahmen dieser Simulationen angefertigte Abschlußbericht eines Forschungsprojekts [LOBOV(1999)] für einen Gast-Stipendiaten des DAAD wurde dem Industriepartner zusammen mit diesem Abschlußbericht ausgehändigt.

11 Literaturverzeichnis

BARGENDE, M. (1999): persönliche Kommunikation.

BARTOLINI, C.M., CARESANA, F. und VINCENZI, G. (1996): Direct Injection in Two-Stroke Spark-Ignition Engines: Some Proposals and Researches. SAE-Paper 961710.

BERNER, H., & MAHR, B. (1997): Schadstoffarme Zweitakt-Kleinmotoren. PEF-Abschlußbericht, August 1997.

BERNER, H., MAHR, B., RIEGLER, U. (1997): Möglichkeiten der Schadstoffreduzierung an Zweitakt-Kleinmotoren. 2. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren 18.-20. 2. 1997.

BLUME, K. (1972): Zweitakt-Gemischspülung mit Spülvorlage. MTZ 74 (1972) 12, S. 475 – 479.

BRAY, K.N.C., LIBBY, P.A., MOSS, J.B. (1987): Combustion and Flame **61**:87 (1987).

CASARELLA, M.V., SYVERTSEN, M.L., MARTIN, J.K., HOFFMANN, J.A., GHANDI, J.B., COATES, S.W., MCGINNITY, F.A. (1997): Spray Combustion and Emissions in a Direct-Injection Two Stroke Engine with Wall-Stabilization of an Air-Assisted Spray. SAE-Paper 970360.

DUCLOS, J.M., VEYNANTE, D., POINSOT, T. (1993): A Comparison of Flamelet Models for Premixed Turbulent Combustion. Combustion and Flame **95**:101 (1993).

ESSERS, U., BÄUERLE, B., RIEGLER U. (1998): Weiterentwicklung einer Niederdruck-Einspritzanlage für einen Zweitakt-Kleinmotor. PEF-Zwischenbericht März 1998.

GREENBAUM, D.S. (1998): The current State of Health Effects of Diesel Exhaust. 19. Internationales Wiener Motorensymposium, 7./8.05.1998.

GRIFFITHS, J.F. and BARNARD, J.A. (1995): Flame and Combustion. Blackie Academic & Professional, Glasgow/London, (1995).

Literaturverzeichnis

HEYWOOD, J.B. (1988): Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, New York, (1988).

KLINGENBERG, H. (1995): Automobilmeßtechnik, Band C Abgasmeßtechnik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, (1995).

KLINGENBERG, H., LIES, K.-H. (1991): Diesellabgas – Entstehung, Messung und Gesundheitsgefahren. Dieselmotorensymposium, Technische Akademie Esslingen, 5./6.12.1991.

LOBOV, N. und Riegler, U. (1999): Eindimensionale Berechnung der Strömung in einem Einzylinder-Zweitakt-Ottomotor – Rechnerische Optimierung des Ladungswechsels. Abschlußbericht Forschungsaufenthalt 1.10. – 31.12.1999, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart, (1999).

MANTEL, T. und BORGHI, R. (1994): A New Model of Premixed Wrinkled Flame Based on a Scalar Dissipation Equation. Combustion and Flame **96**:443 (1994).

MORIKAWA, K., WATANABE, H., FURUYA, A. (1996): Comparison of Fuel Injection Systems and a new Combustion Method for a Direct Injection Two-Stroke-Cycle Automobile Engine. JSAE Review 17 (1996), S. 401 – 416.

PONTOPPIDAN, M., GAVIANI, G., BELLA, G. und ROCCO, V. (1997): Direct Fuel Injection – A Study of Injector Requirements for Different Mixture Preparation Concepts. SAE-Paper 970628.

RIEGLER, U. & MAHR, B. (1997): Berechnung der Strömung und der Verbrennung in einem Ottomotor am Beispiel eines Zweitaktmotors. Star-CD Anwendertreffen Deutschland, Fellbach, 07.07.1997.

VEYNANTE, D., DUCLOS, J.M., PIANA, J., CANDEL, S. (1995): Flame Surface Density Models for Turbulent Combustion: Theory and Application. Euroconference 8.-9.6.1995, Aachen: „Premixed Turbulent Combustion – Introduction to the State of the Art“.

WINTERHAGEN, J. (1993): Die Kanzerogenität von Rußpartikeln im Diesellabgas. MTZ 54, (1993) 10, S. 488 - 489.

WARNATZ, J. und MAAS, U. (1993): Technische Verbrennung. Springer, Berlin, Heidelberg, New York (1993).

ZÖLLER, M.(1996): Applikation einer Einspritzanlage an einem Zweitakt-Kleinmotor, Studienarbeit, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen , Universität Stuttgart, (1996).

12 Anhang

12.1 Anhang 1

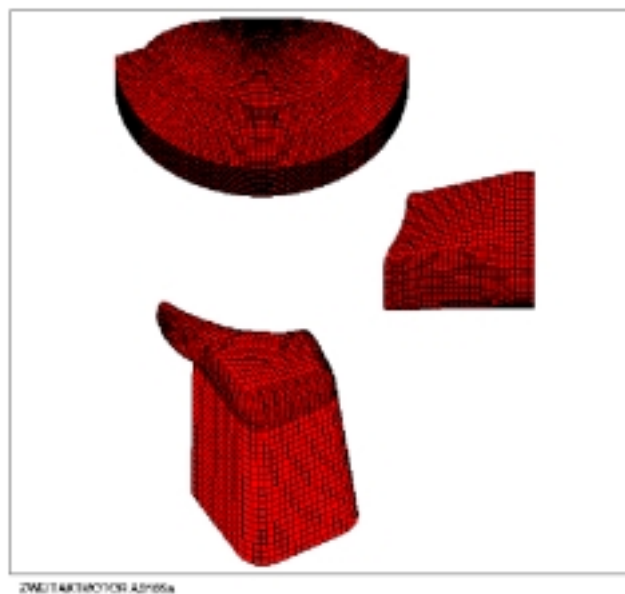


Abbildung 12.1: Rechengitter des AS 165a bei Kolbenstellung OT

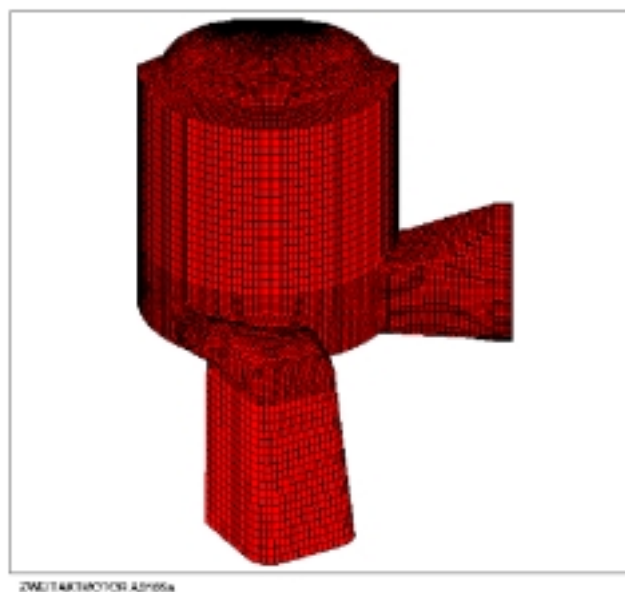


Abbildung 12.2: Rechengitter des AS 165a bei Kolbenstellung UT

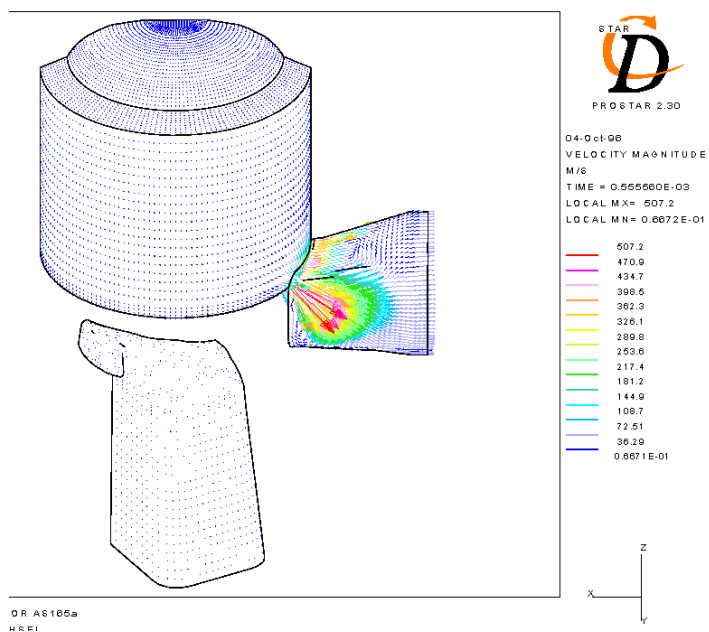


Abbildung 12.3: Geschwindigkeitsfeld bei 110° KWnOT, kurz nach Öffnen des Auslaß'

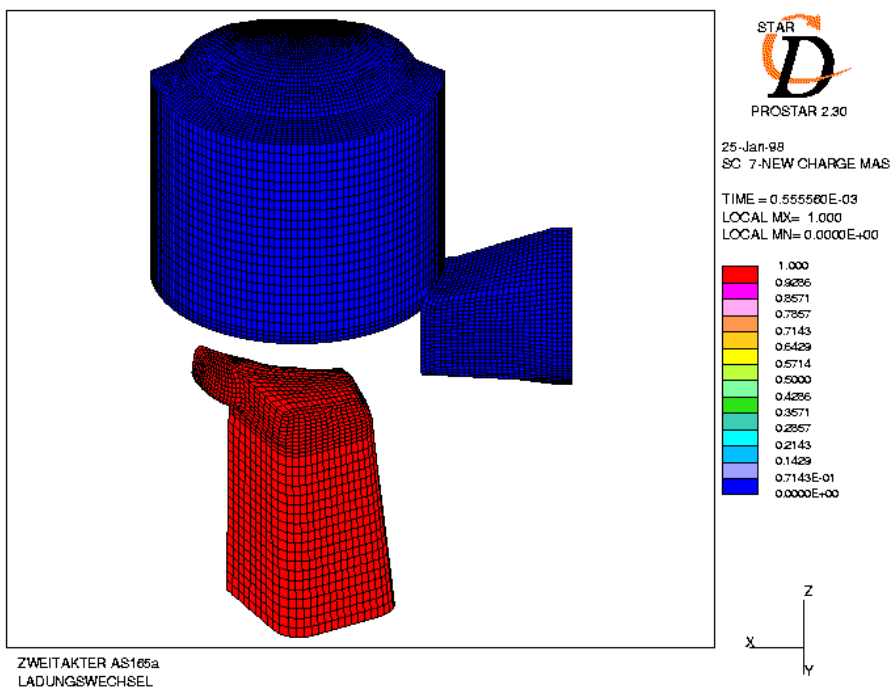


Abbildung 12.4: Frischgasmassenbruch bei 110° KWnOT, kurz nach Öffnen des Auslaß'

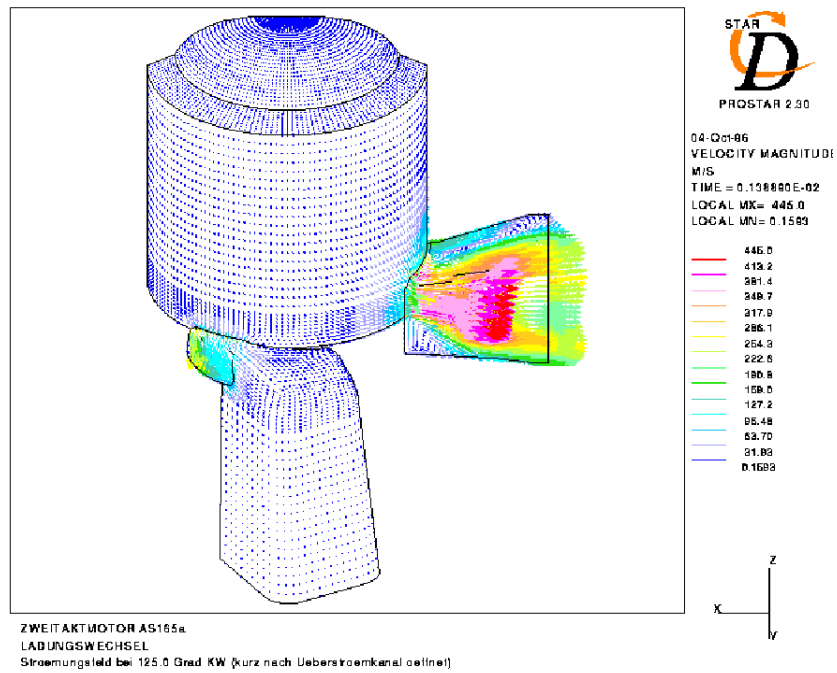


Abbildung 12.5: Geschwindigkeitsfeld bei 125° KWnOT, kurz nach Öffnen der Überströmer

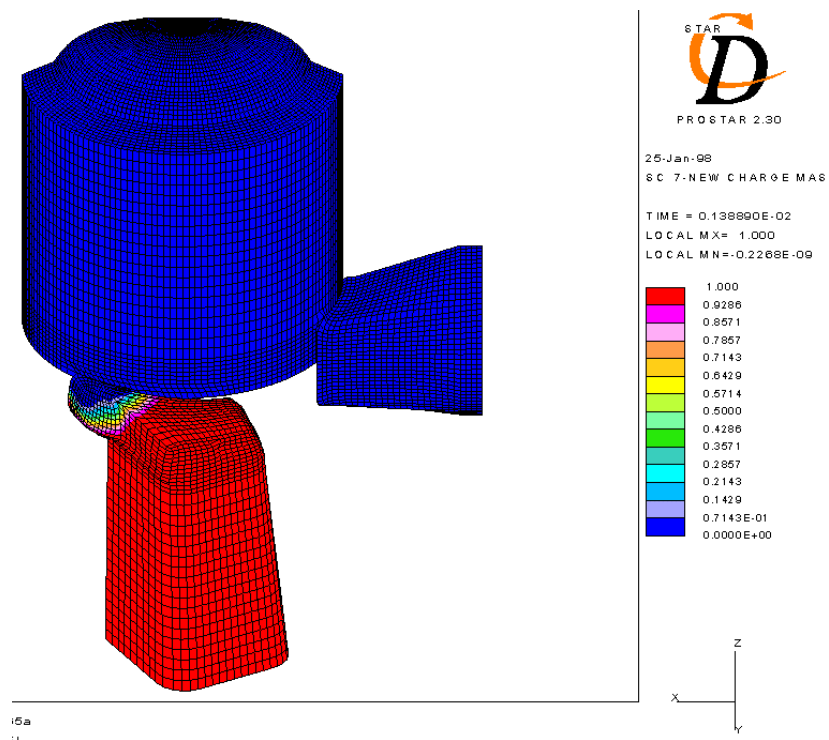


Abbildung 12.6: Frischgasmassenbruch 125° KWnOT, kurz nach Öffnen der Überströmer

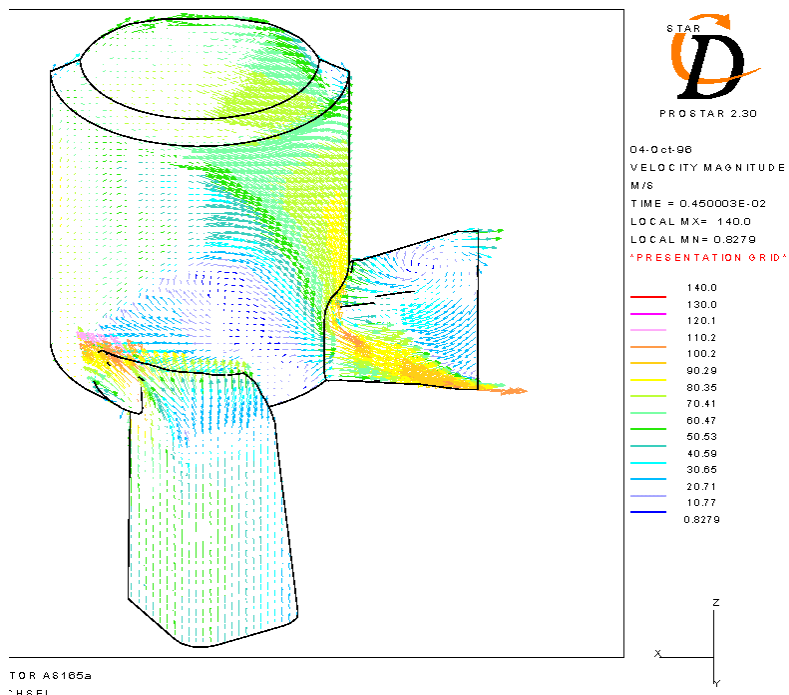


Abbildung 12.7: Geschwindigkeitsfeld im unteren Totpunkt (180° KWnOT)

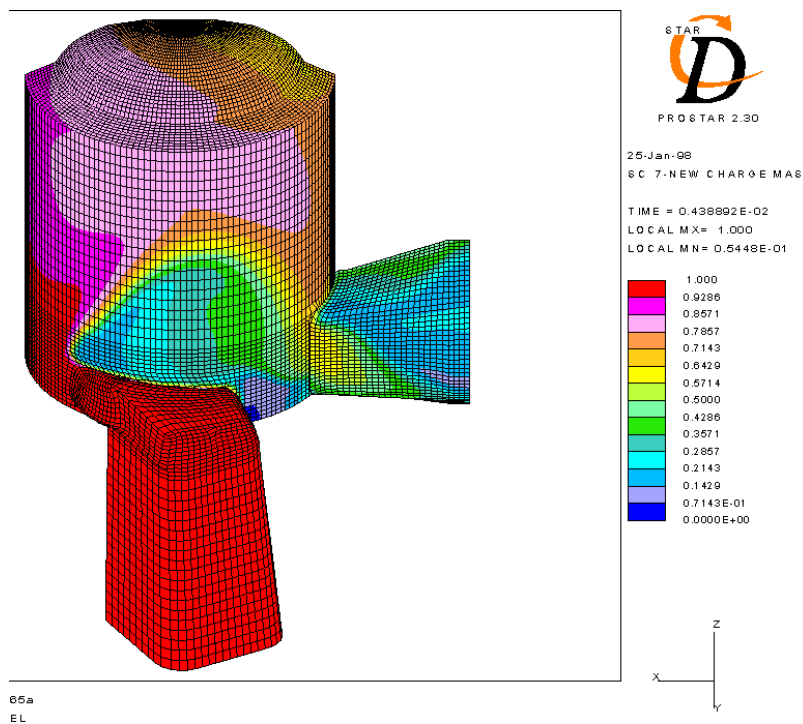


Abbildung 12.8: Frischgasmassenbruch im unteren Totpunkt (180° KWnOT)

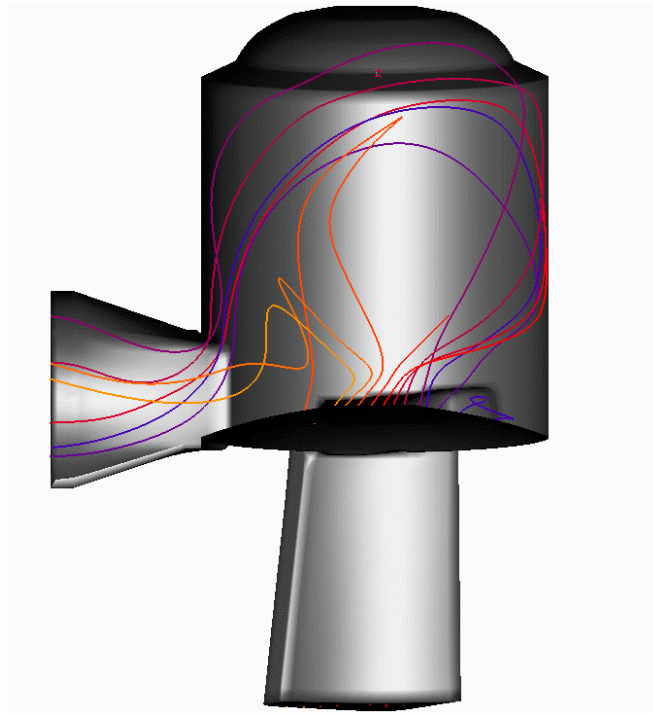


Abbildung 12.9: Kurzschlußströmung in UT an Hand einiger Stromlinien

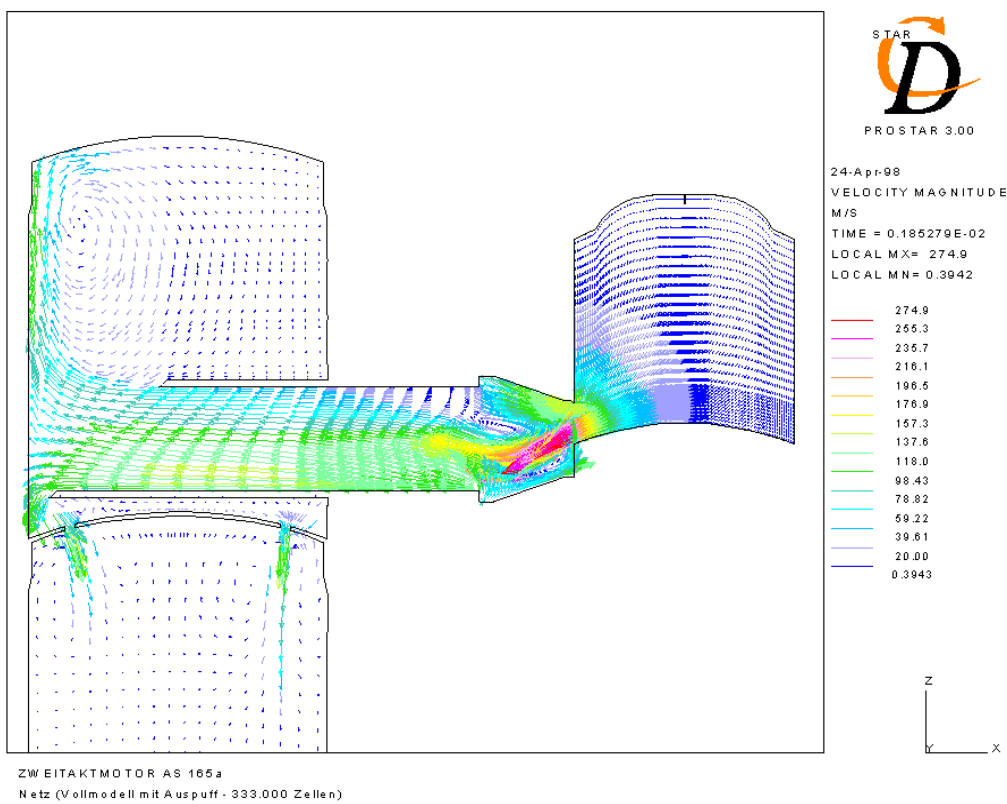


Abbildung 12.10: Geschwindigkeitsfeld im Auslaß und im Auspuff (133° KWnOT)

12.2 Anhang 2

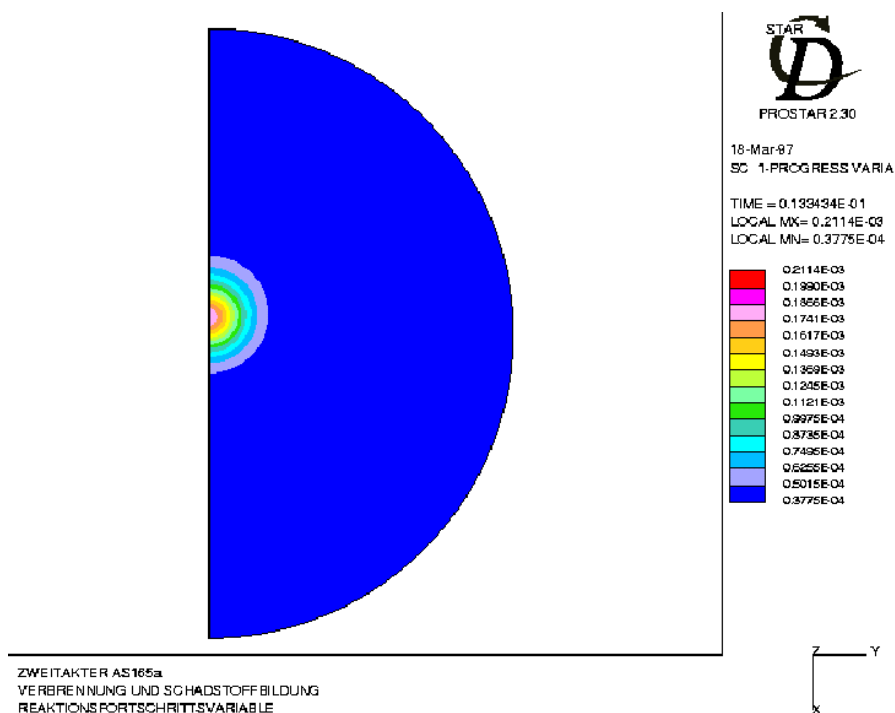


Abbildung 12.11: Reaktionsfortschrittsvariable 20° KWvOT, kurz nach ZZP

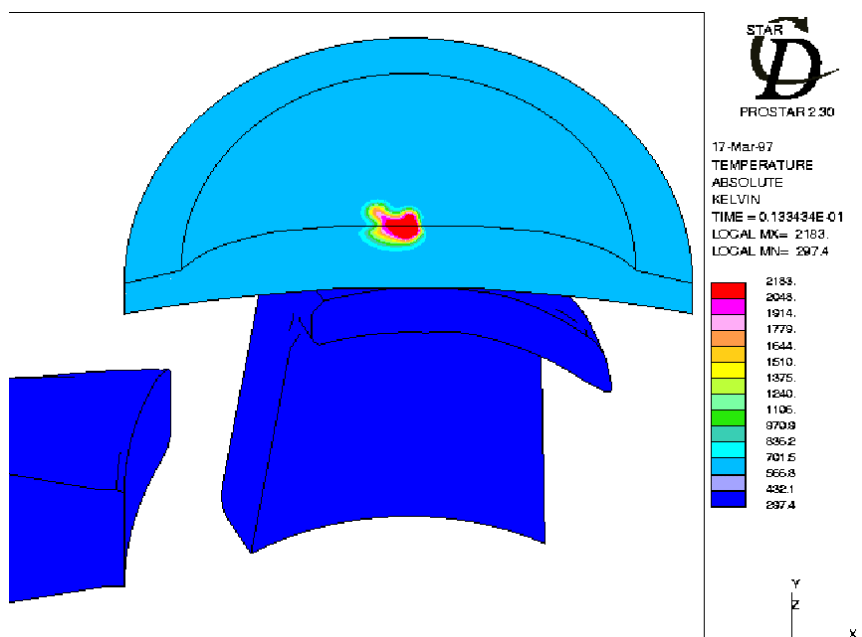


Abbildung 12.12: Temperaturfeld 20° KWvOT, kurz nach ZZP

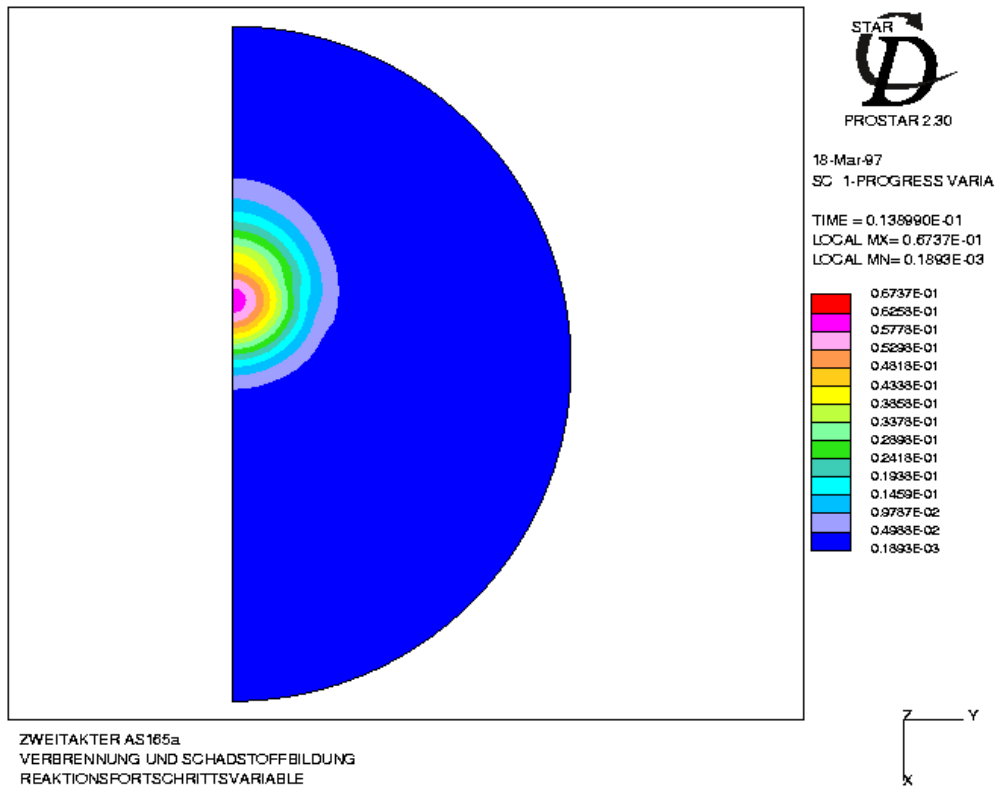


Abbildung 12.13: Reaktionsfortschrittsvariable 10° KWvOT

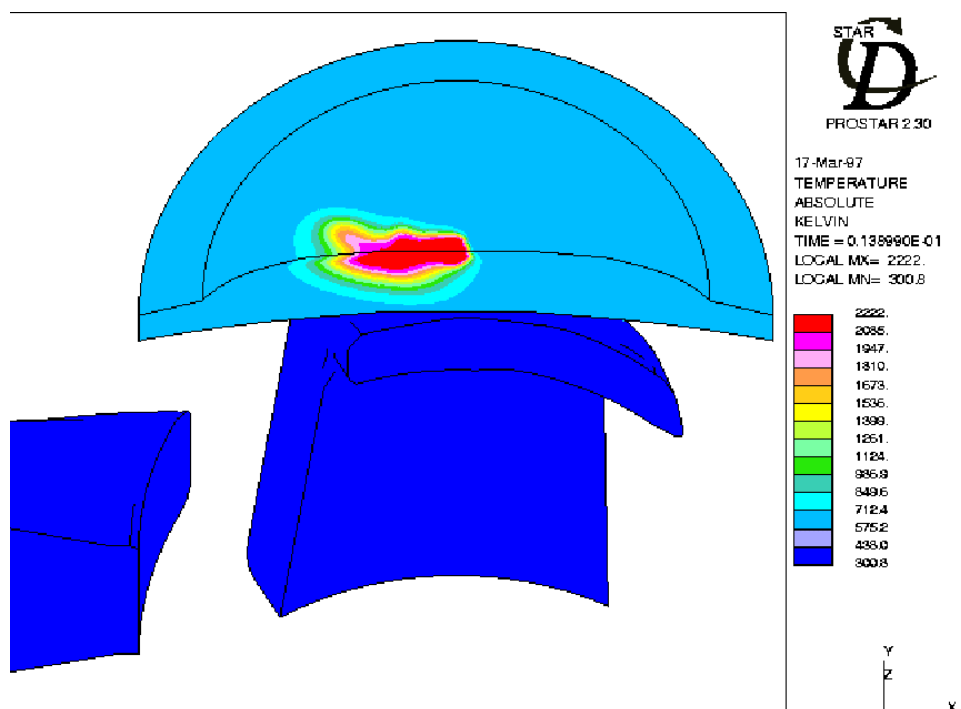


Abbildung 12.14: Temperaturfeld 10° KWvOT

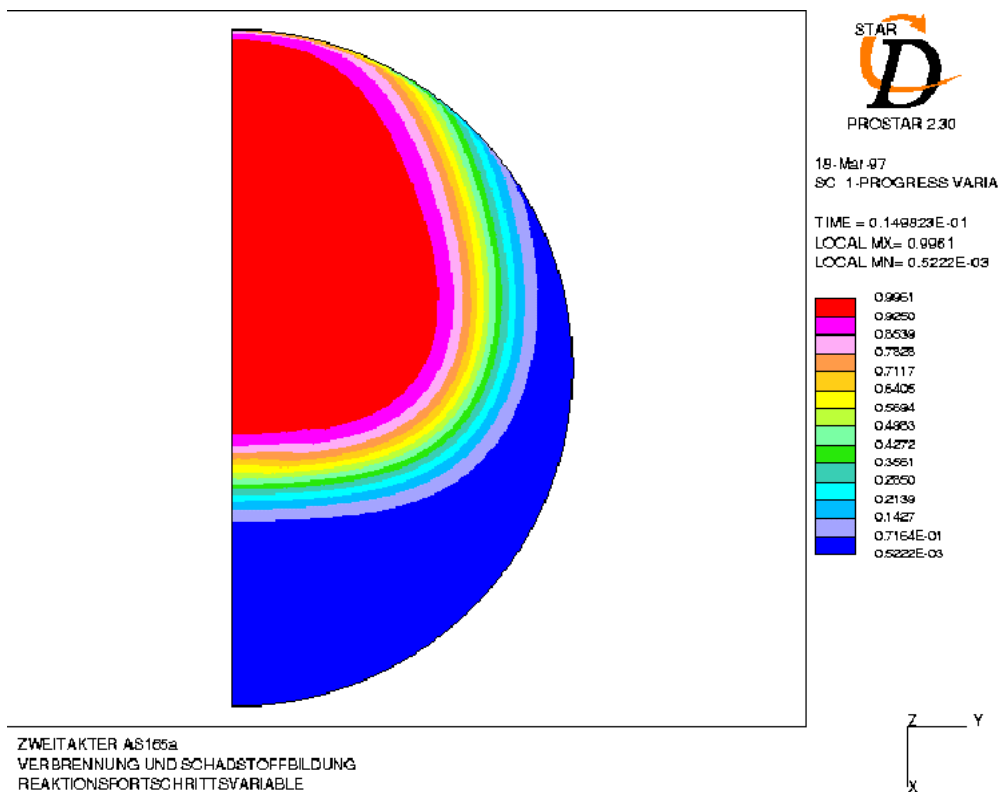


Abbildung 12.15: Reaktionsfortschrittsvariable 10° KWnOT

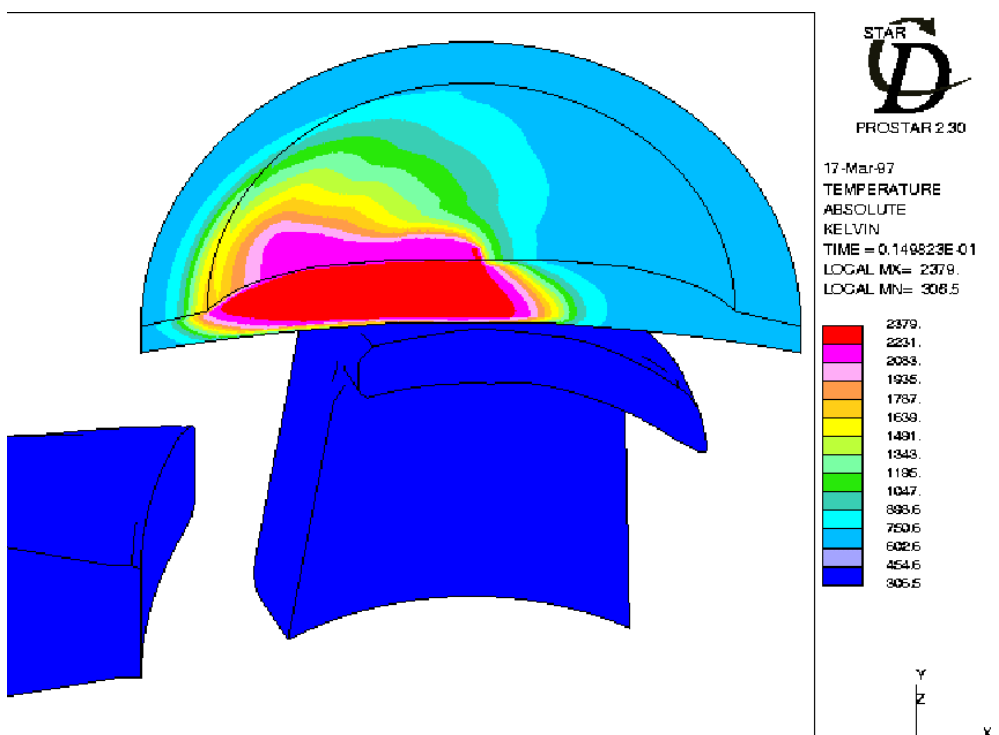


Abbildung 12.16: Temperaturfeld 10° KWnOT

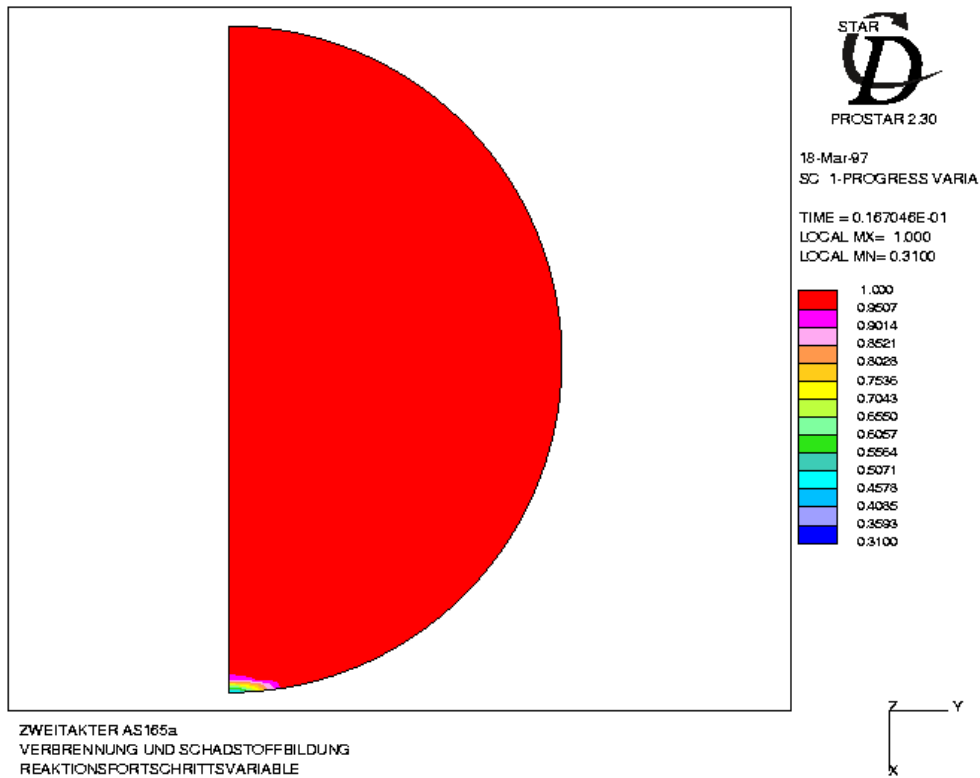


Abbildung 12.17: Reaktionsfortschrittsvariable 30° KWnOT

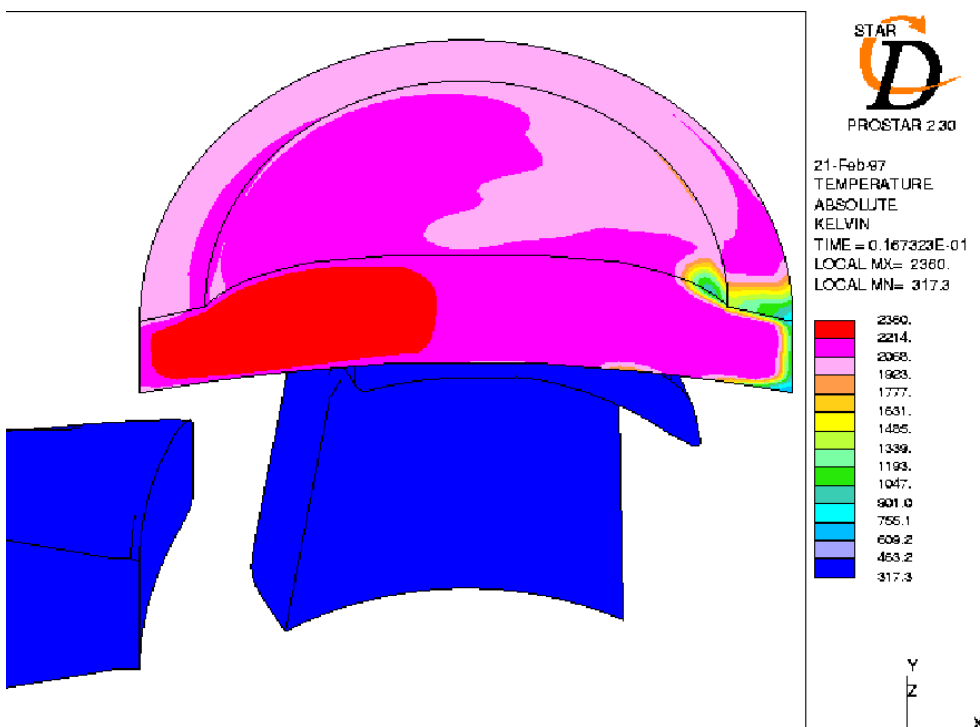


Abbildung 12.18: Temperaturfeld 30° KwnOT

12.3 Anhang 3

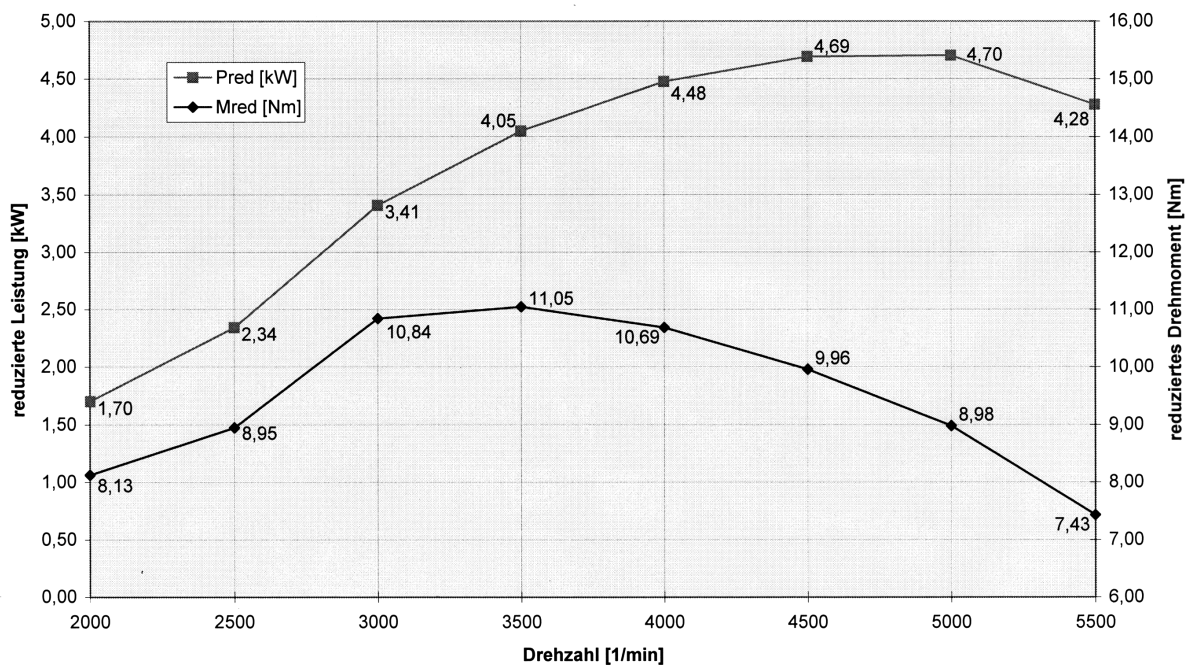


Abbildung 12.19: Serienzylinder (ZYL1) mit Serienauspuff

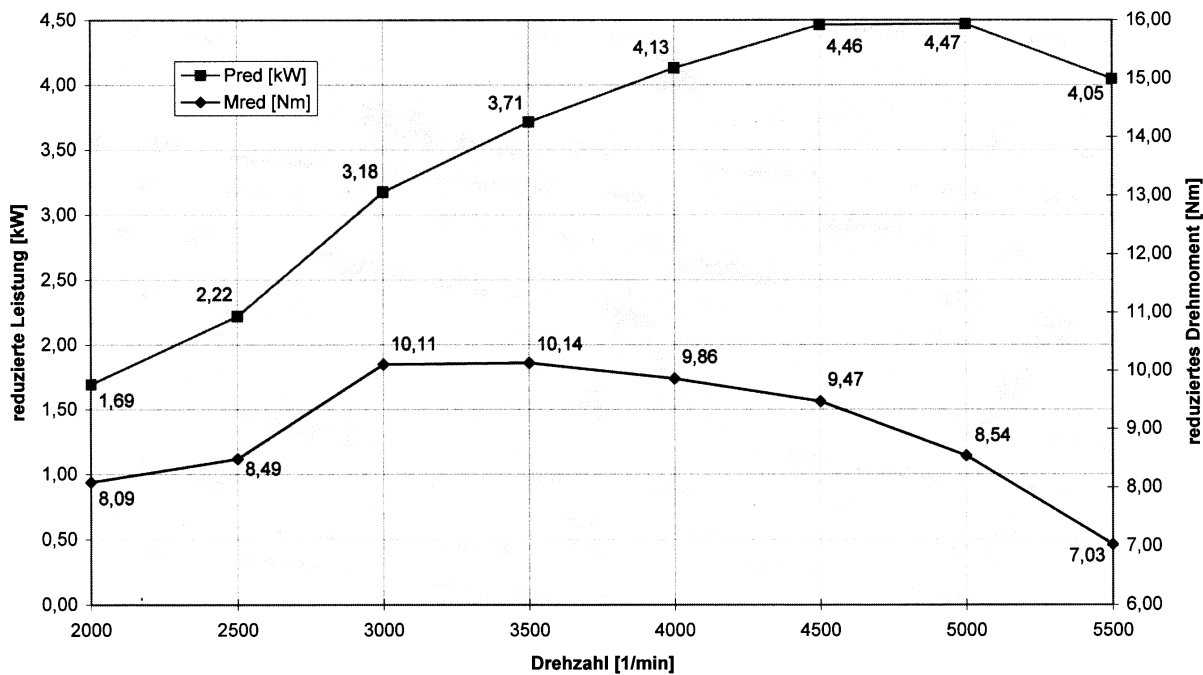


Abbildung 12.20: Serienzylinder (ZYL1) mit Auspuffvariante 1

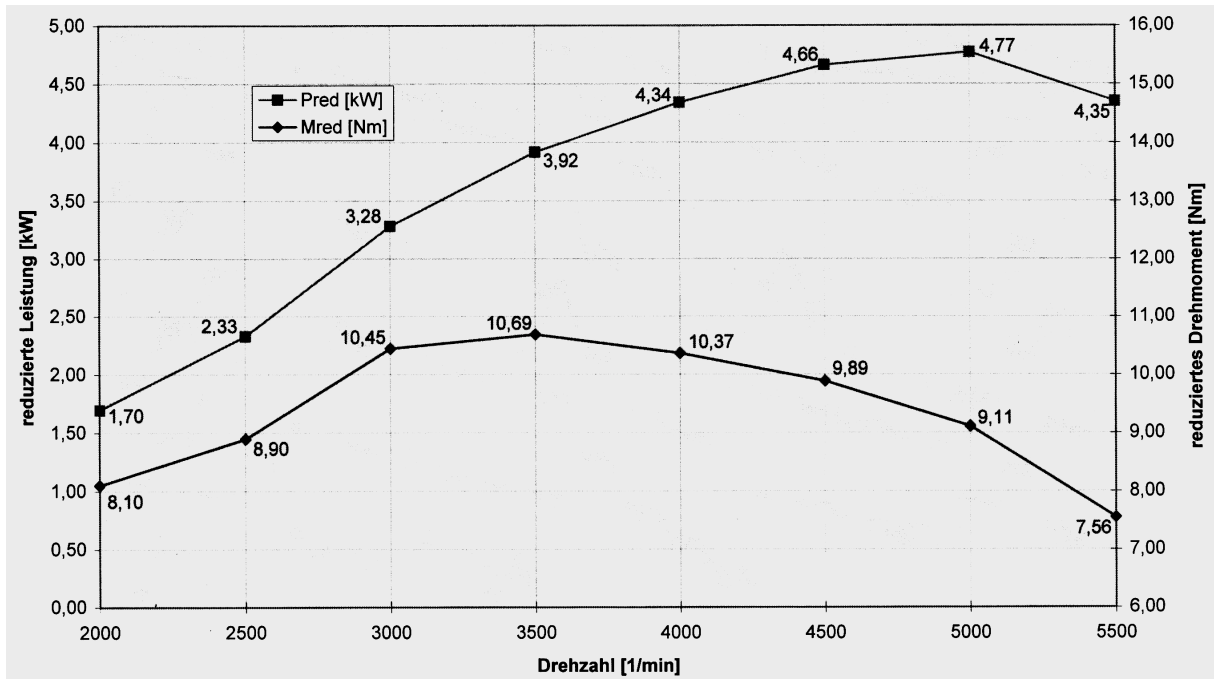


Abbildung 12.21: Serienzylinder (ZYL1) mit Auspuffvariante 2

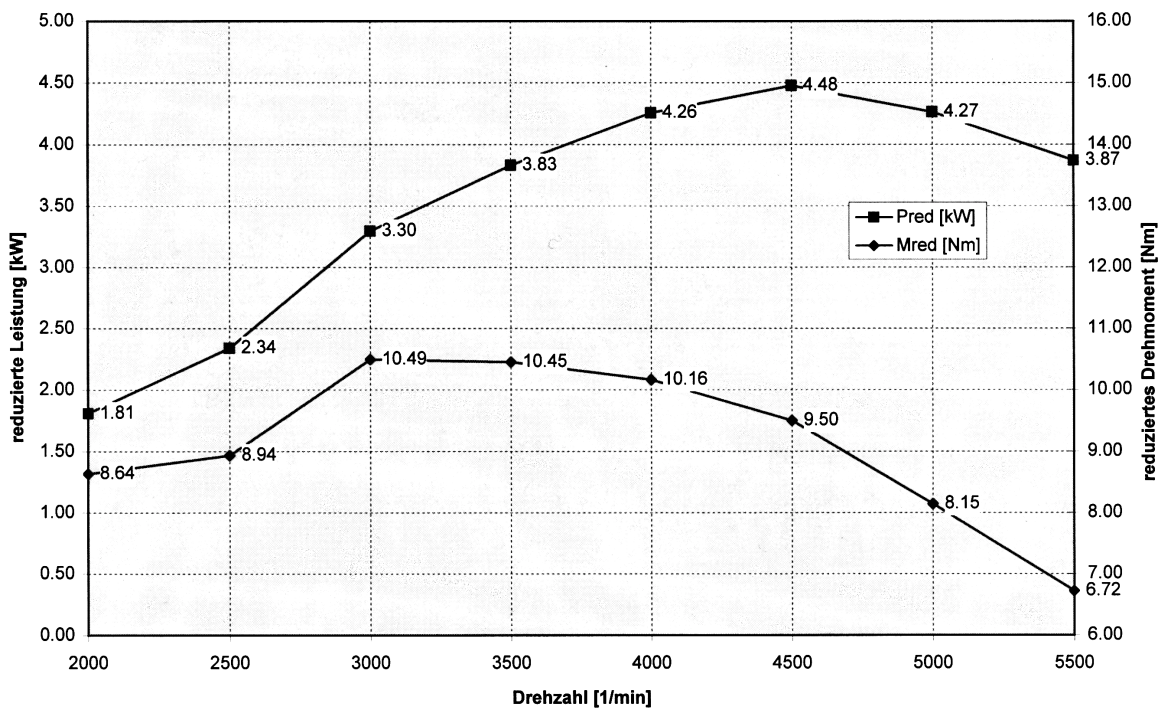


Abbildung 12.22: Modifizierter Zylinder (ZYL2S) mit Serienauspuff

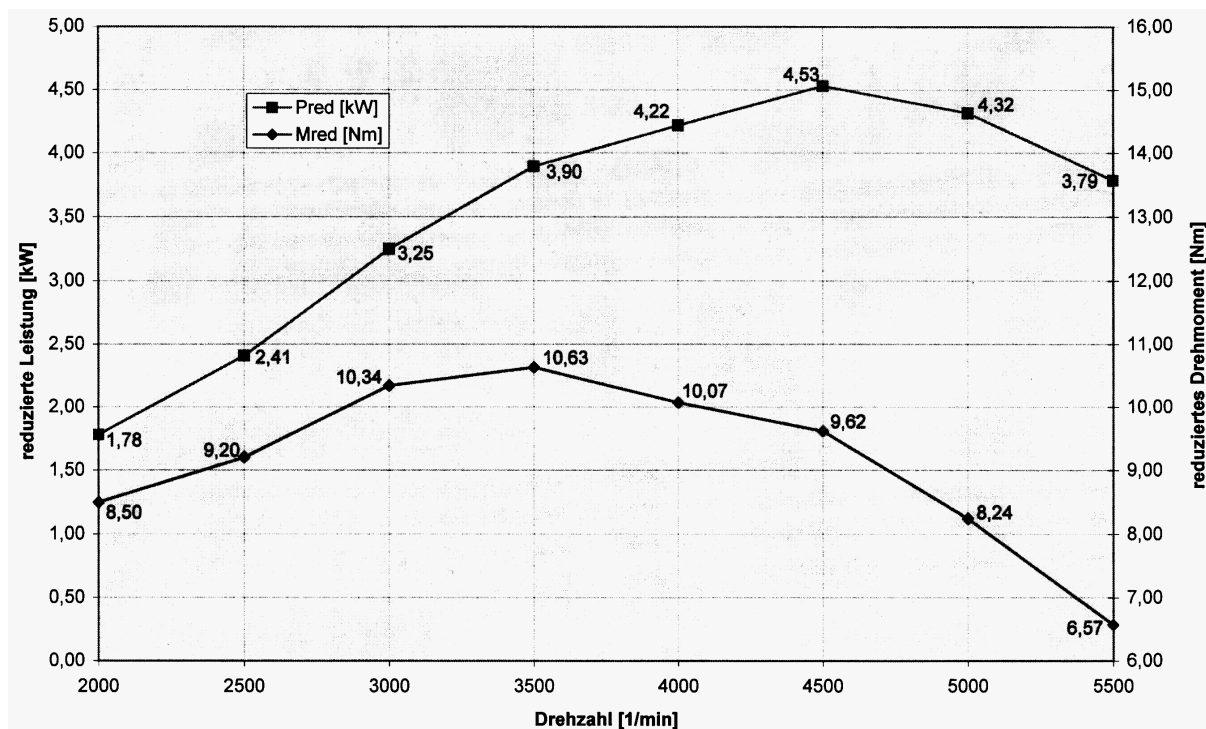


Abbildung 12.23: Modifizierter Zylinder (ZYL2S) mit Auspuffvariante 1

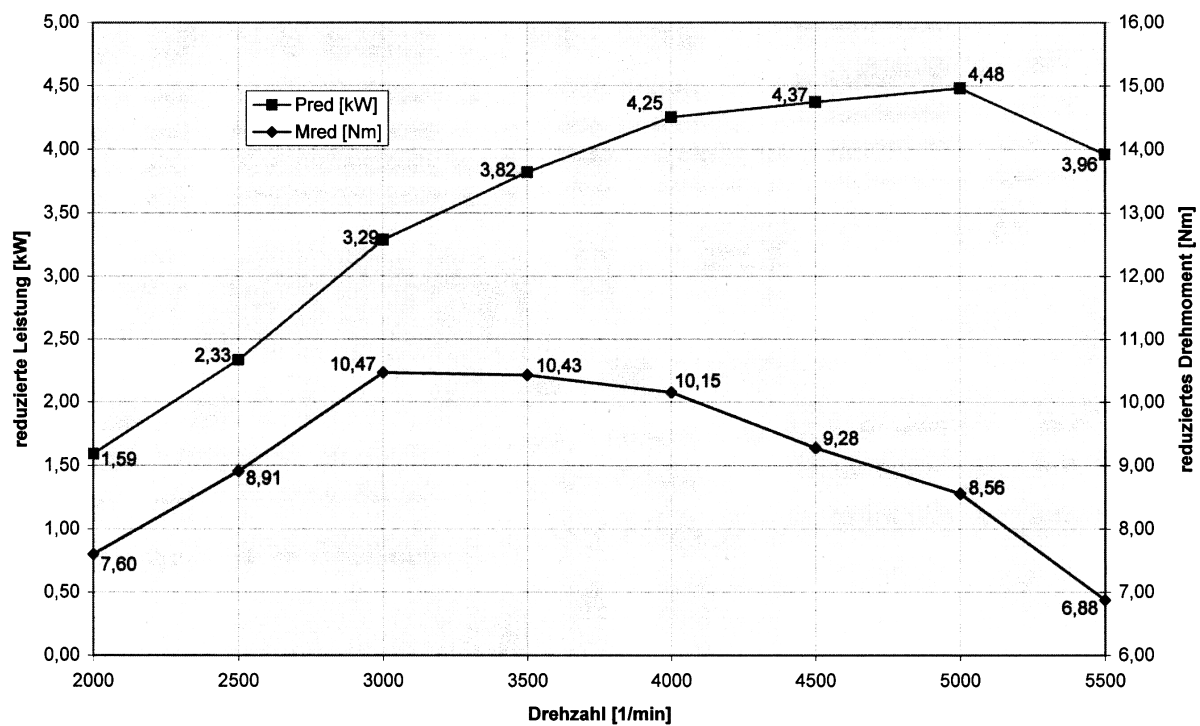


Abbildung 12.24: Modifizierter Zylinder (ZYL2S) mit Auspuffvariante 2

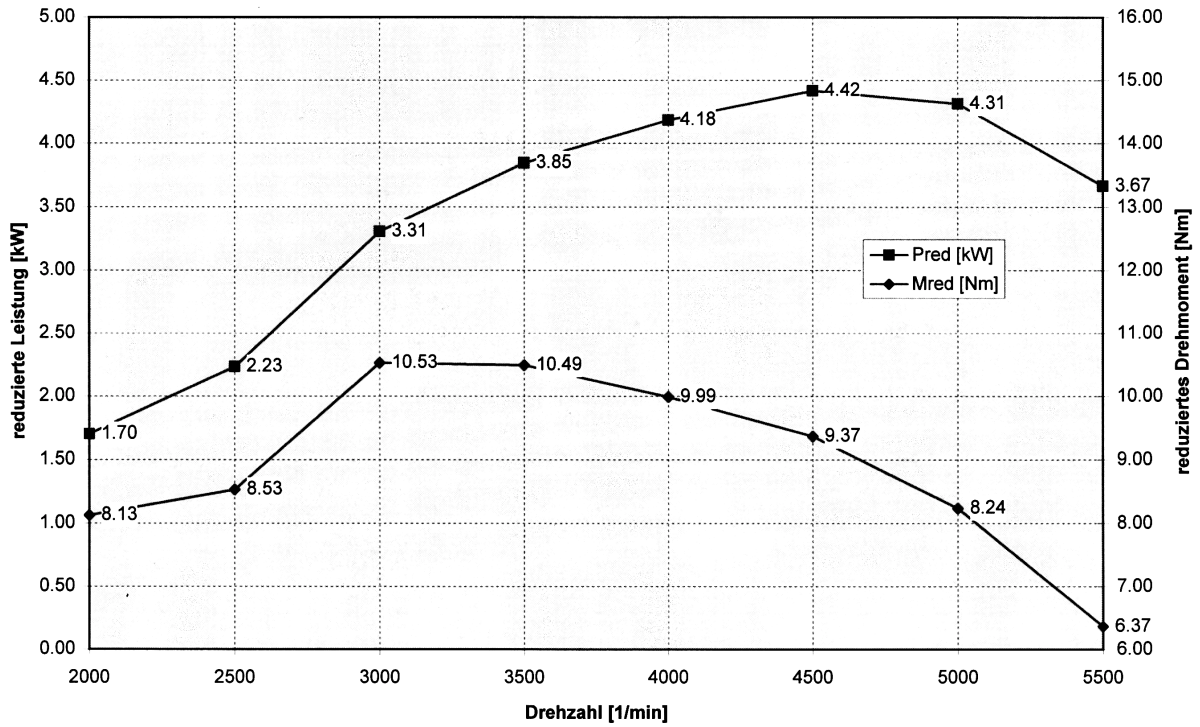


Abbildung 12.25: Modifizierter Zylinder (ZYL2O) mit Serienauspuff

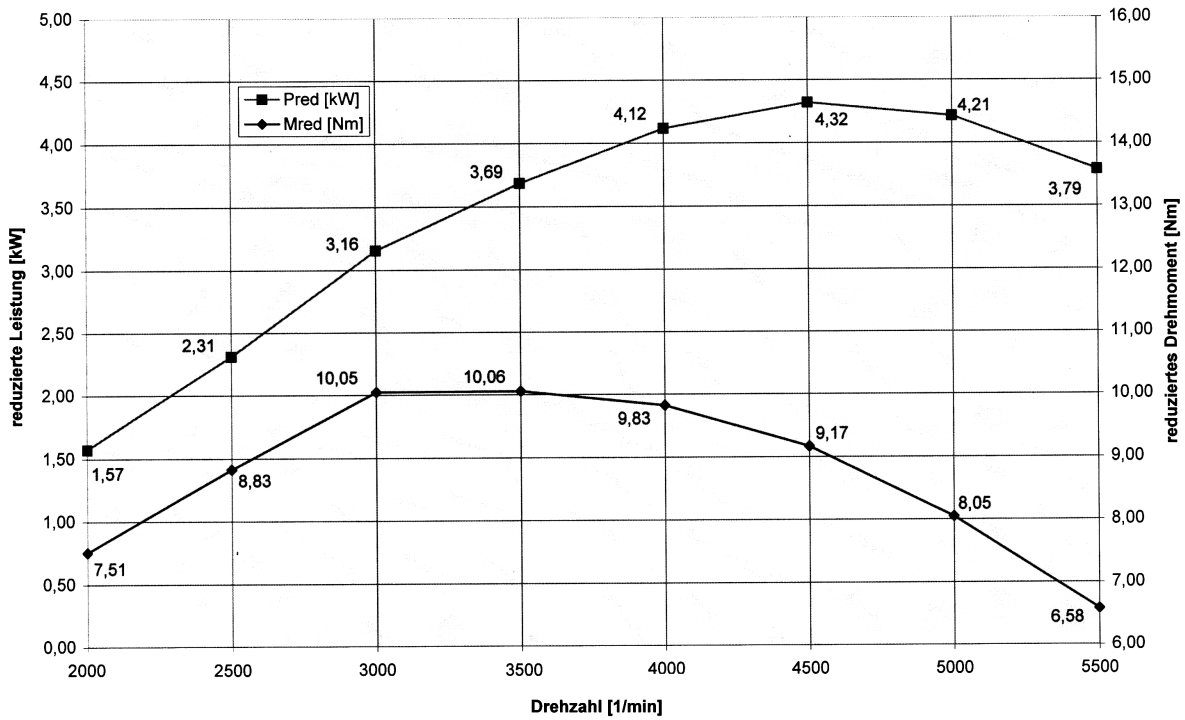


Abbildung 12.26: Modifizierter Zylinder (ZYL2O) mit Auspuffvariante 1

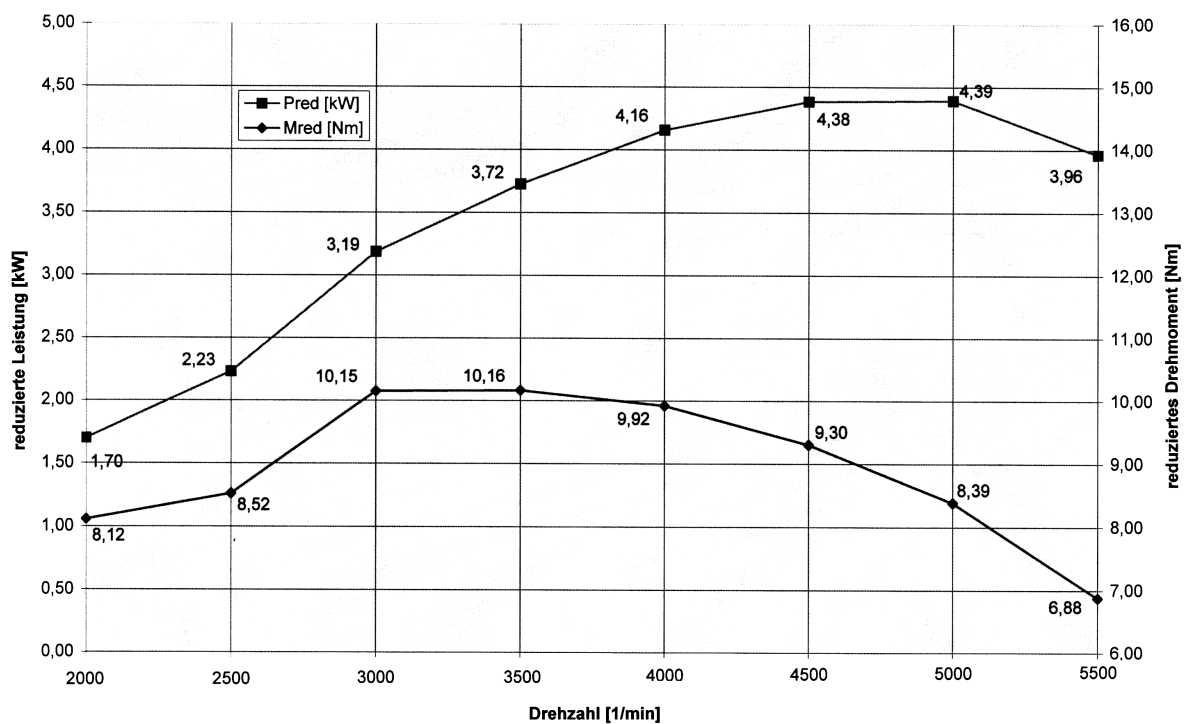


Abbildung 12.27: Modifizierter Zylinder (ZYL2O) mit Auspuffvariante 2

12.4 Anhang 4

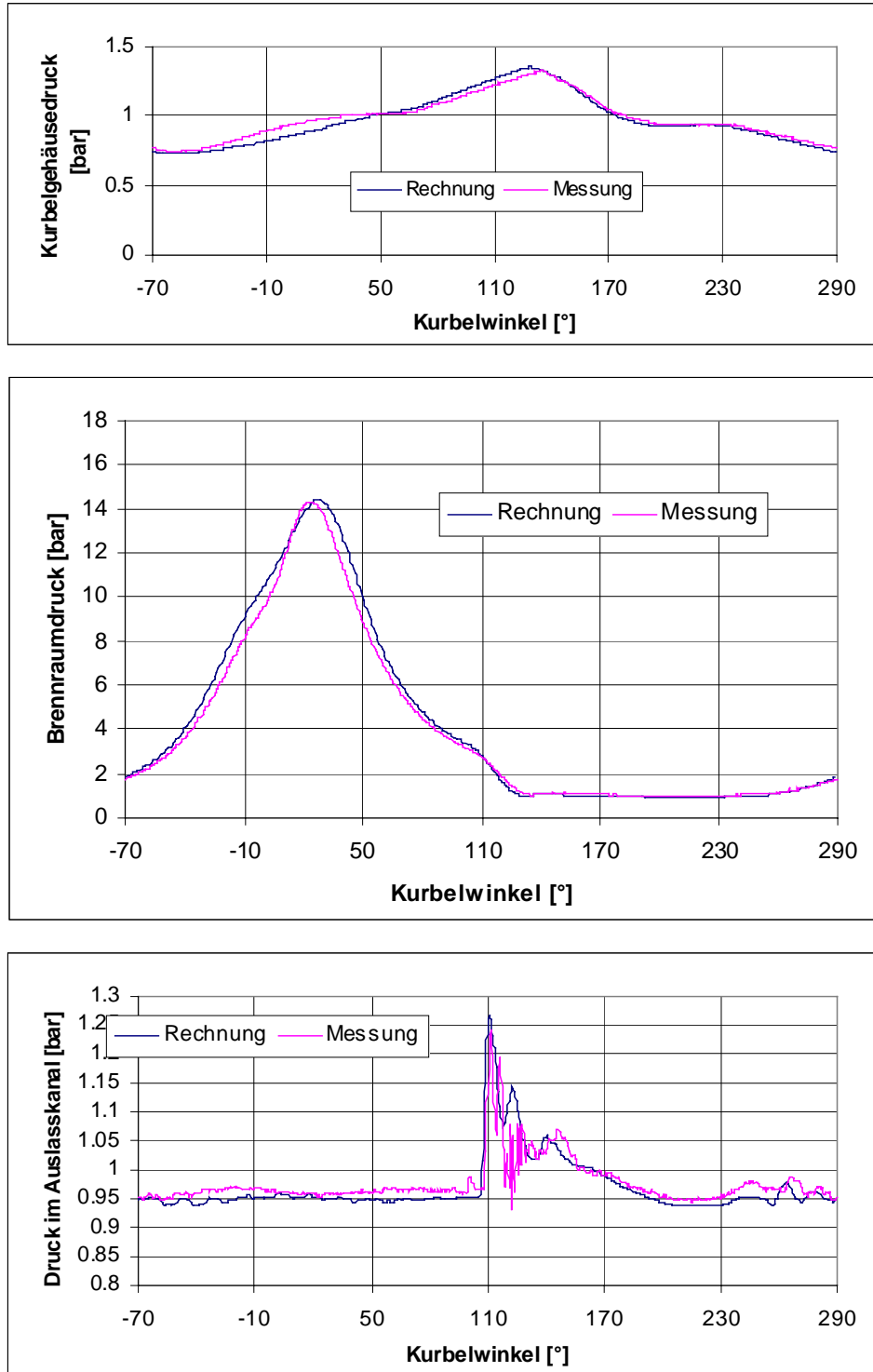


Abbildung 12.28: Vergleich Simulation – Messung; 2.000 min⁻¹, Vollast, verfeinertes Modell

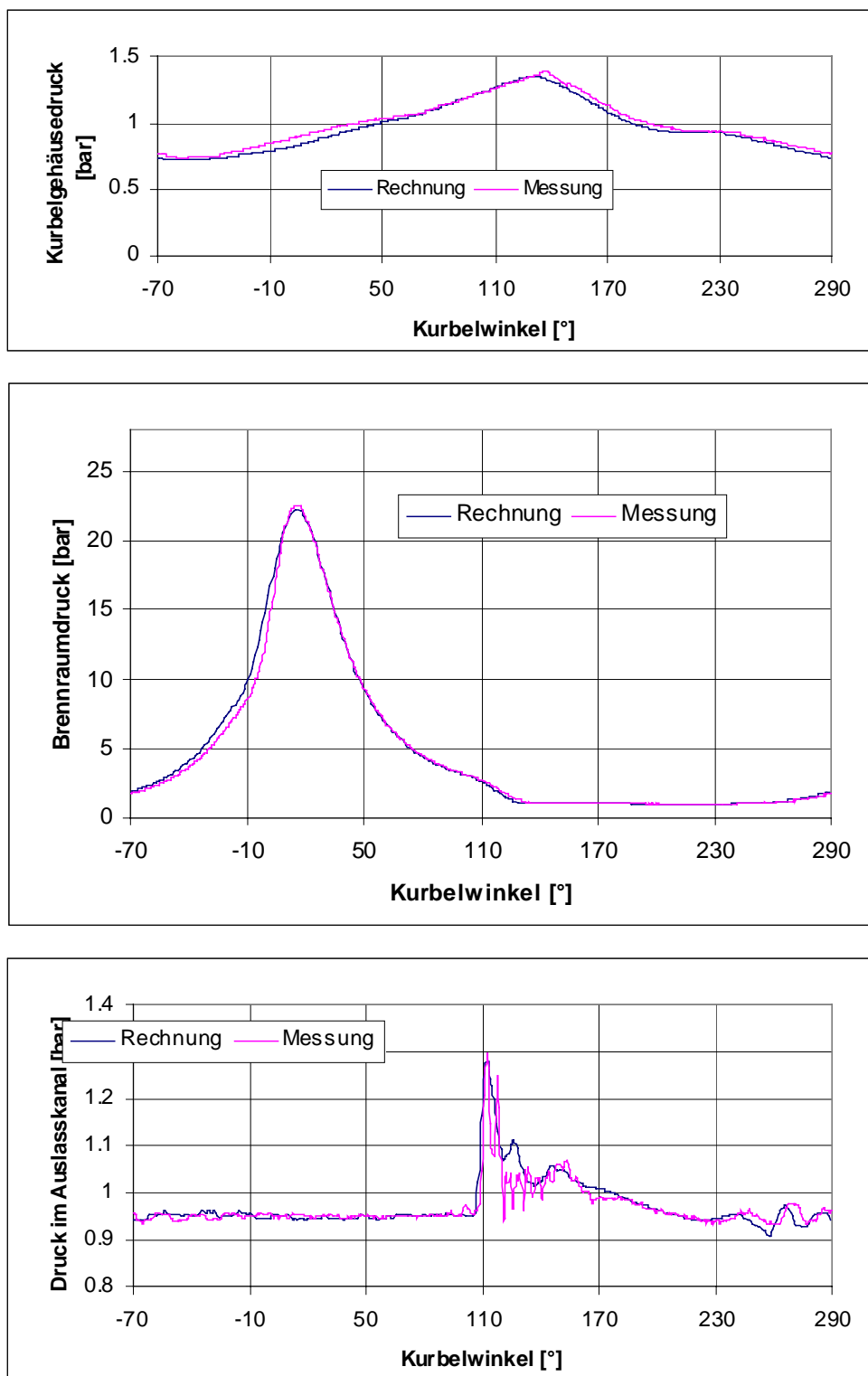


Abbildung 12.29: Vergleich Simulation – Messung; 2.500 min^{-1} , Vollast, verfeinertes Modell

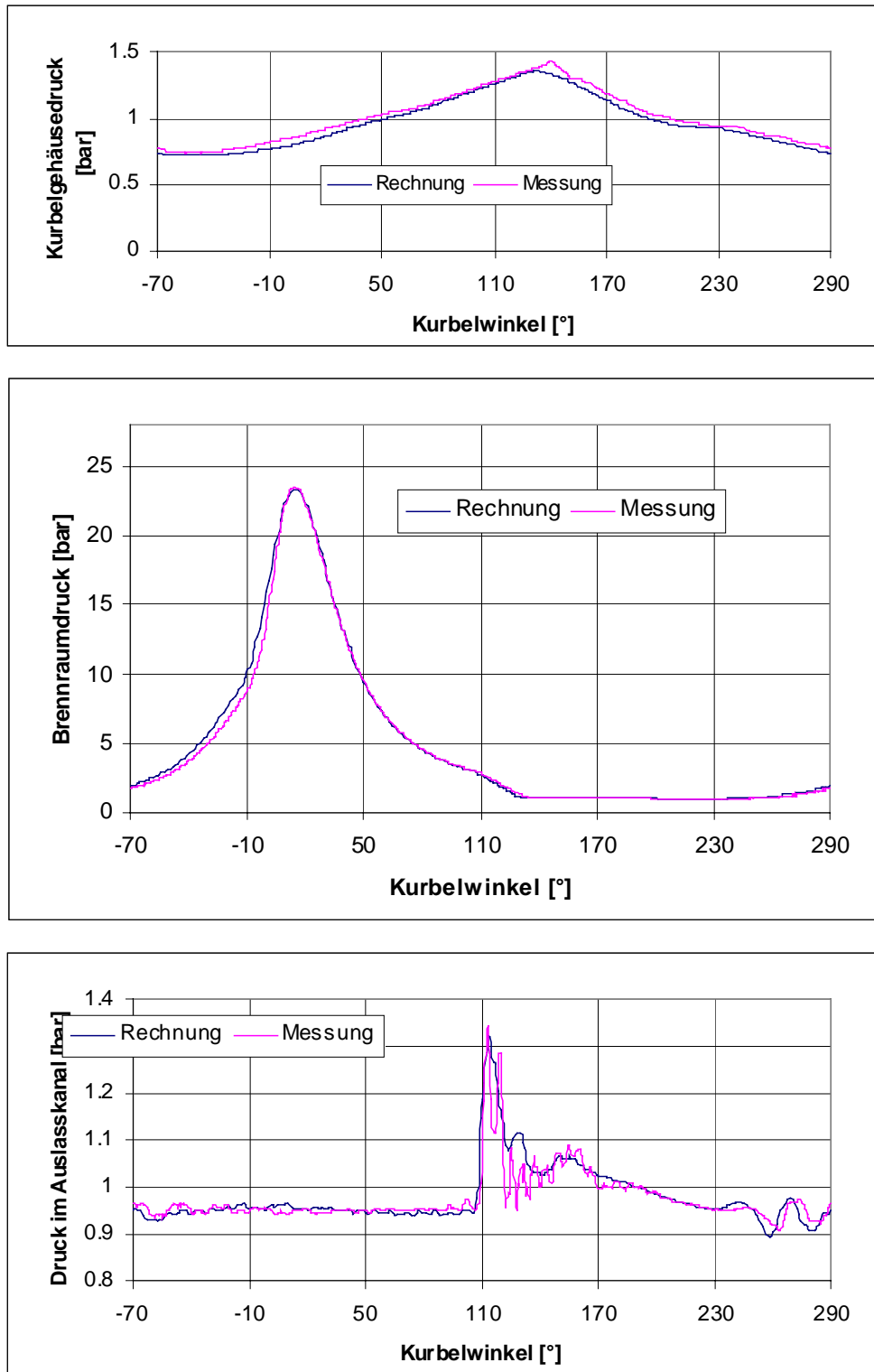


Abbildung 12.30: Vergleich Simulation – Messung; 3.000 min^{-1} , Vollast, verfeinertes Modell

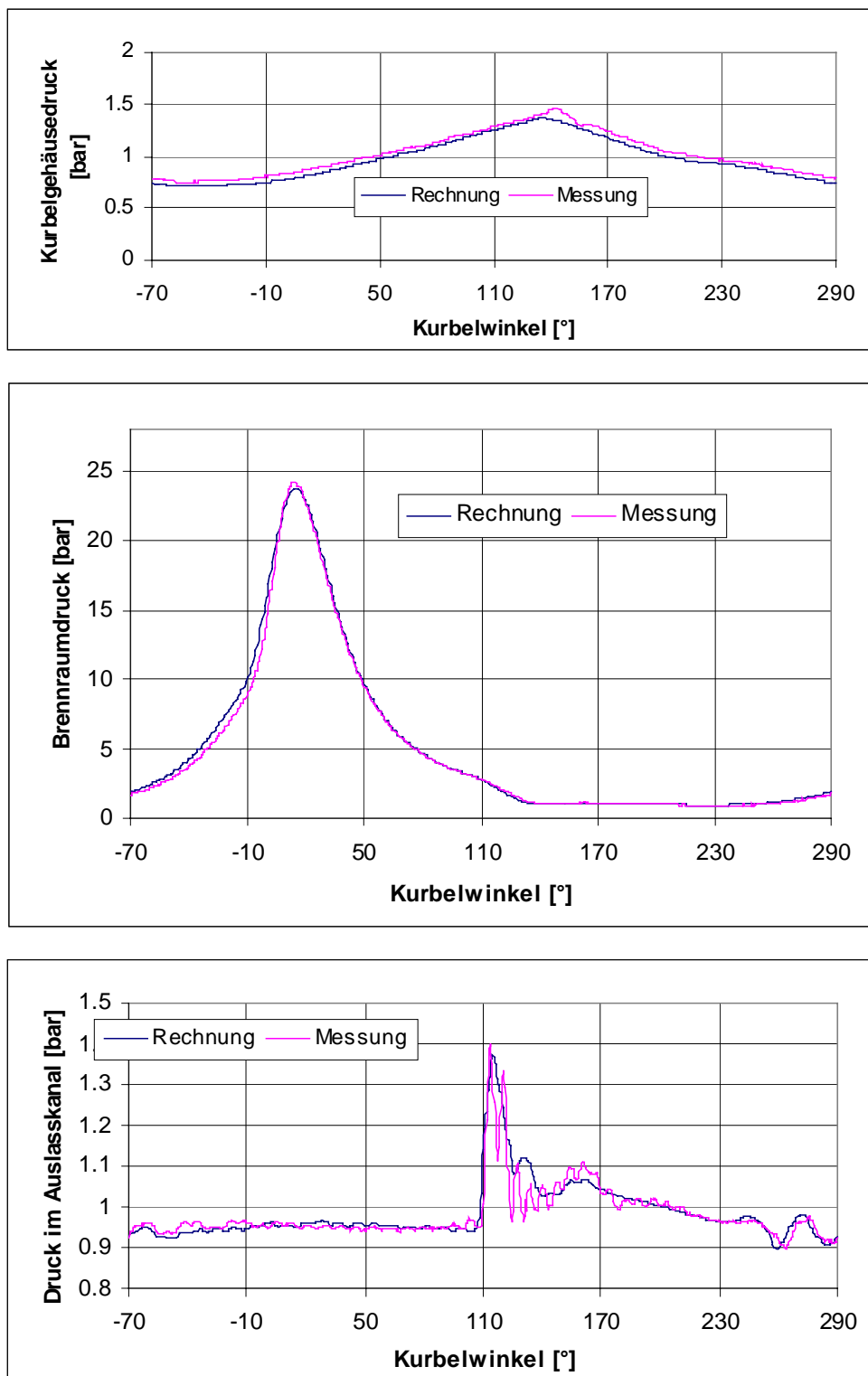


Abbildung 12.31 Vergleich Simulation – Messung; 3.500 min⁻¹, Vollast, verfeinertes Modell

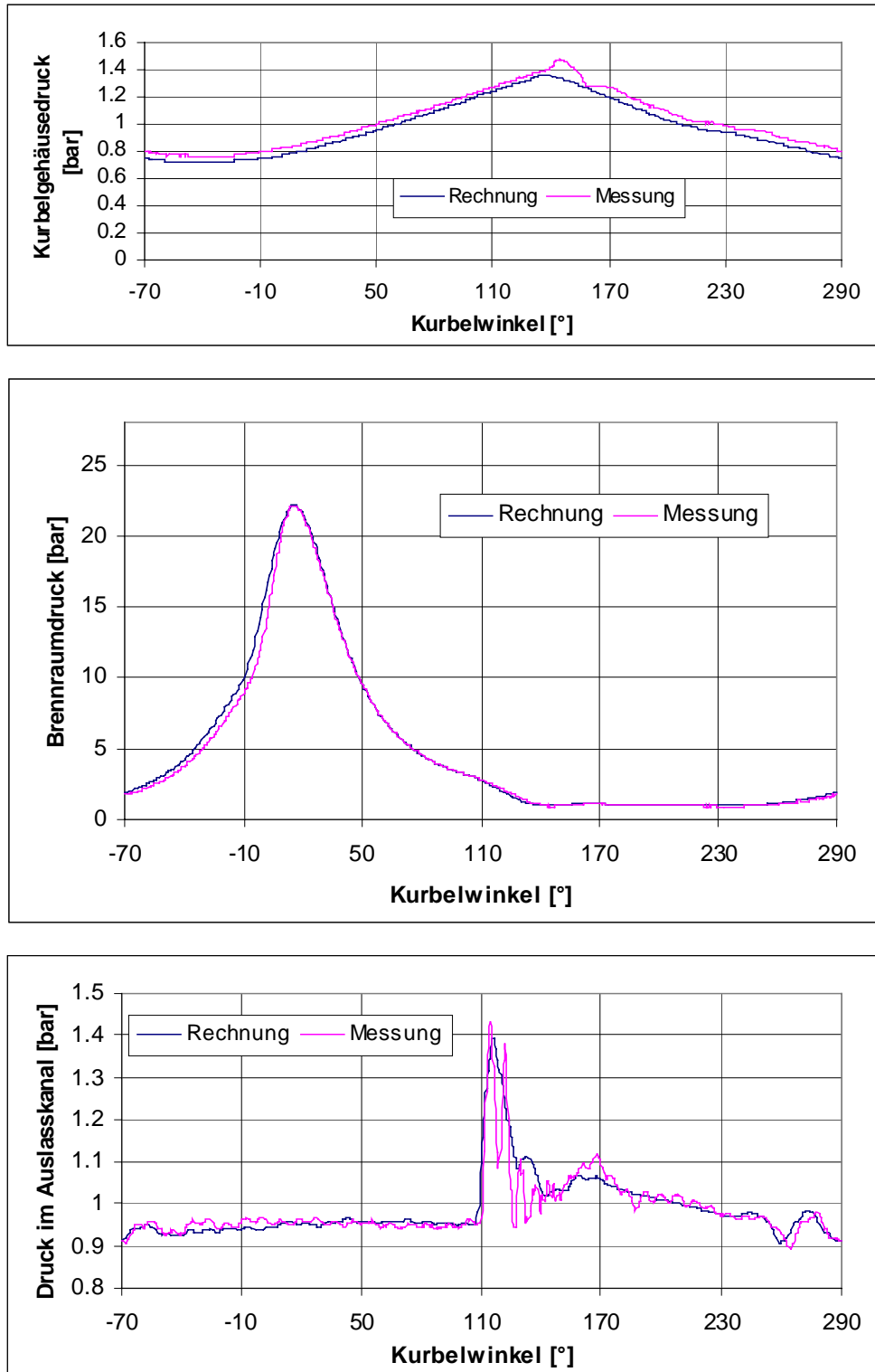


Abbildung 12.32: Vergleich Simulation – Messung; 4.000 min⁻¹, Vollast, verfeinertes Modell

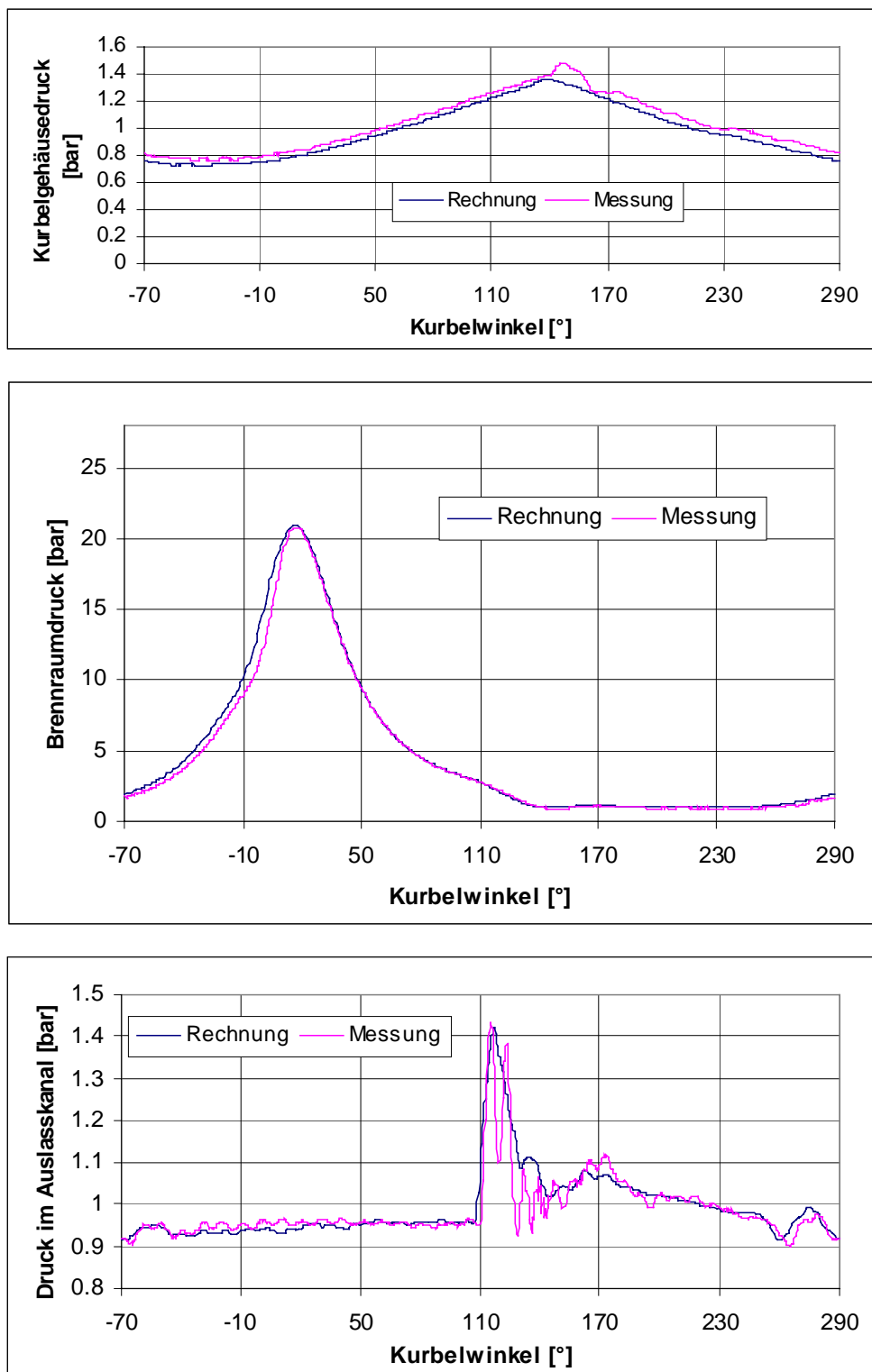


Abbildung 12.33: Vergleich Simulation – Messung; 4.500 min^{-1} , Vollast, verfeinertes Modell

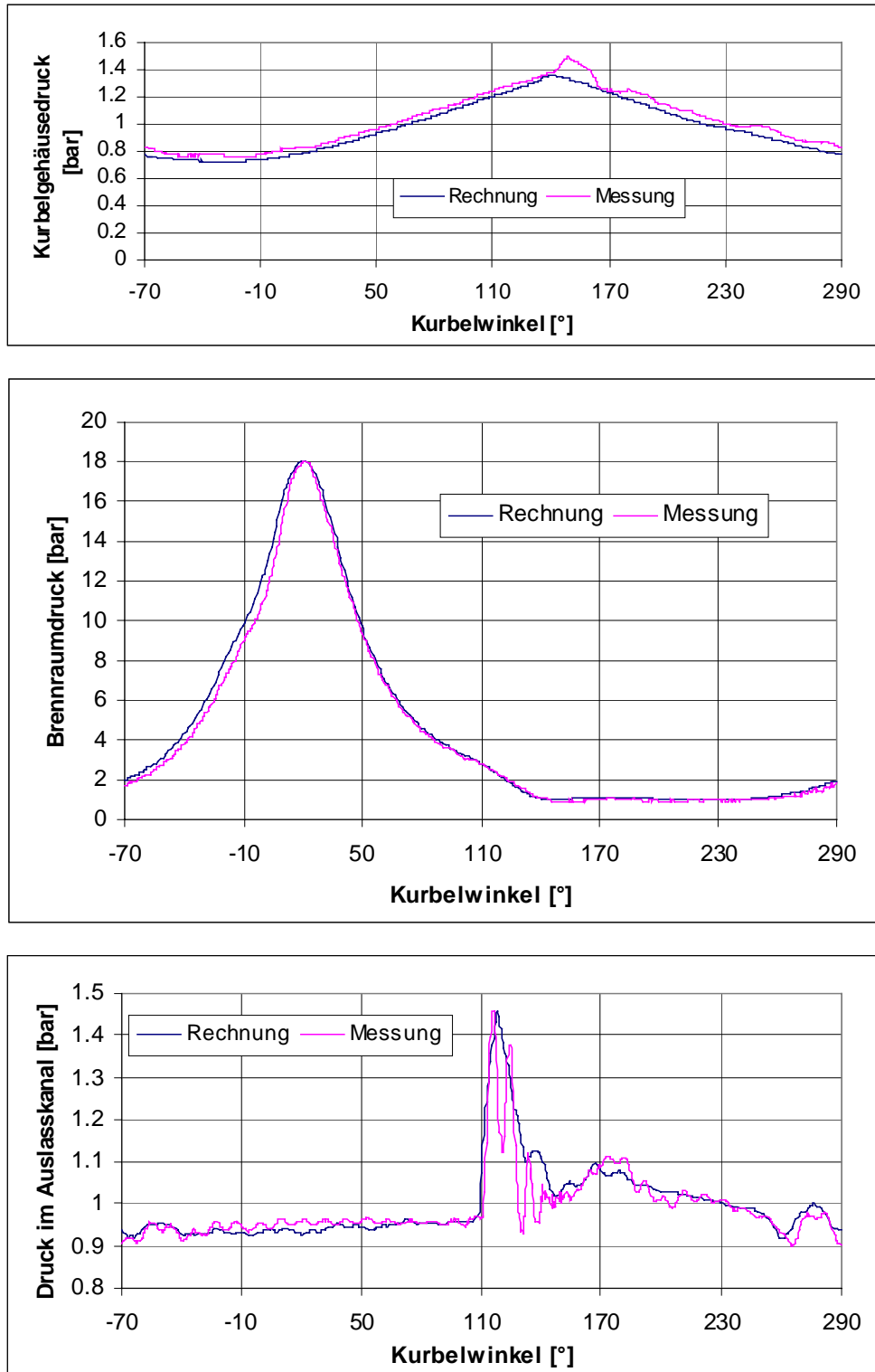


Abbildung 12.34: Vergleich Simulation – Messung; 5.000 min⁻¹, Vollast, verfeinertes Modell

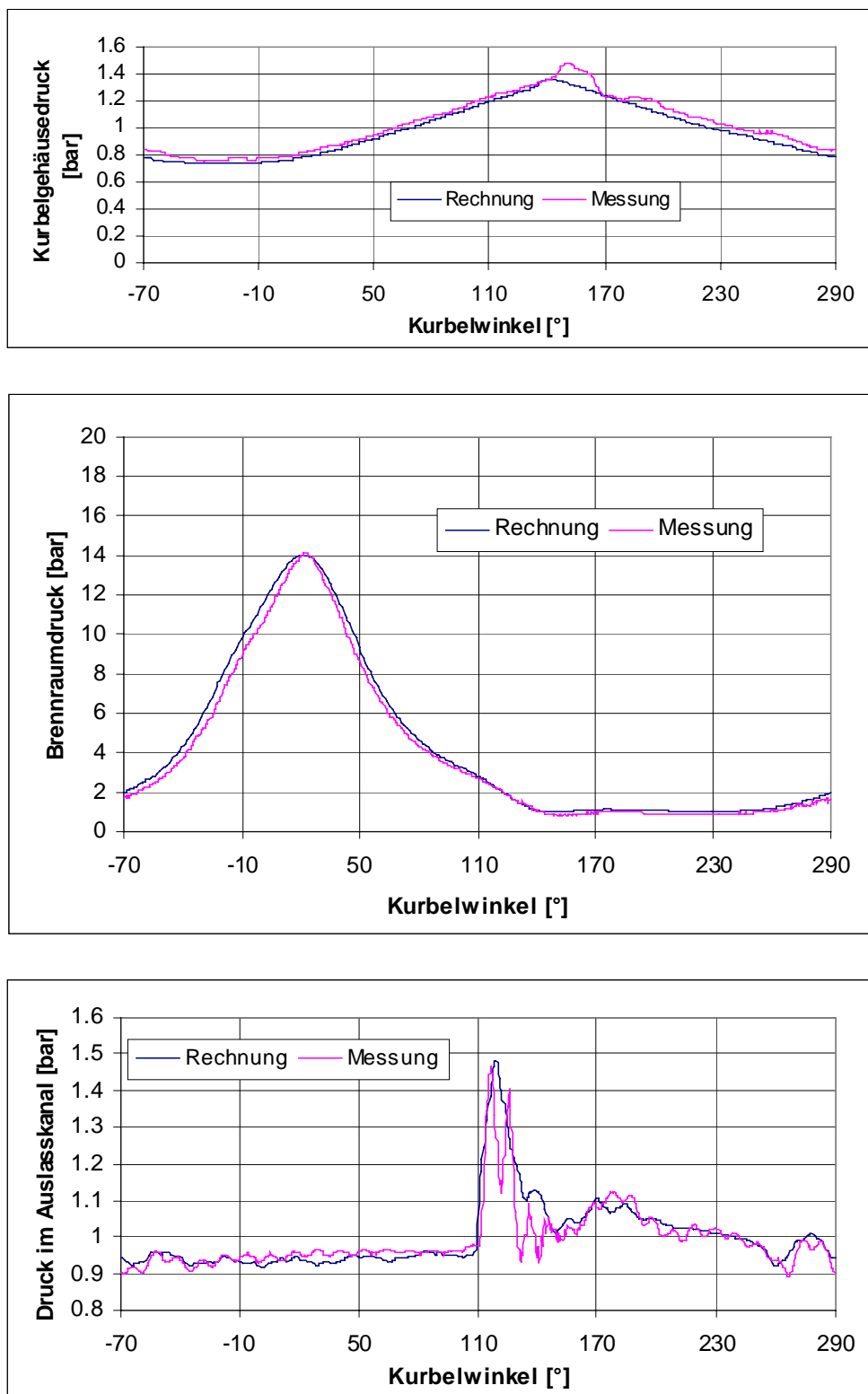


Abbildung 12.35: Vergleich Simulation – Messung; 5.500 min^{-1} , Vollast, verfeinertes Modell