

ECC Automotive

**Untersuchung eines neuartigen
Dieselbrennverfahrens zur homogenen
Selbstzündung und Diffusionsverbrennung**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 29470 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dominik Pennings

Eschweiler, Januar 2016

Dieser Bericht kann bezogen werden bei:

Firma ECC Automotive
Tulpenweg 4
52249 Eschweiler

Oder als Download bei: www.dbu.de (Deutsche Bundesstiftung
Umwelt)

ECC Automotive

**Untersuchung eines neuartigen
Dieselbrennverfahrens zur homogenen
Selbstzündung und Diffusionsverbrennung**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 29470 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dominik Pennings

Eschweiler, Januar 2016

1 Projektkennblatt

der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	29470	Referat	24	Fördersumme	125.000 €
Antragstitel	Untersuchung eines neuartigen Dieselerbrennungsverfahrens zur homogenen Selbstzündung				
Stichworte	Dieselmotor, homogene Selbstzündung, CAI HCCI				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
44 Monate	14.11.2011	30.06.2015	-		
Zwischenberichte	-				
Bewilligungsempfänger	ECC Automotive Tulpenweg 4 52249 Eschweiler			Tel 02403 555549 12 Fax	
				Projektleitung Dominik Pennings	
				Bearbeiter Dominik Pennings	
Kooperationspartner					

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Anlass des Vorhabens ist die immer aufwendiger werdende Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren die mittelfristig den Einsatz als PKW Motor gefährdet. Ziel des Projekts ist die Darstellung und Untersuchung eines Dieselmotors mit neuartiger Brennraumgeometrie welche sowohl den Erfordernissen an ein homogenisiertes Brennverfahren, als auch ein eine klassische Diffusionsverbrennung gerecht wird. Als Ergebnis der Entwicklung soll ein Dieselmotorkonzept vorliegen, welches neben verbesserten Verbrauchswerten in der Teillast einen weitgehend russ- und stickoxidfreien Betrieb ermöglicht. Hierdurch kann bei gesteigertem Wirkungsgrad eine stark vereinfachte zukunftssichere Abgasnachbehandlung eingesetzt werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Projektdurchführung erfolgte in mehreren Schritten:

1. Konstruktive Darstellung der brennraumrelevanten Geometrien und Ableiten von Varianten
2. Dreidimensionale CFD Simulation der Gemischbildung, Verbrennung und Einlassdrallbildung
3. Fertigstellung der Konstruktion unter Berücksichtigung der Simulationsergebnisse
4. Zeichnungsableitung, Arbeitsvorbereitung und Beschaffung
5. Fertigung und Montage des Versuchsträgers
6. Aufbau Motorprüfstand und Installation der Messtechnik
7. Versuchsdurchführung
8. Auswertung und Dokumentation

Ergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse der Projekts zeigen, dass das Ziel eine Brennraumgeometrie zu finden welche sowohl für die Diffusionsverbrennung (klassische Dieselerbrennung) als auch für die homogenisierte Selbstzündung geeignet ist voll erreicht werden konnte.

Bei der Diffusionsverbrennung, welche für hohe Lasten eingesetzt werden soll, zeigte sich ein hoher Einfluss der Steuerzeiten auf den indizierten Verbrauch. Bei Steuerzeiten mit frühen EinlassschlieÙzeitpunkten konnte mit 203 g/kwh bei 2000 U/min und 3 bar Mitteldruck auch ohne Optimierung bereits ein guter Teillastverbrauch dargestellt werden. Bei Aufladung sinken die Verbrauchswerte deutlich, dies kann einerseits an den steigenden Oberflächentemperaturen der in diesem Projekt verwendeten Prallkörper zur Auffächerung des Kraftstoffstrahls liegen oder an dem sehr niedrigen Verdichtungsverhältnis des Motors welches durch die Aufladung kompensiert wird. Letzteres spiegelt sich auch in dem Einfluss der Steuerzeiten, bei einem frühen EinlassschlieÙzeitpunkt mit ergeben sich wesentlich günstigere Verbrauchswerte als mit späteren Werten. Mit Aufladung konnte bei 8 bar Mitteldruck ein angesichts des Entwicklungsstandes guter Wert von 210 g/kwh dargestellt werden.

Der Betrieb mit homogenisierter Selbstzündung erfordert ohne elektronische Regelungen eine große Aufmerksamkeit während des Prüfstandsbetrieb und birgt das Risiko von Motorschäden durch klopfende Verbrennung. Es konnten mit dem Versuchsträger ein stabiler Betrieb mit homogener Selbstzündung nachgewiesen werden. Der Verbrauch bei 2000/U/min und 3,6 bar Mitteldruck lag bei 277 g/kw/h, dies ist sicherlich kein konkurrenzfähiger Wert gegenüber einer klassischen Dieselerbrennung, allerdings gibt es hierbei noch ein großes Optimierungspotential. Die Schwerpunkte der Verbrennung lag bei dieser Messung eindeutig zu früh, so dass durch eine präzisere Restgassteuerung noch deutliche Verbesserungen möglich sein werden.

Leider stand keine Abgasmesstechnik für das Projekt zur Verfügung, der sehr NOx und russarme Betrieb ist für homogenisierte Brennverfahren typisch und es gibt keine technischen Gründe weshalb dies bei diesem Konzept nicht der Fall sein sollte

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Die ECC befindet sich bereits in Kontakt mit einem Automobilhersteller (Ford) und plant zu diesem Thema Veröffentlichung in Fachzeitschriften (z.B. MTZ) und Messeauftritte.

Fazit

Das Projekt konnte die Erwartungen aus technischer Sicht voll erfüllen. Bezüglich der Projektabwicklung ergab sich ein erheblicher Mehraufwand gegenüber den ursprünglichen Planungen. Hierdurch ist auch die Laufzeit des Projekts erheblich verlängert worden.

Angesichts der Neuheit des hohen Innovationsgrades ließ der Projektumfang keine abgeschlossene Entwicklung erwarten. Die Ergebnisse zeigen durchaus ein vielversprechendes Potential welches durch darauf aufbauende Forschungen erschlossen werden soll.

Inhaltsverzeichnis:

1	Zusammenfassung:	10
2	Einleitung:	11
3	Hauptteil:	15
3.1	Funktionsprinzip:	15
3.1.1	Homogenisierte Selbstzündung:	15
3.1.2	Diffusionsverbrennung:	16
3.2	Auslegung:	18
3.3	Konstruktion	19
3.4	Strömungs- und Verbrennungssimulation	25
3.4.1	Arbeiten an der TOBB Etu Ankara	25
3.5	Varianten der Simulation	28
3.5.1	Varianten im Detail:	29
3.6	Arbeiten an dem ITV und Strömungsmessungen	35
3.7	Beschaffung und Aufbau des Prototypen	38
3.8	Einspritzsystem und Motorsteuerung	44
3.9	Arbeitsschritt Versuchsdurchführung	48
3.9.1	Versuchsbetrieb DMD	48
4	Fazit	53
5	Literaturverzeichnis:	55

Verzeichnis von Bildern, Zeichnungen, Grafiken und Tabellen:

Abbildung 3.1 Düsenanordnung	15
Abbildung 3.2 DMD Draufsicht.....	16
Abbildung 3.3 Neigungswinkel Düse DMD	17
Abbildung 3.4 Drallregulierung	17
Abbildung 3.5 Konstruktion DMD Zylinderkopf mit Adapterplatte und Laufbuche	19
Abbildung 3.6 Zylinderkopfunterteil mit Kühlung	20
Abbildung 3.7 Schnitt durch das Zylinderkopfunterteil.....	20
Abbildung 3.8 Zylinderkopfunterteil mit Einlassgeometrie	21
Abbildung 3.9 Prüfstandsmotor mit DMD Zylinderkopf.....	22
Abbildung 3.10 Anordnung der Prallkörper	23
Abbildung 3.11 bearbeiteter Kolben mit Brennraummulde.....	24
Abbildung 3.12 Strömungsfeld im Ladungswechseltotpunkt	25
Abbildung 3.13 Strömungsfeld im Zündungstotpunkt.....	26
Abbildung 3.14 Strömungsfeld während des Ansaugens, mit bewegtem Kolben berechnet ..	26
Abbildung 3.15 Vernetzungen für verschiedene Kolben- und Ventilpositionen	27
Abbildung 3.16 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)	31
Abbildung 3.17 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)	32
Abbildung 3.18 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)	33
Abbildung 3.19 Simulation des ITV	36
Abbildung 3.20 Drall Werte.....	36
Abbildung 3.21 Alpha K Werte	37
Abbildung 3.22 Grundmotor mit Massenausgleichssystem.....	39
Abbildung 3.23 Kurbelwelle, dreigeteilt, Hubzapfen für DMD Pleuel passend.....	39
Abbildung 3.24 Wassermantel und Zylinderlaufbuchse	40
Abbildung 3.25 Unterplatte.....	40
Abbildung 3.26 Anbindung der Common Rail Pumpe	41
Abbildung 3.27 Zylinderkopfunterteil mit Wassermantel	41
Abbildung 3.28 Zylinderkopfunterteil Brennraumseite	42
Abbildung 3.29 Einzylinder Versuchsmotor mit DV6 Zylinderkopf zur Motorapplikation	43
Abbildung 3.30 Schema des Kraftstoffsystems	46
Abbildung 3.31 Funktionalitäten des verwendeten Einspritzsystem vom PSA DV6 Motors ..	46
Abbildung 3.32 DMD Prüfstandsaufbau.....	47
Abbildung 3.33 Einspritzsignal Druckverlauf im CAI Betrieb.....	50
Tabelle 3.1 erste Messungen	49
Tabelle 3.2 Veränderte Nockenwellenspreizung	49
Tabelle 3.3 Homogenisierte Selbstzündung.....	50
Tabelle 3.4 Verbrauch im aufgeladenen Motorbetrieb	52
Diagramm 3.1 Steuerzeiten DMD Motor für erste Messungen.....	51
Diagramm 3.2 Steuerzeiten für nachfolgende Messungen	51

Verzeichnis von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen:

Abkürzungen

CFD		computational fluid dynamics
KW		Kurbelwelle
OT		Oberer Totpunkt
DMD		Dual Mode Diesel
FEM		Finite Elemente Methode
HCCI		homogenous charge compression ignition
CAI		controlled auto ignition
AGR		Abgasrückführung
NO _x		Nitrose Gase unterschiedlicher Oxidationsstufen
CO ₂		Kohlendioxid

Verwendete Formelzeichen und Einheiten

α_k		Durchflusskennwert
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
D	mm	Kolbendurchmesser

2 Zusammenfassung

Mithilfe des Projekts sollte die Funktionsfähigkeit eines neuen Dieselvefahrens (DMD = Dual Mode Diesel) nachgewiesen werden. Dieses Motorprinzip soll sowohl für eine dieselmotorische Diffusionsverbrennung als auch für eine homogenisierte Selbstzündung geeignet sein. Der Lösungsansatz hierfür ist eine Einspritzstrahlgeometrie welche bei frühen Einspritzzeitpunkten durch einen engen Strahlwinkel eine große Eindringtiefe in Richtung des Kolbenhubs ermöglicht. Zudem werden zwei Injektoren pro Zylinder eingesetzt, mit denen eine gute Homogenisierung erreicht wird, was eine Voraussetzung für die Betrieb mit homogenisierter Selbstzündung ist. Die neue Brennraumgeometrie ermöglicht auch eine große Ventilüberschneidung, wodurch eine innere AGR realisiert werden kann. Um bei hohen Motorlasten eine Diffusionsverbrennung darstellen zu können, sind in der Kolbenmulde Prallkörper angeordnet auf welche die Einspritzstrahlen treffen wenn die Einspritzung nahe des oberen Totpunktes erfolgt. Die Prallkörper haben eine pilzartige Formgebung, so dass die Prallfläche nicht mit dem Kolbenboden zusammenfällt, um eine intensive Strömung und gute Mischung zwischen Kraftstoff und Verbrennungsluft an dieser Stelle zu erreichen.

Das neue Dieselmotorprinzip wurde in einem Einzylinderforschungsmotor umgesetzt. Hierfür wurde ein Einzelzylinderkopf und Kolben eigens für dieses Verfahren konstruiert.

Die Konstruktion des Zylinderkopfs und der Kolbengeometrie wurde durch FEM Berechnungen unterstützt. Aufgrund der Neuartigkeit des Verfahrens und der fehlenden Möglichkeit eines Abgleichs zwischen Messung und Simulation ergaben sich Schwierigkeiten genaue Vorhersagen bezüglich der Verbrennung zu treffen. Allerdings konnten qualitative Aussagen zur Gemischbildung gemacht werden, welche für eine Überarbeitung der Brennraumgeometrie genutzt wurden.

Der Versuchsbetrieb erfolgte mittels eines ECC-eigenen Forschungsmotors. Der Motor konnte erfolgreich sowohl mit einer konventionellen Diffusionsverbrennung als auch mit einer homogenisierten Selbstzündung betrieben werden. Es zeigte sich, dass die durch die Brennraumgeometrie ermöglichte große Ventilüberschneidung eine notwendige Voraussetzung hierfür war.

3 Einleitung

Die CO₂-Emissionen des Automobilverkehrs konnten innerhalb Deutschlands in den letzten Jahren erfolgreich gesenkt werden. Hauptursache hierfür war der stark gestiegene Anteil von Dieselfahrzeugen, die sich durch einen deutlich höheren Wirkungsgrad gegenüber Ottomotoren auszeichnen. Aufgrund einer immer weiter verschärfter Abgasgesetzgebung und der damit verbundenen Kostensteigerung bei der Abgasnachbehandlung ist allerdings in Zukunft mit einem deutlichen Rückgang des Anteils von Dieselfahrzeugen bei den Neuzulassungen auszugehen. Neben den erhöhten Kosten fallen auch der stark vergrößerte Bauraum und die Zusatzmasse durch die Abgasnachbehandlung ins Gewicht, so dass gerade bei kleineren Fahrzeugen zukünftig kaum noch Dieselvarianten geplant werden.

Aus umweltpolitischer Sicht wäre es wünschenswert wenn am Markt weiterhin besonders sparsame und dabei schadstoffarme Dieselfahrzeuge mit geringen Mehrkosten gegenüber Benzinvarianten angeboten würden. Eine radikale Vereinfachung der Abgasnachbehandlung durch verminderte Rohemissionen ist hierfür unbedingt erforderlich. Möglich wird dies nur, wenn die Betriebsweise des Dieselmotors ganz oder teilweise geändert wird. Dazu werden verstärkt Brennverfahren untersucht, bei denen im Teillastbereich eine homogenisierte Selbstzündung eingesetzt wird und nur bei hohen Lasten auf eine Diffusionsverbrennung zurückgegriffen wird (Volkswagen „combined combustion“, Mercedes „Diesotto“, etc). Diese Brennverfahren, auch als HCCI (homogenous compression charge ignition) bekannt, ermöglichen einen weitestgehend stickoxidfreien Betrieb bei gleichzeitig hohen Wirkungsgrad, allerdings ist ihr Einsatz auf den unteren Last und Drehzahlbereich beschränkt. Da für hohe Lasten nach wie vor eine dieseltypische Diffusionsverbrennung eingesetzt werden muss, benötigt man eine Brennraumgeometrie welche für beide Brennverfahren geeignet ist, und zudem große Freiheiten bei der Wahl der Ventilsteuerzeiten ermöglicht um eine interne Abgasrückführung darstellen zu können.

Nach dem Stand der Technik ist die konventionelle Brennraumgeometrie direkteinspritzender Dieselmotoren für einen HCCI Betrieb schlecht geeignet. Die Einspritzung zeichnet sich hier durch eine zentrale Lage der Einspritzdüsen mit annähernd radialer Orientierung der Einspritzstrahlen aus. Bei frühen Einspritzzeiten, welche für einen homogenisierten Betrieb erforderlich sind, wird hierdurch nur der obere Teil der Zylinderfüllung von dem Kraftstoff erfasst, wobei zusätzlich die Gefahr einer Wandanlagerung besteht.

Mit dem "NADI"¹ Konzept (=narrow angle direct injection) wurde ein auf typischer Dieselmotorgeometrie basierender Motor entwickelt, der sich nur hinsichtlich der Ausrichtung

der Einspritzstrahlen wesentlich von dem Stand der Technik unterscheidet um beide Brennverfahren verwirklichen zu können. Da hier der Kraftstoff nicht mehr nur rein radial eingespritzt wird sondern die Strahlen zusätzlich nach unten gerichtet sind, steht bei einer frühen Einspritzung eine wesentlich größere freie Strahllänge zur Verfügung. Die Gefahr der Ölverdünnung ist weitgehend vermieden, da die Kraftstofftröpfchen eher auf den Kolben zielen als auf die Zylinderwand. Im Dieselmotor mit Einspritzzeitpunkten nahe OT wird der Kraftstoff hauptsächlich wandangelagert eingespritzt, wobei dies vorwiegend im Bereich um den Kolbendom erfolgt. Dies ist für eine Wandanlagerung recht ungünstig, da dort die radialen Strömungsgeschwindigkeiten durch den Luftdrall sehr niedrig sind so, dass sich ein dicker und langsam verbrennender Wandfilm aufbauen kann.² Die Verbrennung wird hierdurch verschleppt und findet zu einem großen Teil in dem Quetschspalt statt mit den bekannten negativen Folgen für Russ- und Kohlenwasserstoffemissionen .

Für den Betrieb mit homogenen Brennverfahren ist der NADI-Motor ebenfalls nicht ideal, da er keine Ventilüberschneidung ermöglicht (interne AGR schwer zu realisieren, Startprobleme durch niedrige Verdichtung). Das „NADI“ Konzept zeigt dass das klassische Brennraumkonzept auch bei deutlichen Geometrie Anpassungen an seine Grenzen gerät und der Bedarf für eine neue Brennraumgeometrie eindeutig vorhanden ist.

Ziel des Projekts ist die Darstellung und Untersuchung eines Dieselmotors mit neuartiger Brennraumgeometrie welche sowohl den Erfordernissen an ein homogenisiertes Brennverfahren als auch an eine klassische Diffusionsverbrennung gerecht wird. Als Ergebnis der Entwicklung soll ein Dieselmotorkonzept vorliegen, das einen weitestgehend ruß- und stickoxidfreien Betrieb ermöglicht. Darüber hinaus bietet das neue Motorkonzept ein hervorragendes Vollastpotential aufgrund der Freiheiten bei den Ventilsteuerzeiten.

In dem DMD Motor werden Einspritzdüsen verwendet, deren Strahlachsen in etwa diagonal durch den Zylinder verlaufen. Dies gewährleistet in Verbindung mit einem Einlassdrall eine wesentlich verbesserte Homogenisierung bei frühen Einspritzzeitpunkten gegenüber dem Stand der Dieselmotor-Technik. Die dezentrale Düsenanordnung ermöglicht auch den Einsatz von zwei Düsen pro Zylinder wodurch eine verbesserte Gemischbildung mit niedrigem Luftdrall realisierbar wird. Die Verwendung von zwei Einspritzdüsen reduziert aufgrund der halbierten Einspritzzeiten zudem die Strahleindringtiefe und damit die Gefahr einer Wandbenetzung.

Eine weitere entscheidende Voraussetzung für eine gut kontrollierbare homogene Selbstzündung ist eine innere Abgasrückführung. Die üblicherweise eingesetzte äußere Abgasrückführung ist mit hohen Wärmeverlusten verbunden, zudem enthält das Abgas bei einer äußeren Rückführung weniger Radikale welche zur Einleitung der Zündung erforderlich

sind. Ein weiterer Vorteil der inneren AGR ist, dass sie durch eine Ventilüberschneidung mittels Phasensteller schnell und einfach geregelt werden kann. Aus diesem Grund ist die Brennraummulde des DMD Motors für eine hohe Ventilüberschneidung ausgelegt.

Eine zu starke drallförmige Bewegung der angesaugten Verbrennungsluft im Zylinder würde bei einer frühen Einspritzung zu Wandanlagerung des Kraftstoffs führen. Aus diesem Grund wurde der DMD Motor mit einem variablen Einlassdrall ausgeführt, um die jeweils optimale Ladungsbewegung für homogenisierten Betrieb und Diffusionsverbrennung einstellen zu können.

Um bei hohen Motorlasten eine Diffusionsverbrennung darstellen zu können, sind in der Kolbenmulde Prallkörper angeordnet auf denen die Einspritzstrahlen auftreffen wenn die Einspritzung nahe des oberen Totpunktes erfolgt. Die Prallkörper haben eine pilzartige Formgebung, so dass die Prallfläche nicht mit dem Kolbenboden zusammenfällt um eine intensive Strömung und gute Mischung zwischen Kraftstoff und Verbrennungsluft im Bereich der Prallfläche zu erreichen.

Die Aufgabenstellung des Projekts war es die Wirksamkeit der innovativen Lösungsansätze (Düsenanordnung und Strahlbild, Brennraummulde mit Ventilüberschneidung und Phasenstellern, variabler Einlassdrall, Prallkörper) durch einen Motorversuch zu verifizieren. Dies beinhaltet den Aufbau eines Versuchsträgers für Versuche am Motorenprüfstand.

Für den Versuchsbetrieb wurde eine Kombination von Einzelzylinderkopf, Einspritzdüsen mit engen Strahlwinkeln und Kolben konstruiert welche alle Merkmale des DMD Prinzips aufweist. Die Konstruktion wurde durch Simulationen begleitet welche die Aufgabe hatten günstige Konstellationen für die Gemischbildung zu finden.

Der Versuchsträger besteht aus projektspezifischen Versuchsteilen. Hierzu zählen im Wesentlichen der Einzelzylinderkopf, die Einspritzdüsen mit engen Strahlwinkeln und der Kolben. Letzterer wurde aus einem Rohling hergestellt wobei die Prallkörper aus einer hochwarmfesten Legierung eingeschraubt wurden. Bei der Anordnung der Prallkörper wurden sowohl die Simulationsergebnisse als auch die mechanischen Gegebenheiten berücksichtigt. Um die Phasenstellung berücksichtigen zu können, ist der Versuchszylinderkopf mit einer teilbaren Nockenwelle ausgestattet welche eine einstellbare Phasenlage zwischen Ein- und Auslass ermöglichen.

Die Versuchsteile sind mittels eines ECC eigenen Einzylinderforschungsmotors auf einem Motorprüfstand untersucht. Hierzu musste die Motorsteuerung aufwendig appliziert werden, da der gleichzeitige Betrieb mit zwei Düsen standardmäßig nicht vorgesehen ist. Auch die

Mengensteuerung gestaltete sich aufgrund der Einzylinderbetriebs und der verwendeten Pumpe aufwendiger als es vorhergesehen wurde.

Im Versuchsbetrieb stand insbesondere der Betrieb bei hohen Lasten im Vordergrund, um den Versuchsträger zu schonen wurde dabei aber auf hohe Drehzahlen verzichtet. In diesem Lastbereich kommt die dieseltypische Diffusionsverbrennung zum Einsatz. Diese Verbrennung ist mit einer Rußbildung verbunden, wobei der Motor an der Rauchgrenze betrieben wurde. Bei einem Einsatz in einem modernen Fahrzeug ist zu beachten, dass dieser Betriebsbereich zwar mit einer Rußbildung verbunden ist, aber gleichzeitig immer mit hohen Abgastemperaturen. Bei Einsatz eines heute standardmäßig verwendeten Rußfilters ist die Rußproduktion nicht mehr kritisch, da ein Freibrennen der Rußfilters durch die Abgastemperatur gewährleistet wird.

Im unteren und mittleren Teillastbereich soll das Motorprinzip mit einer homogenen Selbstzündung betrieben werden. Dieser Betriebsmodus ermöglicht einen weitestgehend NOx und Ruß freien Motorbetrieb. Da der Betrieb mit homogener Selbstzündung an einem manuell bedienten Prüfstand große Aufmerksamkeit erfordert und risikobehaftet ist, wurde auf eine umfangreiche Untersuchung der Betriebsgrenzen verzichtet und nur die Machbarkeit nachgewiesen. Hierbei zeigte sich, dass der Ansatz funktioniert wobei insbesondere eine große Ventilüberschneidung eine wesentliche Voraussetzung für den stabilen Betrieb war.

4 Hauptteil

4.1 Funktionsprinzip

4.1.1 Homogenisierte Selbstzündung

Wie in der Einleitung beschrieben soll der Motor sowohl für eine homogenisierte Selbstzündung als auch für die Diffusionsverbrennung geeignet sein. Um eine gute Homogenisierung für die Selbstzündung darzustellen, wird eine spezielle Düsenanordnung eingesetzt (Abbildung 4.1).

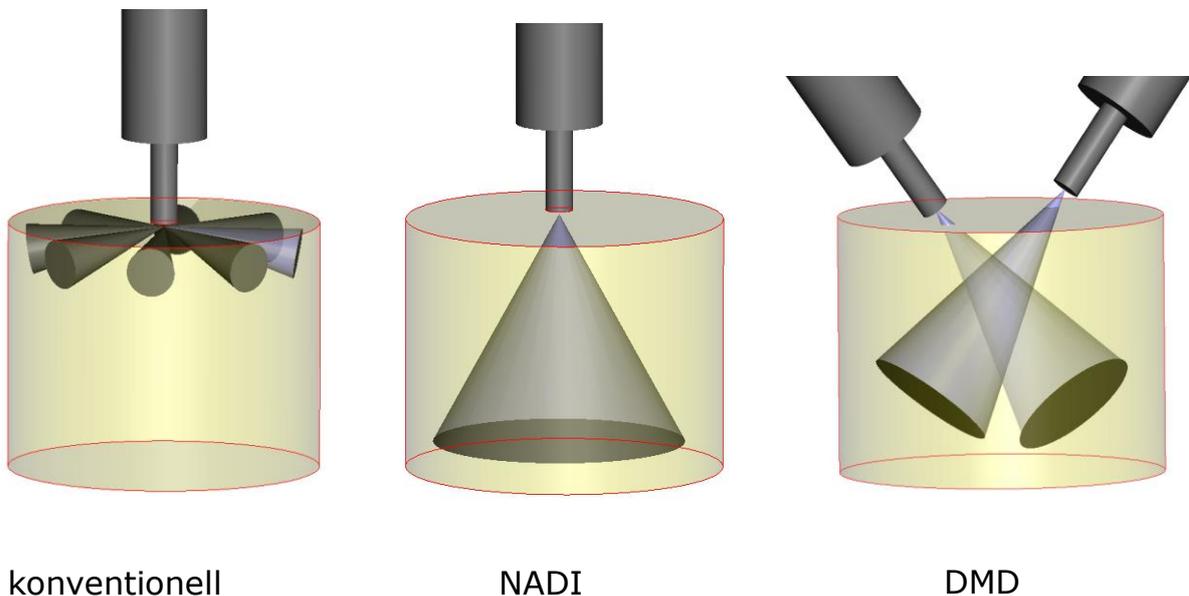


Abbildung 4.1 Düsenanordnung

Anhand der obigen Abbildung wird deutlich, dass sich bei dem DMD und dem NADI Prinzip eine gute Durchdringung des Zylindervolumens mit Kraftstoff erreichen lässt.

Eine weitere wesentliche Voraussetzung ist die große Ventilüberschneidung um den Restgasanteil für die homogenisierte Selbstzündung bereitstellen zu können. Wie in Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3 ersichtlich, fügen sich die Ventiltaschen harmonisch in den Brennraum ein wodurch Schadräume vermieden werden.

Für die homogene Selbstzündung ist, wie zuvor beschrieben, ein hoher Einlassdrall nicht vorteilhaft, so dass eine Lösung für einen variablen Einlassdrall gefunden werden musste. Hierfür konnte eine Lösung mittels eines Schiebers gefunden werden, mithilfe dessen sich die tangentielle Zutrittsgeschwindigkeit in den rotationssymmetrischen Ansaugkanal vor dem Einlassventil regulieren lässt (Abbildung 4.4).

4.1.2 Diffusionsverbrennung

Für die Diffusionsverbrennung mit später Einspritzung ergibt sich aus der Düsenanordnung das Problem, dass bei einer konventionellen Brennummulde der Kraftstoff vorwiegend auf zwei kleine Bereiche auf dem Boden der Mulde treffen würde. Hierbei ist aufgrund der großen Grenzschichtdicke eine unzureichende Vermischung mit der Verbrennungsluft zu erwarten (siehe Abschnitt 4.4 Strömungs- und Verbrennungssimulation). Zur Vermeidung dieses Problems werden zwei pilzförmige Prallkörper in die Mulde eingesetzt, auf deren „Kopf“ die Einspritzstrahlen treffen und aufgefächert werden (Abbildung 4.2). Der aufgefächerte Kraftstoffstrahl verteilt sich über die Mulde, wobei eine drallförmige Ladungsbewegung die Vermischung mit der Verbrennungsluft unterstützt.

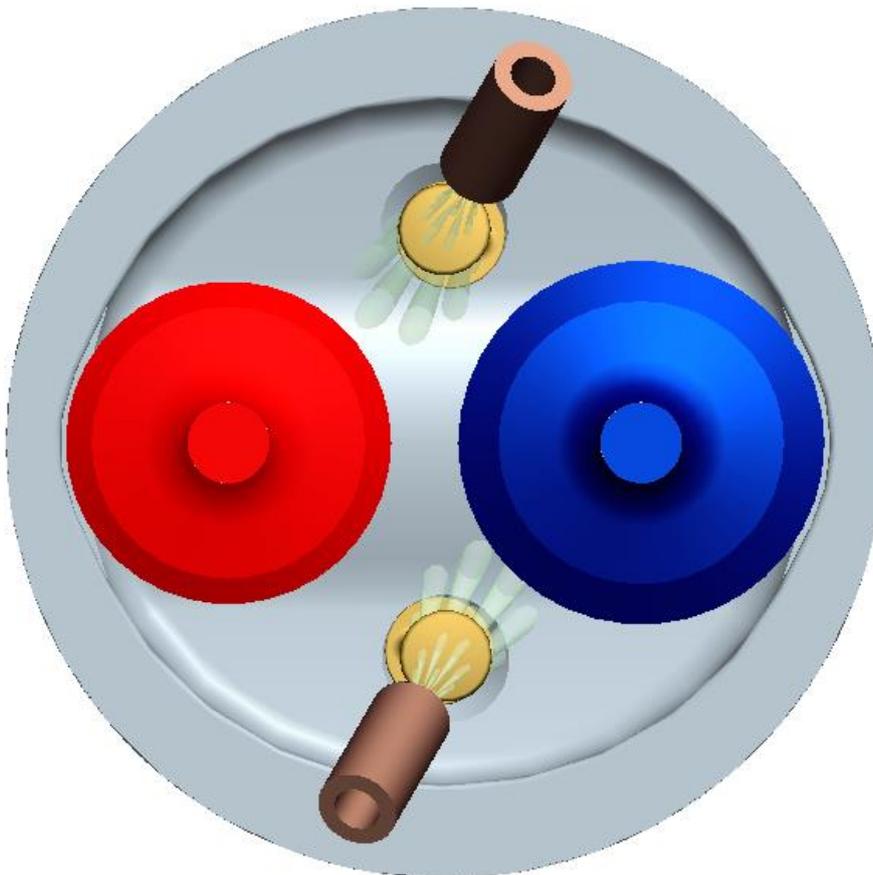


Abbildung 4.2 DMD Draufsicht

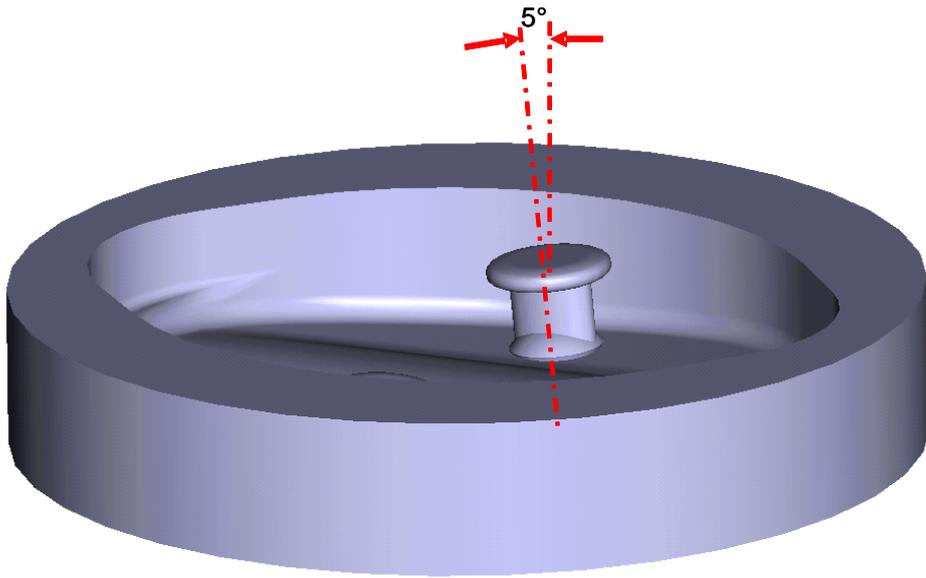


Abbildung 4.3 Neigungswinkel Düse DMD

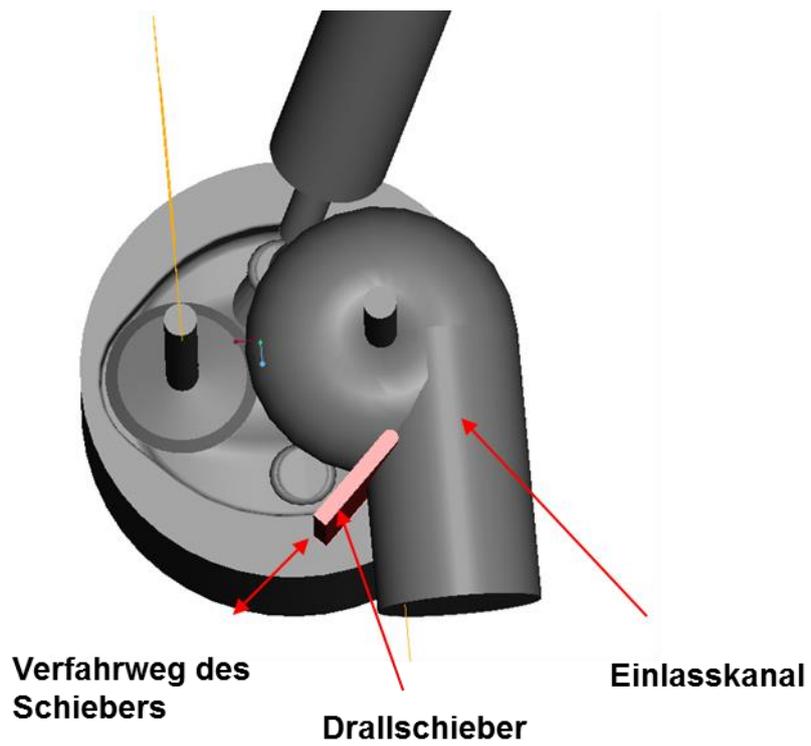


Abbildung 4.4 Drallregulierung

4.2 Auslegung

Für das Konzept wurden mehrere Randbedingung definiert welche bei der Auslegung berücksichtigt werden mussten.

Ventilüberschneidung:

Der Brennraum muss so gestaltet werden, dass trotz hohem Verdichtungsverhältnis von 14 (später geändert auf 15) eine große Ventilüberschneidung möglich ist. Hierbei müssen die Ventiltaschen ein Bestandteil der Kolbenmulde sein um keine ungenützten Schadträume entstehen zu lassen. Erreicht wurde dies durch ein enges Zusammenrücken der beiden Ventile bei vergleichsweise großem Abstand zur Zylinderwand. Gleichzeitig wurde die Kolbenmulde oval gestaltet um die Ventiltaschen besser einbeziehen zu können.

Prallkörper:

Die genaue Gestaltung der Prallkörper wurde in der Auslegungsphase noch nicht berücksichtigt, jedoch war klar, dass die Prallkörper in Sicht der Zylinderachse, außerhalb der Ventiltaschen angeordnet sein müssen um eine Kollision der Ventile mit den Prallkörpern zu vermeiden (Abbildung 4.10).

Düseanordnung und Strahlbild:

Für die Anordnung der Einspritzdüsen musste aus zeitlichen Gründen schon vor den Simulationen eine geeignete Position festgelegt werden. Hierbei muss ein Kompromiss aus freier Strahllänge, ausreichender Abstand zu den Prallkörpern und kleinem Schadvolumen in der Düsenbohrung gefunden werden.

4.3 Konstruktion

Die Konstruktion besteht im Wesentlichen aus den Baugruppen Zylinderkopf, Kolben und der Laufbuchse mit der Adapterplatte für den ECC Einzylinderversuchsmotor (Abbildung 4.5). Für die Laufbuchse und die Adapterplatte konnte weitgehend auf bewährte Vorgängerkonstruktionen zurückgegriffen werden. Die Kolbenrohlinge wurden konstruktiv modifiziert um die Mulde sowie die Befestigung der Prallkörper realisieren zu können. Eine endgültige Festlegung der Kolbengeometrie erfolgt erst nachdem aus der Simulation eine möglichst optimale Gestalt ermittelt werden kann.

Das aufwendigste Bauteil ist der Zylinderkopf. Um eine schnelle und risikoarme Fertigung desselben zu ermöglichen, wird dieser als Frästeil hergestellt. Die Herausforderung bei einer „aus dem Vollen“ herausgearbeiteten Zylinderkopfgeometrie liegt in der Darstellung einer ausreichenden Kühlung und einer befriedigenden Kanalgeometrie. Der Zylinderkopf wurde hierzu horizontal in zwei Bauteile geteilt, von denen das untere im Wesentlichen die Kanäle und den Wassermantel umfasst und das obere Teil den Ventiltrieb (Abbildung 4.6). Gleichzeitig bildet der obere Teil den Deckel des Wassermantels (Abbildung 4.7).

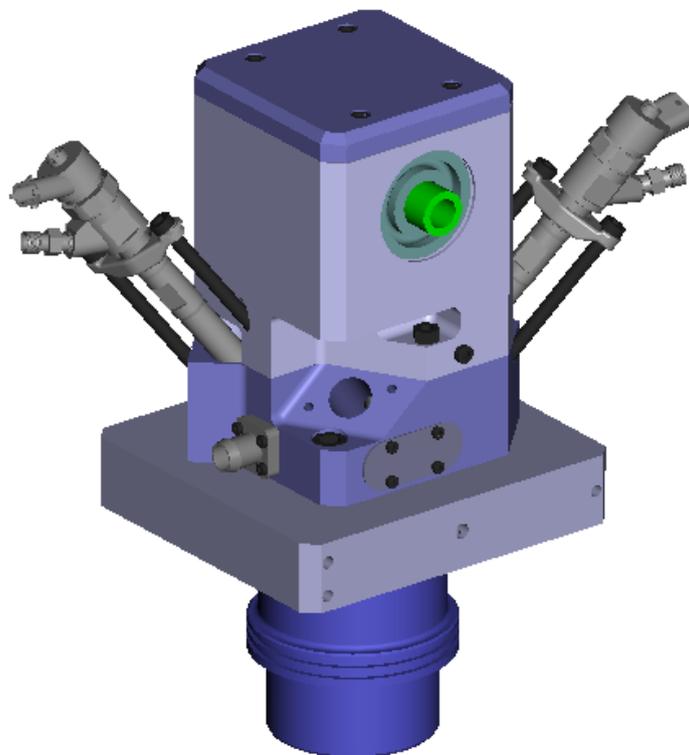


Abbildung 4.5 Konstruktion DMD Zylinderkopf mit Adapterplatte und Laufbuche

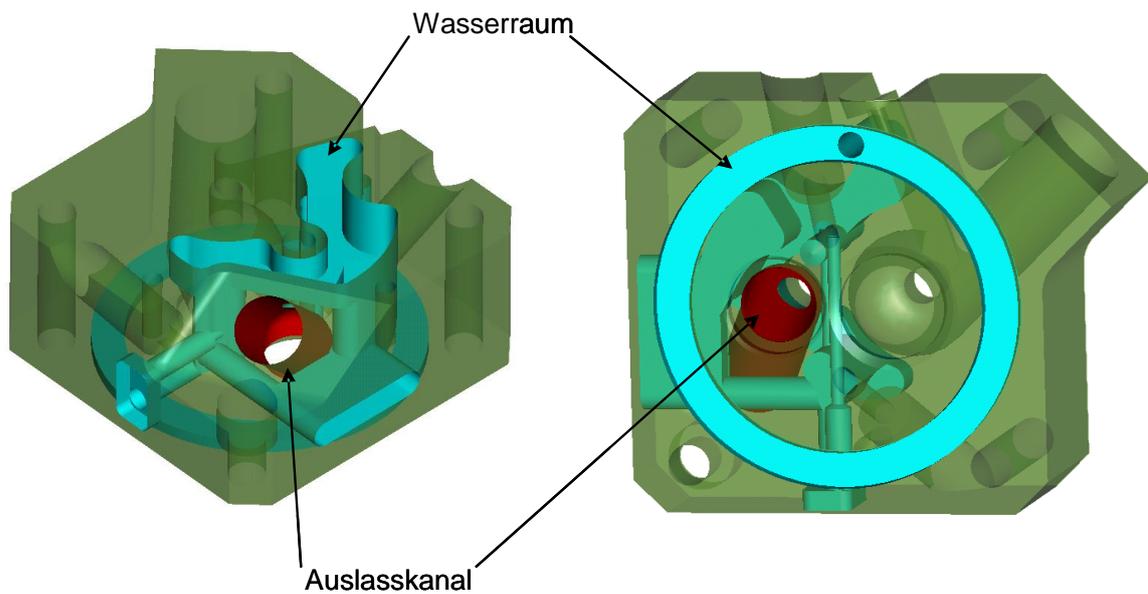


Abbildung 4.6 Zylinderkopfunterteil mit Kühlung

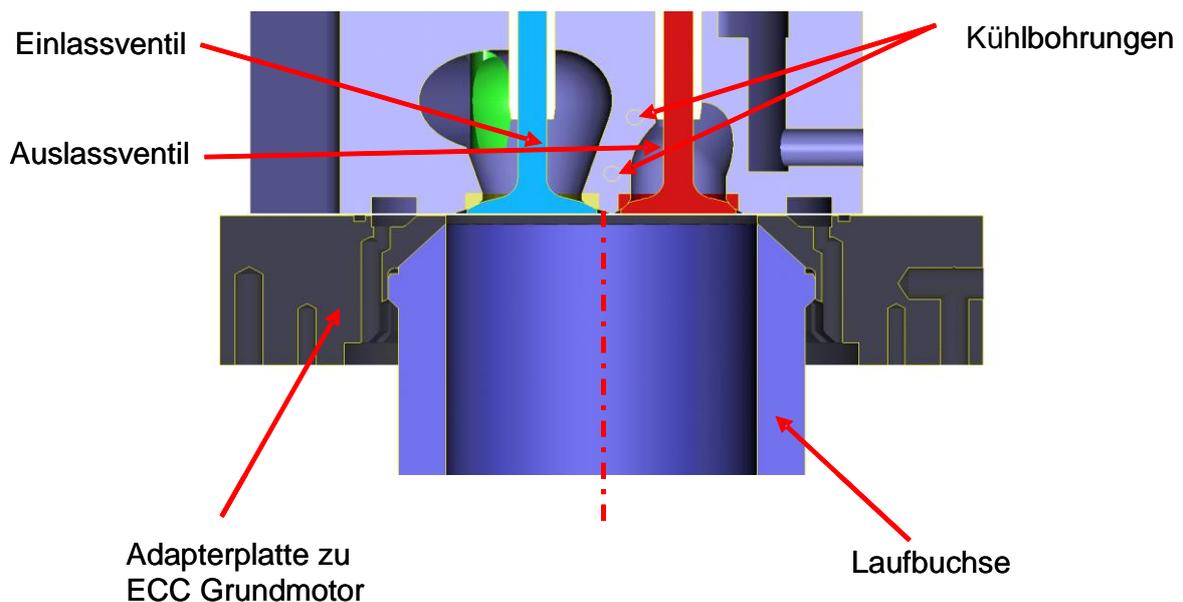


Abbildung 4.7 Schnitt durch das Zylinderkopfunterteil

Da der Einlassdrall einer der wichtigsten Parameter bei der Entwicklung eines Dieselmotors ist, wurde nach einer Möglichkeit gesucht, diesen variabel zu gestalten. Üblicherweise geschieht dies bei ausgeführten Dieselmotoren mit variablem Drall durch Zu- oder Abschalten eines Einlasskanals. Es versteht sich, dass diese Lösung nur für Motoren mit mindestens zwei Einlassventilen in Frage kommt. Da der DMD Motor in diesem Projekt als Zweiventiler ausgeführt werden soll, scheidet diese Möglichkeit aus. Um dennoch nicht auf einen variablen Drall verzichten zu müssen, wird ein Einlasskanal verwendet, welcher mit

einem Schieber versehen ist, um einen variablen Drall zu ermöglichen. Der Einlasskanal ist hierzu in zwei Bereiche unterteilt, eine Rotationsgeometrie um das Einlassventil und einer tangentialen Zuführung (Abbildung 4.8). Die Einströmgeschwindigkeit der Luft in die Rotationsgeometrie kann durch Vergrößern oder Verkleinern des Einströmquerschnitts in die Rotationsgeometrie verändert werden. Zu diesem Zweck befindet sich am Übergang der Zuführung in die Rotationsgeometrie ein annähernd tangential angeordneter Schieber.

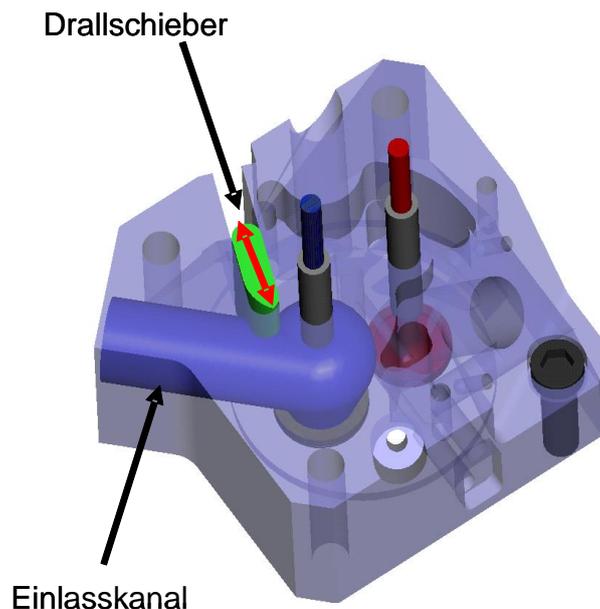


Abbildung 4.8 Zylinderkopfunterteil mit Einlassgeometrie

Die Funktionsfähigkeit dieser Lösung wird durch die CFD-Berechnung und Messungen am Strömungsprüfstand überprüft. Da bei den Berechnungen ohnehin verschiedene Drallintensitäten betrachtet werden sollen und die Einlasskanalgeometrie Teil der Randbedingungen ist, erfolgt dies ohne Mehraufwand. Durch die dezentrale Anordnung der Einspritzdüsen bietet der DMD Motor hierfür besonders günstige Voraussetzungen, da die Rotationsgeometrie sehr groß ausfallen kann, wodurch sich ein optimaler Drallaufbau gewährleisten lässt. Der variable Drall ist zunächst nur zur Erweiterung des Versuchsbetriebs gedacht. Sollte sich jedoch diese Methode als vorteilhaft für den DMD Motor oder auch andere Dieselmotoren erweisen, wird eine Realisierbarkeit in Serienmotoren geprüft und eine Patentierung in Betracht gezogen.

Bei einem Fahrzeug-Vollmotor würde ein DMD Motor mit Phasenstellern an den Nockenwellen betrieben werden. Für den Versuchsbetrieb mit dem Einzelzylinderkopf wird die Funktion der Phasensteller durch eine verstellbare Nockenwelle simuliert. Die Nockenwelle ist axial in drei Teile geteilt, wobei die Winkelposition der Nocken in 1.5° Schritten variiert werden kann.

Der Zylinderkopf soll an dem bewährten ECC Einzylinder Versuchsmotor getestet werden. Der ECC Motor bietet einen einstellbaren Kurbelwellenhub, so dass keine Kurbelwelle gefertigt werden braucht. Die Anbindung des Zylinderkopfs an den vorhandenen Prüfstandsmotor erfolgt durch eine Adapterplatte, welche an die jeweiligen Testzylinderköpfe angepasst wird. Die ECC hat den Prüfstandsmotor (Abbildung 4.9) bereits für den Antrieb der Common - Rail- Hochdruckpumpe vorbereitet.

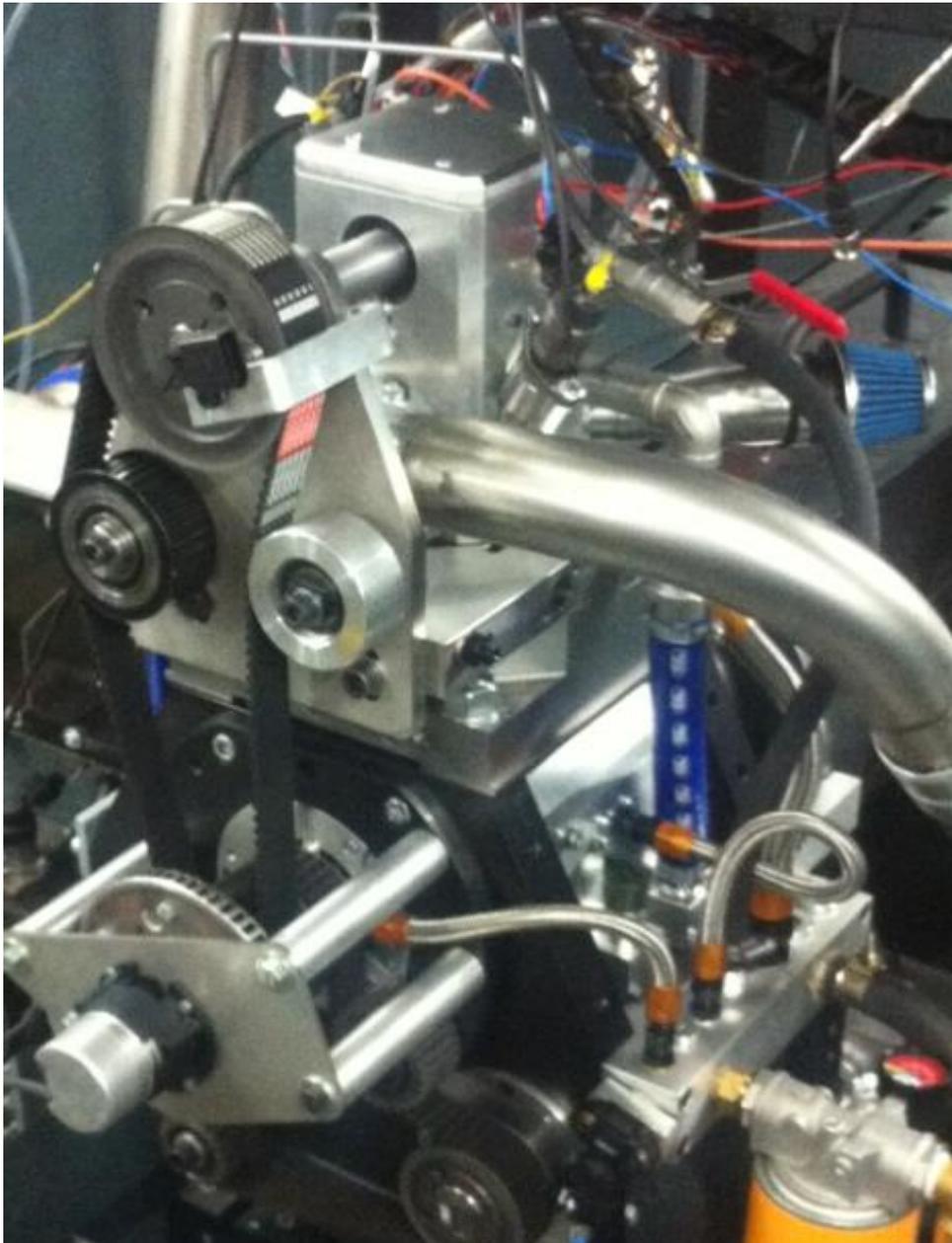


Abbildung 4.9 Forschungsmotor mit DMD Zylinderkopf

Die Brennraumgeometrie wird in den Kolbenrohlingen durch Fräsen erzeugt. Davon abweichend werden die Prallkörper aus einem warmfesten Material mit interner Kühlbohrung gefertigt und in den Kolben mit einer konischen Auflagefläche verschraubt. Die Verschraubung wird durch Tellerfedern auf Vorspannung gehalten um ein Lösen infolge unterschiedlicher Wärmedehnungen zu vermeiden. Um eine bessere Vermischung des Kraftstoffs mit der Verbrennungsluft zu erreichen, werden die Prallflächen geneigt angeordnet, hierdurch soll eine intensivere Vermischung über die Brennraumhöhe bewirkt werden (Abbildung 4.11).

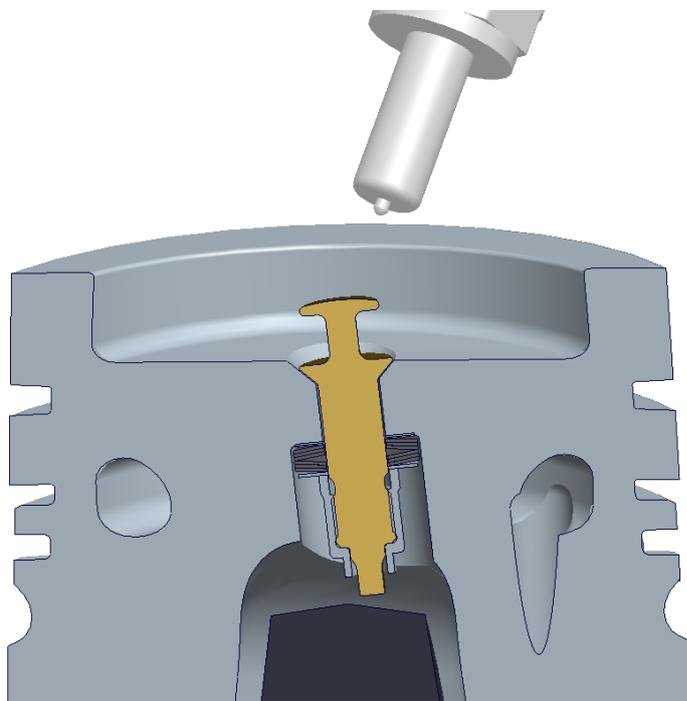


Abbildung 4.10 Anordnung der Prallkörper



Abbildung 4.11 bearbeiteter Kolben mit Brennraummulde

4.4 Strömungs- und Verbrennungssimulation

Arbeiten an der TOBB Etu Ankara

Ausgehend von der dreidimensionalen Geometrie des Einlasskanals und des Brennraums wurde in einem ersten Schritt der Füllungsvorgang und das Strömungsfeld nach Schließen des Einlasskanals berechnet werden. Für eine aussagefähige Verbrennungssimulation ist eine detaillierte Kenntnis des Einströmvorgangs von Bedeutung (Abbildung 4.12).

Die Strömungs- und Verbrennungssimulation erfolgte mittels einer beweglichen Vernetzung, wodurch sich realitätsnahe Simulationen unter Berücksichtigung eines bewegten Kolbens und Ventile durchführen lassen. Die Vernetzung wurde für jeden Kurbelwinkelgrad neu erstellt, wofür zwischen 400 und 700.000 Knoten verwendet werden müssen. Da derartige Simulationen aufgrund der sehr aufwendigen Vernetzung und der vielen Zwischenschritte sehr hohe Rechenkapazitäten benötigen, werden diese an einem Hochleistungsrechnerverbund an der TOBB ETU Ankara durchgeführt, wo entsprechende Kapazitäten verfügbar sind (Abbildung 4.13-Abbildung 4.15).

Der Schwerpunkt liegt hierbei in der Abbildung der Düsengeometrie und der damit verbundenen Strahlausbreitung.

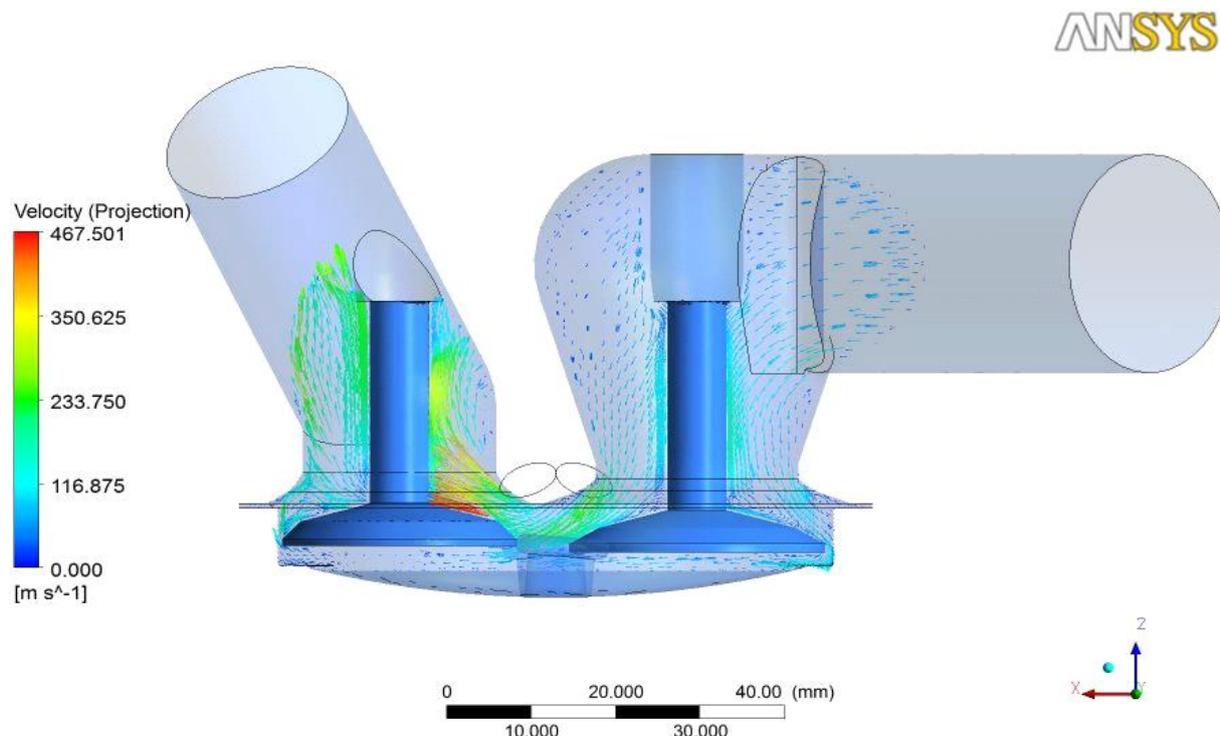


Abbildung 4.12 Strömungsfeld im Ladungswechseltotpunkt

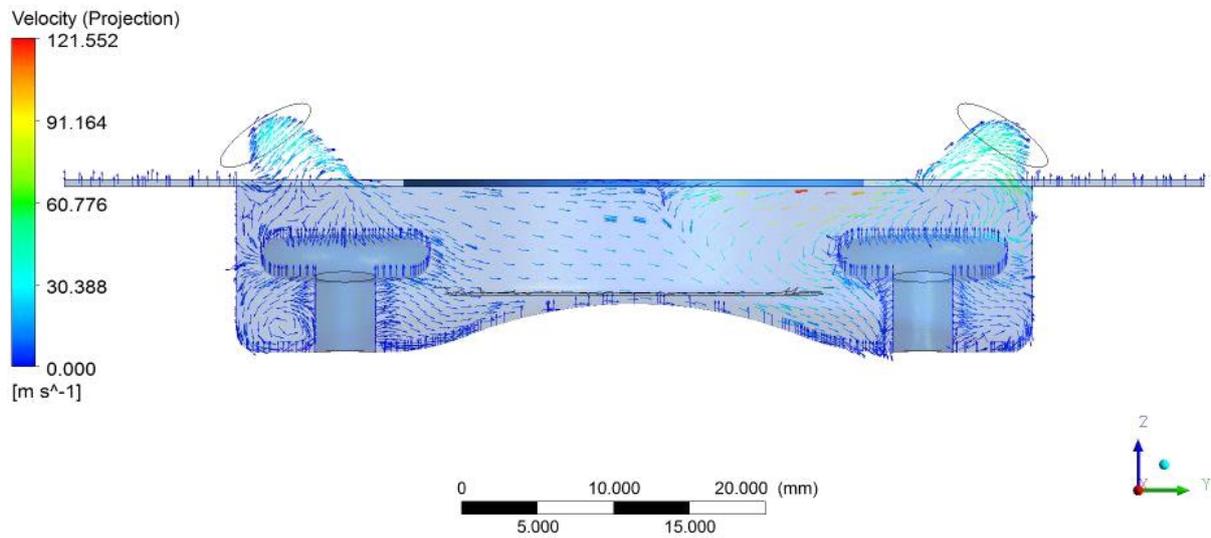


Abbildung 4.13 Strömungsfeld im Zündungstotpunkt

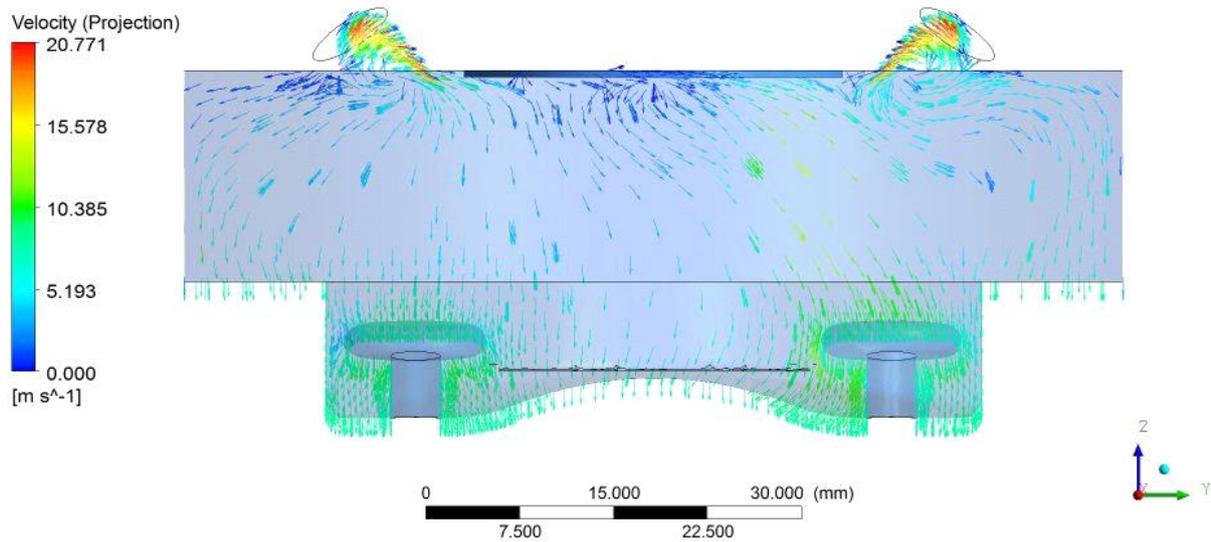
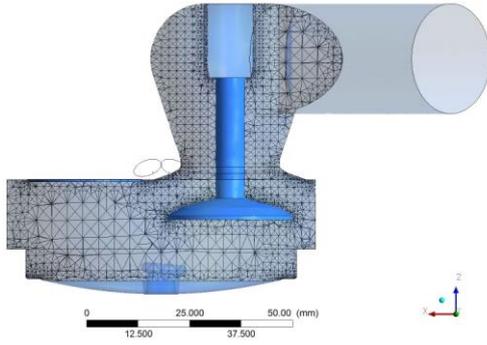
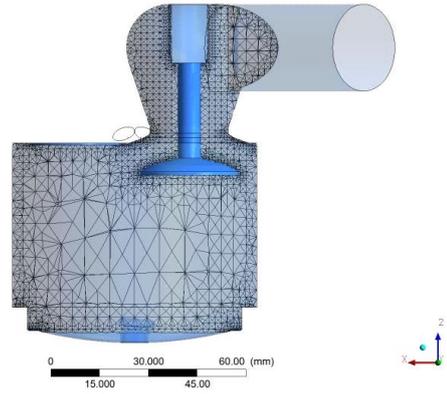


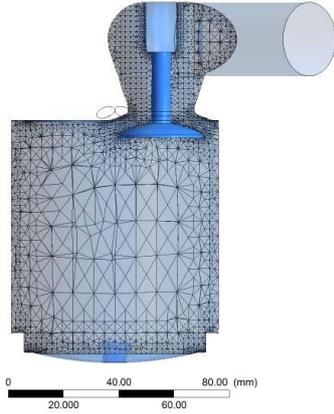
Abbildung 4.14 Strömungsfeld während des Ansaugens, mit bewegtem Kolben berechnet



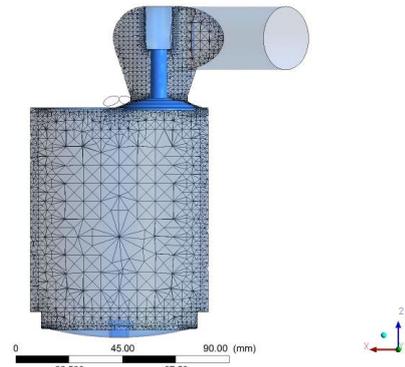
crank angle: 405



crank angle: 450



crank angle: 495



crank angle: 540

Abbildung 4.15 Vernetzungen für verschiedene Kolben- und Ventilpositionen

4.5 Varianten der Simulation

Die Simulationen für die verschiedenen Varianten erfolgen in mehreren Schritten. Die thermodynamischen Randbedingungen wie Ladedruck, Abgasgegendruck, Einspritzmenge etc. werden durch eindimensionale Berechnungen („Boost“ von der AVL) ermittelt.

Um ein realitätsnahes Abbild der Strömungsverhältnisse im Zylinder zu erhalten beginnt die Simulation mit dem Öffnen des Einlassventils. Die Vernetzung erfolgte dabei nicht nur im Zylindervolumen, sondern auch im Einlasskanal, da dieser mitentscheidend für die Ausbildung des Strömungsfeldes ist. Da sowohl die Kolbenposition als auch die Einlassventilposition sich laufend ändern, muss die Vernetzung während des Einlass- und Kompressionstaktes ca. alle $0,5^\circ$ Kurbelwinkel neu erstellt werden um zu starke Deformationen der Elemente zu vermeiden. In diesem Arbeitsschritt wird die Vernetzung erzeugt und es erfolgt noch keine Berechnung der eigentlichen Strömungsvorgänge, dies hat den Vorteil dass diese Vernetzung auch bei geänderten Randbedingungen (Druck, Temperatur) weiter verwendet werden kann.

Im einen zweiten Arbeitsschritt erfolgte die Simulation der Strömung mithilfe des zuvor erstellten Netzes, hierbei wurde die Simulation kurz vor Ende des Kompressionstaktes gestoppt um von diesem Zeitpunkt an verschiedene nachfolgende Simulationen mit unterschiedlichen Einspritzparametern starten zu können. Hierdurch konnten verschiedene Einspritzzeitpunkte, Geometrien und Drücke untersucht werden, ohne dass für jede Variante neue Simulation der Einströmvorgänge durchgeführt werden musste.

Mit dem zuvor erstellen Berechnungsmodell wurde in einem dritten Schritt die Simulation des Einspritz- und Verbrennungsvorgangs durchgeführt. Dieser Teil der Simulation ist wesentlich anspruchsvoller als die vorausgegangenen Schritte, da sowohl Mehrphasengemische aus gasförmiger Umgebung und flüssigen Tropfen als auch chemische Reaktionen berücksichtigt werden müssen. Die Iterationsschritte ($0,1$ bis $0,2^\circ$ Kurbelwinkel) während der Verbrennung sind daher wesentlich kleiner als während der Kompression. Da die Vernetzung in diesem Arbeitsschritt auch an den Einspritzverlauf angepasst werden musste, ist das Erstellen einer neuen Vernetzung für jede Variante erforderlich, so dass ein Großteil der benötigten Rechenleistung für die Verbrennungssimulation benötigt wird.

Der Expansionstakt ist in der Simulation nicht von der Verbrennung getrennt, die Berechnung erfolgt in der Regel bis zum unteren Totpunkt des Kolbens. Die Berechnung des Auslasstaktes kann optional vorgenommen werden, allerdings liefert dies keine wichtigen Erkenntnisse hinsichtlich des Brennverfahrens, so dass in der Regel darauf verzichtet wird.

Aus dem beschriebenen Vorgehen wird ersichtlich dass die Simulation des Brennverfahrens eine sehr komplexe Angelegenheit ist welche sowohl an die Soft- und Hardware als auch an den Benutzer sehr hohe Anforderungen stellt. Die ECC hat mit der türkischen TOBB Universität für diese anspruchsvolle Aufgabe einen kompetenten Partner gefunden. Ein großer Teil der Arbeiten an der TOBB Universität wurden im Rahmen einer Masterarbeit durchgeführt welche von der ECC mit betreut wurde. Seitens der Universität wurden die Arbeiten von Dr. Sitki Uslu betreut, Herr Dr. Uslu in ein Experte in der Simulation von Gasturbinen und Verbrennungsprozesse und hat vor seiner Tätigkeit bei der TOBB Universität für Daimler und „MTU Aero Engines“ umfangreiche Erfahrungen gesammelt. Da die Simulation von Verbrennungsprozessen in Dieselmotoren bedingt durch instationäre Vorgänge mit variabler Geometrie (z.B. durch die Kolbenbewegung) eine andere Vorgehensweise benötigt als die Turbinenbrennkammern, musste eine geeignete Herangehensweise erst gefunden werden. Hierbei wurde auch ein Wechsel der Berechnungssoftware erforderlich um zuverlässig Ergebnisse produzieren zu können. Insbesondere aufgrund der Schwierigkeiten die sich mit der ursprünglich verwendeten Software ergeben haben, hat die Simulation zeitlich verzögert gegenüber den ursprünglichen Planungen.

4.5.1 Varianten im Detail:

Für die Simulation wurde eine Vielzahl von Varianten erstellt. Hierbei erfolgte die Anpassung zum einen am Einlasskanal um den Drall variieren zu können, an den Düsen um das Einspritzbild anzupassen und an der Kolbengeometrie, insbesondere an der Geometrie der Prallkörper. Erste Ergebnis zeigen, dass die Einspritzung, abweichend von dem Prüfstandsmessungen nur einen geringen Einfluss auf die Verbrennung hat, da die Gemischbildung im Wesentlichen durch die Verdampfung des Kraftstoffs an den Prallkörpern beeinflusst wird. Hierbei ist noch zu untersuchen welchen Einfluss eine höhere Wandtemperatur auf die Verbrennung haben wird.

Die Berechnungsergebnisse zeigten eine niedrige Verbrennungsqualität mit einer sehr niedrigen Brenngeschwindigkeit und stehen im Widerspruch zu den Prüfstandsmessungen.

Erfahrungsgemäß ergeben sich bei der Simulation von neuen Brennverfahren immer anfängliche Schwierigkeiten die erst überwunden werden müssen.

Um die Funktionsfähigkeit des Ansatzes zu überprüfen wurde zunächst sowohl eine „Nullvariante“ d.h. ein Brennraum ohne Prallkörper mit einer ersten Variante mit Prallkörpern simuliert und verglichen (Abbildung 4.16 bis Abbildung 4.18). Hierbei zeigte sich durch die Verwendung der Prallkörper eine verbesserte Gemischbildung mit vollständigerer Verbrennung, allerdings ist aufgrund des niedrigen Drallniveaus in Verbindung mit der niedrigen Verdichtung in beiden Fällen eine zu langsame und unvollständige Verbrennung zu beobachten. Da ähnliche Düsenanordnungen in Verbindung mit konventionelleren Mulden sich durchaus schon bewährt haben (z.B. MAN oder Elsbett Verfahren), wurde davon ausgegangen dass die angenommenen Randbedingung zu ungünstig gewählt waren.

Bei den Simulationen erfolgte die Gemischbildung vorwiegend durch Abdampfen des Kraftstoffs von den Prallkörpern, während in der Realität wahrscheinlich eher ein Abprallen mit Auffächerung erfolgt, wodurch die Gemischbildung erheblich intensiviert wird. Zudem stellte es sich als schwierig heraus die Interaktion von Kraftstoff und Prallkörper richtig vorherzusagen, in diesem Punkt sind die CFD Programme auch heute noch stark von getroffenen Annahmen abhängig.

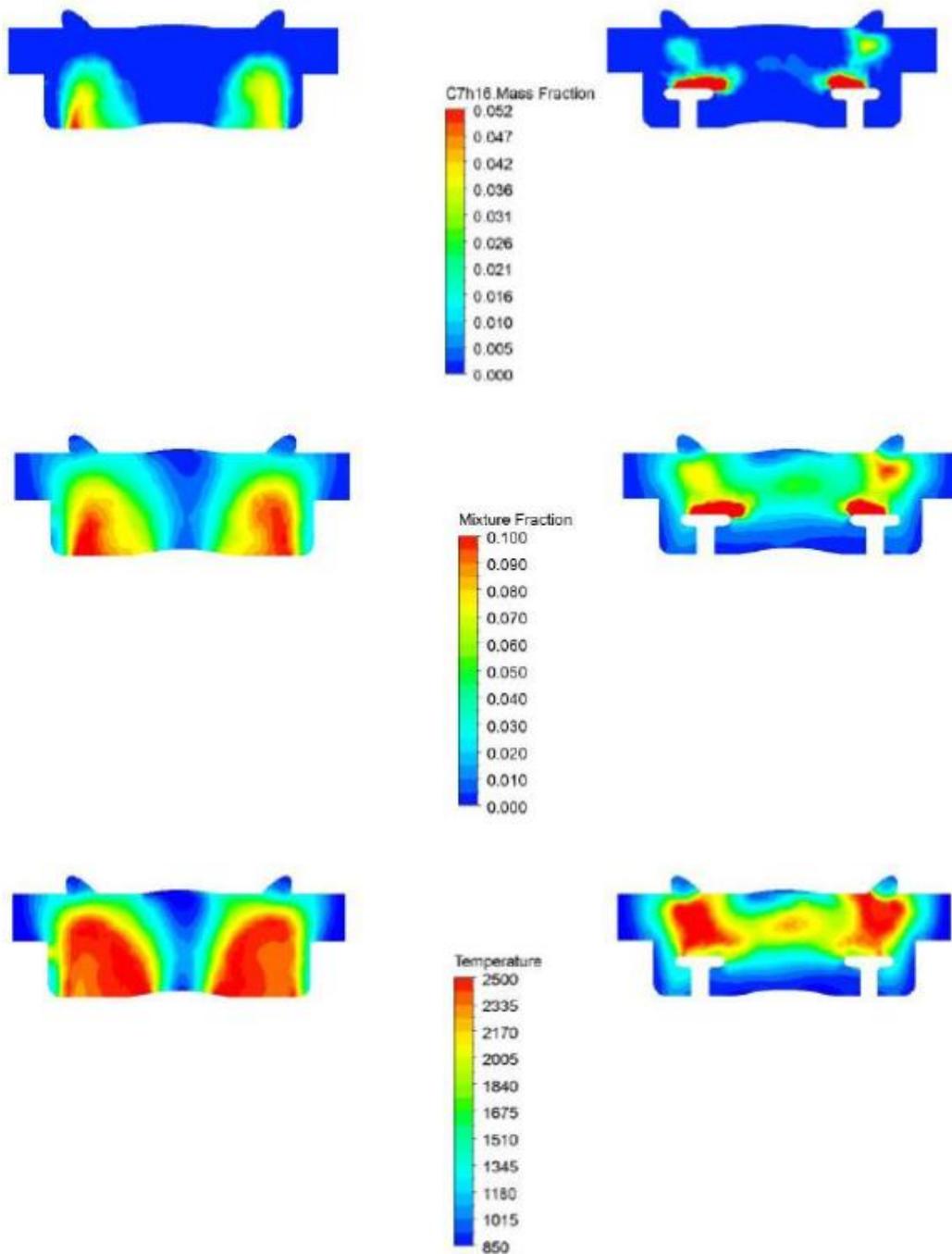


Abbildung 4.16 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)

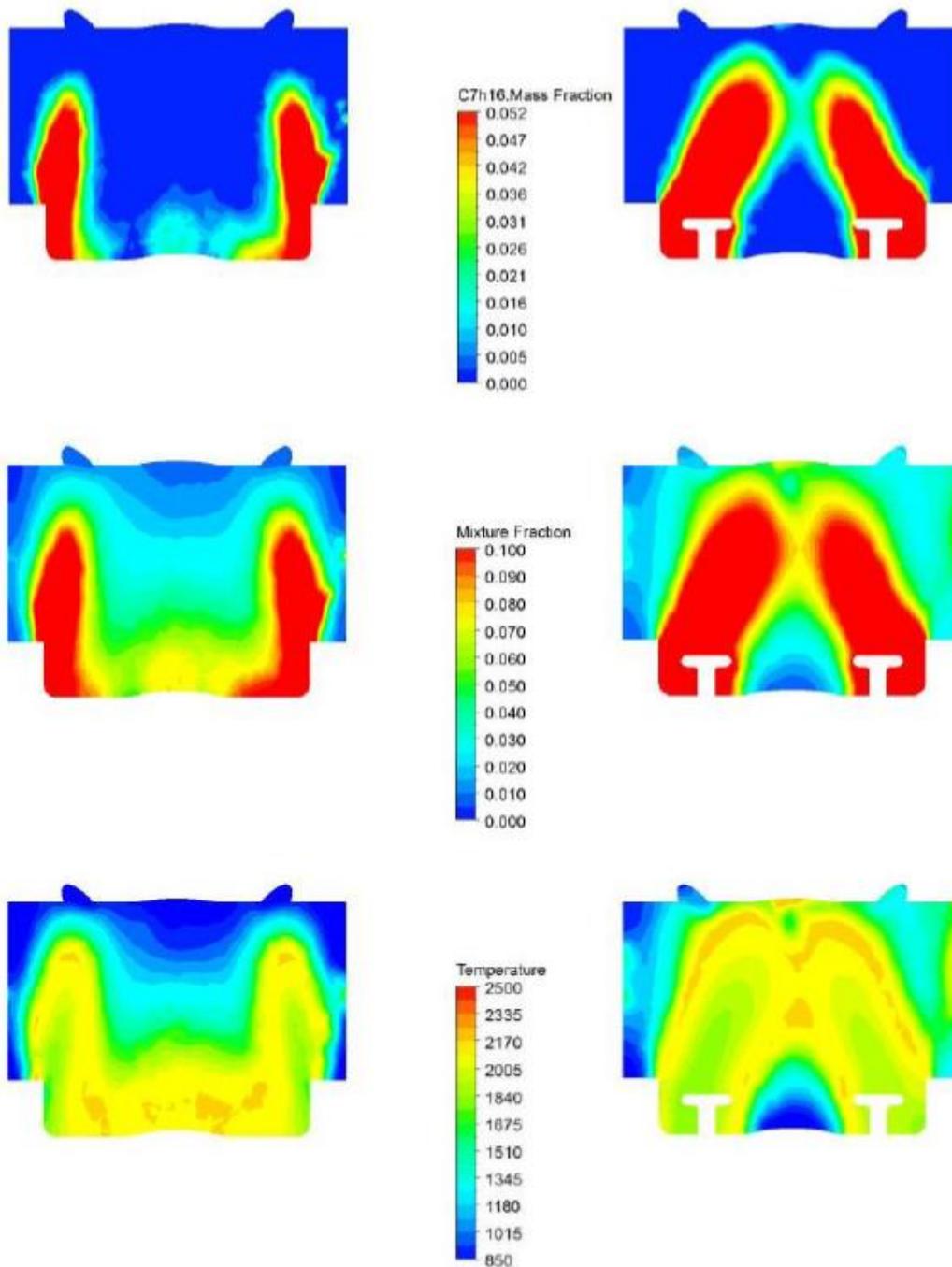


Abbildung 4.17 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)

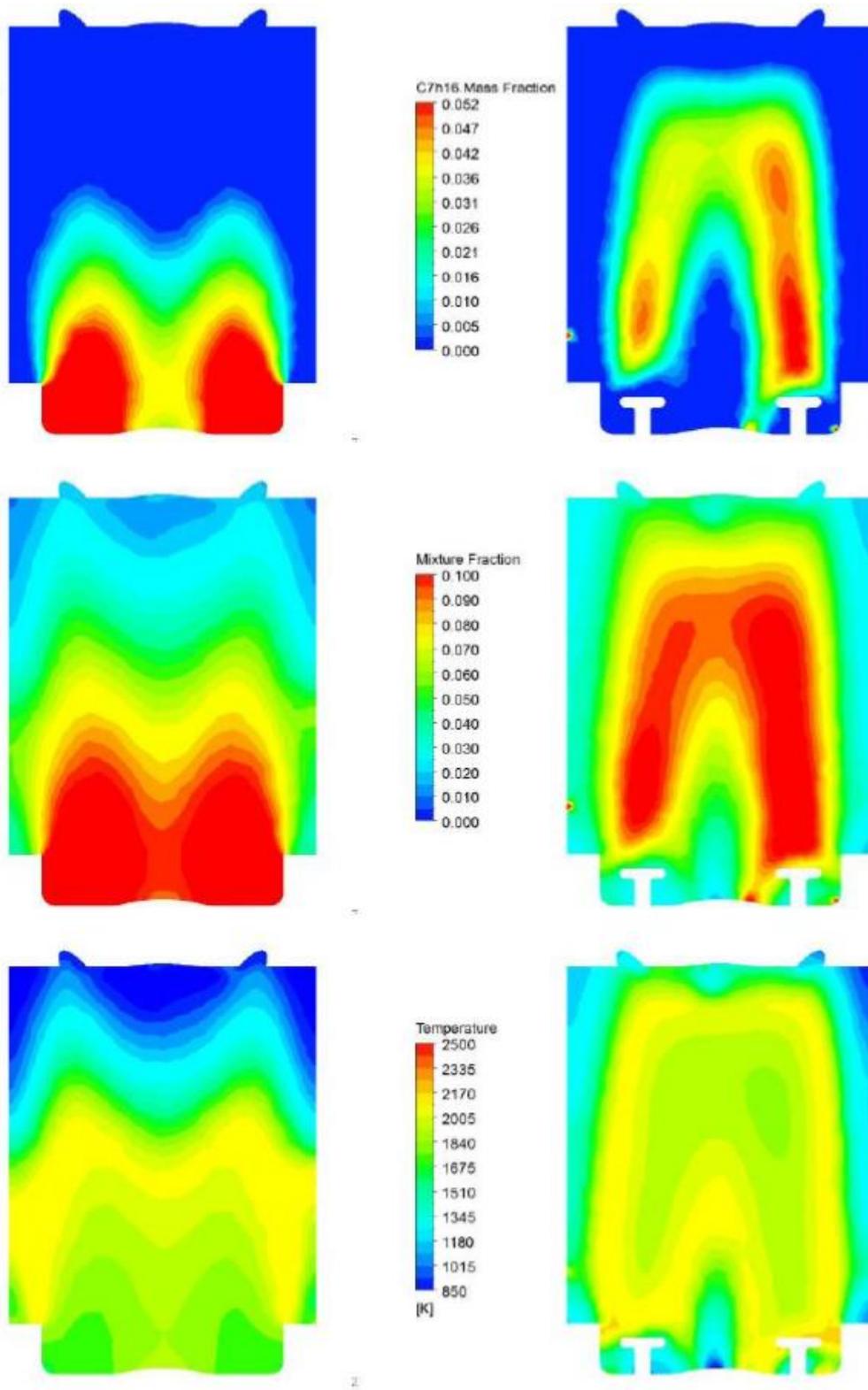


Abbildung 4.18 Einspritzsimulation (links Nullvariante/ rechts mit Prallkörper)

Aufgrund der Komplexität der Simulation des Brennverfahrens erforderte dies auch einen Wechsel der Berechnungssoftware. Die neue Software erforderte neue Einarbeitungszeiten, wodurch sich weitere Verzögerungen beim Projektablauf ergeben haben. Es gelang letztendlich den komplexen Prozess vom Einströmen der Luft inklusive des dabei entstehenden Dralls über die Verdichtung und Verbrennung bis zum Auslasstakt vollständig abzubilden.

Bei den Simulationsergebnissen zeigte sich, dass Annahmen bezüglich der Randbedingungen einen größeren Einfluss auf das Ergebnis hatten als Geometrieänderungen. Zu den Randbedingungen zählen hierbei nicht nur die bekannten thermodynamischen Größen, sondern auch eine Vorhersage über das Verhalten des Kraftstoffstrahls beim Auftreffen auf eine Wand (Prallkörper), welche sich ohne Erfahrungen mit diesem neuen Dieselpinzip nicht abschätzen ließen.

4.6 Arbeiten am ITV und Strömungsmessungen

Da die Arbeiten im Rahmen von einer Masterarbeit an der TOBB ETU zeitlich begrenzt waren wurden die nachfolgenden Simulationen an das Institut für technische Verbrennung (ITV) an der RWTH Aachen übertragen (Abbildung 4.19). Die Simulationsergebnisse des ITV geben wertvolle Hinweise auf die Gemischbildung, allerdings ist es noch nicht gelungen den Brennverlauf befriedigend darzustellen. Die Simulation eines völlig neuen Dieselmotorenverfahrens stellte sich als erheblich anspruchsvoller heraus als zu Projektbeginn vorhergesehen. Die Simulationen werden, in Verbindung mit den Messungen, auch über das Projektende hinaus fortgesetzt. Aufgrund der komplexen Zusammenhänge besteht noch ein erheblicher Forschungsbedarf bei der Analyse dieses Dieselmotorenverfahrens.

Abweichend von den Berechnungen bei der TOBB Etu Ankara wurde die Simulation erst nach Ende des Einlassvorgangs gestartet. Da hierbei das Strömungsfeld aus dem Einlassvorgang nicht simuliert wird, muss der Einlassdrall mittels Strömungsmessungen ermittelt werden. Daher wurde zunächst eine Strömungsanalyse des Zylinderkopfs am ECC Strömungsprüfstand durchgeführt um für die Simulationen des ITV die Randbedingungen genauer eingrenzen zu können. Hierbei ist zu beachten, dass der Versuchszylinderkopf mit einem variablen Drall ausgeführt wurde (Abbildung 4.20).

Die Messungen zeigten, dass es offensichtlich einen Umschlagpunkt bei der Dralleinstellung gibt, ab dem bei einer weiteren Querschnittsfreigabe der Drall stark absinkt und im Gegenzug die Werte für den Strömungswiderstand stark ansteigen. Zwischen den beiden Kurvenscharen für den weit geöffneten Drallschieber und den weitgehend geschlossenen Drallschieber sind die Strömungsverhältnisse instabil, so dass der Schieber im Wesentlichen als Zweipunktsteller genutzt werden kann.

Die Durchflusswerte α_k sind ein Maß für den Durchströmungswiderstand bezogen auf die projizierte Kolbenfläche ($[D/2]^2 \cdot \pi$) (Abbildung 4.21). Diese geben das Verhältnis eines fiktiven isentropen Strömungsquerschnitts mit gleichem Strömungswiderstand wie die Einlassgeometrie im Verhältnis zu der projizierten Kolbenfläche. Die gemessenen Werte sind geringer als bei konventionellen Dieselkanälen, hierbei ist zu beachten dass einerseits die Variabilität in Vordergrund stand und andererseits auf eine einfache Fertigungsmöglichkeit durch Drehen geachtet werden musste. Der erhöhte Ansaugwiderstand hat aber keinen wesentlichen Einfluss auf die Versuche, da der Strömungswiderstand durch das Aufladeaggregat kompensiert werden kann. Für eine denkbare Serienlösung des Drallkanals wären aber noch weitere Optimierungen erforderlich

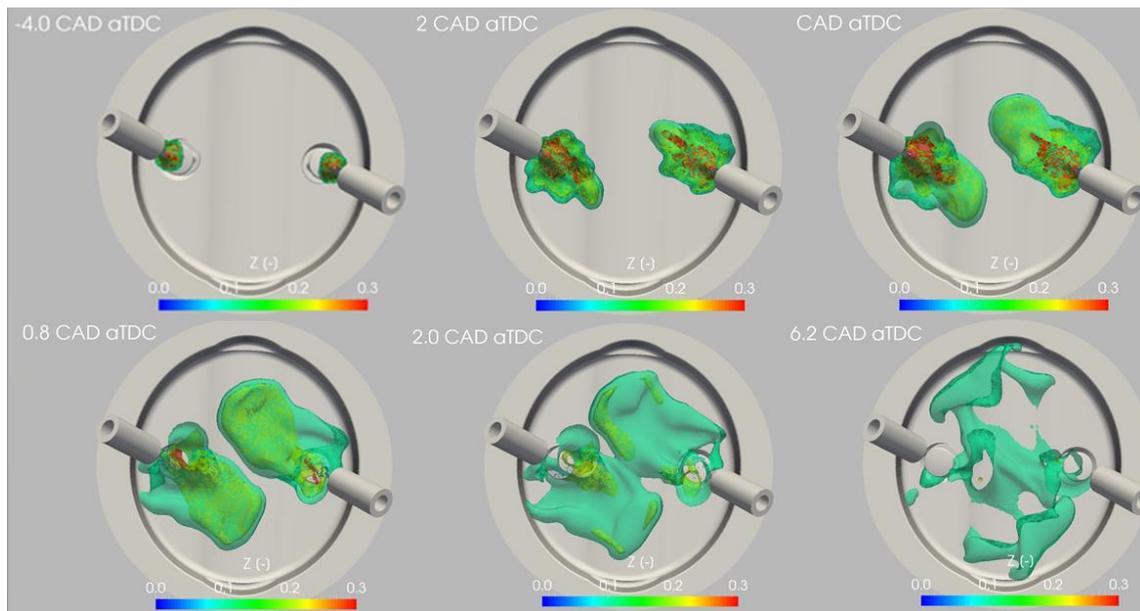


Abbildung4.19 Simulation des ITV

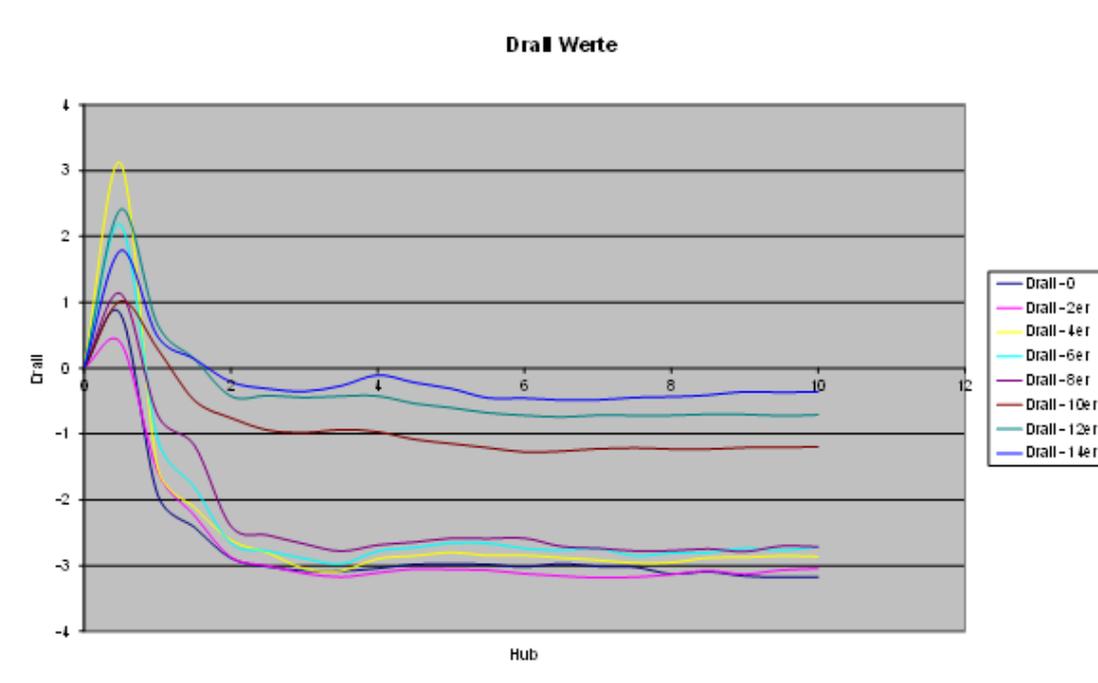


Abbildung 4.20 Drall Werte

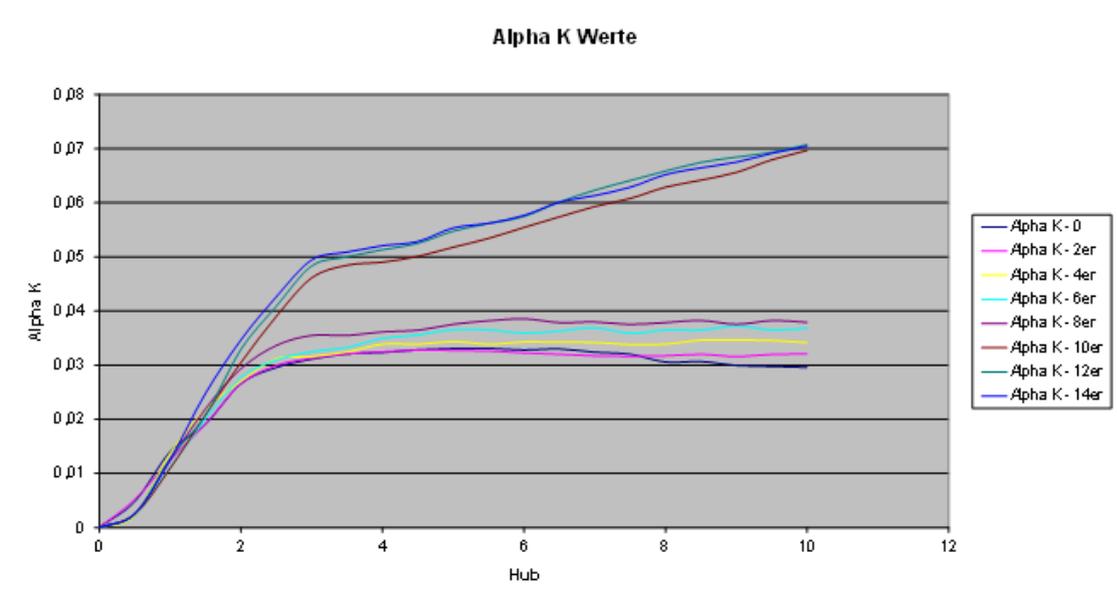


Abbildung 4.21 Durchflusswerte α_k

4.7 Beschaffung und Aufbau des Prototypen

Die Fertigung der Einzelteile erfolgte bei bewährten Fertigungsbetrieben aus der Region welche durch die ansässigen Entwicklungsunternehmen über große Kompetenz in der Fertigung von Motorenteilen verfügen.

Bei den Einspritzdüsen wurden Rohlinge (Düsen ohne Einspritzlöcher) verwendet welche zusammen mit dem übrigen Teilen der Einspritzanlage von der Firma Ford zur Verfügung gestellt wurden. Diese Rohlinge wurden nach Vorgabe der ECC seitens Bosch mit der gewünschten Einspritzgeometrie versehen.

Ebenso wie die Einspritzteile wurden die Kolbenrohlinge dankenswerterweise von Ford zur Verfügung gestellt.

Neben den Kolbenrohlingen und den Einspritzdüsen, war auch die Beschaffung der Prallkörper aufgrund der hierfür vorgesehenen hochwarmfesten Materialien problematisch. Diese sind in kleinen Abnahmemengen und zu annehmbaren Lieferzeiten nicht zu beschaffen. Nach intensiver Lieferantensuche konnte schließlich ein Anguß der Firma Spacecast, welcher aus einer hochwarmfesten Legierung bestand, für die Fertigung der Prallkörper genutzt werden. Aufgrund der unregelmäßigen Form musste dieser jedoch erst aufwendig vorgearbeitet werden um die weitere Bearbeitung zu ermöglichen. Glücklicherweise erwies sich das Werkstück bezüglich seines Gefüges von hoher Qualität und war frei von Lunkern.

Der Prüfstands Aufbau erfolgte auf einem ECC-eigenen Einzylinderforschungsmotor. Dieser Forschungsmotor zeichnet sich dadurch aus, dass er in besonderem Maß auf die Anforderungen der Entwickler angepasst ist. Zu den wesentlichen Vorteilen zählen insbesondere der modulare Aufbau und die sehr gute Zugänglichkeit. Der Motor besteht aus einem Grundmotor, einem Zwischenbau und einem Oberbau (Abbildung 4.22). Für verschiedenste Anwendungen kann der Zwischenbau für bestehenden Grundmotor und Oberbau ausgetauscht werden (Abbildung 4.29).

Um verschiedene Geometrien und Verfahren umzusetzen, müssen lediglich einige Bauteile im Zwischenbau, der Hubzapfen, die Adapterplatte und die Laufbuchse angepasst werden. Für die Integration eines neuen Zylinderkopfes wird eine Adapterplatte genutzt, die den Blockersatz darstellt.

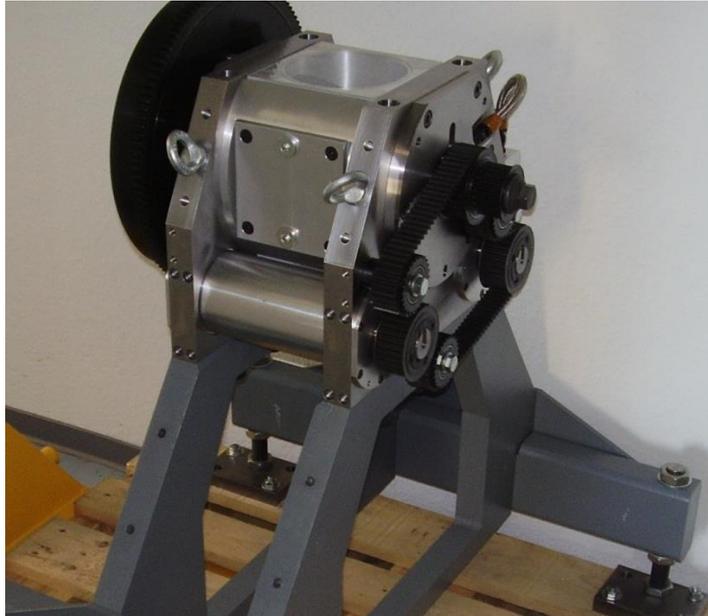


Abbildung 4.22 Grundmotor mit Massenausgleichssystem

Die Kurbelwelle ist dreigeteilt ausgeführt, so dass eine Anpassung an die Geometrie lediglich durch den Austausch des Hubzapfens möglich wird (Abbildung 4.23). Dieser Austausch kann im verbauten Zustand geschehen, was zu deutlichen Zeitersparnissen führt. Da für den DMD Motor die Pleuel/Kolben Kombination ausgewählt wurde, wurde ein passender Hubzapfen gefertigt.



Abbildung 4.23 Kurbelwelle, dreigeteilt, Hubzapfen für DMD Pleuel passend

Der Zwischenbau dient hauptsächlich zur Aufnahme der Zylinderlaufbuchse und dessen Kühlung (Abbildung 4.24). Auch hier werden hauptsächlich Standardbauteile genutzt und für die Geometrieanpassung die Zylinderlaufbuchse angepasst.



Abbildung 4.24 Wassermantel und Zylinderlaufbuchse

Als Trägermodul für den Zwischenbau und als Verbindungselement zwischen Zylinderkopfadapterplatte und den Seitenwänden dient die Unterplatte (Abbildung 4.25). Durch die Unterplatte werden die Kräfte vom Zylinderkopf zu den KW-Lagerungen geleitet.

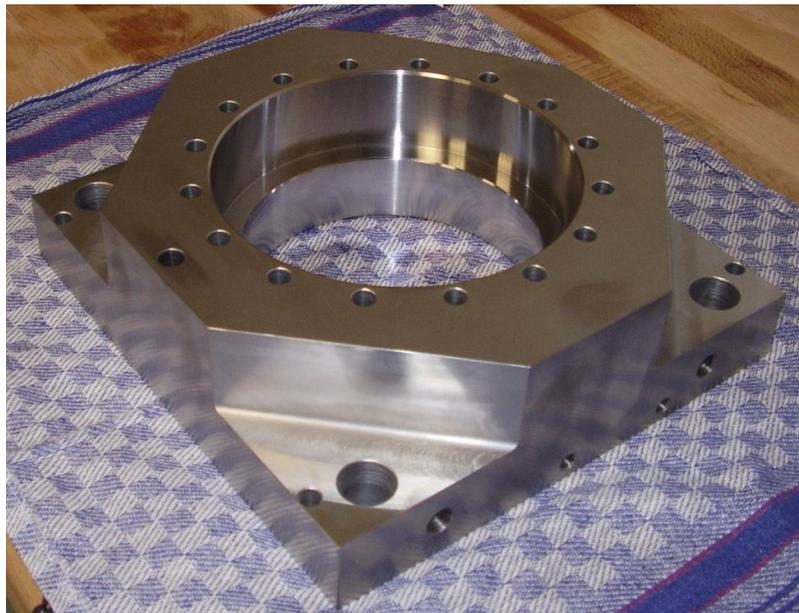


Abbildung 4.25 Unterplatte

Die Aufnahme des Zylinderkopfes stellt eine besondere Aufgabe dar, da hierüber auch die Druckölversorgung des Zylinderkopfes geschieht. Ebenso wird über die Adapterplatte die Kühlmittelversorgung bewerkstelligt. Die Adapterplatte wurde an die Zylinderkopfgeometrie des DMD Versuchszylinderkopfes angepasst.

Für die Versorgung des Motors mit Kraftstoff wird eine sereinmäßige Common-Rail-Pumpe genutzt (Abbildung 4.26). Der Antrieb der Pumpe erfolgt über den Zahnriementrieb der MAG-Wellen.

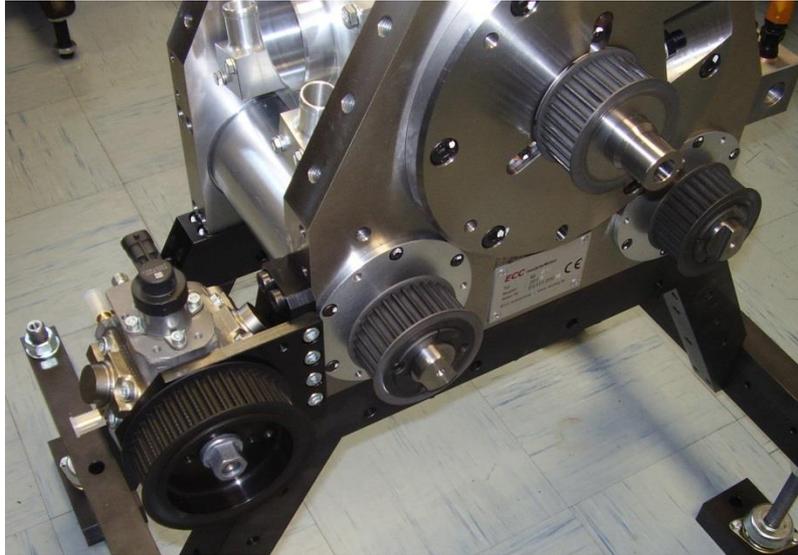


Abbildung 4.26 Anbindung der Common Rail Pumpe

Alle Bauteile des Einzylindermotors, bis auf Zylinderkopf und oberer Riementrieb, liegen vor und sind teilweise montiert (Abbildung 4.27&Abbildung 4.28).

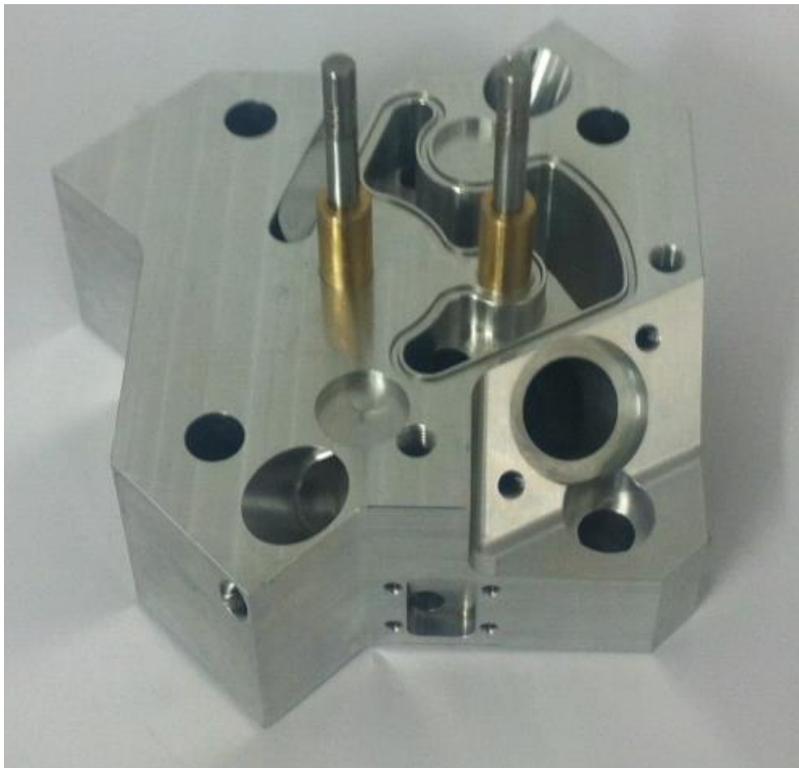


Abbildung 4.27 Zylinderkopfunterteil mit Wassermantel

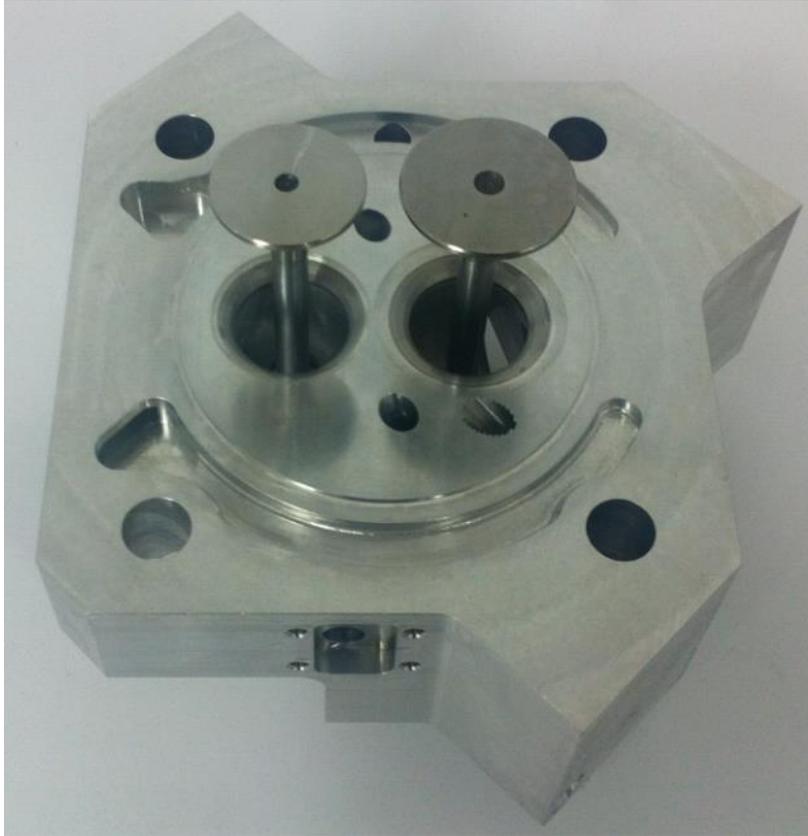


Abbildung 4.28 Zylinderkopfunterteil Brennraumseite

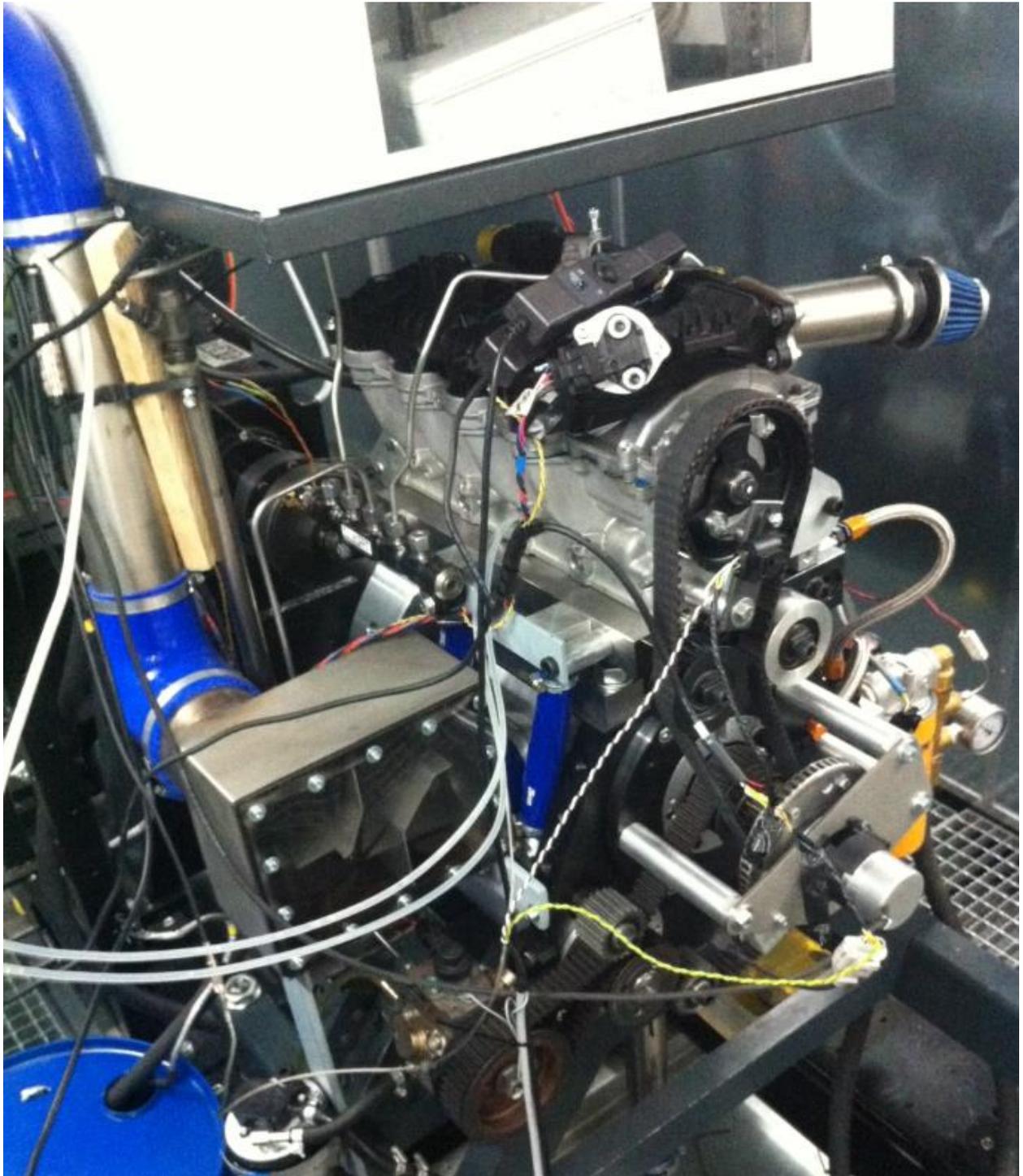


Abbildung 4.29 Einzylinderversuchsmotor mit DV6 Zylinderkopf zur Motorapplikation

4.8 Einspritzsystem und Motorsteuerung

Da von dem bei Ford eingesetzten DV6 Dieselmotor das Einspritzsystem und diverse Sensoren (Kurbelwellentrigger, Nockenwellentrigger etc.) stammen, wurde zu Testzwecken der ECC Einzylinder Versuchsmotor zunächst mit dem DV6 Serienkopf aufgebaut. Hierdurch konnte schon vor der Fertigstellung aller Bauteile die Ansteuerung des Einspritzsystems entwickelt werden.

Neben den für die Einspritzung notwendigen Sensoren ist der Prüfstands Aufbau ebenfalls mit einer Ausrüstung des Einzylindermotors mit zusätzlichen Messstellen für die Versuchsauswertung und der Anbindung an ein Indiziersystem verbunden. Um die Einspritzung mit dem Indiziersystem testen zu können und den Totpunkt mit bekannten Daten des DV6 abgleichen zu können („thermodynamischer Verlustwinkel“) wurde der DV6 Motor für die Indizierung vorbereitet (Bearbeiten der Glühstiftbohrung auf entsprechende Abmaße). Hierbei wird ein Indiziersystem der Firma Smetec verwendet, in Kombination mit einem Drucksensor und Ladungsverstärker von Kistler sowie einem Drehgeber von Heidenhain

Der Basismotor DV6 /TED4 findet breite Anwendung im Markt, neben Modellen des PSA-Konzerns verwenden mehrere andere Hersteller, u.a. Ford und Mini den Motor in verschiedenen Modellreihen, teilweise mit geringfügigen herstellereigenen Änderungen.

Das Common-Rail Einspritzsystem des DV6 nutzt eine Hochdruckpumpe vom Typ Bosch CP1H sowie Injektoren von Bosch. Der Raildrucksensor wird von Ate gefertigt, die Verteilerleiste (Rail) sowie die Hochdruckleitungen stammen von anderen Zulieferern. Im Gegensatz zu anderen geläufigen Anwendungen weist das hier eingesetzte System Besonderheiten auf, die Anpassungen des am Prüfstand verwendeten Motorsteuergerätes erforderlich machten. Das CR-System des DV6 besitzt kein separates Raildruckregelventil, das in anderen Anwendungen üblicherweise zur Feinregelung des Kraftstoffdruckes in der Verteilerleiste genutzt wird und darüber hinaus auch Sicherheitsfunktionen wie die Begrenzung des maximalen Kraftstoffdruckes und die Bereitstellung des minimalen Kraftstoffdruckes zum Motorstart bzw. im Fehlerfall darstellt. Die Regelung des Kraftstoffdruckes erfolgt beim DV6 ausschließlich durch die dem System über die Zumesseinheit (Abbildung 4.30, Abbildung 4.31 Teil Nr.20) am Eingang der Hochdruckpumpe zugeführte Kraftstoffmenge. Da auch die Hochdruckpumpe über kein mechanisches Druckbegrenzungsventil verfügt muss auch die Begrenzung des Maximaldruckes über die Regelung der Zumesseinheit erfolgen. Damit sind hohe Anforderungen an die Robustheit der Regelung und die Diagnose von Fehlern zu stellen,

welche in der Serie durch die Onboard-Diagnose dargestellt werden. Hier werden sowohl elektrische Fehler wie Kabelbruch oder Kurzschluss, als auch fehlerhafte Plausibilität und indifferente Zustände diagnostiziert und ggfs. durch definierte Systemreaktionen abgefangen.

Für den sicheren Betrieb des Einspritzsystems am Prüfstand wurden daher Voruntersuchungen zum Regelungsverhalten der Zumesseinheit notwendig, die naturgemäß nur am betriebsfertigen Motor möglich sind. Hierfür wurde ein Adaptronic Steuergerät beschafft, welches mit einer nachgeschalteten Endstufe von Visser Engineering kombiniert wurde. Die Firma Visser Engineering unterstützte hierbei auch die Applikation der Injektorenansteuerung (Boost- und Haltespannung) und Druckregelung. Da die DMD Düsen bis auf die Orientierung der Einspritzbohrungen identisch mit den DV6 Seriendüsen sind, konnte mit diesen Voruntersuchungen vorab eine Grundapplikation für die Druckregelung und Einspritzverläufe (Mehrfacheinspritzung) erstellt werden.

Aufgrund der dabei gewonnenen Erkenntnisse konnten die Regelungsfunktionen des Steuergerätes auf die speziellen Anforderungen des DV6 Einspritzsystems angepasst werden und die erforderlichen Sicherheitsfunktionen in den Programmcode des Steuergerätes implementiert werden.

Somit konnte im Ergebnis eine präzise, stabile und vor allem betriebssichere Kraftstoffdruckregelung erstellt werden.

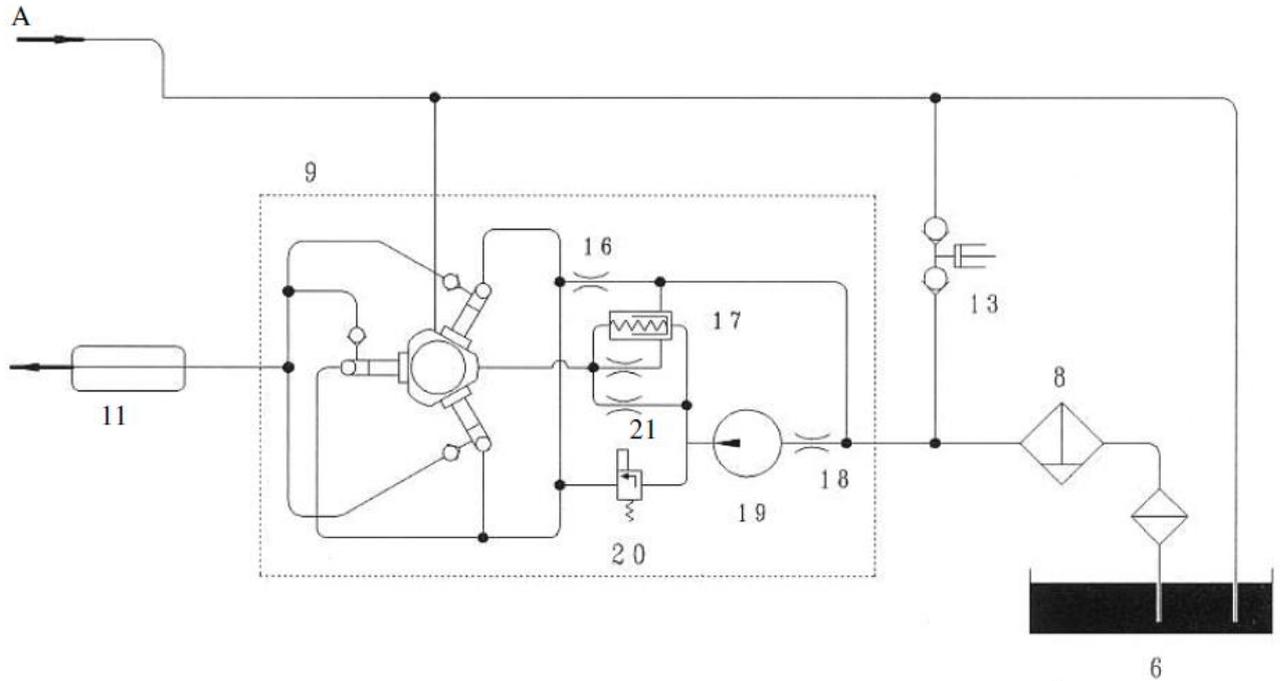


Abbildung 4.30 Schema des Kraftstoffsystems

1-4	Einspritzdüsen	16	Entlastungsdüse
5	Kraftstoffkühler	17	Druckbegrenzungsventil
6	Tank	18	Durchflussbegrenzer
8	Kraftstofffilter und Wasserabscheider	19	Vorförderpumpe
9	Hochdruckpumpe	20	Zumesseinheit
10	Kraftstofftemperatursonde	21	Düse für Kraftstoffschmierung
11	Rail	A	Rücklauf
13	Handpumpe		

Abbildung 4.31 Funktionalitäten des verwendeten Einspritzsystem vom PSA DV6 Motors

Nach Abschluss der Arbeiten am DV6 wurde der Einzylinderversuchsmotor mit dem eigentlichen Versuchsträger aufgebaut (Abbildung 3.32). Aufgrund der Vorkehrungen während der Konstruktionsphase konnte der Einzylinderaufbau im Wesentlichen unverändert beibehalten werden, allerdings wurde eine Neuanfertigung von Abgasanlage, Kraftstoffleitungen, Winkelgeberbefestigungen etc. erforderlich. Für die Kraftstoffleitungen konnte die ECC ein Spezialwerkzeug beschaffen mit denen die Leitungen selber hergestellt werden konnten.



Abbildung 4.32 DMD Prüfstands Aufbau

4.9 Arbeitsschritt Versuchsdurchführung

4.9.1 Versuchsbetrieb DMD

Aufgrund der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit und fehlenden Mittel am Ende des Projekts war ein ausgiebiger Versuchsbetrieb nicht möglich. Dennoch konnte die Funktionsfähigkeit des DMD-Prinzips sowohl für die Diffusionsverbrennung als auch für die homogenisierte Verbrennung nachgewiesen werden. Um die Eignung für die homogene Selbstzündung zu optimieren, ist der Motor mit einer niedrigen Verdichtung und langen Ventilöffnungsdauern ausgeführt. Hierdurch waren in der zunächst gewählten Steuerzeitenvariante die Verdichtungsenddrücke zunächst sehr niedrig (28 bar bei 1000 U/min), was sich bei niedrigen Lasten in einem großen Zündverzug und steilem Druckanstieg äußerte. Durch eine angepasste Voreinspritzung ließ sich die Ladungstemperatur deutlich anheben bevor die Haupteinspritzung erfolgt. Erwartungsgemäß reagierte der Motor daher stark auf die Voreinspritzung was sich auch akustisch in einem wesentlich ruhigeren Lauf bemerkbar machte.

Die erste Messreihe wurde mit Steuerzeiten nach Tabelle 4.1 gefahren. Der Schwerpunkt lag auf hohe Lasten, da für den unteren Teillastbereich ohnehin die homogenisierte Selbstzündung eingesetzt werden soll. Zusätzlich wurde mit 2000 U/min und 3 bar Mitteldruck ein traditioneller Referenzpunkt der Motorenentwicklung gefahren. Die Ergebnisse zeigen einen mit steigender Last ansteigenden spezifischen Verbrauch, dies ist dieseltypisch durch den geringeren Gleichraumanteil zu erklären. Um den Einfluss der Voreinspritzung zu bestimmen wurden dieselben Lambdawerte mit nur einer Einspritzung nachgefahren. Der Verbrauch lag hierbei, außer bei sehr hohen Lasten, ohne Voreinspritzung niedriger als mit Voreinspritzung. Insgesamt war das Verbrauchsniveau bei der ersten Messreihe recht hoch, was zum einen an dem niedrigen geometrischen und effektiven Verdichtungsverhältnis (spätes Einlassschließen) lag und zum anderen am sehr hohen Drallniveau (Wärmeverluste).

mit Voreinspritzung								
pmi [bar]	n [U/min]	P [kW]	ED vor [ms]	ED Haupt [ms]	Ein. Vor [°KW]	Ein. Haupt [°KW]	Lambda	spez. Verbrauch [g/kWh]
3	1900	1,9	1,6	3	18	10	3,2	231,1
3	2000	2,0	1,6		18	10	3,2	243,2
6,15	2000	4,1	1,6	4	22	14	1,5	233,1
6,45	2000	4,3	1,6	4	22	14	1,4	243,8
6,7	2005	4,5	1,6	4,2	22	14	1,3	244,9
6,9	2005	4,6	1,6	4,5	22	14	1,2	269,2
7,5	2005	5,0	1,6	4,7	22	14	1,1	262,8

ohne Voreinspritzung								
6,9	2005	4,6115		4,5		14	1,1	241,4403257
7,15	2005	4,77858333		4,6		14	1,1	251,1204506
7,45	2006	4,98156667		4,9		14	1,3	274,4294514

Tabelle 4.1 Erste Messungen

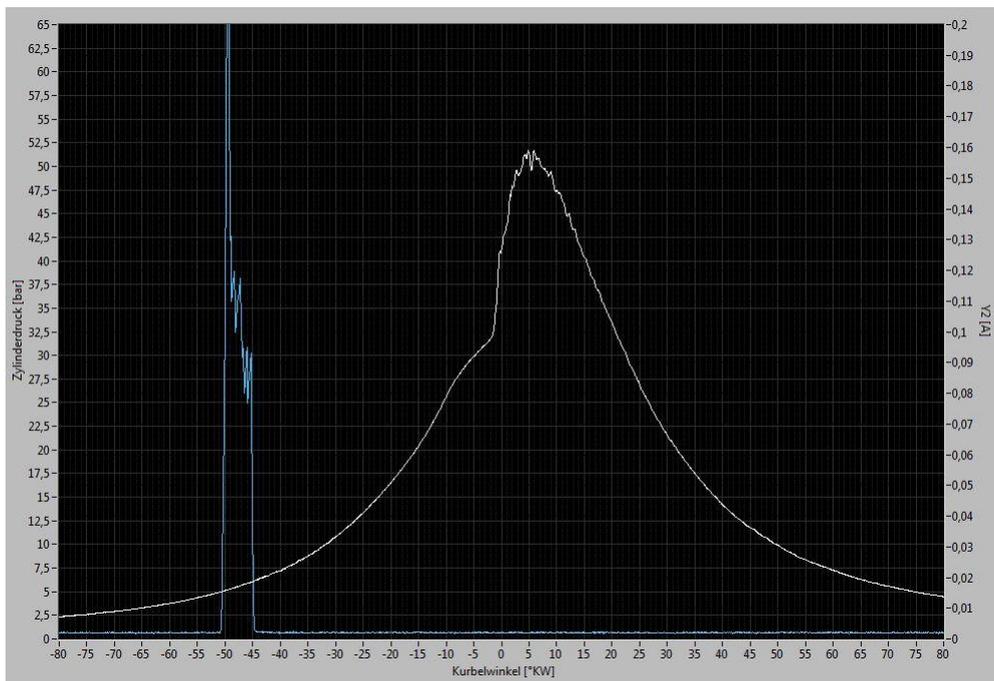
Um die Verdichtungsendrücke zu erhöhen wurde die Nockenwellenspreizung um 8° Nockenwelle verringert (Tabelle 4.2). Diese Maßnahme erhöhte die Verdichtungsdrücke merklich und sorgte für deutlich niedrigeren Verbrauch, insbesondere bei niedrigen Lasten. Der spezifische Verbrauch im Referenzpunkt (2000 U/min; 3 bar_{pmi}) sank von 231 g/kwh auf 203 g/kwh. An diesem Beispiel wird deutlich wie sehr der Motor auf einzelne Optimierungsmaßnahmen reagiert. Durch die große Ventilüberschneidung ist bei diesen Steuerzeiten auch eine interne Abgasrückführung für den CAI Betrieb möglich.

Steuerzeiten ca. 8° Zusammengeschoben, symmetrisch zu OT								
pmi [bar]	n [U/min]	P [kW]	ED vor [ms]	ED Haupt [ms]	Ein. Vor [°KW]	Ein. Haupt [°KW]	Lambda	spez. Verbrauch [g/kWh]
3,0	2005,0	2,0	1,6	3,0	18,0	10,0	3,5	203,3
7,2	2005,0	4,8	1,6	4,5	22,0	14,0	1,3	238,8

Tabelle 4.2 Veränderte Nockenwellenspreizung

Für die homogene Selbstzündung müssen heiße Restgase im Zylinder vorliegen, daher muss der Motor zunächst konventionell betrieben werden bevor der Übergang zur homogenisierten Selbstzündung möglich ist. Durch die verringerte Nockenwellenspreizung mit großer Ventilüberschneidung ist eine hohe innere AGR darstellbar. Hierzu wurde die Ansaugseite geringfügig angedrosselt. Um den CAI Betrieb anfahren zu können, wurden zwei Einspritzzeitpunkte gewählt, einer im Bereich des oberen Totpunkts und einer 67° vor dem oberen Totpunkt. Zunächst wurde hierbei der größte Teil der Einspritzmenge nahe des oberen Totpunkts eingespritzt und nur ein kleinerer Teil zu einem frühen Zeitpunkt. Der Übergang erfolgte danach durch Verschiebung der Einspritzmenge von der späten zu frühen

Lage. Im Betrieb mit kontrollierter homogener Selbstzündung lief der Motor mit geringer zyklischer Varianz und steilem Druckerstieg. Beispielhaft ist in Abbildung 4.33 ein Druckverlauf bei 2000U/min und drei Bar indiziertem Mitteldruck dargestellt. Die Schwerpunktlage der Verbrennung lag hierbei zu früh, wodurch die gemessenen Verbrauchswerte recht hoch ausgefallen sind. Für eine optimale CAI Verbrennung ist eine genaue Regelung des Restgasgehalts (beim DMD beispielsweise durch Nockenwellensteller) und Verdichtungsenddrucks erforderlich. Die Bedingungen sind hierfür bei dem DMD Brennraum hervorragend, allerdings standen die technischen Voraussetzungen im manuellen Prüfstandsbetrieb nicht zur Verfügung.



**Abbildung 4.33 Einspritzsignal und Zylinderdruckverlauf
im Betrieb mit homogener Selbstzündung**

Betrieb mit homogener Selbstzündung								
pmi [bar]	n [U/min]	P [kW]	ED vor [ms]	ED Haupt [ms]	Ein. Vor [°KW]	Ein. Haupt [°KW]	Lambda	spez. Verbrauch [g/kWh]
3,6	2005,0	2,4	4,8	0,2	67,0	7,0	2,4	277,1

Tabelle 4.3 Homogenisierte Selbstzündung

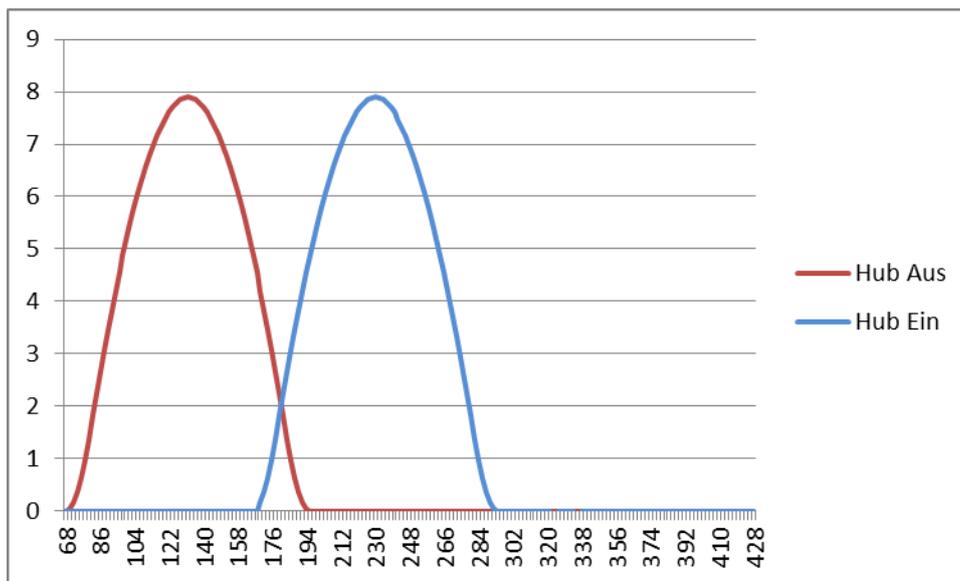


Diagramm 4.1 Steuerzeiten DMD Motor für erste Messungen

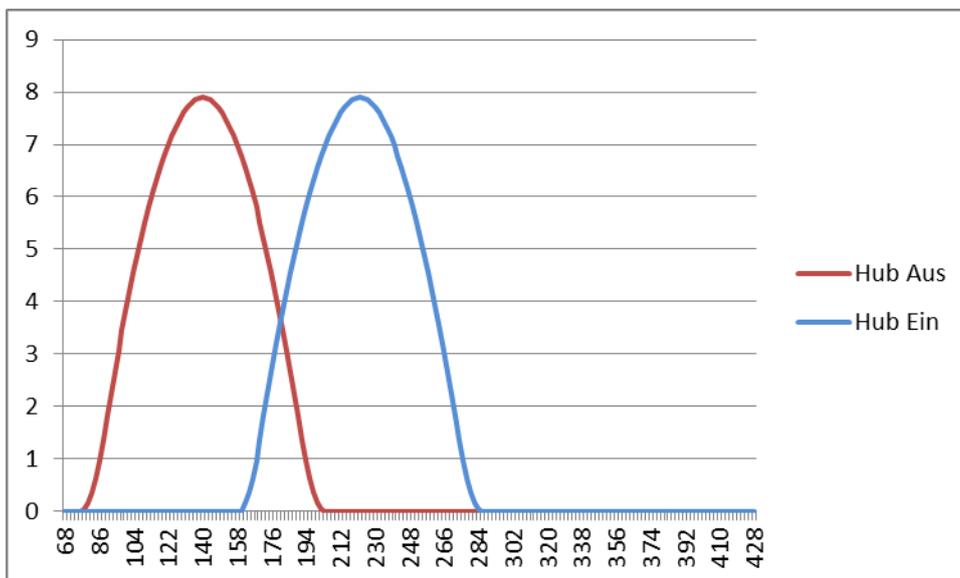


Diagramm 4.2 Steuerzeiten für nachfolgende Messungen

Mit Hilfe des Aufladeaggregats konnte der Versuchsmotor auch als Einzylinder mit Aufladung betrieben werden. Hierzu wurde die Ansaugluft auf 1,5 bar_{abs} komprimiert und abgasseitig ein Gegendruck 1,45 bar_{abs} eingestellt. Es zeigte sich, dass mit Diffusionsverbrennung die spezifischen Verbräuche beim aufgeladenen Motorbetrieb deutlich niedriger lagen als im Saugbetrieb. Dies gilt auch, wenn man identische Kraftstoff/Luftverhältnisse miteinander vergleicht. Ursächlich hierfür ist wahrscheinlich eine mit zunehmender Last steigende Oberflächentemperatur der Prallkörper, wodurch die Gemischbildung und Zündung beschleunigt wird.

Um den Versuchsträger zu schonen wurde auf eine noch höhere Aufladung verzichtet, sehr wahrscheinlich würde der spezifische Verbrauch mit zunehmender Aufladung noch weiter absinken. Dies zeigt, dass auch bei hohen Lasten, für die das Diffusionsbrennverfahren ja vorgesehen ist, akzeptable Verbräuche bereits mit dem sehr frühen Konstruktionstand möglich sind.

pmi [bar]	n [U/min]	P [kW]	ED vor [ms]	ED Haupt [ms]	Ein. Vor [°KW]	Ein. Haupt [°KW]	Lambda	spez. Verbrauch [g/kWh]
7,5	2008,0	5,0		4,3		16,0	1,4	247,3
8,4	2008,0	5,6		4,2		16,0	16,0	231,4
9,1	2008,0	6,1		4,4		17,0	1,4	236,4
8,4	2008,0	5,6		4,0		18,0	1,6	219,6
8,4	2008,0	5,6		4,2		18,0	1,7	210,0
8,0	2008,0	5,4		4,0		18,0	1,8	210,1

Tabelle 4.4 Verbrauch im aufgeladenen Motorbetrieb

5 Fazit

Ziel des Projekts war die Darstellung und Untersuchung eines Dieselmotors mit neuartiger Brennraumgeometrie welche sowohl den Erfordernissen an eine homogenisierte Selbstzündung, als auch an eine klassische Diffusionsverbrennung gerecht wird. Die Ergebnisse zeigen, dass es gelungen ist eine Brennraumgeometrie für beide Brennverfahren zu finden.

Die Komplexität des Vorhabens wurde zu Projektbeginn unterschätzt. Hierzu zählten die erhebliche Schwierigkeiten der Simulation, welche sich ohne Abgleich mit Messergebnissen als nur eingeschränkt aussagefähig erwiesen hat. Zudem erwies sich die Beschaffung einiger Versuchsteile anfänglich als sehr schwierig und es konnte lange Zeit keine Beschaffungsmöglichkeit gefunden werden. Glücklicherweise wurde die ECC vom Ford Forschungszentrum Aachen unterstützt, hierdurch konnten die dringendsten Probleme (Beschaffung der Einspritzdüsen und der Dieselpolbenrohlinge) gelöst werden. Zusätzlich wurde ein DV6 Dieselmotor von Ford gestiftet, von dem die Einspritztechnik, Sensoren uvm. für dieses Projekt verwendet werden konnten. Leider ergab sich aus den genannten Gründen eine erhebliche Überschreitung der Laufzeit und auch der nicht förderfähigen Kosten.

Aus technischer Hinsicht ist dieses Projekt als Erfolg zu werten. Der Motor konnte mit beiden Betriebsweisen (homogenisierte Selbstzündung und Diffusionsverbrennung) betrieben werden. Der größte Vorteil des DMD Konzepts ist sicherlich die hervorragende Eignung für den CAI Betrieb, bedingt durch die gute Homogenisierung bei frühen Einspritzzeiten und die interne AGR durch große Ventilüberschneidung. Da die Vorteile dieser Betriebsweise jedoch aus der Literatur hinlänglich bekannt sind und kaum von der Brennraumform abhängen³ (sofern die Brennraumform die Restmengensteuerung und Homogenisierung erlaubt), steht das Verhalten bei der Diffusionsverbrennung im Mittelpunkt. Durch die Prüfstandsversuche konnte die Eignung der DMD Geometrie für die Dieselerverbrennung nachgewiesen werden. Der Fokus bei den Untersuchungen lag bei den hohen Lasten, da bei einer möglichen Anwendung für den unteren Lastbereich die homogenisierte Selbstzündung genutzt werden soll. Die gemessenen indizierten Wirkungsgrade erreichen zum Teil schon das Niveau von modernen Direkteinspritzern, wobei sich mit zunehmender Aufladung eine Tendenz zu

deutlich niedrigeren Werten ergab. Da im Rahmen des Projekts nur mit 1,5 bar_{abs.} gefahren werden konnte, bleibt es noch zu klären ob der Verbrauch bei typischen Vollastladedrücken von 2,5 bar_{abs.} und mehr noch weiter absinken wird.

Durch weitere Optimierungsarbeiten bei der Gemischbildung soll die Drallzahl zukünftig gesenkt werden können, wodurch sich die Wärmeverluste und Ladungswechselerluste erheblich vermindert lassen. Bezüglich der niedrigen Verdichtung zeigte sich bereits ein erhebliches Verbesserungspotential bei niedrigen Drehzahlen durch Verringerung der Spreizung der Steuerzeiten. Hierdurch werden einerseits die Verdichtungsendtemperaturen und Drücke angehoben, andererseits wird der Arbeitstakt durch eine längere Expansionsphase besser ausgenutzt. Bei 2000U/min und 3bar indiziertem Mitteldruck sank der spezifische Verbrauch alleine durch diese Maßnahme von 231 auf 203 g/kwh ab und liegt damit auf dem Niveau moderner Dieselmotoren. Eine Vergleichbare Anpassung der Steuerzeiten bei niedrigen Drehzahlen ist bei konventionellen Dieselmotoren nicht möglich, da keine Ventiltaschen in die derzeitigen Dieselmotoren sinnvoll integrierbar sind. Für die Beurteilung des Verbrauchs ist der indizierte Wirkungsgrad alleine nicht ausschlaggebend, da die Motorreibleistung grade bei Dieselmotoren einen erheblichen Anteil hat. Bedingt durch die niedrige Verdichtung von etwa 15 ergeben sich wesentlich niedrigere Spitzendrücke welche nur wenig über dem Niveau von aufgeladenen Ottomotoren liegen. Hierdurch ist eine erheblich reibungsärmere und leichtere Bauweise möglich. Einen vergleichbaren Ansatz verfolgt Mazda, deren aktuelle Dieselmotoren ebenfalls mit einem Verdichtungsverhältnis von nur 14,5 ausgeführt sind.

Die Prallkörper sind für den ersten Versuchsträger recht konservativ gestaltet um die Funktionssicherheit sicherzustellen. Anzustreben wären hier grazilere Schäfte um einerseits den Strömungswiderstand zu verringern und andererseits die Wärmeableitung durch den Schaft zu verringern. Zusätzlich kann die Geometrie der Oberseite weiter verbessert werden um den abprallenden Einspritzstrahl für eine optimale Durchmischung zu formen.

Durch die ermutigenden Messergebnisse bei gleichzeitig vielen offenen Fragestellungen und zahlreichen Optimierungsmöglichkeiten besteht großer Forschungsbedarf um das Potential des innovativen Ansatzes näher in Richtung einer Serienanwendung zu bekommen.

6 Literaturverzeichnis

1 Benjamin Reveille, Andreas Kleemann, Vincent Knop, Chawki Hbachi:
Potential of narrow Angle direct injection Diesel engines for clean combustion: 3d CFD
Analysis; SAE technical paper 2006-01-1365

2 M. Weßlau, Prof. Dr.-Ing. M. Bargende, S. Haas, Prof. Dr. sc. Techn. K. Boulouchos:
Homogene Dieselmotoren zur Emissionsreduzierung; MTZ 10/2006

Prof. M. Bargende:
Entwicklung eines schnellen, vorhersagefähigen Verbrennungsmodells für Prozessrechnungen
in der Betriebsart „Benzinselbstzündung“; FVV Frühjahrstagung 2015 Heft R570-2015