

Untersuchung der Zündung  
in einer neuartigen gestuften Brennkammer

Von der Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik  
und Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus  
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur  
Oleksiy Antoshkiv

Geboren am 15.03.1975 in Lviv

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. H. J. Krautz  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. H. P. Berg  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. P. Steinberg  
Tag der mündlichen Prüfung: 16.10.2007



**Oleksiy Antoshkiv**

**Untersuchung der Zündung  
in einer neuartigen gestuften Brennkammer**

ISBN 978-966-603-540-3

Видавництво „Світ“, Львів, 2007  
Verlag „Svit“, Lviv, 2007

© Oleksiy Antoshkiv, 2007  
e-mail: antoshkiv@engineer.com

## **Inhaltsverzeichnis**

<b>1. EINLEITUNG</b> .....	<b>1</b>
<b>2. PROBLEMSTELLUNG</b> .....	<b>5</b>
2.1. Zündung in einer Brennkammer .....	5
2.2. Ziel der Arbeit.....	5
2.3. Stand der Forschung und Technik.....	6
<b>3. THEORIE DER ZÜNDUNG</b> .....	<b>13</b>
<b>4. SIMULATIONSMETHODEN</b> .....	<b>18</b>
4.1. CFD-ACE Simulation.....	18
4.2. Modellierung im AVL-FIRE .....	22
4.3. Zündungsunterprogramm .....	22
<b>5. DIE PRÜFSTANDSKONFIGURATION</b> .....	<b>32</b>
5.1. Luftversorgungssystem .....	32
5.2. Das Kraftstoffsystem des Prüfstandes .....	33
5.3. Optischer Zugang in die Mess-/Teststrecke .....	35
5.4. Zündfunktenerreger .....	35
5.5. Laser-Lichtschnittmethode .....	36
5.6. Hochgeschwindigkeitskamera.....	37
5.7. Das Laser PIV Verfahren zur Strömungsvisualisierung .....	39
<b>6. VALIDIERUNG DER SIMULATIONSERGEBNISSE</b> .....	<b>42</b>
6.1. Validierung durch die FIRE-Simulation.....	42
6.2. Validierung der Strömungsfeldberechnungen mittels PIV .....	44
6.3. Validierung der Spraysimulation durch Mie-Photos .....	45

6.4. Validierung der Zündungsroutine mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera .....	48
7. ANALYSE DER EINFLUSSFAKTOREN .....	54
7.1. Der Einfluss des Swirlers 1 .....	55
7.2. Einfluss von Swirler 2.....	61
7.3. Einfluss von Swirler 3.....	63
7.4. Einfluss der Zerstäubungsqualität auf Stabilität und Zündwilligkeit .....	66
7.5. Einfluss des Luftmassenstroms .....	70
7.6. Einfluss der Brennkammerwandtemperatur.....	70
7.7. Einfluss der T30 Temperatur.....	71
7.8. Die vertikale Position des Zünders.....	72
7.9. Horizontale Zünderposition .....	73
7.10. Lufteinströmung um die Zünderregion .....	75
7.11. Einfluss der Interaktion mit der Brennkammerwand.....	76
8. DISKUSSION DER ERGEBNISSE .....	78
8.1. Interaktion zwischen Spray und Luftströmung .....	78
8.2. Korrelation zwischen $AFR_{ign}$ und $E_{min}$ .....	88
8.3. Korrelation zwischen Magerverlöschstabilitätswerten und Drallerzeugerwinkel.....	95
8.4. Korrelation zwischen $AFR_{LBO}$ und $AFR_{ign}$ .....	98
8.5. Flammenstabilisierung bei erhaltener Zündbarkeit .....	101
8.6. Parameter ranking.....	104
9. ZUSAMMENFASSUNG .....	109

## Formelzeichen

$a_g$	Wärmeübergangskoeffizient
$g$	Adiabatexponent
$\Gamma$	Koeffizient der Stoffdiffusion
$\Gamma_g, \Gamma_m$	Koeffizient der Stoffdiffusion für Gas und Gemisch
$d$	Kronneckertensor
$\Delta h_{\text{comb}}$	Spezifische kalorische Verbrennungswärme
$\Delta h_{\text{evap}}$	Latente Verdampfungswärme
$\Delta T$	Temperatursteigerung durch adiabate Verbrennung (Kerosin)
$\Delta h$	Enthalpieänderung
$\Delta h_{\text{evap}}$	Verdampfungswärme
$e$	Dissipationsrate
$k$	Wärmeleitkoeffizient
$l$	Luftzahl
$h$	Dynamische Viskosität
$n$	Kinematische Viskosität
$\Omega$	Fraktion des Kraftstoffs im Form des Dampfes
$f$	Äquivalenzverhältnis ( $f = 1/l$ )
$r$	Dichte
$r_d$	Tropfendichte
$r_g$	Gasdichte
$r_m$	Dichte des Gemisches
$A_{\text{eff}}$	Effektive Fläche
$A_k$	Fläche des Flammenkerns
$A$	Pre-exponential Faktor
$B$	Stoffübertragungszahl
$C_f, C_o$	Kraftstoff- und Sauerstoffkonzentrationen
$C_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$C_v$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
$C_{p,g}$	Spezifische Wärmekapazität des Gemisches
$C_{p,d}$	Spezifische Wärmekapazität des Tropfens
$d$	Tropfendurchmesser
$d_q$	Zündkerndurchmesser
$d_{32, SMD}$	Sauter Durchmesser
$d_{\text{mean}}$	Tropfendurchmesser
$g$	Gravitationskraft
$e'$	Innere Energie
$E$	Totale Energie
$E, E_a$	Aktivierungsenergie
$E_{\text{min}}$	Minimale Zündenergie
$H$	Enthalpie

$k$	Wärmeübertragungskoeffizient
$K_c$	Equilibrium Reaktionskoeffizient
$k_f$	Reaktionskoeffizient
$L$	Turbulente Länge
$m$	Masse
$m_d$	Masse eines Tropfens
$\dot{m}_a$	Massenstrom Luft
$\dot{m}_{evap}$	Verdampfungsmassenstrom (Verdampfungsrate)
$\dot{m}_f$	Massenstrom Kraftstoff
$p$	Druck
$\dot{Q}$	Wärmestrom
$q_{evap}$	Verdampfungswärme
$R$	Universelle Gaskonstante
$S_k$	Turbulente Produktion
$S_L$	Laminare Flammengeschwindigkeit
$S_t$	Turbulente Flammengeschwindigkeit
$t$	Zeit
$T$	Temperatur
$T_0$	Umgebungstemperatur
$T_d$	Tropfentemperatur
$T_f$	Adiabate Flammentemperatur
$T_g$	Statische Gastemperatur
$T_i$	Zündungstemperatur
$T_r$	Lokale Reaktionstemperatur
$T_s$	Oberflächentemperatur
$T_{in}$	Eintrittstemperatur
$T_{wall}$	Wandtemperatur
$u, v, w$	Geschwindigkeit
$V$	Volumen
$dV$	Volumensänderung
$x, y, z$	Koordinaten
$X_i$	Massenanteil von i-Stoff (Flüssigphase)
$Y_i$	Massenanteil von i-Stoff (Gasphase)
$Y_f$	Massenanteil Kraftstoff
$Y_a$	Massenanteil Luft
$Y_d$	Massenanteil von Dampf an der Tropfenoberfläche
$Y_\infty$	Massenanteil von Dampf (atmosphärisch)
$X_{fd}$	Massenanteil von Tropfen



**Kennzahlen**

<i>Ma</i>	Machzahl
<i>Nu</i>	Nusseltzahl
<i>Sc</i>	Schmidtzahl
<i>Sh</i>	Sherwoodzahl
<i>Pr</i>	Prandtlzahl
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>Re<sub>L</sub></i>	Turbulente Reynoldszahl
<i>Ze</i>	Zeldovichzahl

## Abkürzungen

Abkürzung	Englische Bezeichnung	Deutsche Bezeichnung
AFR*	Air Fuel Ratio	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
AFR IGN, AFR <sub>ign</sub>	Air Fuel Ratio at ignition	Luft-Kraftstoff-Verhältnis beim Zünden
AFR LBO, AFR <sub>LBO</sub>	Air Fuel Ratio at lean blow out	Luft-Kraftstoff-Verhältnis beim Magerverlöschen
C1...C9 (A)	Tested Configuration	Getestete Konfiguration
CFD	Computational fluid dynamics	Numerische Strömungsmechanik
CFD ACE	Simulation tool of CFDRC	Simulationsprogramm der CFDRC
CFDRC	CFD Research Corporation	CFD-Forschungsfirma
CPT dp/p	Catalytic Plasma Torch Combustor pressure loss	Katalytisches Plasmafackel Druckverlust in der Brennkammer
FIRE	Simulation tool of AVL List GmbH	Simulationsprogramm von AVL List GmbH
FN	Flownumber	Durchflusszahl
fps	Frame per second	Bilderzahl pro Sekunde
GUI	Grafical user interface	Benutzeroberfläche
LBO	Lean blow-out	Magerverlöschen
NC, nc	„Narrow Cone“ Spray	Schmalkegelstrahl
SMD	Sauter Mean Diameter	Sauter Tropfendurchmesser
SW	Swirler	Drallerzeuger
spr defl	Spray deflection	Sprayablenkung
PIV	Particle Image Velocimetry	Optisches Verfahren zur Bestimmung von Geschwindigkeitsfeldern
T30	Combustor inlet temperature	Brennkammereintrittstemperatur
W	Tangens of swirl angle	Tangens des Drallwinkels
WC, wc	„Wide Cone“ Spray	Breitkegelstrahl

$$*AFR = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

## 1. Einleitung

Die Frage der Umweltverträglichkeit ist auch im Triebwerksbau zunehmend ein vorrangiges Kriterium. Die Entwicklung zukünftiger Triebwerke erfordert deshalb fortschrittliche Technologien, die vor allem signifikant niedrigere Emissionswerte bei gleichzeitig geringerem Kraftstoffverbrauch gewährleisten. Vielversprechende Ergebnisse liefert hierzu das Konzept der gestuften Brennkammer. Der Weg zur Einsatzreife ist aber mit einem sehr hohen Forschungsaufwand verbunden.

Um die Anforderungen an neue Triebwerke erfüllen zu können, sollten die folgenden Maßnahmen / Aufgabengebiete bearbeitet werden:

- Verringerung von Herstellungs- und Wartungskosten
- Lärm- und Emissionsminderung
- Minimierung des Kraftstoffverbrauchs
- Größere Zuverlässigkeit
- Senkung der Entwicklungskosten und –zeiten

Zur Erfüllung der Anforderungen an neue Triebwerke sollte das Magerverbrennungskonzept in Betracht gezogen werden. Die Weiterentwicklung dieses Konzeptes würde bereits bestehende Erwartungen in Hinsicht auf Lärm- und Schadstoffemissionen verwirklichen. In erster Linie handelt es sich um die Kohlenmonoxide (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Ruß und Stickstoffoxide, sowie die Schwefeloxide und Sulfate. Demnächst werden auch die Kohlendioxide und Wasserdämpfe in die Kategorie „Emissionen“ eingestuft werden. Da neue Vorschriften bezüglich NO<sub>x</sub> schon im Januar 2004 in Kraft getreten sind, wurden seitens Rolls-Royce Deutschland bereits verschiedene Brennerkonzepte zur Senkung der Schadstoffemissionen entwickelt. So weist der vorgeschlagene axial gestufte Brenner mit LP(P) und Air-Blast Injektor ein Reduktionspotential hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen von 70 % im Vergleich mit dem ICAO CAEP II Standard auf [6], [49]. Sehr geringe Stickstoffoxide in den Magerbetriebspunkten weist auch das sogenannte „swirl-cup“ Konzept auf [7], [52].

Ein weiteres Beispiel stellt die brennstoffgestufte Brennkammer dar (Bild 1.1 oben). Die beiden Stufen dieser Brennkammer können sowohl axial (Bild 1.1 oben) als auch radial angeordnet werden. Es ist erforderlich, eine gute Regelbarkeit der beiden Stufen sicherzustellen. Durch eine zusätzliche Brennerstufe erfolgt bei Vollast und Reiseflug die magere Verbrennung in einem größerem Volumen. Die Verbrennungstemperatur und demzufolge die NO<sub>x</sub>-Emissionen werden bei höherem Luftanteil abgesenkt. Die Pilotstufe sorgt in diesem Lastbereich für eine stabile Verbrennung. Im unteren Lastbereich (Landung) funktioniert nur eine Pilotstufe. Obwohl bei diesem Konzept relativ große Emissionsminderungen erzielt werden, steigt das Gewicht des Triebwerkes durch die Verdoppelung der Brennerzahl. Der Aufbau der Brennkammer wird komplexer und die Brennzone einzelner Stufen wird kürzer, wodurch sich die Aufenthaltszeiten der Gase in der Hauptstufe einer axial gestuften Brennkammer extrem verringern. Die Effizienz der Verbrennung soll hierbei nicht beeinträchtigt werden.

Bei einer Luftstufung werden die Stufen nacheinander geschaltet. Die brennstoffreiche Verbrennung erfolgt in einer Primärstufe. Die Gase werden dann zu der Sekundärstufe geleitet und verbrennen dort bei Luftüberschuß.

Nachteilig in dieser Fett-Mager-Stufung erscheinen die Schwierigkeiten mit der Filmkühlung und das Rückströmen der Sekundärluft in die Primärzone. Dadurch wird die Wahrscheinlichkeit der Stickoxidbildung erhöht.

Um die bestehenden Anforderungen an die Brennkammer erfüllen zu können, sollen alle obengenannten konstruktiven Nachteile dieser Konzepte bei den weiteren Entwicklungen beseitigt werden.

Die neuartigen Verdichter- und Verbrennungstechnologien werden dem Kerntriebwerk erlauben, die neuen durch das internationale „Civil Aviation Organization Committee on Aviation Environmental Protection“ (CAEP) definierten Emissionsnormen zu erfüllen. Die im Jahr 2008 in Kraft tretenden CAEP VI Vorschriften sind viel strenger und legen eine Verringerung der NO<sub>x</sub> – Emissionen um 12% im Vergleich zu der CAEP IV Richtlinie fest. Gleichzeitig sollte auch der Kraftstoffverbrauch minimiert werden [25]

Um diese Ziele zu erreichen, erscheint es für alle Leistungsklassen von Turbomaschinen als sinnvoll, die von der CFD Research Corporation (CFDRC) vorgeschlagene Injektortechnologie weiterzuentwickeln.

Der Aufbau des Injektors (U.S. Patent 6,272,840 B1) weist eine besondere Struktur des Strömungsfeldes auf. Dank dieser Struktur produziert der Injektor bei Vollastbedingungen viel niedrigere NO<sub>x</sub>-Emissionen sowie geringere CO, HC und Rußemissionen bei niedriger Last [77].

Der Brenner besteht aus drei Drallerzeugern (Swirler), welche die Luftströmung verdrallen, und zwei Kraftstoffkreisen (Pilot- und Hauptkreis). Die zwei Flammen (Pilot- und Hauptflamme) werden durch die Injektoren zweier Kraftstoffkreise erzeugt, die den Kraftstoff in das von den drei Swirlern erzeugte Strömungsfeld einspritzen. Die hierbei entstehende charakteristische Flammenform ermöglicht eine separate Steuerung der beiden Flammenzonen. Der Injektor stellt weiterhin sehr hohe Luftmassenströme durch die Brennkammer sicher.

Im Betriebspunkt niedriger Lasten beim Leerlauf oder beim Landen wird der Pilotinjektor mit dem Kraftstoff versorgt und die Pilotflamme ist im Bereich einer „vergabelten“ (bifurcated) Rezirkulation konzentriert. Bei diesen Bedingungen erreicht der Brenner niedrige CO, UHC und Rußemissionen. Von dem Betriebspunkt im Horizontalflug (Cruise) an bis zur maximalen Last fließen 10% des Kraftstoffs durch Pilot und ca. 90% fördert der Hauptkreis. Hiermit stellen sich niedrige NO<sub>x</sub> – Werte ein und eine gute Stabilität wird erreicht. Die NO<sub>x</sub> - Emissionsgrenzen während Injektor Tests zeigten, dass dieser Injektor bei Landung/Starten bezüglich NO<sub>x</sub> - Emissionen ein Minderungspotential (LTO) von 60-70% im Vergleich zu den 1996 ICAO Werten aufweist.

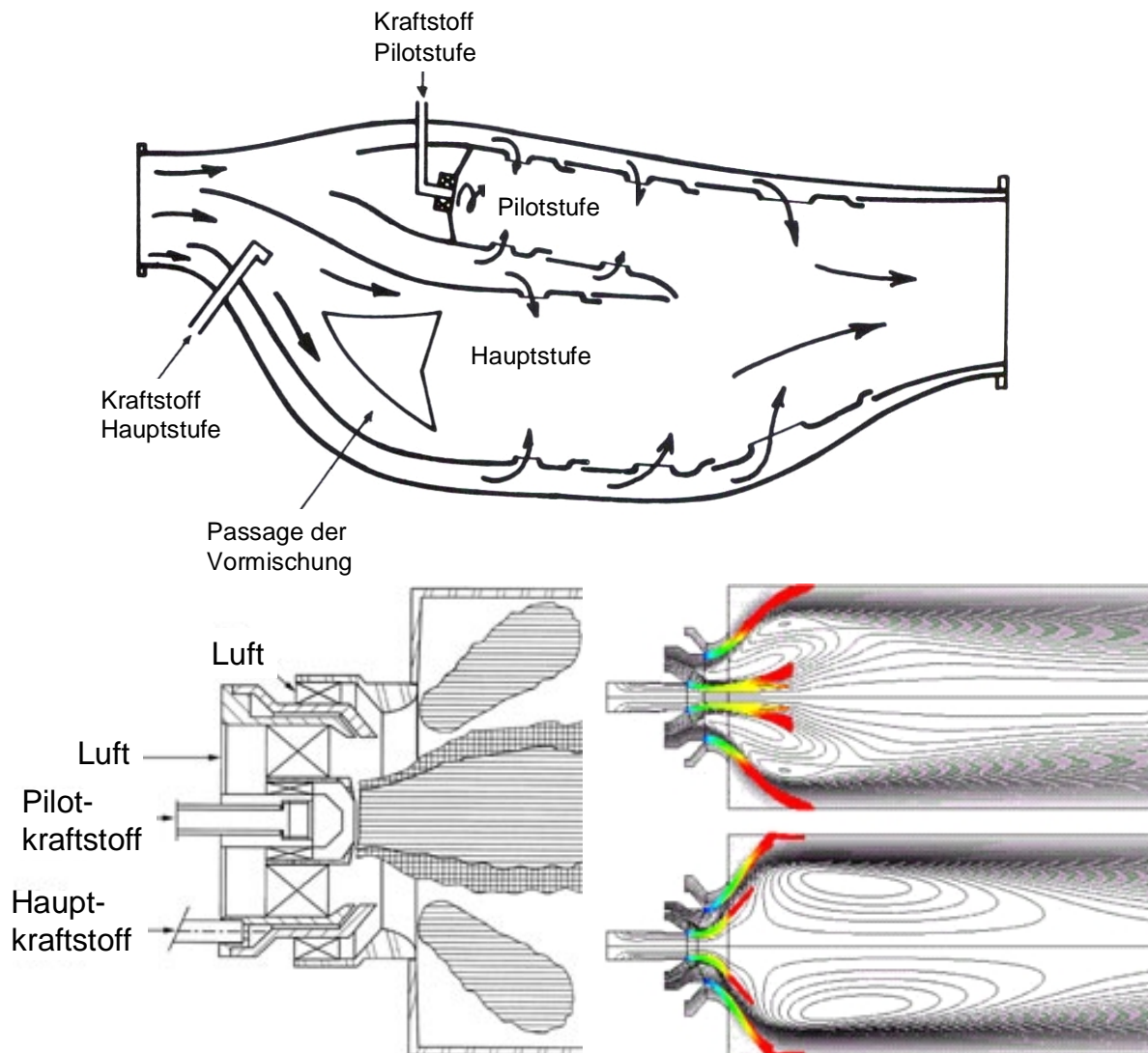


Bild 1.1: Luftgestufte Brennkammer (oben) [32]. Schnitt durch der CFDR-Injektor (unten links); „bifurcated“ und zentrale Rezirkulation (unten rechts) [77]

Die Aufgabe der Pilotstufe besteht darin, die Stabilität der Verbrennung zu gewährleisten, die für eine flexible Steuerung der Verbrennungskammer über einen weiten Bereich notwendig ist. Sehr magere Verbrennung kann in diesem Fall durch eine feine Zerstäubung des Kraftstoffs mittels konventionellen Zerstäubers gesichert werden. Die Verwendung eines konventionellen Zerstäubers in der Pilotzone soll eine hohe Magerverlöschstabilität sichern. Die Stabilität ermöglicht die Steuerungsmöglichkeiten der Brennkammer.

Die Hauptstufe (Main) besitzt dagegen bezüglich geringerer NO<sub>x</sub> - Emissionen Entwicklungs- und Optimierungspotential. Während der Umstellung der Kraftstoffversorgung von Pilot- auf Hauptstufe werden die in der „Pilot“-zone produzierten NO<sub>x</sub> - Emissionen limitiert. Im Falle der mageren Verbrennung ist die Stabilität der Verbrennung anders. Im Experiment zeigte sich, dass die

Magerstabilitätswerte der Pilot- und Hauptstufe unterschiedlich sind. Das Stabilitätsbild ist viel komplizierter, wenn die beiden Stufen gleichzeitig im Betrieb sind.

Eine sichere Zündung des Gemisches bei niedrigen Drücken und Temperaturen, wie sie normalerweise während des Fluges herrschen, wird immer schwieriger. Insbesondere wird die Zündung während des Pilotbetriebes erschwert, weil die Gemischbildung überwiegend relativ weit entfernt von der Zündkerze stattfindet. Basierend auf diesem Fakt ist es zwingend erforderlich, das Zündverhalten des Brenners insbesondere während des Pilotbetriebs zu untersuchen, um eine Verbesserung der Zündbarkeit zu gewährleisten. Gleichzeitig soll auch die Magerverlöschstabilität der Verbrennung überprüft werden, weil sie vor allem von der verwendeten Brennerkonfiguration abhängig ist.

## **2. Problemstellung**

### **2.1. Zündung in einer Brennkammer**

Die Zündung ist der Initialprozess, mit dessen Hilfe eine Verbrennung in Gang gesetzt werden kann. Die Zündung ist der Übergang zwischen dem Zustand der Luft-Kraftstoffgemischbildung und einer wärmefreisetzenden chemischen Reaktion in diesem Gasgemisch. Während des Zündungsprozesses wird zuerst ein Zündkern hochkonzentrierter thermischer Energie gebildet. Infolge des Wachstums des Zündkerns im Brennraum wird die Verbrennung eingeleitet. Damit eine Verbrennung stattfinden kann, wird dem zündbaren Gemisch zunächst eine geringe Energiemenge zugeführt. Die Art und Weise der Energiezufuhr zum Gemisch definiert den thermodynamischen Prozess, der in diesem Verbrennungsmotor abläuft.

Das Gemisch kann je nach Zusammensetzung entweder fremdgezündet oder selbstgezündet werden.

Betrachten wir zunächst den Zündprozess in einem Verbrennungsmotor. Im Fall einer Fremdzündung handelt es sich in der Regel um eine ottomotorische Verbrennung. Die Selbstzündung ist im wesentlichen das typische Kennzeichen dieselmotorischer Verbrennung. Zunächst wird die durch Kompression an der Zylinderluft geleistete Arbeit in innere Energie umgewandelt. Dann wird dem dadurch erhitzten Medium die Zündenergie entnommen. Diese Energie ist ausreichend, um eine Zündung der in die heiße Luft eingespritzten Kraftstofftropfen zu initiieren.

Im Gegensatz zur Selbstzündung wird dem brennbaren Gemisch bei der Fremdzündung eine geringe Energiemenge in Form eines Funken durch eine Zündkerze zugeführt. Die Funkenentladung an der Zündkerzenelektrode erzeugt einen Zündkern, der anwächst und sich ausbreitet. Die Verbrennung ist eingeleitet. Nach diesem Prinzip wird auch das Gemisch in einer Triebwerksbrennkammer gezündet.

Die während der Zündfunkenentladung freigesetzte Energie ist proportional dem Druck, dem Elektrodenabstand der Zündkerze und der Luftgeschwindigkeit an den Zündkerzenelektroden. Jede Vergrößerung des elektrischen Widerstandes des Zwischenelektrodenraums erfordert eine höhere Spannung. Hieraus resultiert auch eine größere Funkenenergie. Die Startbedingungen auf dem Boden zeichnen sich durch stark fluktuierende Kraftstoff- und Luftmassenströme aus, woraus eine sehr starke Variation der Gemischzusammensetzung an der Zündkerze resultiert. In diesem Fall ist es viel effektiver die Funkenrate zu erhöhen, anstatt die Zündenergie zu vergrößern.

Allgemein kann man feststellen, dass eine gute Zündung nur dann möglich ist, wenn die oben genannten zufriedenstellende Bedingungen in der Brennkammer erzeugt und sichergestellt werden.

### **2.2. Ziel der Arbeit**

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es sich den Fragen zur Verbesserung der Zündung in einer neuartigen zweistufigen Brennkammer zu widmen. Hierbei werden in erster Linie die mit der Brennstoffstufung verbundenen Besonderheiten in Betracht gezogen. Im Rahmen dieser Arbeit sollten alle Faktoren, welche die Zündeigenschaften der Brennkammer beeinflussen, untersucht und bewertet werden. Die Probleme der

Magerverlöschstabilität sind sehr eng mit der Verbesserung der Zündbarkeit verbunden. Daher findet auch die Verlöschstabilität der Verbrennung Eingang in die Untersuchungen. Anschließend werden die Zusammenhänge zwischen den untersuchten Parametern und Einflußfaktoren erläutert.

Die Arbeit basiert auf der Analyse von Daten, die mittels CFD-Modellierung sowie durch Prüfstandsmessungen erlangt wurden. Dafür stehen unterschiedliche Simulationswerkzeuge und experimentelle Messsysteme zur Verfügung. Die Ergebnisse der Simulation wurden anhand entsprechender Experimente validiert.

Die Ausformulierung der empirischen Korrelationen, welche die Zusammenhänge zwischen der Brennerkonfiguration und den Zündungs- bzw. Verbrennungsparametern beschreiben, sowie die durchgeführte Parametergewichtung stellen einen wichtigen Schritt in der Erforschung der Eigenschaften von gestuften Brennkammern dar.

### **2.3. Stand der Forschung und Technik**

Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Untersuchungen beziehen sich auf die gestufte Brennkammer [65]. Die Brennkammerkonstruktionen wurden in [71] sehr detailliert beschrieben und diskutiert. Ein weiterer Überblick über eine axiale und radiale Anordnung von Pilot- und Hauptstufe wurde in [16], [58] und [3] gegeben.

Da die Brennkammer durch eine besondere Anordnung der beiden Stufen viel größer und schwerer gebaut wird, erscheint die Verwendung einer solchen Brennkammerkonstruktionen weniger sinnvoll. Viel kompakter ist die gestufte Brennkammer, in der die beiden Stufen in dem gleichen Raum auf der gleichen Achse angebracht werden. Diese Konstruktion stellt das CFDRK-Konzept dar, welches bereits in der Einleitung beschrieben wurde. Während der Untersuchungen der Zündung wurde das Konzept ähnlich dem des CFDRK-Brenners betrachtet.

Die Untersuchungen von Zündvorgängen in einer Brennkammer reichen viele Jahre zurück. Besonders intensiv wurden die Vorgänge im Zündsystem und die an den Zündkerzenelektroden ablaufenden Prozesse untersucht. Das Ziel dieser Forschung bestand darin, eine leistungsstärkere Hardware zu entwickeln, um stärkere und sicherere Zündfunkenentladungen zu realisieren. Neben der Hardwarethematik werden auch die Probleme der Gemischzündung erläutert. Hierbei handelt es sich vor allem um Wege, ein sicher zündbares Gemisch in der Zündkerzennähe zu bilden.

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist es unter anderem, eine effektive Kraftstoffzerstäubung und Verdampfung sowie den Transport der Gemischwolke mit der Luftströmung zum Zünder genauer zu untersuchen.

Einerseits fördert die Erhöhung der Luftströmung an der Zündkerze die während der Funkenentladung freigesetzte Zündenergie und reduziert die Wärmeverluste durch die Zündkerzenelektroden. Andererseits verhindern die häufig linear mit der Geschwindigkeit ansteigenden Wärmeverluste eine Verbesserung der Zündeigenschaften. Ausgenommen der Situation, wenn dieser Effekt durch die Erhöhung der Zündenergie kompensiert wird (Bild. 2.1).

Die Kraftstofftypen und -sorten beeinflussen die Zündeigenschaften der Brennkammer hauptsächlich durch die vom Kraftstofftyp abhängige Kraftstoffdampfkonzentration an der Zündkerze. Die Auswirkung der Minderung der Kraftstoff-Flüchtigkeit auf die notwendige Zündenergie illustriert Bild 2.1.



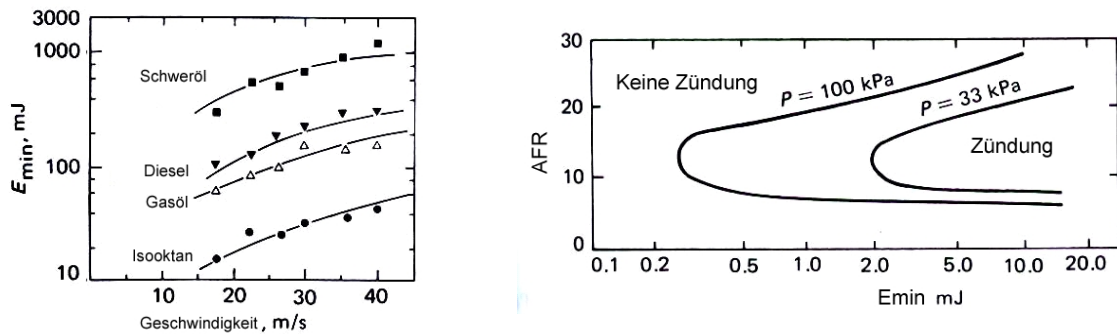


Bild 2.1: Einfluss der Luftgeschwindigkeit (links) sowie Luft-Kerosin-Verhältnisses (AFR) (rechts) auf die minimale Zündenergie [39]

Es ist zu erwarten, dass Verbesserungen der Brennkammer-Starteigenschaften durch entsprechende Optimierungen des Kraftstoffinjektors erzielt werden können. Eine Reduzierung des Durchmessers der Kraftstofftropfen bewirkt eine bessere Gemischaufbereitung und führt zu einer besseren Kraftstoffverdampfung. Aus diesem Zusammenhang resultiert letztlich eine Verringerung der minimalen Zündenergie (Bild 2.2).

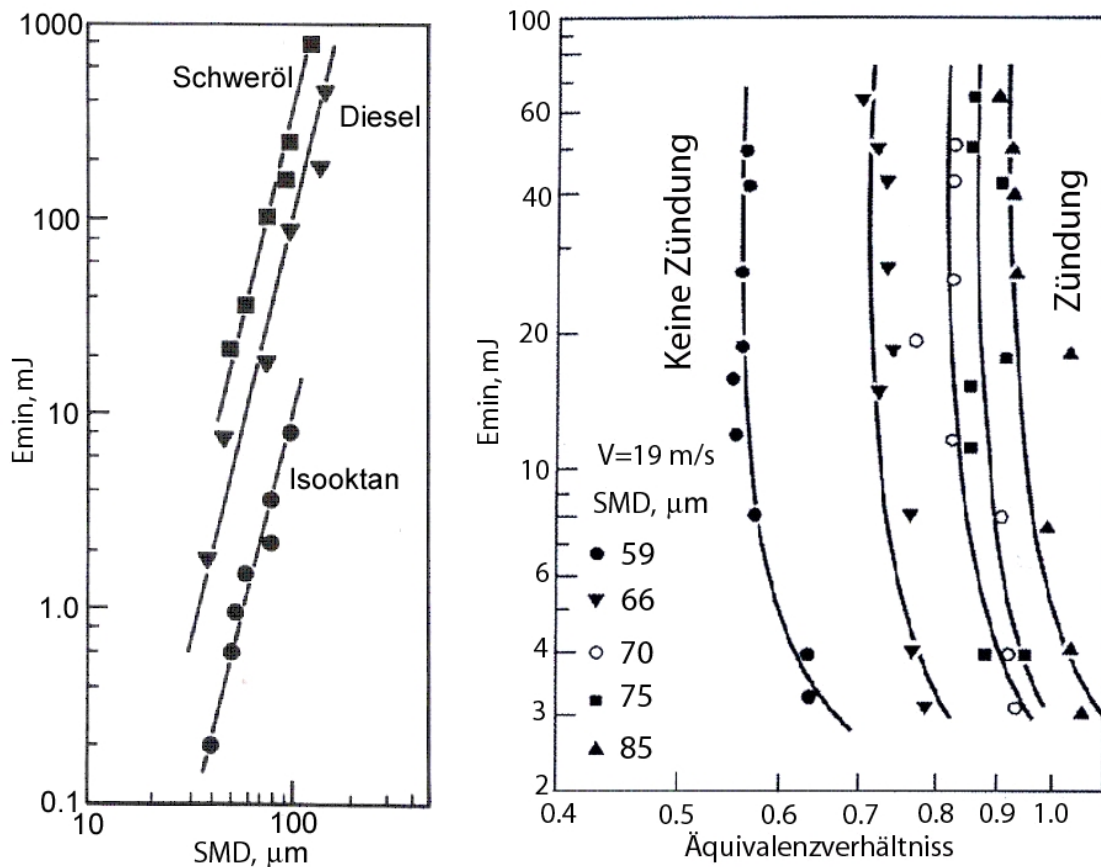


Bild 2.2: Einfluss des Tropfendurchmessers auf die minimale Zündenergie [39] [55]

Es ist nicht möglich, große Tropfen schnell zu verdampfen. Je kleiner der Tropfendurchmesser ist, desto schneller läuft der Verdampfungsprozess ab. Daraus leitet sich die sehr viel bessere Zündbarkeit kleiner Tropfen ab.

Die Zündenergie ist ebenfalls von der Kraftstoffkonzentration abhängig, was in Bild 2.2 rechts durch das Äquivalenzverhältnis illustriert ist. Bei extrem mageren Gemischen ist gar keine Zündung möglich.

Es soll auch erwähnt werden, dass eine Erhöhung der Lufttemperatur die Verdampfungsprozesse in der Brennkammer beschleunigt. Hierdurch könnte auch die Zündung positiv beeinflusst werden.

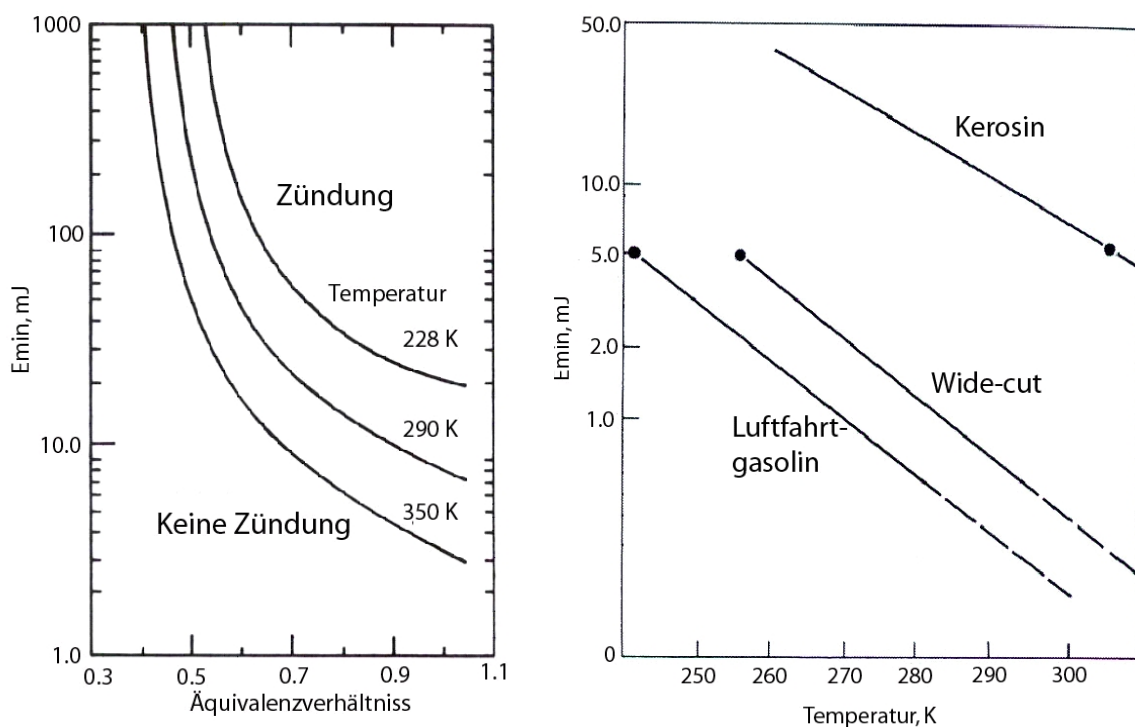


Bild 2.3: Einfluss der Lufttemperatur auf die minimale Zündenergie (Kerosin) nach Lefebvre [39] (links) und nach Liebman (rechts) [43]

Die Studien von Liebman [43] und Lefebvre [39] haben nachgewiesen, dass die minimale Zündenergie mit zunehmender Lufttemperatur sinkt (Bild 2.3). Die Eigenschaften der Zündbarkeit des Gemisches werden auch von der Flüchtigkeit des Kraftstoffes definiert. Daher zünden die besser verdampfenden Kraftstoffe, wie z.B. Luftfahrtgasolin, im Vergleich zu dem weniger flüchtigen Kerosin deutlich leichter. Die Art und Weise, wie die Zündung und die darauf folgende Verbrennung initiiert wird, hat entscheidenden Einfluss auf die Effektivität des thermodynamischen Prozesses in der Brennkammer.

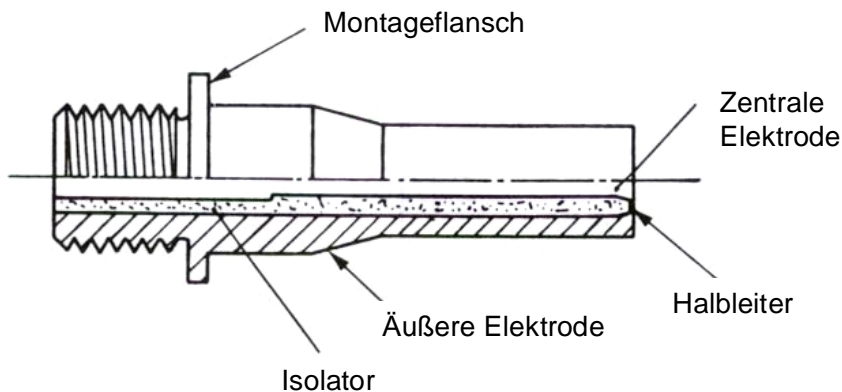


Bild 2.4: Aufbau einer Zündkerze [39]

Die im Bild 2.4 dargestellte Zündkerze besteht aus einer zentralen und einer äußeren Elektrode, die in einem Montageflansch untergebracht sind. Eine dünne Isolationsschicht zwischen den beiden Elektroden erlaubt Zündenergien bis 10 J durchzuleiten. Eine sehr detaillierte Beschreibung der Zündsysteme von Rolls-Royce Triebwerken ist in [63] gegeben und soll an dieser Stelle nicht diskutiert werden.

Die Zündfähigkeit einer Triebwerksbrennkammer ist ein sehr wichtiger Parameter, weil eine schnelle und sichere Zündung bei unterschiedlichen Höhen und extremen atmosphärischen Bedingungen von großer Bedeutung ist. Wie bei Lefebvre [38] bereits erwähnt ist, kann eine große Vielfalt von Zünderkonzepten zur Initiierung der Zündung verwendet werden. Besonders interessant und vielversprechend erscheint dabei die Technologie des Fackelzünders (Torch-Ignitor), welche ursprünglich im Brenner „Vesta“ der Firma Turbomeca [15] eingesetzt wurde (Bild 2.5).

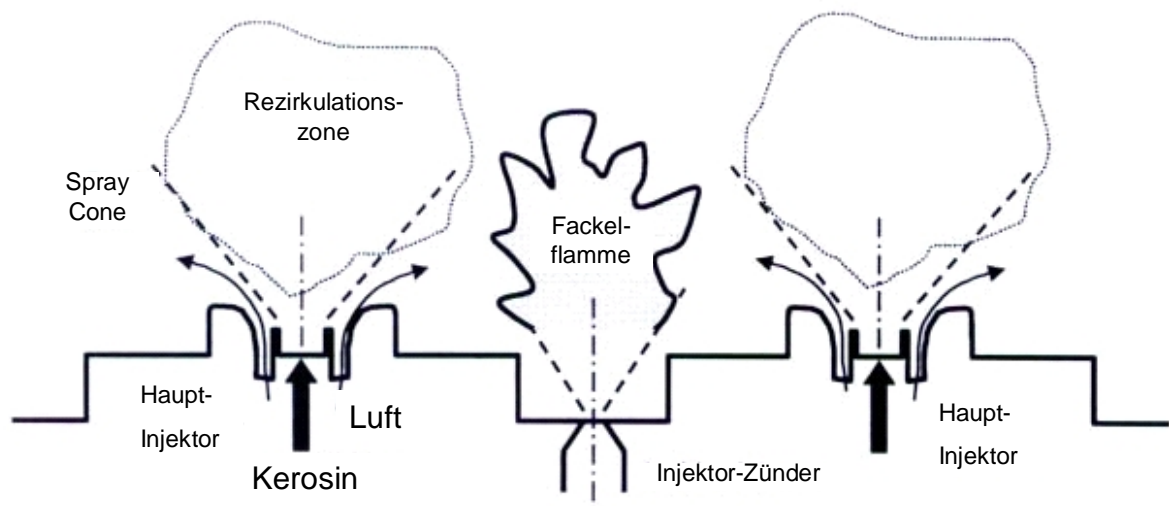


Bild 2.5: Prinzip des Fackelzünders (Torch-ignitor) nach [15]

In einer Ringbrennkammer mit Torch-Ignitor werden in der Regel die zwei von separaten Brennern produzierten Torch-Flammen (Fackelflammen) für die Zündung der restlichen 16 Brennkammern benutzt. Der Zündprozess kann in diesem Fall in zwei Schritte aufgeteilt werden.

Im ersten Schritt zündet eine konventionelle Zündkerze das durch die Starterdüse eingespritzte Kraftstoffspray. Die auf diese Weise erzeugte Fackelflamme transferiert eine ausreichende Energiemenge zum Kraftstoff-Luftgemisch, welches im Brenner bereits gebildet ist. Dadurch wird in der Brennkammer eine stabile Verbrennung gesichert. Schließlich breitet sich die Flamme zum Nachbarbrenner aus und entzündet die gesamte Brennkammer.

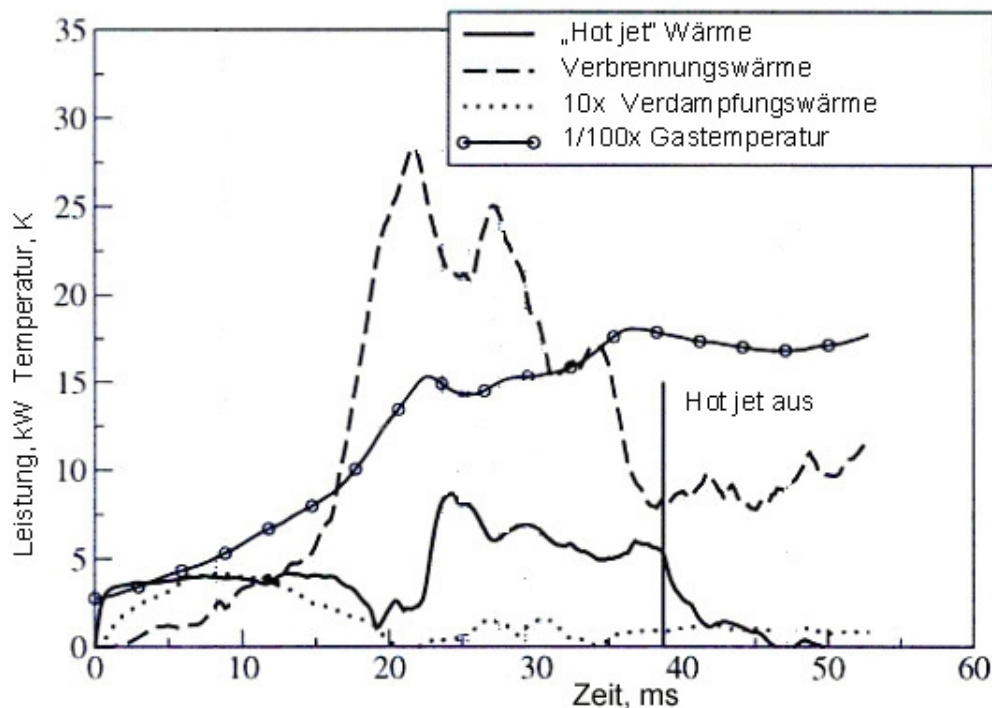


Bild 2.6: Zeitliche Entwicklung der Energieübertragung und der Gastemperatur [15]

Bild 2.6 illustriert den zeitlichen Verlauf aller relevanten Parameter während der Zündung in der Brennkammer. Im Verlauf der ersten zehn Millisekunden erhöht der heiße Strahl die Gastemperatur. Die in die heiße Umgebung eingebrachten Tropfen verdampfen dadurch deutlich schneller und bilden den Kraftstoffdampf. Während der ersten 15 Millisekunden der Reaktion wird nur ein geringer Anteil des Kraftstoffs verbrannt. Der unverbrannte Kraftstoff bewegt sich stromab und bildet in Folge der Verdampfung entlang der Primärzone einen akkumulierten Kraftstoffdampf. Dieser durch den heißen Strahl erwärmte Kraftstoffdampf vermischt sich mit der Luft und verbrennt demzufolge sehr schnell. Dabei wird eine relativ große Wärmemenge erzeugt, die im Endeffekt eine starke Druckwelle induziert.

Wenn die Fackelflamme erloschen ist, bleibt die Verbrennung stabil und die Verdampfungs- und Verbrennungsraten befinden sich im Gleichgewicht.

Eine andere Möglichkeit das Gemisch zu zünden stellen Glühkerzen dar. Die Glühkerzen finden eine breite Anwendung in Verbrennungsmotoren und Gasturbinen.

In einem Dieselmotor fungiert die Glühkerze als Zündquelle beim Kaltstart. Nachdem das Gemisch im Brennraum des Motors mit Hilfe der Glühkerze gezündet ist, läuft der Motor mit Selbstzündung weiter. Die Hauptfunktion der Glühkerze in einer Gasturbine ist das Wiederezünden, für den Fall dass die Flamme in Folge von Eis- oder Wassereintritt verlöscht.

Die Glühkerzen finden aber sehr beschränkten Einsatz, da eine sehr hohe Gefahr der Beschädigung von Turbinenschaufeln besteht, sofern Teile der abgebrannten Glühkerze abfallen.

Ein vergleichbares Zündprinzip liegt einer speziell entwickelten Heißflächenzündung zugrunde. Das Hauptproblem bei diesem Konzept ist eine zu hohe Wärmeabstrahlung durch die Platte. Ursache dafür sind die hohen Aktivierungszeiten. Wegen der extrem hohen Energieströme auf der Oberfläche ist die für die Gemischverdampfung und die Aufheizung auf die Zündtemperatur notwendige Energie zu gering.

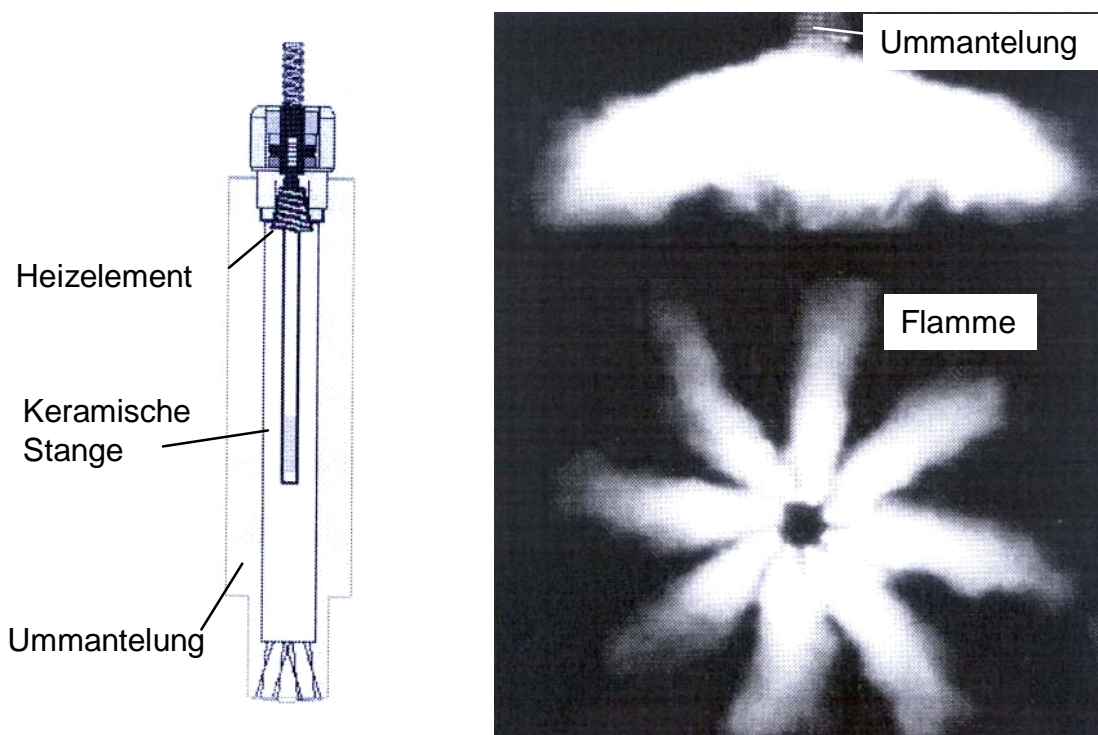


Bild 2.7: Fackelzünder (links) und die Fackelflamme (rechts) [11]

Das Konzept der Fackelzündung wurde auch in Kolbenmaschinen eingesetzt. Das im Bild 2.7 illustrierte Catalytic Plasma Torch (CPT), oder SMARTPLUG Konzept besteht aus einer keramischen Stange mit einem eingeklemmten Heizelement und einer Ummantelung aus katalytischem Edelstahl. Der katalytische Kern ist in eine Fassung eingebracht, welche eine in den Brennraum gerichtete Vorkammer bildet. Die katalytische Zündung im SMARTPLUG beginnt, sobald eine „frische Mischung“ das katalytische Element während der Verdichtung kontaktiert. Da die

Aktivierungsenergie in Folge der heterogenen Katalyse sehr niedrig ist, erfolgt die Zündung der Gasphase bei viel niedrigeren Zündungstemperaturen als normal.

Die Verbrennungsprodukte akkumulieren sich in der Vorkammer um den katalytischen Kern. Nachdem die notwendige Temperatur durch die Kompression erreicht ist, beginnt eine homogene Zündung in mehreren Punkten. Das Gemisch wird dann durch die Düsen am Ignitoraustritt eingespritzt. Die Düse verursacht dann eine verdrallte Fackelflamme, welche den Brennraum in kurze Zeit umfasst.

Um einen Verbrennungsprozeß zu initiieren, bei dem die Position des Zünders im Brennraum sehr flexibel eingestellt werden kann, ist die Entwicklung eines Zündsystems erforderlich, welches die notwendige Zündenergie in jede Position der Brennkammer transportiert. Die Möglichkeit einer Zündung im Kraftstoffspray soll ebenfalls in Betracht gezogen werden. Die Anforderungen an eine sichere Zündung können in diesem Fall mit der Anwendung einer Laserzündung erfüllt werden. Die Applikation der Laserzündung an einem direkteinspritzenden Verbrennungsmotor wurde bereits durch [44] getestet. Die Linse fokussierte den Laserstrahlpuls hoher Energie im Brennraum und generierte dadurch heißes Plasma in der Nähe des Fokuspunktes.

Die Ergebnisse der Experimente mit dem Smartplug-Zündsystem am Motor zeigten eine Kraftstoffverbrauchersparnis in einer Größenordnung von einigen Prozentpunkten sowie eine Emissionsminderung von 20% im Vergleich zum konventionellen Zündkerzensystem. Daher sollte auch die Applikation der Laserzündung an einem Triebwerk in Erwägung gezogen werden. Diese Möglichkeit ist aber in den kommenden Jahren noch nicht realisierbar.

### 3. Theorie der Zündung

Die Verbrennung in der Triebwerksbrennkammer wird durch die von der Zündkerze zum vorgemischten Kraftstoff-Luftgemisch zugeführte Energie initiiert.

Der Zündprozess selbst kann nach Lefebvre in drei Phasen unterteilt werden. Während der ersten Phase wird ein Zündkern gebildet. Die zweite Phase zeichnet sich durch das Wachstum des Zündkernes und die weitere Flammenausbreitung in der Brennkammer aus. Danach erweitert sich die Flamme von einem befeuerten Brenner zu den unbefeuerten Brennern, wodurch diese dementsprechend gezündet werden.

Bild 3.1 illustriert die drei Phasen der Zündung in einer Rohrbrennkammer. Hierbei wird die Flamme mittels eines Kanals zum Nachbarbrenner transportiert.

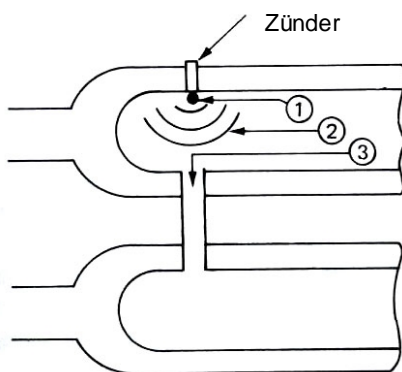


Bild 3.1: Dreistufige Struktur des Zündprozesses am Beispiel einer Rohrbrennkammer [37]

Besonders interessant erscheint für die Erforschung die erste Phase. Im ersten Schritt des Zündprozesses bildet sich während der Expansion des heißen Plasmas eine Explosionswelle. Alle Eigenschaften des Mediums sind durch diesen Effekt definiert. [64] Das heiße Plasma bildet dementsprechend einen Kanal, welcher den Zündprozess induziert. Im Kanal mit heißem Plasma werden während der Entladungsphase 60 000 K erreicht. Die Energieeffizienz der Wärmeübertragung auf das Gas liegt nahe 100 %.[46] Dieser Prozess läuft in einer Mikrosekundenskala ab. Bild 3.2 repräsentiert Simulationsergebnisse für diese Periode der Zündung.

Das Plasma expandiert in Folge der Wärmeleitung und der Zündkern bekommt eine sphärische Form. Da an dieser Stelle starke Wärmeverluste auftreten, sinkt die Temperatur im Zündkern bis auf 10 000 K und die Effizienz des Energietransfers zum Gas reduziert sich auf 50 %. Der Prozess findet im Mikro- und Millisekundenbereich statt. Wenn diese Periode beendet ist, wird die Zündenergie immer noch vom Zündsystem zu den Zündelektroden gesendet. Während dieser sogenannten „glühenden Entladung“ sinkt die Temperatur im Zündkern bis auf 3000 K und die Effizienz der Energieübertragung erreicht nur noch 30 %. Dies weist auf den Start der Zündkernentwicklung hin. Der Kern wird größer und propagiert mit einer laminaren Flammengeschwindigkeit [61].

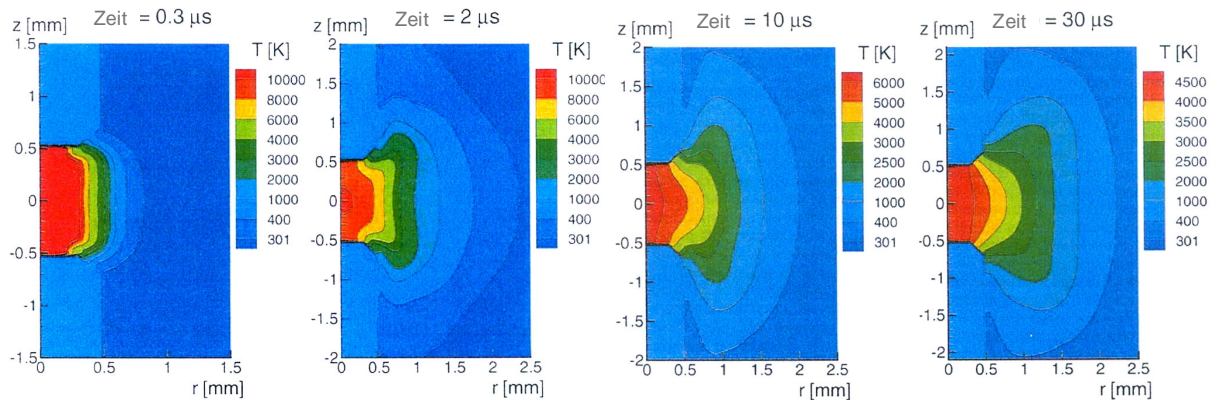


Bild. 3.2: Entwicklung des Flammenkernes für  $\text{CH}_4$ -Gemische [64]

Die erste Phase der Zündung (Position 1 im Bild 3.1) wurde von Mellor [47], Lewis und von Elbe [42], Fenn [20], Ballal und Lefebvre [5] untersucht. Fenn beschreibt ein bis zur Entflammungstemperatur durch die Zündkerze erwärmtes Volumenelement. Die Energiegenerierung durch die chemischen Reaktionen zweiter Ordnung ist gleich dem Wärmeverlust durch die Wärmeübertragung. Lewis und von Elbe haben vorgeschlagen, dass die durch die Zündquelle zugeführte minimale Zündenergie ein Wachstum des Zündkernes bis zum definierten Durchmesser ermöglichen soll. Bei diesem Durchmesser ist die abgeleitete Enthalpie gleich der durch die Verbrennung zugeführten Wärme.

$$E_{\min} = p d_q^2 \frac{k}{S_L} (T_f - T_0) \quad (3.1)$$

Eine ähnliche Theorie wurde von Mellor, Ballar und Lefebvre vorgeschlagen. In diesem Fall wurde angenommen, dass  $E_{\min}$  proportional zu  $d^2$  (Lewis and von Elbe) oder  $d^3$  (Mellor, Ballar and Lefebvre) ist. Ein sphärischer Zündkern wäre in jedem Fall viel korrekter.

Eine detaillierte Analyse der Zündkernentwicklung wurde von Herweg und Maly [30] vorgenommen. Die Enthalpieänderung eines offenen Systems wurde als Änderung der inneren Energie und der Expansionsarbeit dargestellt:

$$\frac{dH_k}{dt} = m_k \frac{dh_k}{dt} + h_k \frac{dm_k}{dt} = \frac{dU_k}{dt} + p \frac{dV_k}{dt} + V_k \frac{dp}{dt} \quad (3.2)$$

Der index k in der Gleichung weist auf den Zündkern hin. Da das Zeitinkrement in der Flammenkernbildung sehr klein ist, ist es möglich, die Druckerhöhung während dieser Periode zu vernachlässigen. In gleicher Weise korrespondiert die Steigerung der Kerntemperatur mit der Enthalpie. Es wird hierbei angenommen, dass  $c_{pk} \neq f(T)$ :



$$\frac{dh_k}{dt} = c_{pk} \frac{dT_k}{dt} \quad (3.3)$$

Die Massenverbrennungsrate kann aus den Einflussfaktoren

$r_u$  - Dichte des unverbrannten Gemisches

$A_k$  - Fläche des Flammenkernes

$s_{eff}$  - Effektive Geschwindigkeit des Flammenwachstums

$s_t$  - Turbulente Flammengeschwindigkeit

$s_{pl}$  - Geschwindigkeit der Plasmaausbreitung

wie folgt berechnet werden:

$$\frac{dm_k}{dt} = r_u A_k s_{eff} = r_u A_k (s_t + s_{pl}) \quad (3.4)$$

Nach dem ersten Hauptsatz kann die Änderung der inneren Energie folgendermaßen dargestellt werden:

$$\frac{dU_k}{dt} = \frac{dW_{sp}}{dt} + \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_L}{dt} - p \frac{dV_k}{dt} \quad (3.5)$$

wobei

$dW_{sp}$  - Zur Zündkerze zugeführte elektrische Energie

$dQ_L$  - Wärmeverluste an der Elektroden

$dQ_{ch}$  - Reaktionswärme

Die Reaktionswärme ist ein Produkt der Massenverbrennungsrate und der Enthalpie der Verbrennungsprodukte:

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \frac{dm_k}{dt} h_b \quad (3.6)$$

Der index b in der Gleichung (3.6) weist auf die Verbrennungsprodukte hin. Durch Kombination von Gleichung (3.2) und (3.6) erhält man nach einigen mathematischen Umformungen:

$$\frac{dT_k}{dt} = \frac{1}{m_k c_{pk}} \left[ \frac{dW_{sp}}{dt} + (h_b - h_k) r_u A_k s_{eff} - \frac{dQ_L}{dt} + V_k \frac{dp}{dt} \right] \quad (3.7)$$

Die Masse wird dargestellt als:

$$m_k = r_k V_k \quad (3.8)$$

$$\frac{dm_k}{dt} = r_k \frac{dV_k}{dt} + V_k \frac{dr_k}{dt} = r_u A_k S_{eff} \quad (3.9)$$

nach der Lösung:

$$\frac{dV_k}{dt} = \frac{r_k}{r_u} A_k S_{eff} + V_k \left[ \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{dt} - \frac{1}{P} \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.10)$$

Nach der Umformung bekommt man den Zündkernradius:

$$\frac{dr_k}{dt} = \frac{r_k}{r_u} S_{eff} + \frac{V_k}{A_k} \left[ \frac{1}{T_k} \frac{dT_k}{dt} - \frac{1}{P} \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.11)$$

Nach Mellor [47] wurde angenommen, dass sich die Zündkerzenenergie in der zur adiabaten Flammentemperatur erwärmten Sphäre befindet, deren Durchmesser wie folgt berechnet wird:

$$d_q = \left( \frac{E_{\min}}{\frac{P}{6} r_g c_{p,g} (T_f - T_0)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.12)$$

Wärmeverlust der Sphäre:

$$\mathcal{Q} = k p d_q^2 (dT/dr) \approx k p d_q (T_f - T_0) \quad (3.13)$$

Bei dieser einfachen Analyse wird der Temperaturgradient linear entlang des Radius approximiert.

Die Wärmeproduktionsrate kann als Produkt der Verbrennungswärme und Reaktionsrate dargestellt werden:

$$\mathcal{Q}_g = \Delta h_{comb} r V = \Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A \exp(-E/RT_f) k \frac{P}{6} d_q^3 \quad (3.14)$$

wobei die Reaktionsrate von Arrhenius in der Regel als Ergebnis der Zusammenwirkung von Kraftstoff und Sauerstoff in Form a+b angenommen wird. Das wird durch die Markierung der entsprechenden Konzentrationen ( $C_f^a$  und  $C_o^b$ ) gekennzeichnet.

Die Gleichung für die minimale Zündenergie wird auf der Basis von (3.12) dargestellt

$$E_{\min} = d_q^3 \frac{P}{6} r_g c_{p,g} (T_f - T_0) \quad (3.15)$$

Da die Wärmeverluste der Sphäre und die Wärmeproduktionsrate bei der Zündkernbildung gleich sind, kann diese Gleichung durch Einsetzen des Wärmeverlustes und des Terms für die Wärmeproduktion kombiniert werden und mit dem Term (3.12) für den Sphärendurchmesser wie folgt erweitert werden:

$$kp(T_f - T_0) = \Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A \exp(-E / RT_f) k \frac{P}{6} d_q^2 \quad (3.16)$$

Die Gleichung für die minimale Zündenergie kann durch Einsetzen des Wärmeverlustes und des Terms für die Wärmeproduktion kombiniert werden und mit dem Term für den Sphärendurchmesser (3.12) beschrieben werden:

$$E_{\min} = r \cdot c_p \cdot \frac{P}{6} \cdot (T_f - T_0) \left( \frac{6k(T_f - T_0)}{\Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A e^{\frac{-E}{RT_f}}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.17)$$

Die Gleichung für die minimale Zündenergie ist in der Lage, die Zündparameter vorherzusagen, wenn die Aktivierungsenergie und die Reaktionsfolge bekannt sind.

Zusammenfassend soll angemerkt werden, dass der Zündkern für den Fall existieren kann, wenn die durch Verbrennung zugeführte Wärme größer als die Wärmeverluste ist. Die Wärmefreisetzung wird hauptsächlich durch das Luft- Kraftstoffverhältnis und durch die von der Zündfunkenenergie abhängige Temperatur definiert.

Andererseits, sind die Wärmeverluste des Zündkerns durch das Strömungsfeld an den Zündelektroden definiert.

Das Strömungsfeld in der Brennkammer beeinflusst die nächste Zündphase (Position 2 im Bild 3.1). Die Flammenausbreitung wird auch durch die Position des Zünders bestimmt. Die Bestimmung der Zündkerzenposition wie auch das Strömungsfeld in der Brennkammer bieten bezüglich der Flammenausbreitung Optimierungsansätze. Der Flammenkern sollte auf eine Weise in die Stabilisierungszone eintreten, dass er dem Risiko mit der Flamme ausgeblasen zu werden, nicht ausgesetzt wird.

In den alten Rohrbrennkammern war die dritte Zündphase (Position 3 im Bild 3.1) auch von der Position des Interkonnectors abhängig. Die große Fläche des Interkonnectors trug zur Flammenweiterleitung bei. Während der dritten Phase wird die Verbrennung zu den Nachbarbrennern weitergeleitet. Es soll hierbei eine schnelle und sichere Zündung in jedem Brenner gewährleistet werden. Bei den Ringbrennkammern (ohne Interkonnectors) spielt die Position der Nachbarbrenner und die Flammenstruktur eine wichtige Rolle während der dritten Phase. Gleichzeitig sollte die Länge zwecks Wärmeverlustreduzierung minimiert werden.

## 4. Simulationsmethoden

### 4.1. CFD-ACE Simulation

Die Berechnungen mit CFD-ACE basieren auf der Nutzung von Gleichungssystemen der numerischen Strömungsmechanik (computational fluid dynamics CFD) [1]. CFD wird genutzt, um komplizierte Strömungsvorgänge, wie sie auch in der Brennkammer vorliegen zu simulieren. Mit den Navier-Stokes-Gleichungen können Strömungsgeschwindigkeiten und die Druckverteilungen im newtonschen Fluid komplett beschrieben werden. Die Gleichungen bestehen aus einem System von nichtlinearen Differentialgleichungen 2. Ordnung.

Die Navier-Stokes Gleichung wird in allgemeiner Form wie folgt dargestellt [1], [75]:

$$\rho \frac{u}{t} + \rho(u \times \nabla)u = -\nabla p + \eta \Delta u + (\lambda + \eta) \nabla(\nabla \times u) + f = 0 \quad (4.1)$$

Hierbei beschreibt der Vektor  $f$  den Einfluß der Volumenkräftdichte der Feldkräfte.  $\lambda$  und  $\eta$  sind die Turbulenzviskosität und die spezifische Viskosität des Mediums.

Um die Strömung kompressibler Fluide beschreiben zu können, werden die Navier-Stokes-Gleichungen für kompressible Fluide herangezogen. Dieses Gleichungssystem gilt für ein ideales Gas und bestehen insbesondere aus den Gleichungen der Massenerhaltung

$$\partial_t \rho + \nabla_x m = 0, \quad (4.2)$$

und der Impulserhaltung

$$\partial_t m_i + \sum_{j=1}^3 \partial_{x_j} (m_i v_j + p \delta_{ij}) = \sum_{j=1}^3 \partial_{x_j} S_{ij} + \rho f_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (4.3)$$

( $\delta_{ij}$  - Kroneckertensor;  $f_i$  -  $i$ te Komponente des Gravitationsvektors).

Dazu kann der viskose Spannungstensor mit Hilfe der dynamischen Viskosität  $\mu$  wie folgt beschrieben werden:

$$S_{ij} = \mu \left[ \left( \partial_{x_j} v_i + \partial_{x_i} v_j \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \sum_{k=1}^3 \partial_{x_k} v_k \right], \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (4.4)$$

Die Gleichung für die Energieerhaltung

$$\partial_t \rho E + \nabla_x (Hm) = \sum_{j=1}^3 \partial_{x_j} \left( \sum S_{ij} v_i - W_j \right) + q - \rho u \times g \quad (4.5)$$

wird unter Berücksichtigung der Enthalpie

$$H = E + \frac{P}{\rho} \quad (4.6)$$

aufgeschrieben.

Der Wärmefluss wird hierbei mit Hilfe des Wärmeleitkoeffizienten  $\kappa$  als Produkt dargestellt:

$$W_j = -\kappa \partial_{x_j} T. \quad (4.7)$$

Die totale Energie pro Einheitsmasse besteht aus innerer, kinetischer und potentieller Energie:

$$E = e' + \frac{1}{2}|u|^2 + h|g|. \quad (4.8)$$

Die vier Gleichungen (4.2), (4.3), (4.5) und (4.8) bilden ein Gleichungssystem mit fünf Variablen. Die Zustandsgleichung (4.9) komplettiert das System:

$$p = (\gamma - 1)\rho \left( E - \frac{1}{2}|u|^2 - h|g| \right), \quad (4.9)$$

wobei die Adiabatenexponent  $\gamma = c_p / c_v$ .

Mit diesem Gleichungssystem kann man Strömungen kompressibler Fluide berechnen. Wird die Dichte als Konstante betrachtet, kommt man zur vereinfachten Navier-Stokes-Gleichung. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass die Dichte des Fluids in der Strömung gleich bleibt:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = -\nabla p + \nu \Delta u + f, \quad \nabla u = 0 \quad (4.10)$$

Um solche Gleichungssysteme lösen zu können, kommen hauptsächlich drei Lösungsansätze zum Einsatz. Dies sind die finite Differenzen Methode, die finite Volumen Methode und die finite Elemente Methode. Diese Methoden sind numerische Näherungsverfahren, deren Basis die Diskretisierung des Problems in einem Rechengitter ist.

Für die CFD-ACE Berechnungen wurde das finite-Volumen-Verfahren (FVM) eingesetzt. Dazu wird die integrale Form der Erhaltungsgleichungen benutzt. Dadurch werden Lösungen zugelassen, die für die Navier-Stokes-Gleichungen typisch sind. Auch werden geringere Anforderungen an die Gitterzellen gestellt, wodurch auch unstrukturierte und flexible Geometrien erlaubt sind.

Eine umfangreiche Studie zur Anwendung von Turbulenzmodellen in Gasturbinenbrennkammern wurde von Haag [28] durchgeführt.

Während der Simulationsrechnungen im CFD-ACE wurden k-ε- und RNG-k-ε Modelle verwendet. Das k-ε-Modell ist ein nach der Reynoldszahl gemitteltes

Simulationsmodell der Navier-Stokes-Gleichungen. In der Literatur sind mehrere Varianten dieser Methode beschrieben. In den Grundformen werden Gleichungen zur Verfügung gestellt, mit denen die turbulente kinetische Energie  $k$  und dessen Dissipationsrate  $\varepsilon$  bestimmt werden können. In CFD-ACE wird das Modell von Launder und Spalding (1974) [37] benutzt. In diesem Modell wird die turbulente Viskosität durch

$$\nu_t = \frac{C_m k^2}{\varepsilon}$$

ausgedrückt.

Die Transportgleichungen für  $k$  und  $\varepsilon$  sind:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \rho p - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = C_{\varepsilon 1} \frac{\rho p \varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4.12)$$

Druck  $p$  ist definiert als:

$$p = \nu_t \left( \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \quad (4.13)$$

wobei  $C_\mu$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$  sind dabei Konstanten, deren Werte experimentell ermittelt worden sind und für Standardfall Luftströmung folgende Werte annehmen [75]:

$$\begin{aligned} C_\mu &= 0,09, \\ C_{\varepsilon 1} &= 1,44, \\ C_{\varepsilon 2} &= 1,92, \\ \sigma_k &= 1,0, \\ \sigma_\varepsilon &= 1,3. \end{aligned}$$

Da im wandnahem Bereich die viskosen Effekte stärker als die turbulenten Effekte sind, kann das  $k$ - $\varepsilon$  Modell hier zur Simulation nicht eingesetzt werden. Um dies auszugleichen, werden an dieser Stelle sogenannte „Wandfunktionen“ zur Berechnung der Fluidstruktur und des Strömungsfeldes eingesetzt.

In der Nähe der Wand für eine parallele Geschwindigkeit  $u^+$  gilt

$$u^+ = y^+ \quad \text{bei } u^+ \leq y_v^+$$

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(E y^+) \quad \text{bei } u^+ \geq y_v^+$$

mit der viskosen Subschichtdicke  $y^+$ :

$$y^+ = y \frac{u_\tau}{\nu}$$

Weiter gilt:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau}$$

$$u_\tau = C_\mu^{1/4} k^{1/2}$$

Die Konstanten E und k werden experimentell ermittelt [75]. Für glatte Wände können  $k = 0,4$  und  $E = 9,0$  benutzt werden.

Der Energietransport und die Dissipation in der Nähe der Wand wird berechnet:

$$\rho p = \tau_w \frac{\partial u}{\partial y} = \rho u_\tau^2 \frac{\partial u}{\partial y} = \rho u_\tau \frac{u}{u^+} \frac{u}{y} \quad (4.14)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{u_\tau^3 u^+}{y} = \frac{u_\tau u^+ C_\mu^{1/2} k}{y} \quad (4.15)$$

Von Yakhot und Orszag [72] [73] wurde 1986 eine Variation des Standard k-ε Modells entwickelt. Dieses Modell wurde in den CFD-ACE Berechnungen eingesetzt. Dabei ersetzt die sogenannte Renormalization Group (RNG) systematisch die kleinsten Maßstäbe der Bewegung. Dieses Modell wurde 1992 von Yakhot nochmals modifiziert.

Die Gleichungen zur Bestimmung von k wurden analog dem Standard k-ε Modell formuliert. Allerdings werden veränderte Konstanten eingesetzt:

$$C_\mu = 0,085$$

$$C_{\varepsilon_2} = 1,68$$

$$\sigma_k = \sigma_\varepsilon = 0,7179$$

Der Koeffizient  $C_{\varepsilon_1}$  wird in Form einer Funktion der Viskosität  $\eta$  dargestellt:

$$C_{\varepsilon_1} = 1.42 \cdot \frac{\eta \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (4.16)$$

wobei

$$\eta = \frac{S \times k}{\varepsilon}, \quad (4.17)$$

und

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \quad (4.18)$$

Die Konstanten  $\eta_0$  und  $\beta$  werden experimentell ermittelt:

$$\eta_0 = 4,38 \text{ und } \beta = 0,015.$$

Der mittlere Veränderungstensor  $S_{ij}$  wird aus der Beziehung

$$S_{ij} = \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \times V \delta_{ij} \right] \quad (4.19)$$

bestimmt.

Die Gleichungen für  $k$  und  $\varepsilon$  sind nicht in der Wandfunktion integriert, weil das RNG  $k$ - $\varepsilon$  Turbulenzmodell für die hohen Reynoldszahlen vorgesehen ist. Daher spezifizieren die Wandfunktionen die  $k$ - $\varepsilon$ -Werte als Randbedingungen.

#### 4.2. Modellierung im AVL-FIRE

Da im Rahmen dieser Arbeit für die Simulation der Gemischbildung in der Brennkammer neben CFD-ACE auch das Programm AVL FIRE eingesetzt wurde, sollte an dieser Stelle die Besonderheiten dieser Software kurz erwähnt werden.

AVL FIRE wurde ursprünglich für die Simulation innenmotorischer Prozesse konzipiert. Daher verfügt diese Software über die Werkzeuge und Module, welche vor allem für die Simulation einer Kolbenmaschine notwendig sind [45]. So wird in diesem Code eine „Moving Mesh“ Option eingeführt, um die Kolbenbewegung simulieren zu können. Die in der Programmbibliothek vorhandenen Module dienen auch der Simulation einer nicht kontinuierlichen Kraftstoffeinspritzung sowie der Zündung von diesel- und ottomotorischen Kraftstoffen.

Die Programmoberfläche ist aber stärker auf die Simulation von Verbrennungsmotoren ausgerichtet. Das integrierte Spraymodul erlaubt keine Simulation der kontinuierlichen Einspritzung, sondern nur temporäre Einspritzstöße. Daher ist eine Modellierung der Gemischbildung in einer Gasturbinenbrennkammer im Vergleich zu CFD-ACE deutlich aufwendiger. Der gravierendste Nachteil einer AVL FIRE Simulation besteht darin, dass eine Erstellung von zweidimensionalen rotationssymmetrischen Modellen unmöglich ist. Bei der Berechnung von 3D-Modellen ergeben sich im FIRE deutlich höhere Berechnungszeiten im Vergleich zu CFD-ACE. Zudem erfordert die Modellerstellung, speziell die Netzgenerierung und die Beschreibung von Randbedingungen, in FIRE deutlich mehr Aufwand. Aus diesem Grund wird FIRE zur Simulation der Gemischbildung in einer Brennkammer als weniger flexible Applikation angesehen und nur zur Verifizierung der CFD-ACE Simulationen eingesetzt.

#### 4.3. Zündungsunterprogramm

Die vorhandenen CFD-Werkzeuge liefern in Folge der Berechnung Informationen über die Strömungsfelder innerhalb der Brennkammer und charakterisieren die



Sprayzerstäubung. Da diese Information noch nicht ausreichend ist, um Aussagen über die Zündbarkeit des Gemisches zu treffen, muss noch ein zusätzliches Modell zur Berechnung der Zündwilligkeit eingeführt werden. Die meisten CFD – Pakete berechnen mit ausreichender Genauigkeit die Strömungsfelder, Sprays sowie die Verbrennung in der Triebwerksbrennkammer. Das Hauptproblem der heutigen CFD-Berechnungen ist die Simulation des Zündvorganges.

Einige Softwarepakete, wie z. B. AVL FIRE verfügen über implementierte Zündungsmodule, mit deren Hilfe die Zündung modelliert werden kann. Der Einsatz dieser Module für die Abbildung eines Zündprozesses in der Triebwerksbrennkammer ist nicht möglich, da die Stoffeigenschaften von Benzin und Kerosin, sowie die Reaktionsmechanismen bei der Zündung im Ottomotor und in Brennkammer unterschiedlich sind. [48]

Für die Simulation der Zündung in einer Triebwerksbrennkammer wurde eine Zündsubroutine eingesetzt, welche die Verteilung der minimalen Zündenergie entlang der Brennkammerwand berechnet.

Die Subroutine verwendet die bereits im CFD berechneten Informationen über die Gemischzustände in der Brennkammer als Eingabe. Die in Folge einer zweidimensionalen numerischen Simulation berechneten Zweiphasenströmungen in einer Brennkammer stellen die Basis für die nachfolgende Zündungsmodellierung dar. Das Gasströmungsfeld wird durch die Lösung der Navier-Stokes Gleichungen mit Hilfe des  $k-\epsilon$  Turbulenzmodells simuliert. Das Zerstäubungsmodell für die Flüssigkeitsphase wurde mittels Lagrange-Gleichungen erstellt. Die bereits für die gegebene Brennkammergeometrie berechneten Strömungsparameter sowie die physikalischen Größen, welche die Gemischbildung beschreiben, werden als Eingangsparameter für die nachfolgende Zündungskalkulation angenommen.

Die Berechnung der minimalen Zündenergie beruht auf einem Zündfunkenmodell von Mellor [47]. Er beschreibt den Zündfunken in seiner Annahme, als eine in der Sphäre gleichmäßig verteilte Energie, welche bis auf das Niveau der Entflammungstemperatur erwärmt ist. Der Sphärendurchmesser errechnet sich aus folgender Beziehung:

$$E_{\min} = \frac{P}{6} r_g c_{p,g} (T_f - T_0) d_q^3 \quad (4.20)$$

Diese Methode wurde ursprünglich von Quarty vorgeschlagen [48]. Die auf dieser Methode basierende Subroutine für die Berechnung der minimalen Zündenergie ist von Stauer [60] geschrieben und dann am Lehrstuhl VFA [10] optimiert.

Die Beschreibung der Phase des Zündprozesses, welche die Energiezuführung zum Zündmedium durch die Zündkerze und die Zündkernentstehung beinhaltet, ist nur mit großem Aufwand in mathematische Formen zu fassen. Des Weiteren sind sämtliche Phänomene der Ionisierung der Stoffe im Mündungsbereich immer noch nicht genau erforscht. Aus diesen Gründen sollte im Rahmen dieser Modellbildung auf diese Zündperiode verzichtet werden.

Während der Funkenentladung expandiert der Zündkern. Nachfolgend bildet sich eine Druckwelle, welche sich mit lokaler Schallgeschwindigkeit ausbreitet. Daher ist

es sinnvoll, den Zündprozess als isobare Volumenvergrößerung anzusehen. Aufgrund der sehr komplexen physikalischen Prozesse, die während der Zündung ablaufen, beschränkt sich das im folgenden dargestellte Modell nur auf die nach der Funkenentladung auftretenden Phänomene.

Bei der Modellierung des Zündkernes wurde angenommen, dass der Außendruck und die Außentemperatur als Randbedingungen konstant bleiben.

Die Masse und die Gemischzusammensetzung in Zündkerzennähe bleiben während der Funkenentladungsphase erhalten. In der Sphäre wird ein ideales Gas als unverändert angenommen. Der Durchmesser der Sphäre, deren Temperatur auf die adiabate Flammentemperatur erhöht ist, berechnet sich nach der Gleichung (4.20).

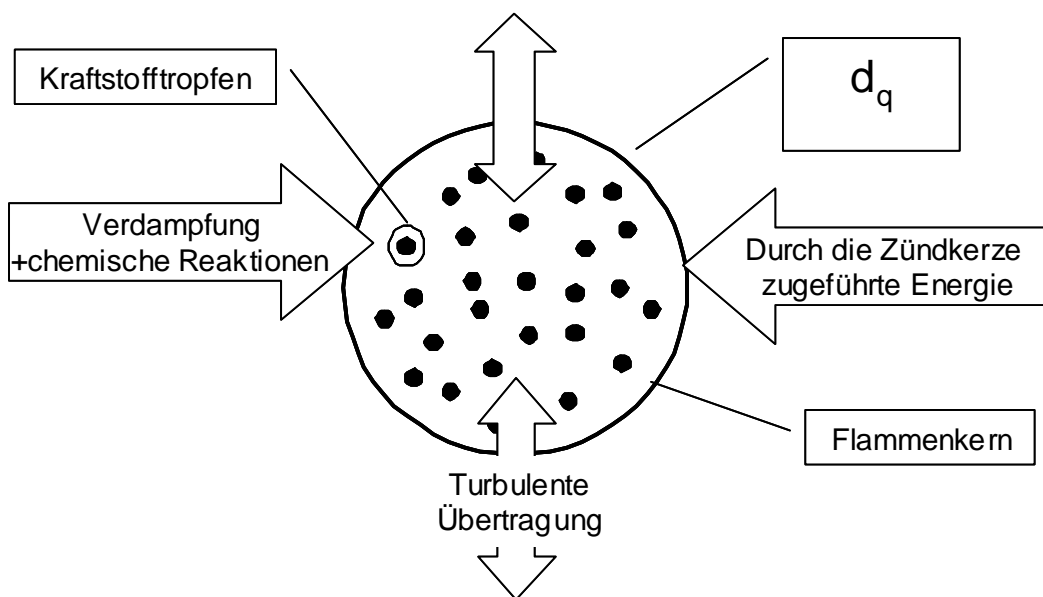


Bild 4.1: Sphärischer Zündkern. Schematische Darstellung [48]

Insofern die Strahlung aus der Zündsphäre vernachlässigt ist, kann die Wärmeübertragung in der folgenden Form als Summe berechnet werden:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V r T dV = - \int_S r T \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} + \int_S k \nabla T \cdot \mathbf{n} dS + \int_V \dot{q} dV \tag{4.21}$$

Hierbei stellen  $S$  und  $V$  entsprechend das Zündkernvolumen und die Zündkernoberfläche dar. Der Vektor  $\mathbf{n}$  bezeichnet den Normalenvektor zur Oberfläche und Vektor  $\mathbf{v}$  beschreibt die Geschwindigkeit der Gasströmung an der Oberfläche.

Es wird angenommen, dass sich die Zündkernprozesse zum bestimmten Zeitpunkt im Gleichgewicht befinden. Somit gilt  $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ . Weiterhin wird die Kerngeschwindigkeit vernachlässigbar klein im Vergleich zur Fluidgeschwindigkeit.

$$-\int_S k \nabla T \cdot \mathbf{n} dS = \int_V \dot{q} dV \quad (4.22)$$

Obwohl der Temperaturgradient auf der Kernoberfläche konstant ist, kann eine lineare Abnahme entlang des Radius nach Mellor [47] approximiert werden

$$\nabla T = 2 \frac{(T_f - T_0)}{d_q} \quad (4.23)$$

Die notwendigen Erkenntnisse über die Reaktionstemperatur wurden mit Hilfe einer Interpolationsfunktion für die Temperaturerhöhung bei einer adiabaten Kerosinverbrennung nach Rachner [51] gewonnen. Die Abhängigkeit der Verbrennungstemperatur nach Rachner wurde in Form eines Polynoms sechster Ordnung als Funktion des Äquivalenzverhältnisses beschrieben:

$$\Delta T = (T_f - T_0) = -55,039f^6 + 533,29f^5 - 2054,8f^4 + 4325,9f^3 - 6187f^2 + 5283,7f \quad (4.24)$$

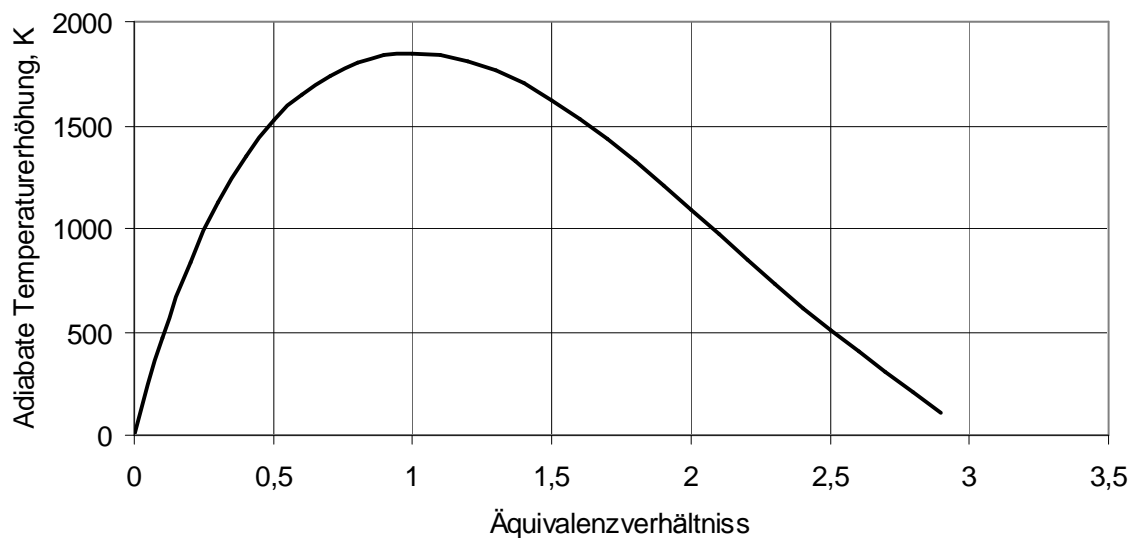


Bild 4.2: Temperaturerhöhung für Kerosin [51]

Da die Umgebungstemperatur in der Brennkammer konstant ist, wird auch der Temperaturgradient als konstant angenommen. Unter Berücksichtigung der konstanten Prandtlzahl und der konstanten Wärmekapazität auf der Kernoberfläche gilt:

$$2kp d_q^3 (T_f - T_0) = 2 \frac{h}{Pr} p d_q^3 (T_f - T_0) = \int_V \dot{q} dV \quad (4.25)$$

In der Gleichung (4.25) wurde angenommen, dass die Temperatur im Zündkerzenkern hoch genug ist, um eine schnelle Verdampfung der im Kernvolumen befindlichen Kraftstofftropfen zu initiieren. Die Kraftstofftropfen sind dabei gleichmäßig verteilt und die Reaktions- und Vermischungszeiten sind hoch genug. Im Flammenkern wird der Kraftstoffdampf bei einer adiabaten Flammentemperatur in die Verbrennungsprodukte umgewandelt. Die Reaktionsrate ist gleich der konstanten Reaktionsrate im Flammenkern.

Basierend auf dieser Annahme und unter Berücksichtigung von experimentell ermittelten Werten für die Aktivierungsenergie [59] [69], kann der Quellterm (4.22) folgenderweise umgeschrieben werden:

$$\int_V \dot{q} dV = \Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A e^{\frac{-E}{RT_f}} \frac{p}{6} d_q^3 - q_{evap} \quad (4.26)$$

wobei  $q_{evap}$  die für die Tropfenverdampfung notwendige Wärme darstellt. Die chemischen Reaktionen im Zündkern sind unter Annahme eines Gleichgewichts modelliert. Eine detaillierte Diskussion der chemischen Reaktionen ist in [60] angegeben.

Es ist möglich, die Tropfenoberflächenverbrennung und die Tropfenverdampfung an dieser Stelle zu vernachlässigen. Da die Reaktionen im Flammenkern unter isobaren Bedingungen ablaufen, kann auch der Druckeinfluss an dieser Stelle vernachlässigt werden. Die Lösung der Integralgleichung (4.26) für die minimale Zündenergie der unbeweglichen Gemische ohne Tropfenverdampfung kann dann wie folgt dargestellt werden:

$$E_{min} = r_g C_{p,g} \frac{p}{6} (T_f - T_0) \left( \frac{12k_g (T_f - T_0)}{\Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A e^{\frac{-E}{RT_f}}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (4.27)$$

Es ist in jedem Fall wichtig, außer der für die Tropfenverdampfung notwendigen Wärme auch die Energie aus der Tropfenverbrennung zu berücksichtigen. Die Gleichung für die Wärme eines einzelnen Tropfen kann wie folgt bestimmt werden:

$$m_d c_{p,d} \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{q} d^2 p - \dot{m}_{evap} \Delta h_{evap} \quad (4.28)$$

Die Größe der notwendigen Latentwärme, welche als Differenz zwischen flüssigen und verdampftem Jet A-1 berechnet wird, wurde von Gracia-Salcedo vorgeschlagen [24]

$$\Delta h_{evap} = 33339,03 \cdot (684,26 \cdot k - T)^{0,38} \quad (4.29)$$

die Verdampfungsrate kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_{evap} = 2pdr_g \Gamma_g Sh \ln(1+B) \quad (4.30)$$

Die Sherwoodzahl wird durch die Reynolds- und Schmidtzahlen nach Lefebvre approximiert und mit dem Korrektions-term von Ranz und Marshall erweitert [54]

$$Sh = 1 + \frac{0,276\sqrt{Re}Sc^{0,3333}}{\left(1 + \frac{1,232}{Re}Sc^{1,3333}\right)^{0,5}} \quad (4.31)$$

die Schmidtzahl wird durch Viskosität und Diffusivität bestimmt:

$$Sc = \frac{\eta}{\Gamma_g} \quad (4.32)$$

Rachner empfiehlt die temperatur- und druckabhängige Annäherung:

$$\Gamma_g = 2,54567e^{-5} \frac{T^{1,75}}{P} \quad (4.33)$$

Die Kombination aus Dichte und Diffusion ist bei der Untersuchung der Verdampfungsprobleme sehr wichtig. Unter Berücksichtigung der entsprechenden Massenanteile des Kraftstoffs und der Luft  $Y_f$  und  $Y_a$  folgt die Gaszustandsgleichung für das ideale Gas:

$$\Gamma_g = \frac{P}{RT \left( \frac{Y_f}{M_f} + \frac{Y_a}{M_a} \right)} \quad (4.34)$$

Verwendet man die Stoffeigenschaften von Rachner, kann das Produkt aus Dichte und Diffusion folgendermaßen definiert werden:

$$r_g \Gamma_g = 3,061724e^{-9} \frac{T^{0,75}}{R \left( \frac{Y_f}{167,31462} + \frac{Y_a}{28,964} \right)} \quad (4.35)$$

die notwendige Stoffübertragungszahl wird nach Mellor bestimmt:

$$B = \frac{c_p (T - T_s)}{\Delta h_{evap}} \quad (4.36)$$

wobei  $T_s$  die Tropfenoberflächentemperatur ist.

Unter der Vereinfachung, dass die Tropfenoberflächentemperatur gleich der Tropfentemperatur ist und unter der Voraussetzung einer unendlich schnellen Reaktion, kann die Stoffübertragungszahl für die Tropfenoberflächenverbrennung nach Dryer [18] korrigiert werden:

$$B = \frac{c_p (T - T_d) + \left( \frac{Y_o \Delta h_{comb}}{s} \right)}{\Delta h_{evap}}. \quad (4.37)$$

$T_d$  ist die Tropfentemperatur und  $Y_o$  der Sauerstoffmassenanteil unter atmosphärischen Bedingungen. Der stöchiometrische Sauerstoffgehalt in diesem Fall bekommt den Wert von  $s = 3,394$  [60].

Somit kann die Verdampfungsrate aufgrund der Gleichungen (4.30), (4.35) und (4.37) bestimmt werden:

$$\dot{m}_{evap} = 6,122 \cdot p \cdot d \cdot e^{-9} \frac{T^{0,75}}{R \left( \frac{Y_f}{167,31462} + \frac{Y_a}{28,964} \right)} Sh \ln \left( 1 + \frac{c_p (T - T_d) + \left( \frac{Y_o \Delta h_{comb}}{s} \right)}{\Delta h_{evap}} \right) \quad (4.38)$$

Unter der Voraussetzung einer optimalen Verbrennung entspricht die in Folge der Tropfenverbrennung realisierte Wärme der Differenz zwischen der spezifischen Verdampfungs- und Verbrennungswärme:

$$\dot{Q}_{comb} = 2p d r_g \Gamma_g Sh \ln \left( 1 + \frac{c_p (T - T_d) + \left( \frac{Y_o \Delta h_{comb}}{s} \right)}{\Delta h_{evap}} \right) (\Delta h_{evap} - \Delta h_{comb}). \quad (4.39)$$

Die in Folge der Tropfenverbrennung realisierte Wärme für die Tropfenmenge  $n$  kann als Produkt bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{comb\Sigma d} = \dot{Q}_{comb} \cdot n \quad (4.40)$$

wobei  $n$  in diesem Term mit dem Zündkernvolumen und dem Sauterdurchmesser abgebildet wird:

$$n = \frac{X_{fd} d_q^3 r_g}{d_{32}^3 r_f}. \quad (4.41)$$

Hier ist  $X_{fd}$  der Masseanteil der Tropfen im Volumen  $V$ . Durch eine Kombination aus den Gleichungen (4.28) und (4.41) wird die minimale Zündenergie unter Berücksichtigung der Tropfenverdampfung definiert:

$$E_{min} = r_g C_{p,g} \frac{p}{6} (T_f - T_0) \left( \frac{2p k_g (T_f - T_0)}{\frac{6}{p} \Delta h_{comb} C_f^a C_o^b A e^{\frac{-E}{RT_f}} - \dot{m}_{evap} \frac{X_{fd} a r_g}{d_{32}^3 r_f} (\Delta h_{evap} - \Delta h_{comb})} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (4.42)$$

Der Wert der Verdampfungsrate  $\dot{m}_{evap}$  kann aus der Gleichung (4.38) berechnet werden.

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Simulation der folgenden Flammenausbreitung ist die Flammengeschwindigkeit. Die experimentellen Messungen der laminaren Verbrennungsgeschwindigkeiten (Bild 4.3) wurden von Warnatz [68] durchgeführt.

Die Werte der laminaren Flammengeschwindigkeit werden aufgrund der von Warnatz vorgeschlagenen Gleichungen bestimmt. Eine detaillierte Herleitung der Gleichung für die laminare Flammengeschwindigkeit ist in der Arbeit von Stauer [60] dargestellt:

$$S_L = \sqrt{\left( 2 \frac{k C_f^a C_o^b A e^{\frac{-E_a}{RT_f}}}{r_g c_p C_f M_f (T_f - T_0)} \right)} \quad (4.41)$$

Die laminare Flammengeschwindigkeit ist hier von der thermischen Diffusion, die als Quotient des Wärmeübertragungskoeffizientes  $\frac{k}{r_g c_p}$  bestimmt werden kann, der Konzentrationen der Reagenten, des Exponentialfaktors A, exponentialen Term und der Flammentemperatur abhängig.

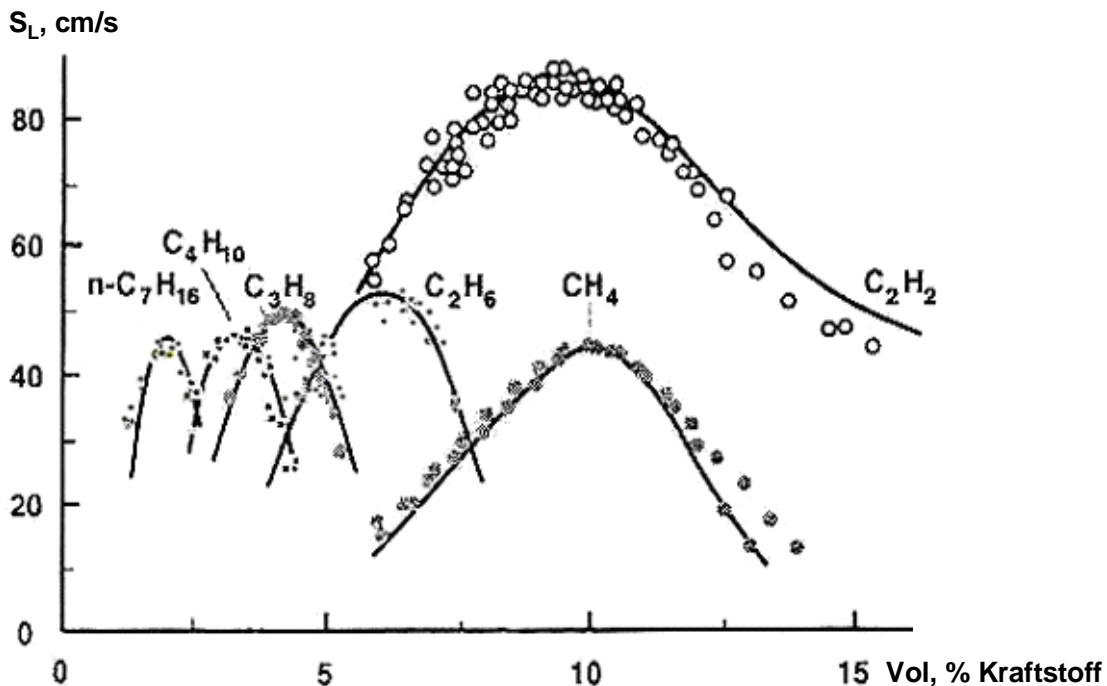


Bild 4.3: Experimentelle Daten für laminare Verbrennungsgeschwindigkeiten von Hydrokarbonaten [68]

Obwohl diese Approximation der laminaren Flammgeschwindigkeit keine exakten Geschwindigkeitswerte liefert, soll sie die fundamentalen Mechanismen der Flammenausbreitung repräsentieren.

Die Richtung der Flammenfrontausbreitung wird als normalisierter Gradient des Äquivalenzverhältnisses modelliert und ist vom Temperaturanstieg abhängig. Bild 4.4 zeigt simulierte Flammenausbreitungsvektoren auf Basis der Auswertung der Simulationsergebnisse von Kraftstoffzerstäubung und Verdampfung (Bild 4.4 oben). Die Werte der rechts dargestellten Skala entsprechen der laminaren Flammgeschwindigkeit. Die Vektoren in Bild 4.4 unten geben die Trajektorien der Flammenausbreitung wieder, wobei die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit in diesem Fall als Summe der laminaren Flammgeschwindigkeit und der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt wird.

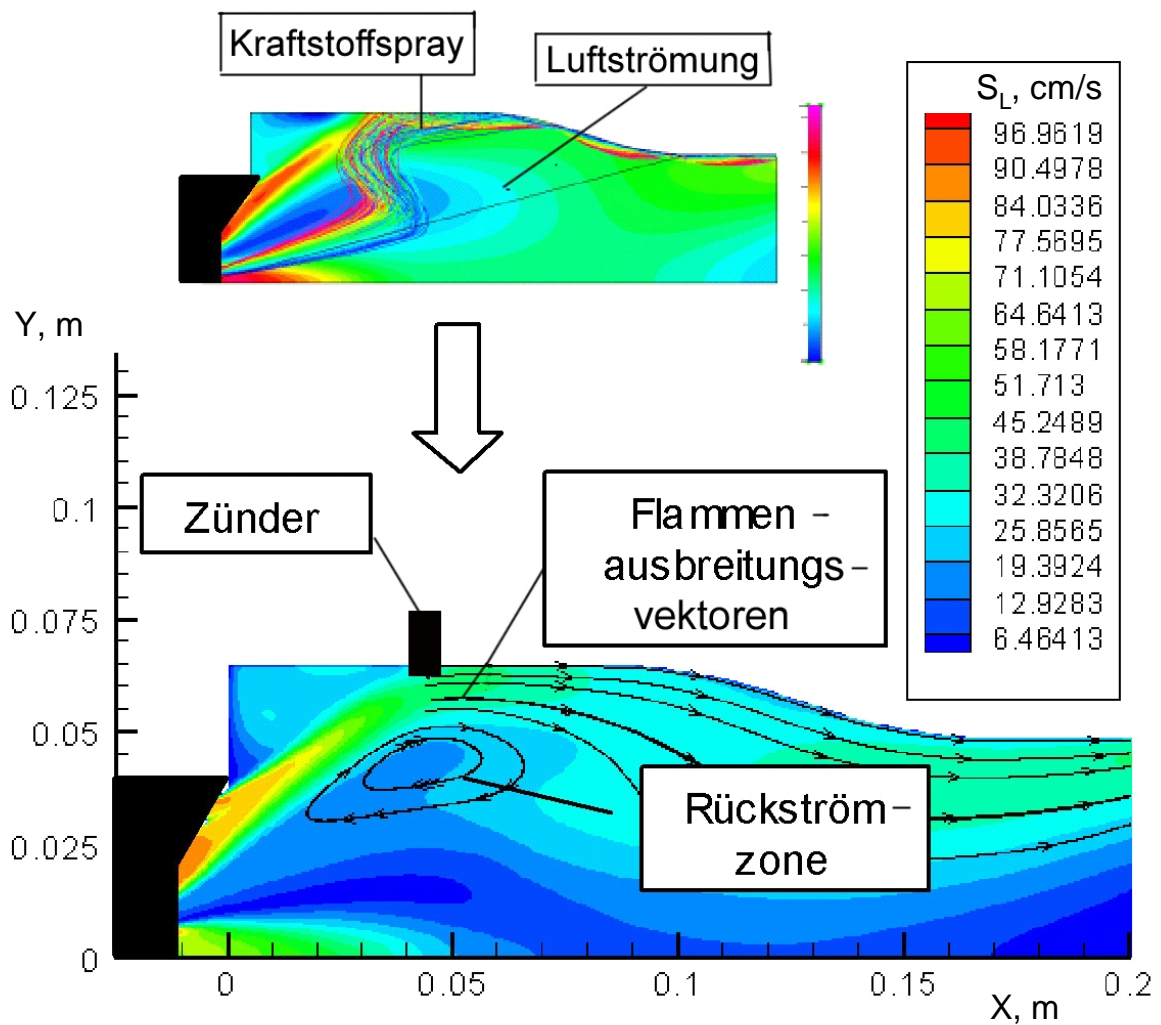


Bild 4.4: Simulierte Stromlinien der Flammenausbreitung in einer Brennkammer (nur Hälfte dargestellt)



Das Ergebnis der Simulation bestätigt die Annahme, dass die Flamme durch sehr hohe Luftströmungsgeschwindigkeit vom Drallerzeuger her ausgeblasen werden kann. Bei auftretender Rezirkulationsströmung wird die Flamme in die Rückströmzone eingezogen. Dann gelangt sie in die Brennkammermitte, wodurch die Verbrennung stabilisiert wird. Die hier abgebildeten Vorgänge der Flammenstabilisierung werden im Kapitel 6.4 genauer untersucht.

Die im Rahmen der Simulation ermittelten Flammengeschwindigkeiten stimmen mit den entsprechenden Werten von [56] gut überein.

## 5. Die Prüfstandskonfiguration

Die Untersuchungen der Verbrennungsstabilität und Zündbarkeit wurden an einem Brennkammerprüfstand im lehrstuhleigenen Labor durchgeführt [31]. Der Prüfstand wird von einem Steuerpult aus bedient. Durch die modulähnliche Bauweise des Prüfstandes sind relativ schnell Veränderungen in den Konfigurationen möglich. Der Versuchsstand verfügt über ein Druckluftversorgungssystem und ein Brennstoffversorgungssystem. Der Versuchsbereich ist mit einer Haube abgedeckt und ermöglicht so die Verbrennungsabgasführung aus der Laborhalle.

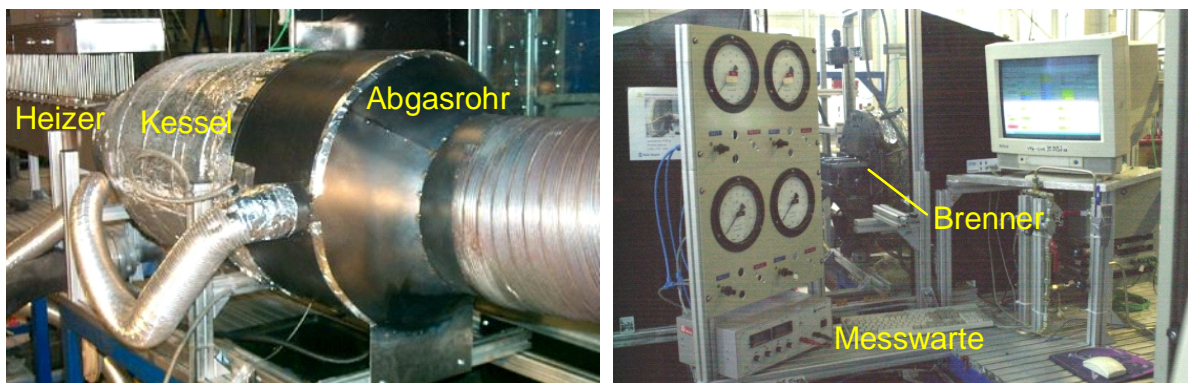


Bild 5.1: Brennkammerprüfstand (links) und Steuerpult (rechts)

### 5.1. Luftversorgungssystem

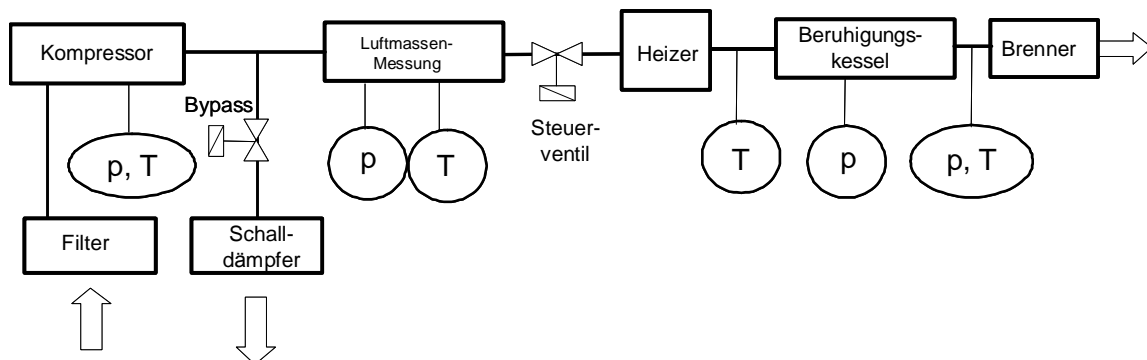


Bild 5.2: Luftversorgung am Prüfstand [31]

Ein Kompressor fördert die Luft aus einem Filter. Die gewonnene staub- und ölfreie Druckluft hat eine Temperatur von 100 °C (373 K) bei einem Druck von ca. 0,5 bar. Der Verdichter verarbeitet maximal 0,1 kg/s Luft. Die überschüssige Luft wird über ein Bypass-Ventil abgeführt.

Für die Nachbildung normaler Triebwerksbedingungen (die Herstellung des Brennstoff – Luftgemisches ist stark temperaturabhängig) ist eine Erwärmung der

Druckluft durch einen Heizer notwendig. Die maximal erreichbare Temperatur bei 0,1 kg/s beträgt 370 °C (ca. 650 K). Die elektrische Leistung des Luftheizers beträgt 32 KW.

Die Massenstrommessung erfolgt mit einer standardisierten Messblende nach DIN EN ISO 5167-1. Die Bauweise und der Rechenalgorithmus wurden von der DIN-Norm übernommen. Die Steuerung des Luftmassenstroms über den Bypass und die Brennkammer wurde durch zwei pneumatisch steuerbare Ventile realisiert. Diese Ventile haben einen Regler, der den Luftventilkolben und die Drosselklappe in die entsprechende Position bringt.

Die erhitzte Luft wird in einen Luftkessel geführt. Hier erfolgt nochmals die Erfassung von Druck und Temperatur. An der Vorderseite des Kessels befindet sich die Montageplatte, an der Temperaturmesssonden, das Hitzeschild und die getesteten Module angebracht werden können.

## **5.2. Das Kraftstoffsystem des Prüfstandes**

Der Kraftstoff wird von einem Tank durch einen Filter und ein Absperrventil aufgrund der Schwerkraft in die Kraftstoffwaage geleitet.

Die Aufteilung des Kraftstoffmassenstroms in die Pilot- und Hauptleitung (Split) wird durch ein geeignetes Kraftstoffsystem konstant gehalten, auch wenn die Gesamtmassenstromänderung durch die Pumpe ständig variiert.

Eine Pumpe saugt den Kraftstoff aus dem Lagerbehälter der Kraftstoffwaage und fördert durch die Düse. Hinter einem Kugelhahn werden die Zuleitungen zu den Düsen aufgeteilt. Zwei Nadelventile regeln die Einstellung des Kraftstoffsplits aufgrund der Beziehung der Massenströme zueinander, wobei der Split gleich dem Verhältnis zwischen Pilot-Massenstrom und Gesamtmassenstrom ist.

In beiden Kraftstoffleitungen wird vor den Düsen der Druck im Bereich von 0 bis 1 bar und die Kraftstofftemperatur (270 bis 325 K) erfasst. Das geringe speicherbare Kraftstoffvolumen vor der Einspritzdüse war das Hauptkriterium für die Auswahl des Durchmessers der Kraftstoffleitungen. Dadurch wurden die Druckschwingungen im Kraftstoffsystem minimiert. Gleichzeitig sollten alle flexiblen Teile der Kraftstoffleitungen ausreichend starr sein.

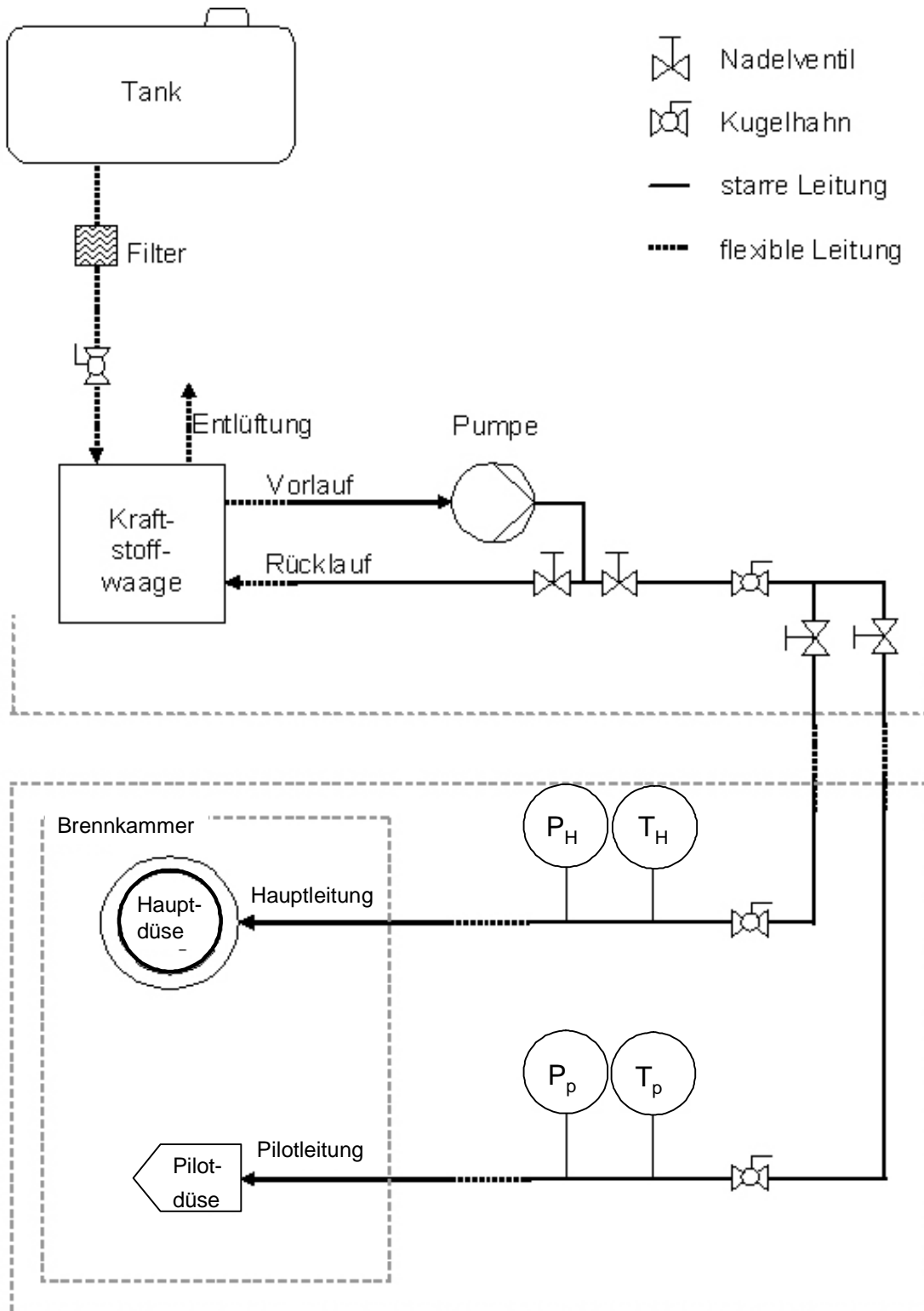


Bild 5.3: Kraftstoffversorgung des Prüfstandes [31]

### 5.3. Optischer Zugang in die Mess-/Teststrecke

Für die Beobachtungen der Flammen- und Sprayform im Brennkammerbereich wurde am Prüfstand ein seitliches Schaufenster (Bild 5.4) vorgesehen.

Um einen guten optischen Zugang zu gewährleisten, wurde eine flache Brennerwand ausgewählt.

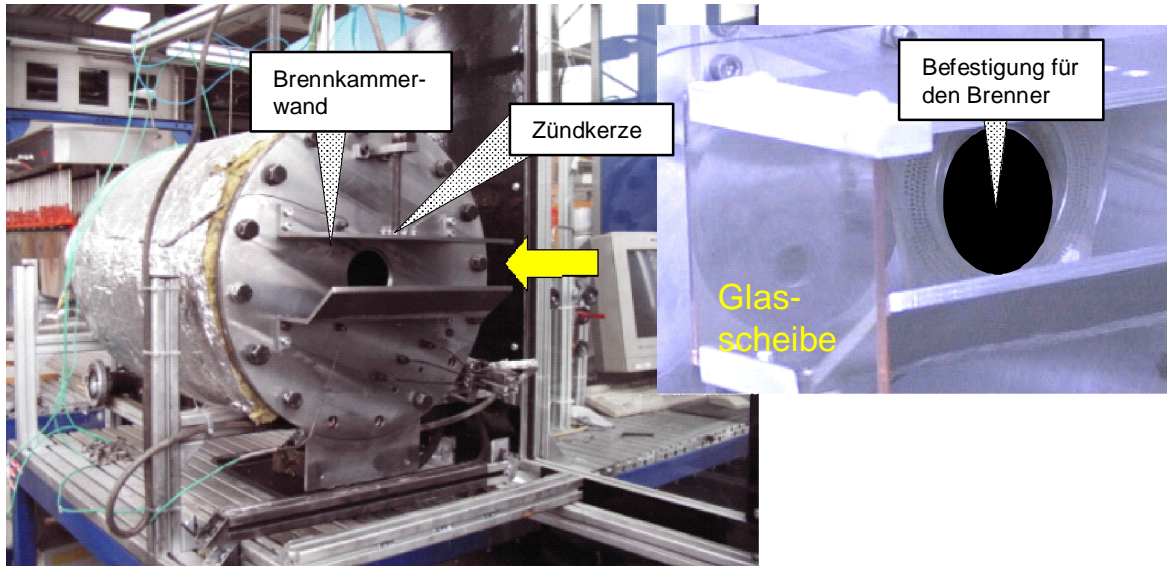


Bild 5.4: Einrichtung des optischen Zugangs

Der Einbau eines Quarzglases auf der Brennerseite ermöglicht vom Steuerpult aus den Blick auf die Flamme und das Spray. Der Vorteil dieses Konzeptes besteht darin, dass die zu testenden Brenner leicht austauschbar sind. Die Positionierung der optischen Messtechnik erfolgt hierbei sehr flexibel.

### 5.4. Zündfunkenereger und die Messtechnik

Die Zündung des Kraftstoffgemisches erfolgt mit Hilfe eines Triebwerkzündsystems der Fa. Simmond Precision. Die Zündbox gewährleistet eine nominale Zündenergie von 0,98 Joule bei der Eingangsspannung von 12 Volt.

Um die optimale Position des Zünders an der Brennkammerwand zu finden, kann er in fünf verschiedenen Punkten entlang der Brennerwand positioniert werden.

Dazu wurden in der oberen Brennkammerwand entsprechende Bohrungen eingebracht. Die Zündkerze wird dann mittels entsprechender Halterungen in die relevanten Stellen gebracht.

Die Halterung des Zünders erlaubt auch eine stufenlose horizontale Verschiebung der Zündkerze. Dadurch kann der Einfluss der vertikalen Position des Zünders auf die Zündbarkeit untersucht werden.

Die Messdatenerfassung am Prüfstand erfolgte mit Systemen für Temperatur-, Druck- und Massenstrommessungen.

Der Luftmassenstrom wurde mittels einer Messblende gemessen. Für die Messungen des Kraftstoffdurchsatzes wurde eine gravimetrische Kraftstoffwaage der Firma AVL eingesetzt.

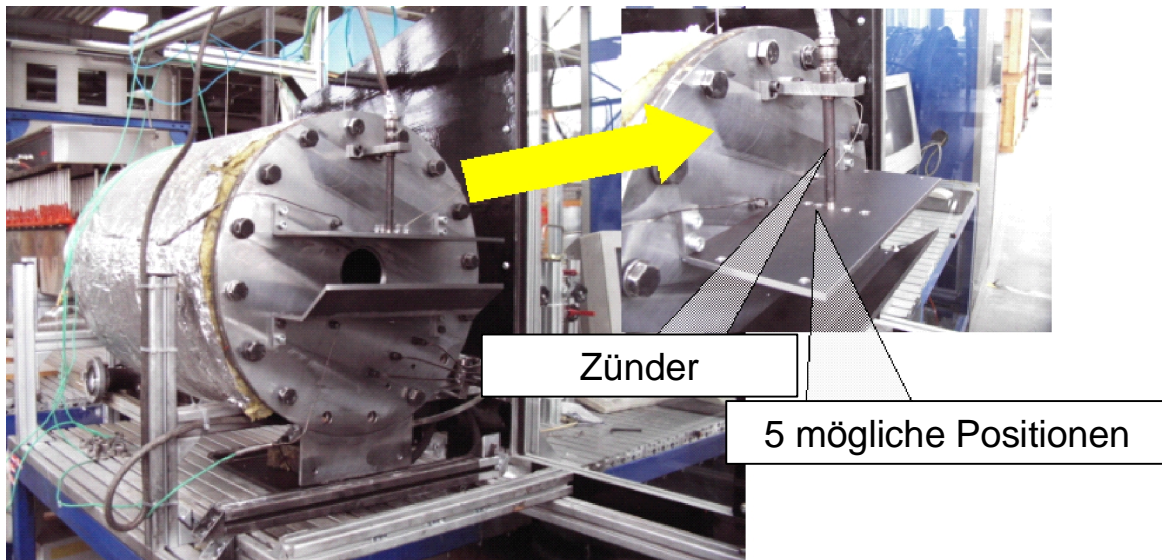


Bild 5.5: Zünder Positionen

Mit dem VXI-System mit zwei A/D Wandlern, einer verteilten Messdatenerfassung/-darstellung auf drei Rechnern sowie der Vernetzung über TCP/IP Verbindungen können 29 Temperaturen, 16 Gasdrücke, der absolute Luftdruck, 5 Kraftstoffdrücke und der Kraftstoffmassenstrom erfasst werden.

Als Druckmessanlage wurde ein Differenz-Drucksensor Array DAS 3018 (Scanivalve Inc.) mit 16 parallel erfassenden Kanälen verwendet.

Zur Messung des absoluten Luftdruckes wurde eine Messanlage Digiquartz 74016B (Paroscientific Inc.) eingesetzt.

Die Temperaturmessungen wurden mittels Temperatursensoren von Typ K (Genauigkeitsklasse 1) DIN EN 60584 durchgeführt. Diese Sensoren erlauben die Messungen im Bereich von  $-270\text{ °C}$  bis  $+1370\text{ °C}$  bei einer statischen Messgenauigkeit  $\pm 1,5\text{ °C}$ .

Zur Ermittlung des Kraftstoffdruckes wurden Sensoren der Firma TransInstrument, mit einem Messbereich von  $0\text{...}4\text{ bar}$  genutzt. Diese generieren eine Spannung, die proportional dem gemessenen Druck ist. Durch Wandlung in ein digitales Signal konnten die Messdaten direkt in das VXI-System eingelesen werden.

### 5.5. Laser-Lichtschnittmethode

Für die Sprayuntersuchungen wurde die Laser-Lichtschnittmethode verwendet, welche in [9] beschrieben ist.

Für die Spray Visualisierung wurde an der Brennerwand ein optischer Zugang für den Laser-Lichtschnitt hergestellt. Um den Laser Lichtschnitt zu erzeugen, wurde ein

luftgekühlter Argon-Ionen-Laser verwendet. Dieser produziert ein kontinuierliches Licht mit einer Wellenlänge von 488-514 nm.

Der optische Kopf mit dem Linsensystem wurde direkt am Brenner installiert. Dieser lenkt den Laserstrahl in das Messfeld (Spray) im Inneren des Brenners. Am Ausgang des optischen Kopfes wird der Laser in eine zweidimensionale Ebene mit einer Dicke von etwa 1 mm aufgeweitet. Der Lichtschnitt stellt für die Fotos die notwendige Belichtungsquelle dar. Das Montagesystem des optischen Kopfes erlaubt eine freie Positionierung des Lichtschnittes im Spraykern.

Mit einer Digitalkamera wird das von den Tropfen des Sprays reflektierte Licht fotografiert.

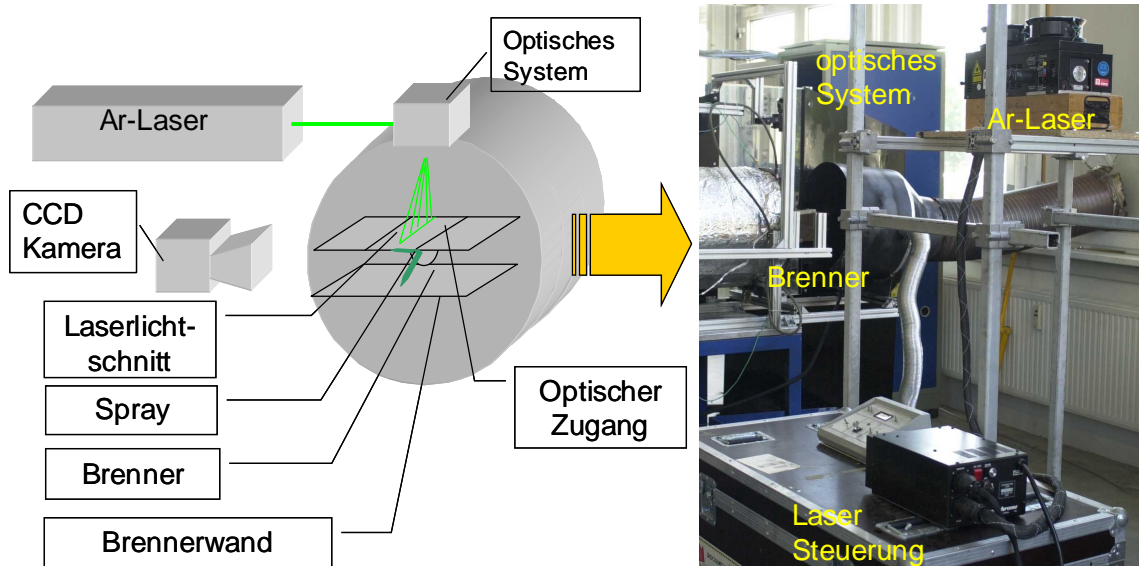


Bild 5.6: Applikation der Laser-Lichtschnittmethode am Brennkammerprüfstand

Hauptdaten/ technische Daten des Argon-Ionen-Laser- Systems

Wellenlänge: 488 Nm

Min. Leistung: 100 mW

Max. Leistung: 500 mW

Laserstrahldurchmesser: 1,3 mm

Zur Aufnahme von Spraybildern wurde das Argon-Ionen-Laser-System bei maximaler Leistung betrieben.

Aus den mit Hilfe der Laser-Lichtschnittmethode gewonnenen Fotos werden die Informationen über die Sprayform und die qualitative Tropfenverteilung ausgewertet.

## 5.6. Hochgeschwindigkeitskamera

Zur Visualisierung des Zündprozesses wurde eine Hochgeschwindigkeitskamera MC1311 der Firma Mikrotron [78] benutzt. Aufgrund der benutzten CMOS Technik und der sehr schnellen digitalen Bildaufnahme ist die Kamera für die Untersuchungen der Zündvorgänge geeignet [50].

Mit Hilfe der Software konnten Auflösung und Belichtungszeit auf die verschiedenen Profile angepasst werden.

Auflösung / Pixel	Bildrate / fps
1280x1024	417
160x100	4533
320x240	1601
640x480	952

Tabelle 5.1: Kamera Einstellungen

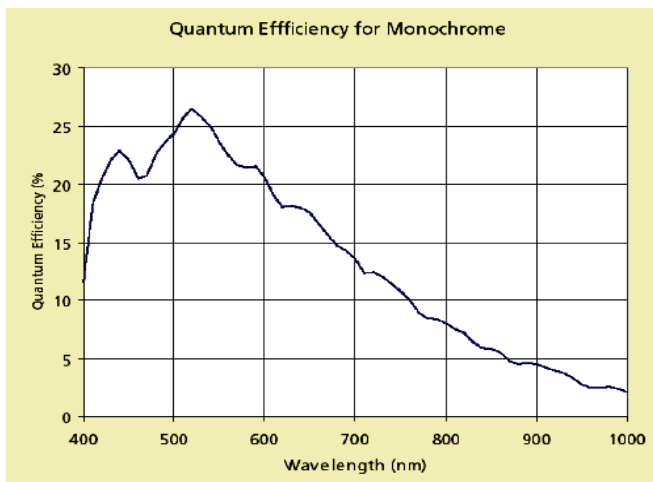


Bild 5.7: Spektrale Lichtempfindlichkeit [78]

Eine hohe Lichtempfindlichkeit, welche das Bild 5.7 illustriert, war das größte Problem bei der Aufnahmequalität. Daher wurden nach mehreren Testaufnahmen die besten Profileinstellungen der Kamera erarbeitet, mit denen die beste Aufnahmequalität gewährleistet wird.

Entsprechend den Untersuchungszielen, der extrem schnellen Zündung mit Zündfunken, wurde die höchste Bildrate mit 4533 fps gewählt. Das entspricht der sehr niedrigen Auflösung von 160x100 Pixel. Falls die Aufnahmezeit ohne Einbuße an Informationen verkürzt werden kann, sollte auch eine geringere Einstellung gewählt werden, da dann eine bessere Auflösung möglich wird. Nach einigen Versuchen stellte sich heraus, dass die besten Bilder bei einer Einstellung mit 1602 fps erzielt wurden.

MC1311	Monochrom Bayer Filter
Pixel	1280 x 1024
Pixel Dimensionen	12 x 12 $\mu\text{m}$
Aktiver optischer Bereich	15,36 (H) x 12,29 (V) mm

Tabelle 5.2: Technische Daten Hochgeschwindigkeitskamera





Bild 5.8: Hochgeschwindigkeitskamera

### 5.7. Das Laser PIV Verfahren zur Strömungsvisualisierung

Zur Strömungsfeldmessung am Brennkammerprüfstand wird das PIV - Messsystem (Particle Image Velocimetry) [33] eingesetzt (Bild 5.9). Das System besteht aus zwei Nd:YAG – Lasern vom Typ Quantel Twin 150, die die notwendige Laserenergie liefern, um in dem Messareal einen Lichtschnitt zu erzeugen. Beide Laser erzeugen im Wechsel Laserpulse mit  $\lambda_L=532$  nm (sichtbares grünes Licht), einer Pulsdauer von 4 ns und mit einer Frequenz von 15 Hz. Die Pulsenergie beträgt 150 mJ.

Der entstandene Laserstrahl wird mit Hilfe einer Lichtschnittoptik in das abgedunkelte Messareal umgelenkt und aufgefächert. Der optische Kopf besteht aus einem Spiegelprisma, das den Strahlengang um 90° umlenkt und in der nachfolgenden Anordnung von Zylinder- und Konvexlinse zu einem Lichtschnitt aufweitet.

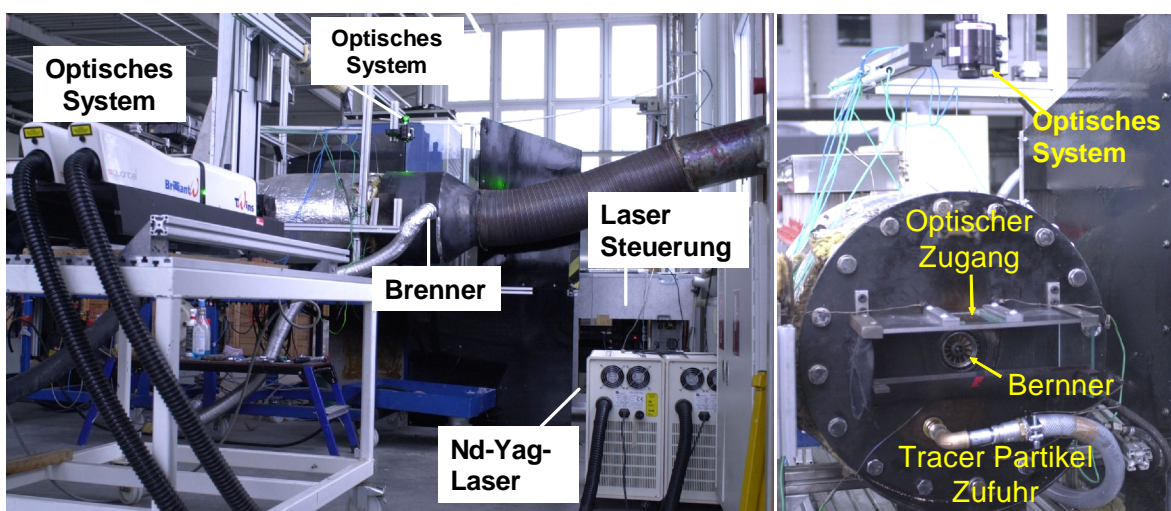


Bild 5.9: Aufbau der PIV - Anlage in der Laborhalle

Um eine Strömung sichtbar zu machen, wird dem Fluidstrom ein das Laserlicht reflektierendes Material (Tracer) zugegeben. Die Tracerpartikel werden von einem Flüssigkeitszerstäuber erzeugt. Als Tracermaterial wird z. B. DEHS verwendet.

Zur fotografischen Aufzeichnung der Fluidbewegungen in der Messebene wird eine hochauflösende CCD – Kamera PIVCAM 10-30 (CCD - Charge Coupled Device) verwendet. Die Kamera ist auf die Erfordernisse des Verfahrens abgestimmt – die aufgenommenen Bilder sind sofort verfügbar. Die verwendete CCD – Kamera hat eine Auflösung von 1008 x 1018 Pixel bei einer Chipfläche von 9,072 mm x 9,162 mm und kann bis zu 30 Bilder je Sekunde aufzeichnen (Doppelbildrate: 15 Hz). Zur Fokussierung der Bildebene wird ein Makroobjektiv AF Micro-Nikkor (35 mm Brennweite) verwendet.

Um die Laserpulse mit den Belichtungszeiten des Doppelbildes der CCD-Kamera koordinieren zu können, ist ein Synchronizer notwendig. Der Synchronizer TSI 610030 übernimmt die so genannte Triggerung [66]. Der Doppelpuls des Lasers wird so gesteuert, dass mit einem Laserpuls Bild 1 (Frame A) des Doppelbildes kurz vor dem Schließen der Kamerablende belichtet wird und Bild 2 (Frame B) kurz nach dem Öffnen der Kamerablende. Somit können Bildpaare (Bild 5.10) in einem Abstand von minimal 2  $\mu$ s erzeugt werden. Das ermöglicht, je nach Abbildungsmaßstab, die Korrelierung mittels Kreuzkorrelation von Strömungsgeschwindigkeiten bis zu 180 m/s.

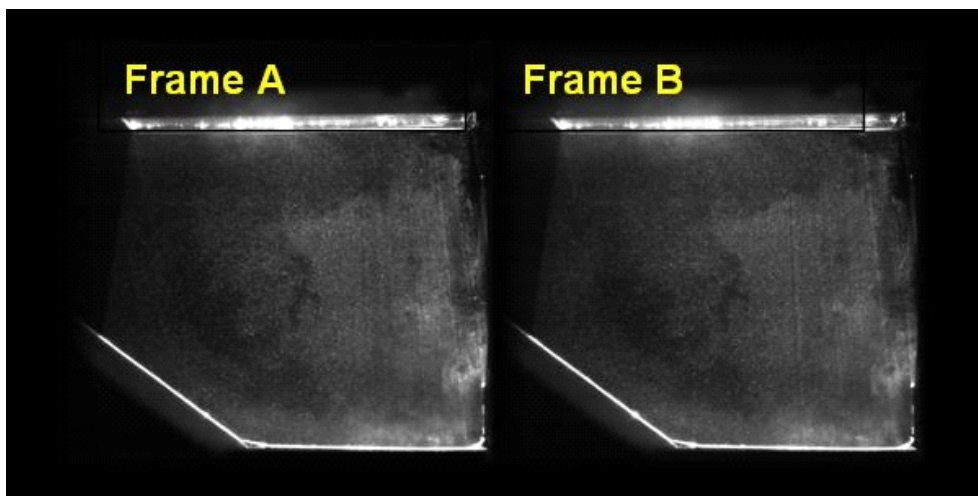


Bild 5.10: Beispiel eines Bildpaares

Um die Bilder zu verarbeiten, ist eine Software notwendig, welche die digitalen Signale der CCD – Kamera speichert, darstellt und korreliert. Am Brennkammerpüfstand kam die TSI Software Insight™ zur Anwendung [67]. Eine detaillierte Beschreibung der Particle Image Velocimetry und der Lösungsalgorithmen der Kreuzkorrelation haben Raffel [53] und Keane [34] vorgestellt. Die korrelierten Bilder können mit dieser Software auch validiert werden [19] (Bild 5.11).

Für die aussagefähige Darstellung erfolgt eine weiterführende Bearbeitung der Bilder und deren Vektorinformationen mit dem Programm Tecplot®, der Firma Amtec Engineering Inc. [19].

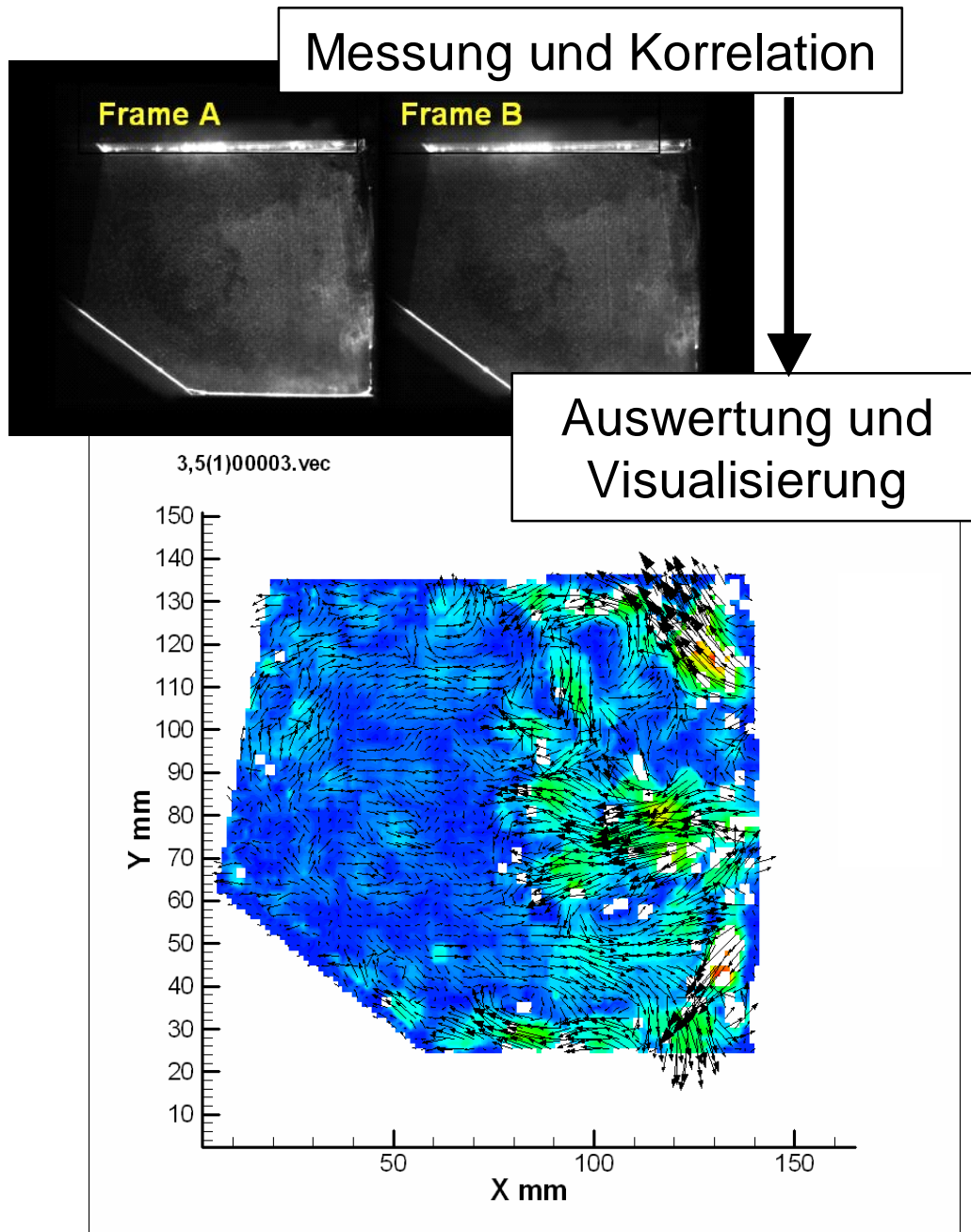


Bild 5.11: Messung und Visualisierung via Insight™ und Tecplot®

## 6. Validierung der Simulationsergebnisse

### 6.1. Validierung durch die FIRE-Simulation

Mit Hilfe eines vergleichbaren CFD Tools wurde eine vorläufige Validierung der CFD Resultate durchgeführt. Der einfachste Weg, die Ergebnisse der Strömungs- und Spraysimulationen zu validieren, ist ein Vergleich der CFD-ACE-Berechnungsergebnisse mit ähnlichen Resultaten aus AVL FIRE-Rechnungen. Während die Simulationen in CFD-ACE mit 2D- oder 3D- Modellen der untersuchten Brennergeometrie auskommen, benötigt FIRE für die Berechnungen 3D Modelle. Bei der Modellierung in FIRE wird, wie in Bild 6.1 dargestellt, nur ein Viertel der Zielgeometrie berücksichtigt. Im Gegensatz zu der bei CFD-ACE verwendeten Beschreibung der Randbedingungen bei flachen planaren Wänden in Form einer Rotationssymmetrie, wird bei der FIRE Simulation von zyklischen Randbedingungen an den Schnittflächen des Viertel ausgegangen. Wie erwartet, nimmt die Vorbereitung der FIRE Simulation deutlich mehr Zeit in Anspruch. Aufgrund der größeren Zahl an Elementen benötigt die Simulation mittels FIRE ein um den Faktor 3 höhere Berechnungszeit.

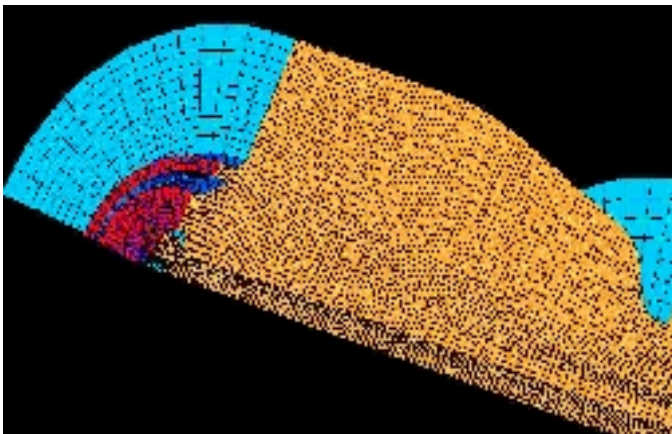


Bild 6.1: 3D Geometrie für die FIRE Simulation

Durch die vereinfachte 2D-Technik ist die Ermittlung der Randbedingungen in CFD-ACE im Vergleich zu FIRE viel flexibler und einfacher.

Der folgende Vergleich der Resultate von CFD-ACE und FIRE muss näher erläutert werden. Der linke Teil des Bildes 6.2 stellt die Luftströmung der untersuchten Brennerkonfiguration bei  $dp/p=3,5\%$  dar. Die Randbedingungen der Einströmung sind bei den CFD-ACE- und FIRE-Simulationsmodellen dieselben. Für das Modell des Sprays wurden die gleichen Spraywinkel und Tröpfchenparameter angenommen. Bei den Simulationen wurde ein SMD von  $30\ \mu\text{m}$  gewählt. Ein erster visueller Vergleich zeigt, dass in beiden Fällen der Trend der Luftbewegung der gleiche ist. Die gegabelte „bifurcated“ Rezirkulationszone ist in allen Bildern blau gekennzeichnet. Sie nimmt in beiden Rechenmodellen die gleiche Form an. Die Luftströmungen am Swirlerausgang sind ebenfalls ähnlich.

Die ermittelten Geschwindigkeiten der Luftströmung zeigen eine gute Übereinstimmung. Beispielsweise ist die Geschwindigkeit in Richtung der

Brennkammerwand in beiden Fällen zwischen 30 m/s und 50 m/s groß. In der Zone um die Brennkammerachsen sind die Resultate der FIRE Simulation besser als die Ergebnisse der CFD-ACE Simulation. In der Darstellung der „bifurcated zone“ ist ein kleiner Unterschied zu sehen, welcher durch die grafische Aufbereitung der Simulationsergebnisse zustande kommt.

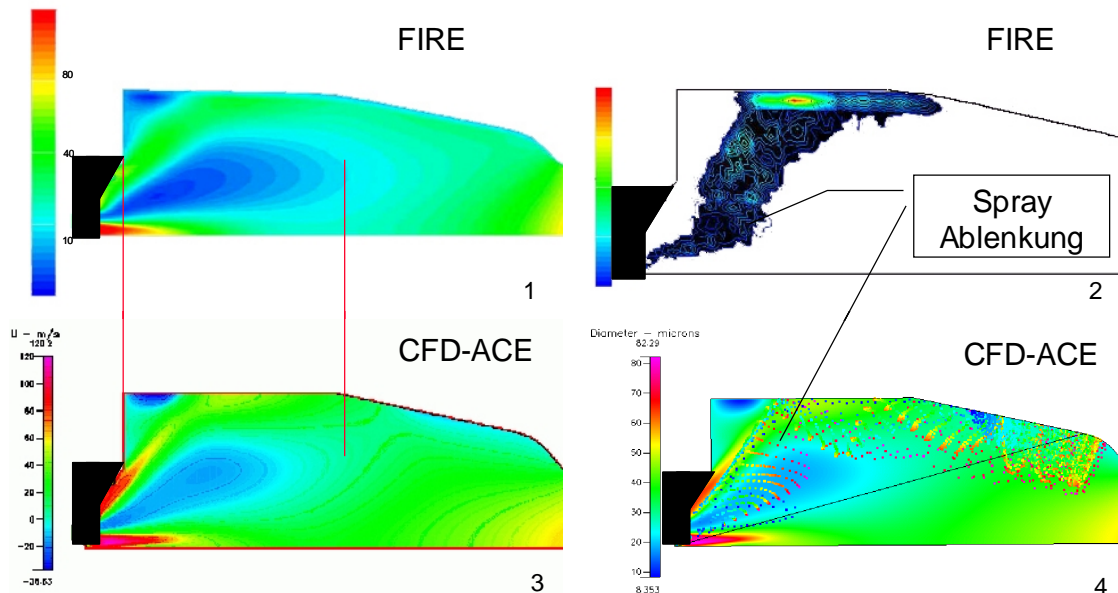


Bild 6.2: Vergleich zwischen FIRE und CFD-ACE Simulation: Strömungsfeld (links) und Spray (rechts)

Das Sprayverhalten im Luftströmungsfeld der Brennkammer wurde ebenfalls durch den Vergleich mit den Simulationsergebnissen der FIRE Simulation bewertet, welche im rechten Teil des Bildes 6.2 dargestellt ist. Die Spraytröpfchen werden in der Brennkammer von der in der „bifurcated zone“ vorhandenen Rückströmung erfasst. Diese Interaktion zwischen Spray und Luftströmung ist in beiden Simulationen zu erkennen. Hierbei muss erwähnt werden, dass der FIRE Code ein besseres Modell der Tröpfcheninteraktion mit der Brennkammerwand hat. Das FIRE Modell wurde durch Validierungen im Hause AVL in Bezug auf Motorapplikationen optimiert. Das CFD-ACE Modell soll vom Benutzer an die physikalischen Prozesse einer Brennkammer adaptiert werden. Die Anpassung der Parameter, die die verschiedenen Tröpfcheninteraktionen darstellen, ist ein großer Nachteil dieser Methode. Die wichtigste Aufgabe ist, die passende Option der drei Interaktionsmöglichkeiten der Tröpfchen mit der Brennkammerwand zu definieren. Die CFD-ACE Simulation zeigt, dass die Tröpfchen von der Brennkammerwand reflektiert und von der Luftströmung, vom Brenner weg, mitgerissen werden. Aus dem Ergebnis der CFD-ACE Simulation ist ersichtlich, dass im Gegensatz zu den Ergebnissen der FIRE Simulation nur ein kleiner Teil der eingespritzten Kraftstoffmenge am Zündungsprozess beteiligt ist.

Zusammenfassend kann man festhalten, dass die Tröpfchen-Wand-Interaktion in der CFD-ACE Simulation im Vergleich zur FIRE Simulation weniger repräsentativ ist. Die

optimale Beschreibung der Tröpfchen-Wand-Interaktion im CFD-ACE verlangt zudem mehrere Parameter anzupassen.

## 6.2. Validierung der Strömungsfeldberechnungen mittels PIV

Die Mess-Methode der Particle Image Velocimetry (PIV) ist ein geeignetes Mittel zur Validierung der Strömungsfeldberechnungen in der Brennkammer. Die PIV-Methode wird in Kapitel 5 erläutert. Für die Validierung des Luftstromes wurden die Ergebnisse der Konfiguration 1 bei  $dp/p=3,5\%$  gewählt.

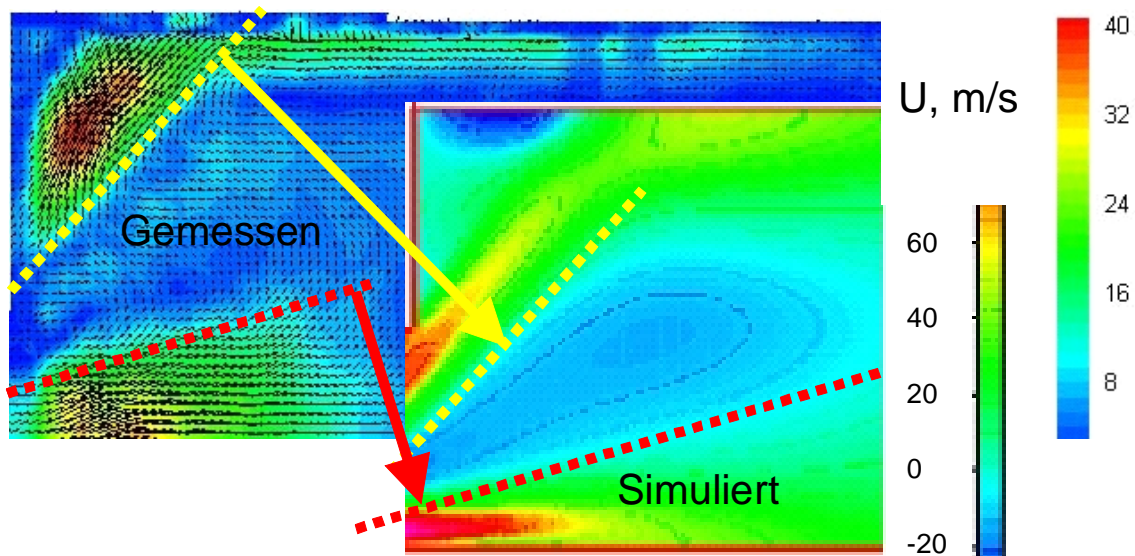


Bild 6.3: Vergleich des gemessenen mit dem simulierten Strömungsfeld

Bild 6.3 zeigt eine gute Übereinstimmung des simulierten Strömungsfeldes mit den in der Brennkammer gemessenen Strömungszuständen. Die Position der „bifurcated“ Zone ist im vermessenen Strömungsfeld der Modellbrennkammer nahezu identisch mit den Simulationsergebnissen. Beide Linien in Bild 6.3 (die dunkle für den zentralen und die helle für den äußeren Swirler) welche die „bifurcated“ Zone umschließen, stimmen in Messung und Simulation überein. Die gemessenen und simulierten Geschwindigkeiten liegen in der gleichen Größenordnung.

Die Fotos der Flammen im Bild 6.4 zeigen den Einfluss der Sprayform auf die Flammenform. Die Aufnahmen wurden von der Konfiguration C1-A, bei  $dp/p=3,5\%$  und einem AFR von 30 gemacht. Um das Strömungsfeld während der Verbrennung zu visualisieren, wurden hoch-temperaturresistente Tracer in die Brennkammer eingebracht. Das von den Teilchen reflektierte Licht liefert Informationen über das Strömungsverhalten während des Verbrennungsprozesses in der Brennkammer.

In den drei Darstellungen ist der gleiche Trend bezüglich Flammen- und Sprayform zu erkennen. Der Spraywinkel und der die Flammenform bestimmende Winkel sind identisch.

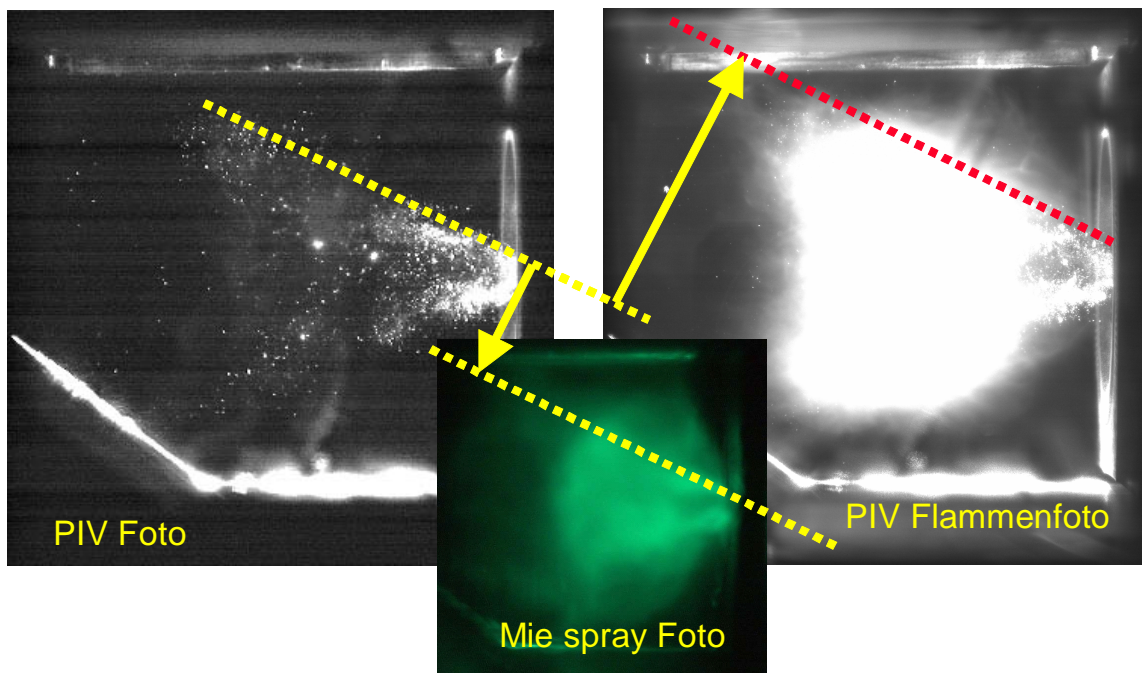


Bild 6.4: Aufnahmen einer Flamme mit PIV

### 6.3. Validierung der Spraysimulation durch Mie-Photos

Obwohl die auf der Mie-Streuung basierenden Sprayaufnahmen ausreichende qualitative Informationen über die Sprayformen und die Zerstäubungsqualität in der gestuften Brennkammer liefern, wurde zusätzlich ein einfaches Werkzeug für eine schnelle quantitative Auswertung der Spraybilder entwickelt.

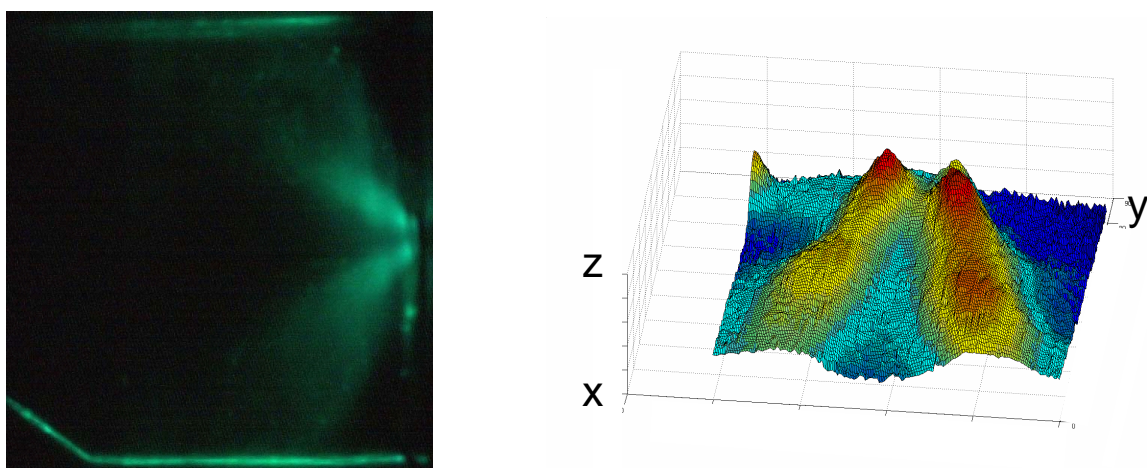


Bild 6.5: Mie-Foto (links) und die Oberfläche (rechts)

Um die gestellten Anforderungen an die Auswertungsdaten zu erfüllen, berücksichtigt die Spraybilderanalyse die Lichtintensitäten der verschiedenen Spektren der erfassten Spraybilder. Das Mie-Foto, welches im Bild 6.5 zu sehen ist, findet als Eingangsinformation für die nachfolgende Auswertungsmethode Verwendung.

Es hat sich herausgestellt, dass nur der grüne Spektrumsbereich der Mie-Aufnahme für eine Auswertung von Interesse ist. Als Ergebnis der Konvertierung des grünen Spektrums entsteht eine Oberfläche. Der Hauptparameter dieser Oberfläche ist die Helligkeit, welche direkt von der Kraftstoffdichte abhängig ist.

Im nächsten Schritt wird eine Helligkeitsintensität gewählt. Dieser Intensität entspricht ein Oberflächenniveau.

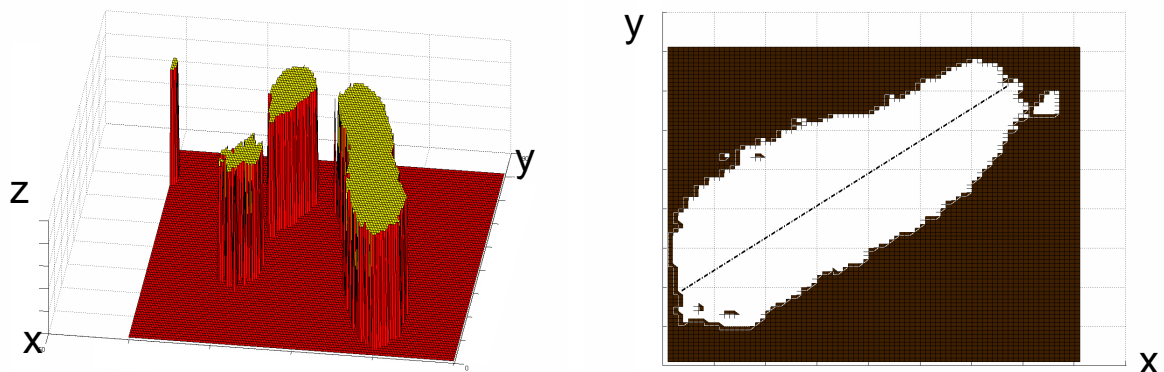


Bild 6.6: Definiertes Plateau (links) und Sicht auf den Schnitt (rechts)

Das Plateau wird definiert und geschnitten, so dass keine überflüssigen Informationen verbleiben.

Die Oberfläche wird vertikal in kleinen Schritten auf definierten Helligkeitsintensitäten geschnitten. Für jeden Schnitt wird ein gemittelter Schwerpunkt errechnet. Auf diese Weise findet man

$$(x_i, y_i)_{i=1}^n.$$

Diese Beziehung kann im folgenden ausgedrückt werden (Bild 6.7).

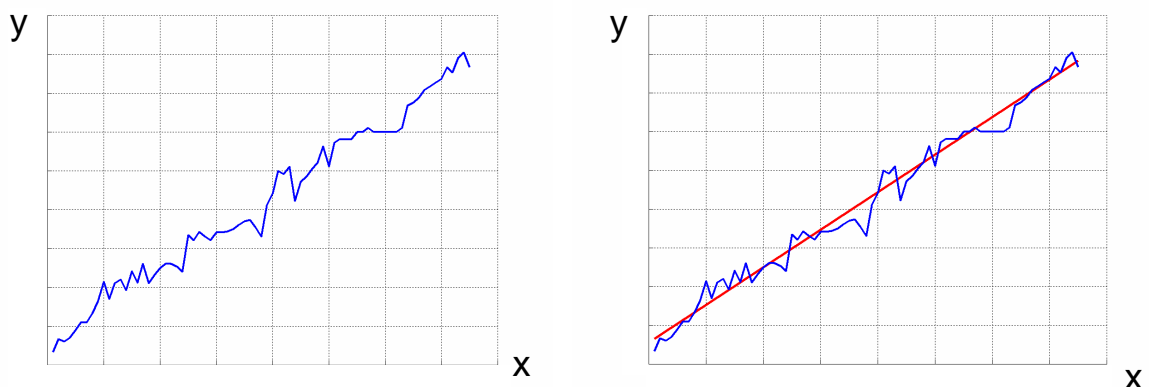


Bild 6.7: Berechnete sample (links) und approximierte Linie (rechts)



Diese Sample kann relativ einfach approxmiert werden. Für die Distanz wurde eine quadratische Approximation definiert. Die Abhängigkeit wurde in Form einer Geradengleichung approxmiert [35]

$$(x_i, y_i)_{i=1}^n. \quad (6.1)$$

Die Gerade hat folgende Darstellung für  $b$

$$y = ax + b \quad (6.2)$$

$$\text{wo } a = \frac{\frac{1}{n^2} \cdot \sum y_i \cdot \sum x_i - \frac{1}{n} \cdot \sum x_i y_i}{\frac{1}{n^2} \cdot (\sum x_i)^2 - \frac{1}{n} \cdot \sum x_i^2}, \quad (6.3)$$

$$\text{und } b = \frac{1}{n} \cdot \sum y_i - a \cdot \frac{1}{n} \cdot \sum x_i. \quad (6.4)$$

Der Spraywinkel kann auch relativ einfach berechnet werden:

$$b = \arctan(a). \quad (6.5)$$

Dank dieser einfachen Auswertungsmethode können Spraywinkel und Kraftstoffverteilung für jedes Spraybild berechnet werden.

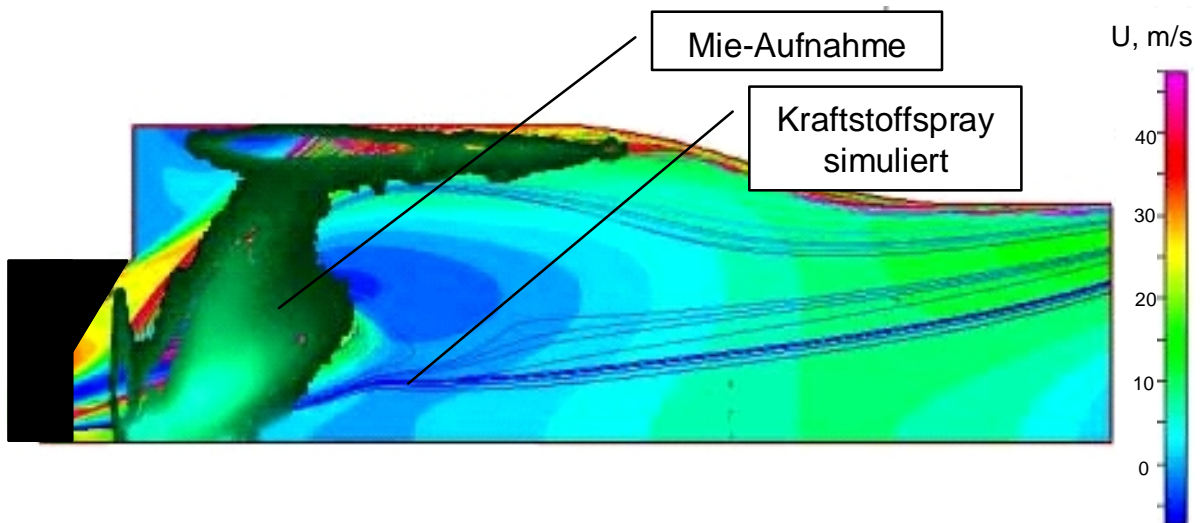


Bild 6.8: Vergleich zwischen Mie-Aufnahme und simulierten Kraftstoffspray

Der visuelle Vergleich des simulierten Kraftstoffsprays mit den Spraybildern zeigt eine gute Übereinstimmung. Das Kraftstoffspray dringt in die Brennkammer ein und wird

durch die verdrehte Luftströmung von seiner Laufbahn abgelenkt. Die durchgeführten Simulationen zeigen eine starke Ablenkung des Kraftstoffstrahls in Richtung der Brennkammerwand durch Einwirkung der „bifurcated“ Zone im Brennkammerströmungsfeld (Bild 6.8). Die rezirkulierende Strömung verursacht eine Tropfenbewegung zurück zu den Drallerzeugern. In Folge des Zusammenwirkens mit dem Spraymomentum resultiert eine komplexe Tropfenflugbahn.

Die Mie-Streulichtfotos zeigen gute Übereinstimmungen mit den Simulationsergebnissen. Die Sprayform der Mie-Aufnahme zeigt die gleiche Ablenkungszone, wie sie auch in der Simulation zu sehen ist. Durch den Bereich an der oberen Brennkammerwand wird auch das Wandinteraktionsmodell validiert. Das aufgenommene Tropfenbild an der oberen Brennkammerwand ist identisch mit der simulierten Tropfenverteilung.

#### 6.4. Validierung der Zündungsroutine mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera

Bild 6.9 stellt die simulierte Verteilung der minimalen Zündenergie entlang der oberen Brennkammerwand für die zwei definierten Konfigurationen dar. Die minimale Zündenergie ist als Funktion der Koordinate  $x$  dargestellt, die der Entfernung vom Hitzeschild entspricht. Mit Hilfe dieser Verteilung ist es möglich, eine optimale Platzierung der Zündkerze zu definieren. Das Minimum der Funktion weist auf die beste Position des Zünders hin.

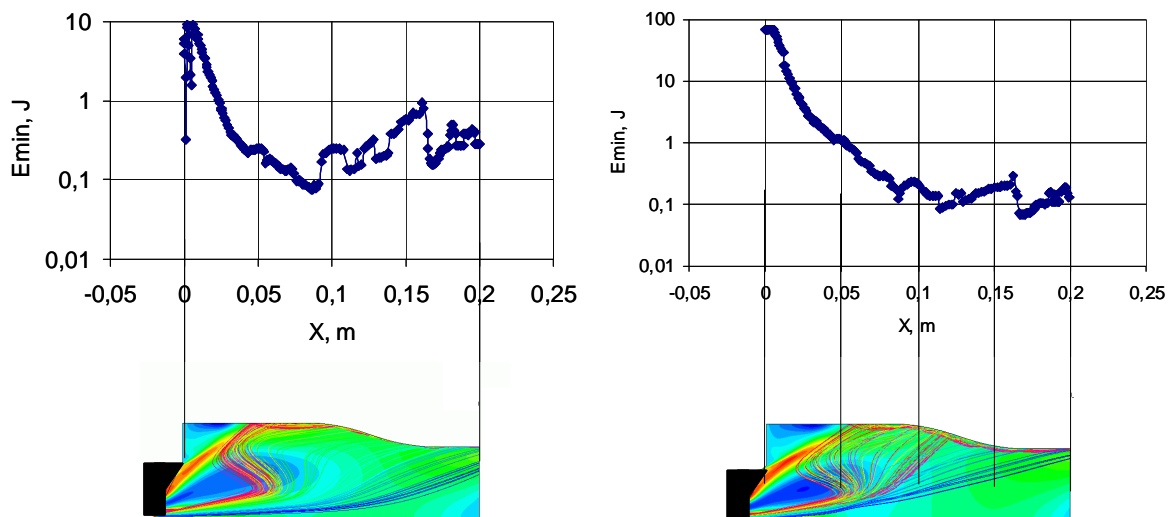


Bild 6.9: Simulierte minimale Zündenergie für die schmale (links) und breite (rechts) Sprayform

Für eine erfolgreiche und genaue Simulation der Zündung mit Hilfe der Zündungsroutine ist eine entsprechende Validierung der Ergebnisse zwingend notwendig. Anhand einer Serie von Experimenten mit der Hochgeschwindigkeitskamera wurde die Eignung der entwickelten Subroutine für die

Modellierung des Zündprozesses validiert. Als Basis für die Validierungsexperimente wurde die Konfiguration C1-A ausgewählt. Alle Simulationen mit der Subroutine basierten auf den CFD-ACE Berechnungen, welche bereits durch PIV-Messungen und Mie-Aufnahmen validiert sind.

Hauptgegenstand der Validierung sind an dieser Stelle der Vergleich zwischen dem simulierten und dem aus der Serie an Hochgeschwindigkeitsaufnahmen gemessenen Zündkerndurchmessern sowie eine Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen Flammengeschwindigkeiten und -richtungen.

Der komplette Zündprozess wurde mit der Hochgeschwindigkeitskamera gefilmt. Für jede Prozessphase wurde die Bildrate und die Auflösung angepasst.

Der erste Parameter, welcher mit Hilfe der Kameraaufnahmen validiert wurde, ist der Zündkerndurchmesser. Wie bereits erwähnt, korreliert die minimale Zündenergie hervorragend mit dem Zündkerndurchmesser.

Bild 6.10 gibt den visuellen Vergleich zwischen dem von der Aufnahme berechneten und dem durch die Simulation der minimalen Zündenergie gemessenen Zündkerndurchmesser wieder. Die Tabelle im Bild 6.10 zeigt die Kameraeinstellungen sowie die Position der Zündkerze an der oberen Brennkammerwand.

Die Kurven für die minimale Zündenergie und den Zündkerndurchmesser zeigen den gleichen Trend an und erreichen ihr Minimum im Bereich zwischen 0,05 und 0,1 m. Die berechneten Zündkerndurchmesser sind in diesem Bereich ungefähr 4-5 mm groß.

Die beiden Fotos in dem Diagramm repräsentieren zwei Phasen der Zündkernentwicklung, wobei das erste Foto etwa der Anfangsphase der Flammenentwicklung entspricht. Das größte Problem bei der Erstellung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen entstand durch eine eingeschränkte Bildfrequenz der Kamera. Sie ist im Vergleich zur Zündkernbildungsdauer zu gering. Der Abstand zwischen zwei Aufnahmen beträgt  $2,2E-4$  s. Das ist länger als die Zündkernentwicklungsphase. Der auf dem Foto dargestellte Zündkerndurchmesser ist aus einem visuellen Vergleich von mehreren Flammenfotos ermittelt worden, die mit unterschiedlich langen Phasenabständen aufgenommen wurden. Der Nachteil dieser Methode besteht darin, dass es praktisch unmöglich ist, den tatsächlichen minimalen Durchmesser zu bestimmen. Der im Bild 6.10 gezeigte minimale Zündkerndurchmesser misst ca. 6,9 mm und wurde für die sonst übliche Zündkerzenposition  $\frac{1}{2}D$  gewonnen. Dieser Wert entspricht aber nicht dem realen minimalen Zündkerndurchmesser, sondern dem Minimum aus dem Vergleich aller vorhandenen Hochgeschwindigkeitsaufnahmen.

Das zweite Foto in Bild 6.10 kann die letzte Phase der Zündkernentwicklung beschreiben, weil darin der größte Zündkern aus der gesamten Fotoserie zu erkennen ist. Die Sphäre hat keine weiche Umrandung mehr und die gefalteten Flammengrenzen zeugen von einer steigenden Reaktionsintensität. Nach diesem

Zeitpunkt sinkt die Lichtintensität des Zündkerns und die Zündenergie breitet sich auf die benachbarten Gebiete der Brennkammer aus - die Flammenausbreitungsphase beginnt.

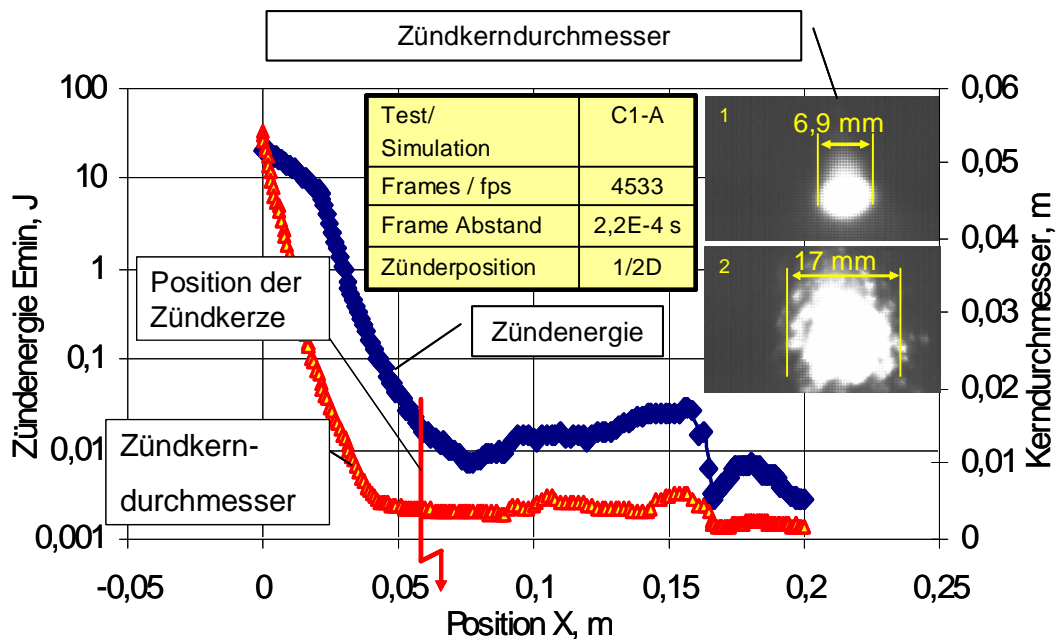


Bild 6.10: Simulierte Zündkerndurchmesser, minimale Zündenergie und Zündkernentwicklungsfotos (Zündkerzenposition  $X=0,06$  m)

Da die Flammenausbreitungsphase viel länger als die Zündkernentwicklungsphase andauert, kann mit Hilfe der Hochgeschwindigkeitskamera der gesamte Prozess erfasst werden. Bei der späteren Auswertung der einzelnen Aufnahmen ist es möglich die Flammengeschwindigkeiten zu messen.

Die Fotos im Bild 6.11 sind mit einer Bildrate von  $2,2E-4$  für die gleiche Konfiguration aufgenommen worden. Da die Bildrate sowie der Maßstab in jedem Foto bekannt sind, kann die Flammengeschwindigkeit relativ einfach berechnet werden. Wie in den Fotos 4 bis 6 (Bild 6.11) ersichtlich ist, wandert die weiße Flammenwolke innerhalb von drei nacheinander liegenden Aufnahmen um  $7,75$  mm, was einer Flammengeschwindigkeit von ca.  $34$  m/s entspricht. Die mit der Subroutine berechnete Geschwindigkeit beträgt  $45$  m/s (Bild 4.4).

Die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Geschwindigkeiten kann in einigen Ungenauigkeiten der in der Subroutine hinterlegten einfachen Methode begründet sein, da sie den komplexen Ablauf des Verbrennungsprozesses in einem zeitlich und räumlich definierten Punkt nicht berücksichtigen kann.

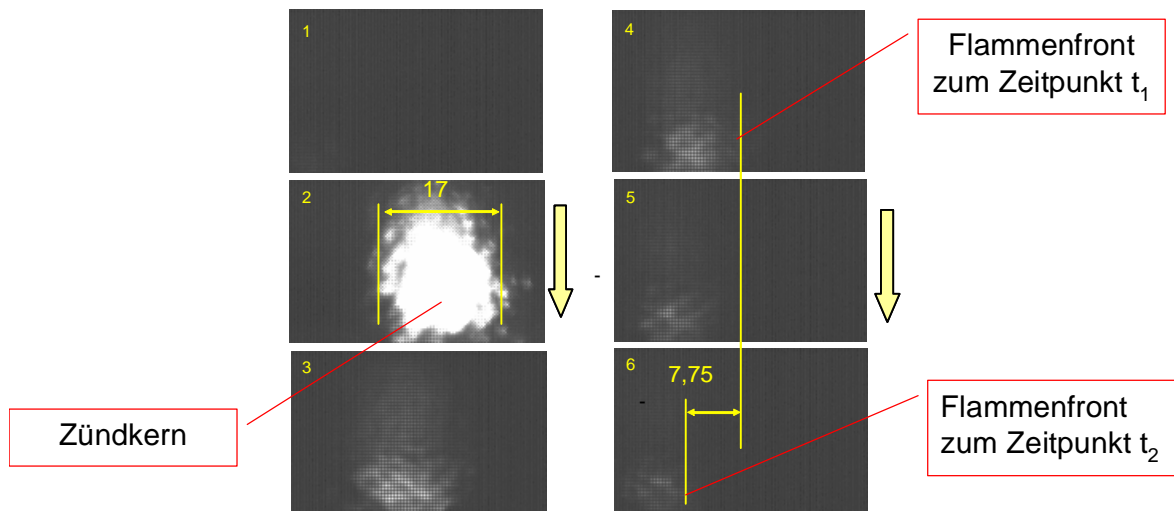


Bild 6.11: Gemessene Zündparameter

Um den Zündprozess genauer zu beschreiben, sind im Bild 6.12 die Fotos aus einer Hochgeschwindigkeitsaufnahme zusammengestellt.

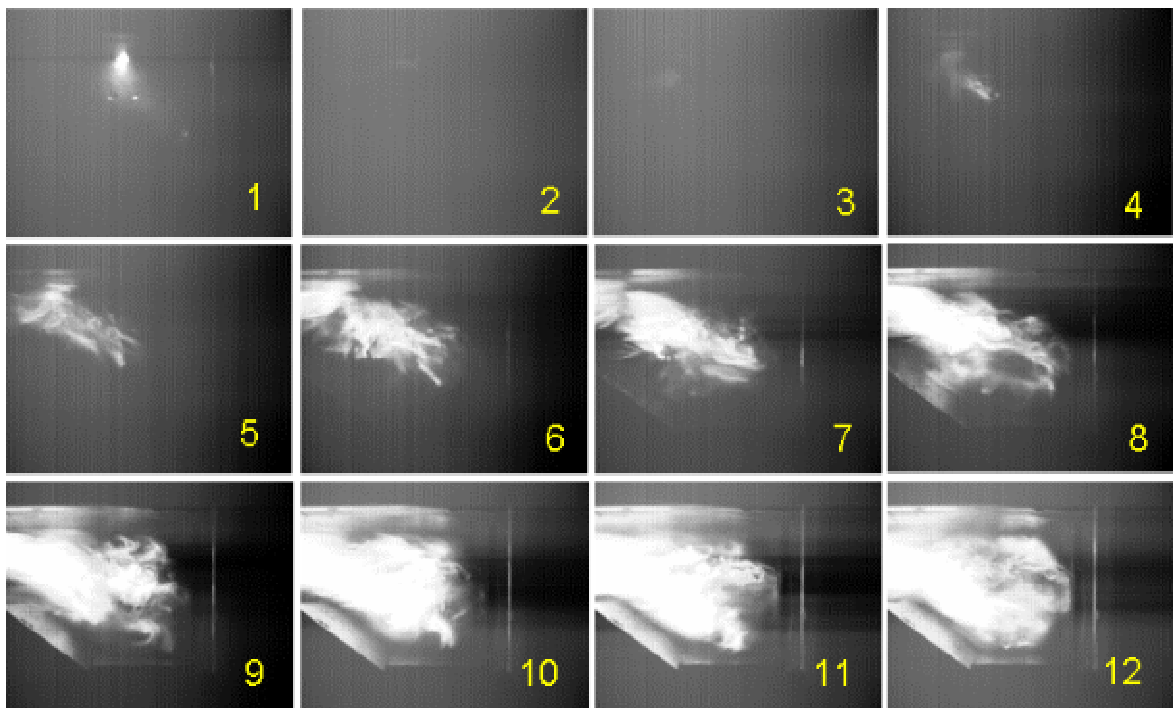


Bild 6.12: Zündprozess in der Brennkammer

Für die Untersuchung der Zündkernbildung und des nachfolgenden Flammenverhaltens während der Flammensausbreitungsphase wurde ein Video geringer Bildrate aufgenommen. Damit der Verbrennungsprozess exakter dargestellt werden kann, wurde der Zünder stromab in die Position  $X=90$  mm verschoben. Der

Zündprozess beginnt mit der Zündkernbildung (Foto 1 im Bild 6.12). Nach einiger Zeit wird der Zündkern durch die Luftströmung von der Brennkammer weggeblasen und die Lichtintensität sinkt. (Fotos 2 und 3). Man kann vermuten, dass die dem Zündkern durch die Zündkerze zugeführte thermische Energie sowie die Verbrennungswärme aus der Dampf- und Tropfenverbrennung im Zündkern in dieser Zeitperiode zu den Nachbartropfen transferiert wurden. Diese thermische Energie ist ausreichend, um den Verdampfungsprozess an der Zündkerze zu beschleunigen und schließlich das Gemisch in diesem Bereich zu zünden (Foto 4). Die Reaktionsgeschwindigkeit ist zu diesem Zeitpunkt relativ hoch und die Flamme entwickelt sich gegen die Strömungsrichtung (Foto 5-7). Die Rückströmung wird durch die „bifurcated“ Rezirkulationszone unterstützt. Die große Kraftstoffkonzentration in diesem Bereich ist die Voraussetzung für die Flammenausbreitung. Wenn die Flamme die Brennkammermitte erreicht (Foto 8), wird der Verbrennungsprozess durch das radiale Strömungsmomentum verstärkt. Der Luftdrall bewirkt, dass alle Tropfen entlang der Brennkammerachse in den Verbrennungsprozess einbezogen werden. Dabei wird die Flamme durch die Rezirkulationszone stabilisiert (Foto 10-11) und der normale Verbrennungsablauf beginnt.

Bild 6.13 zeigt einen visuellen Vergleich der Flammenausbreitungsrichtung während der Zündungsphase in der Simulation. Durch diesen Vergleich wurde bewiesen, dass die Simulationsergebnisse den realen Prozessablauf im Hinblick auf die Flammenrichtung an der Brennkammerwand und die nachfolgende Flammenausbreitung in der Rezirkulationszone und weiter in Richtung Injektor sehr gut wiedergeben. In der ersten Phase der Flammenausbreitung folgt die Flamme der Hauptluftströmung um anschließend wieder zurückzukehren. Die simulierten Flammenausbreitungsvektoren können hierbei genau verfolgt werden.

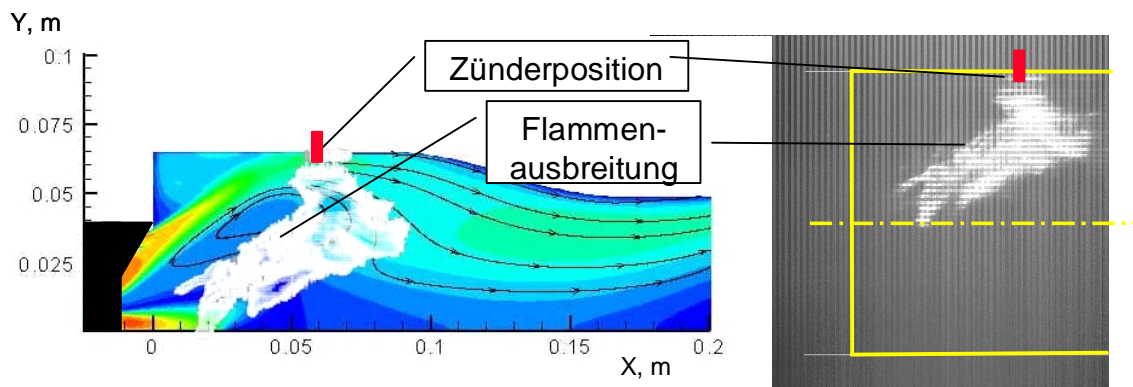


Bild 6.13: Vergleich zwischen simulierter Flammengeschwindigkeit und aufgenommener Flammenausbreitung

Das Experiment wurde mehrmals wiederholt. Im Ergebnis ist in jedem Bild für die Flammenausbreitung die gleiche Tendenz zu sehen. Für den Vergleich wurde der beste aufgenommene Fall ausgewählt.

Die oben dargestellte Validierung bestätigt eine gute Übereinstimmung der Simulation mit den experimentellen Ergebnissen. Daher kann zusammenfassend gesagt werden, dass die entwickelte Subroutine akzeptable Ergebnisse bei der Simulation der Flammenausbreitung liefert.

## 7. Analyse der Einflussfaktoren

Da die Verbesserung des Zündverhaltens der getesteten Brennkammer der Hauptgrund dieser Arbeit ist, sollten alle Einflussfaktoren der Zündung an dieser Stelle erläutert werden. Einen allgemeinen Überblick über die die Zündung beeinflussenden Faktoren lieferte bereits Lefebvre [39]. Der Einfluss der Lufttemperatur, des Kraftstofftyps, der Kraftstofftemperatur sowie der Sprayparameter bei minimaler Zündenergie wurde dort analysiert und ist im Kapitel 2 kurz beschrieben.

Die Hauptzusammenhänge zwischen dem Zündverhalten und den physikalischen Parametern sind bereits bekannt. Bei der Entwicklung neuartiger Brennkammern sind noch detailliertere Informationen über den Einfluss der technischen Parameter auf das Zündverhalten notwendig. Es ist ein möglichst einfacher Algorithmus zu finden, der das Zündverhalten im Verhältnis zu den verschiedenen geometrischen und physikalischen Parametern der getesteten Brennkammer darstellt.

Deshalb wird als erster Schritt die Analyse aller Einflussfaktoren durchgeführt. Alle möglichen Einstellparameter, die das Zündverhalten regulieren, sind in Bild 7.1. dargestellt.

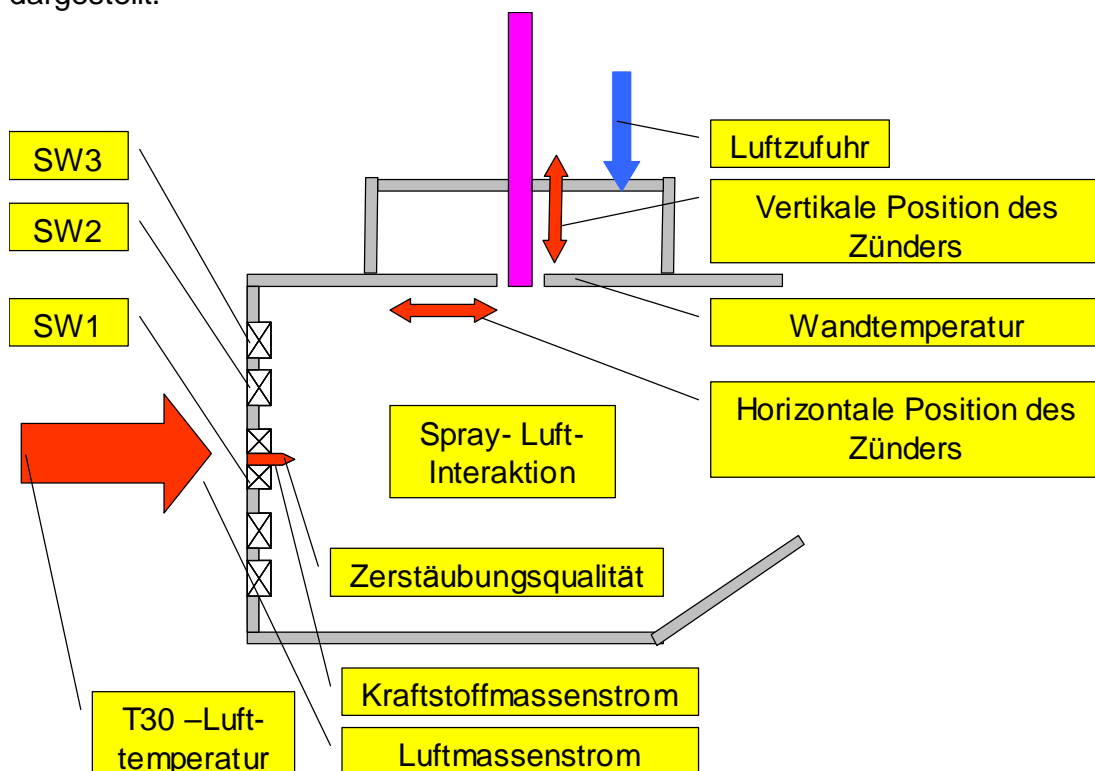


Bild 7.1: Zündungsbeeinflussende Parameter

Die erste wichtige Einstellgröße stellt die Swirler Geometrie dar (Anhang A1), welche das Strömungsfeld innerhalb der Brennkammer bestimmt. Durch die Kombination von verschiedenen Swirlern wird die Luft in der Brennkammer verdrallt, woraus zahlreiche Typen von Drallstrahlen resultieren. Der Einfluß des Dralls auf die



Eigenschaften von Drallstrahlen und Drallflammen wird seit ca. 60 Jahren untersucht und in den Arbeiten von Beer und Chigier [8], Syred und Beer [62] sowie von Gupta [27] erläutert. Besonders interessant erscheint der so genannte „Vortex Breakdown“ [26],[12], wobei ab einer bestimmten Drallstärke eine Richtungsumkehr der Strömung, was als „Vortex Breakdown“ bezeichnet wird, auftritt. Die eingeschlossenen Drallflammen zeichnen sich durch vergleichbare Eigenschaften aus. Nach Leuckel und Chesters [41] werden die Flammen in drei Typen unterteilt:

- ohne innere Rezirkulationszone (unterkritische Drallstärke)
- mit geschlossener Rückströmzone (mittlere Drallstärke)
- mit offener Rückströmzone [41].

Weiterhin bietet die Kombination aus drei Drallerzeugern zusätzlich vielfältige Möglichkeiten zur Bildung von Drallflammen,.

Als nächste Einstellungsgröße kann eine hypothetische Variation der Temperaturen, wie z.B. von T30 oder der Brennerwandtemperatur betrachtet werden. Alle möglichen Positionierungen der Zündkerze innerhalb der Brennkammer können als sehr flexibles Werkzeug verwendet werden. Die letzte Einstellmöglichkeit, um das Zündverhalten zu beeinflussen, ist die Qualität der Zerstäubung und der Kraftstoffmassenstrom zusammen mit der Variierung des Luftmassenstroms

### **7.1. Der Einfluss des Swirlers 1**

Der interessanteste Einstellparameter, um die Zündfähigkeit und Flammenstabilität zu beeinflussen, ist über den Swirler 1 gegeben, da bereits kleine Veränderungen des Swirlerwinkels große Veränderungen der Luftströmung hervorrufen können.

Um die Geschwindigkeiten des Luftstroms und dessen Auswirkungen auf die Tröpfchenbildung innerhalb der Brennkammer zu untersuchen, wurden verschiedene Winkel des Swirlers 1 getestet. Während der Simulation variierte die Lufteinströmgeschwindigkeit vom Swirler 1 zwischen 0 und 35 m/s (bei einem Swirlerwinkel zwischen 0 und 76°), wobei die anderen Parameter konstant waren. Die Simulationsergebnisse, welche in Bild 7.2 dargestellt sind, beweisen, dass die Form des Luftdralls innerhalb der Brennkammer hauptsächlich durch den Swirler 1 bestimmt wird. Für die Untersuchungen der Sprayverteilung für alle Strömungsvarianten wurden die gleichen Sprayparameter angenommen (SMD=20, Spraywinkel 80° und die gleiche Zerstäuberposition).

Nach einer kurzen Analyse der Bilder, die bei den verschiedensten Luftströmungen aufgenommen wurden, wird verständlich, dass man auf dem Weg zur stabilen Flamme die Geometrie des Swirlers 1 nicht vernachlässigen kann. Wenn durch den Pilotswirler kein Drall (Anhang A2) gebildet wird ( $W=0$ ), so ist eine typischerweise gut stabilisierte „bifurcated zone“ zwischen der Brennerwand und der zentralen Brennerachse (Bild 7.2) zu sehen. Mit Vergrößerung des Swirlerwinkels ( $W=-0,5$ ), wird die Rückströmzone in Richtung der zentralen Brennerachse ausgedehnt (Bild 7.2). Schließlich wird die Form der „bifurcated zone“ in ein Strömungsfeld mit zentraler Rückströmzone, welche sich um die zentrale Brennerachse am Ausgang von Swirler 1 bildet, umgewandelt ( $W=-4$ ). Gleichzeitig verändert sich die Sprayform von einer bei der „bifurcated zone“ gleichmäßig an der oberen Brennerwand vorherrschenden Verteilung in eine stark abgelenkte („Wide Cone“) Form innerhalb

der zentralen Rückströmzone bei  $W=-4$  (Bild 7.2). Hierbei werden die Kraftstofftropfen stärker zur Brennkammerwand umgelenkt.

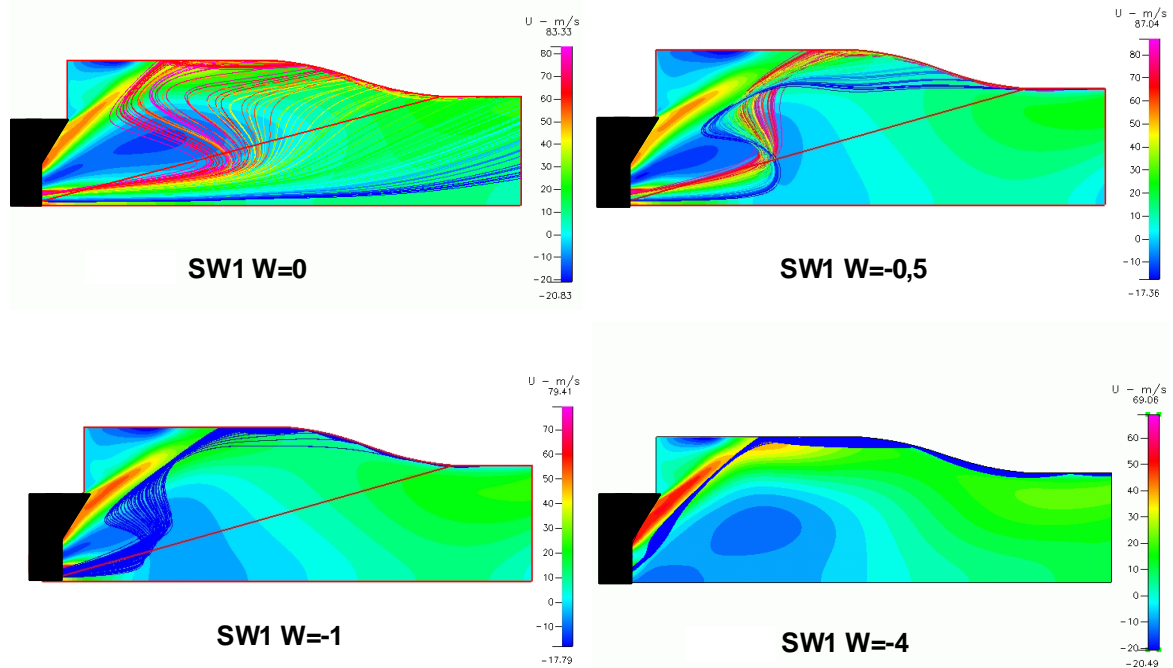


Bild 7.2: Variationen des Strömungsfeldes durch Swirler 1

Im Folgenden soll der Einfluss der Luftströmung und des Sprays auf die Verbrennungsparameter erläutert werden.

### **Einfluss auf die Stabilität**

Hierbei werden die AFR Werte innerhalb einer Swirlergruppe verglichen. Unter einer Swirlergruppe wird eine Kombination aus Drallerzeugern verstanden, innerhalb derer nur die Schaufelwinkeleinstellungen sowie die Konfiguration des SW2-Shrouds (Bild 7.12) verschieden sind und alle anderen Geometrieparameter erhalten bleiben. Bereits die ersten Tests zeigten den starken Zusammenhang zwischen der Magerverlöschstabilität ( $AFR_{LBO}$ ) und dem Winkel von Swirler 1. Die horizontale Linie in Bild 7.3 unterteilt die Testresultate (Anhang A1) in zwei Gruppen mit unterschiedlicher Stabilität.

Man sieht hier, dass bei einem Swirlerwinkel von  $SW1=-45^\circ$  die maximalen  $AFR_{LBO}$ -Werte mit  $AFR_{LBO}=70$  begrenzt sind, also bei dieser Verdrallung keine gute Stabilität erreichbar ist. Andererseits erlaubt der Pilotswirler, bei einem Swirlerwinkel von  $SW1=-35^\circ$ , unter der Voraussetzung einer entsprechenden Shroudkonfiguration des Swirlers 2, die  $AFR_{LBO}$ -Werte von 130 bis 200 zu erreichen, was bereits einen für die Triebwerksanwendung interessanten Wert darstellt.

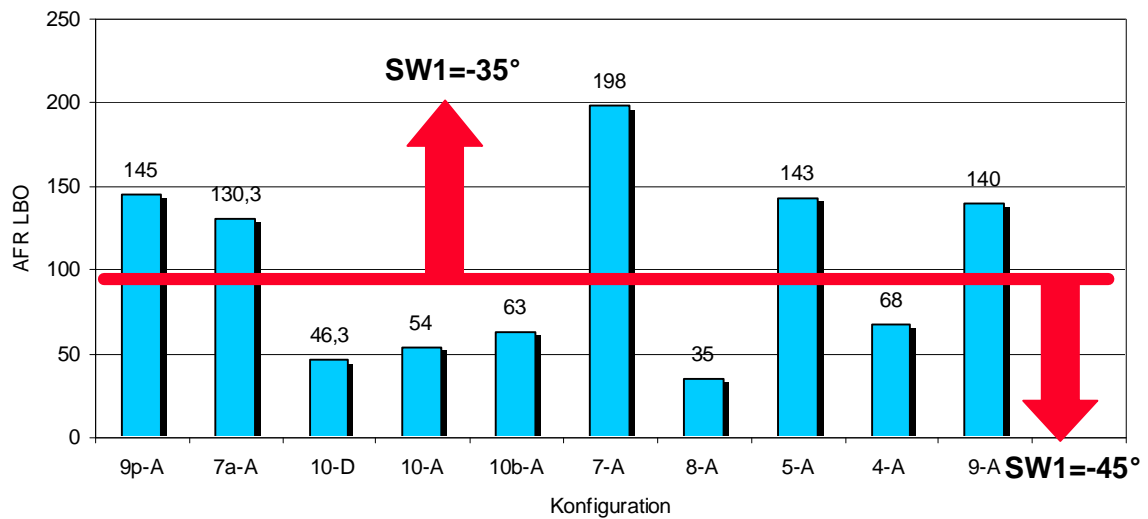


Bild 7.3: AFR LBO bei  $dp/p=3,5\%$  der Testkonfiguration

Es kann an dieser Stelle vermutet werden, dass der Hauptgrund für die höhere Stabilität beim  $SW1=35^\circ$  die bessere Vermischung aufgrund der Luftströmung in der Brennkammer ist. Als Resultat zeigt sich ein komplett neues Verbrennungscharakteristikum mit verschiedenen Flammenformen.

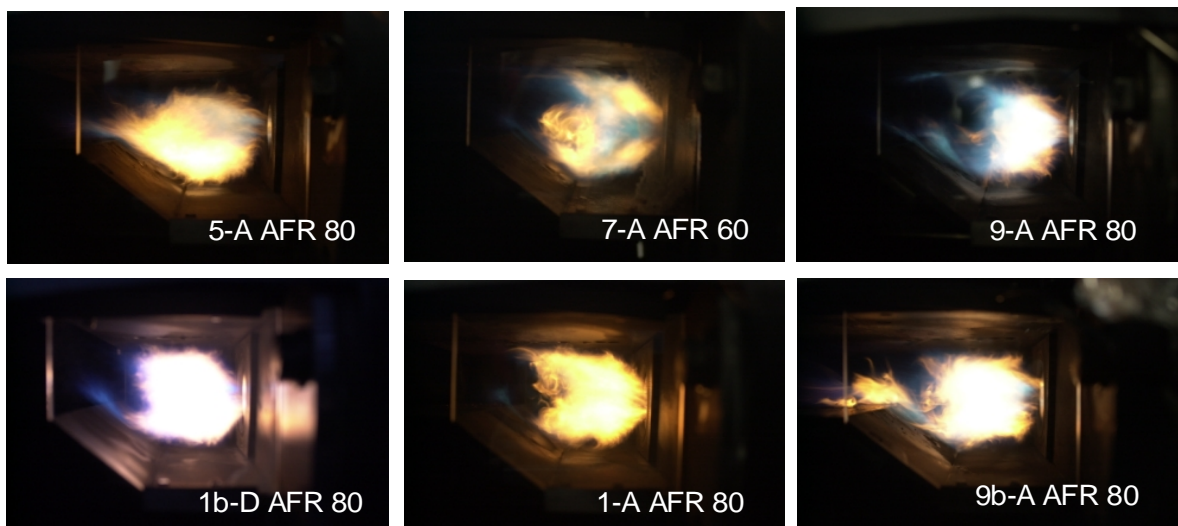


Bild 7.4: „Narrow Cone“ Flammen bei  $SW1=35^\circ$

Bild 7.4 zeigt eine „Narrow Cone“ Flammenform, welche typischerweise bei allen Konfigurationen mit dem Winkel  $SW1=35^\circ$  auftrat. Die Verbrennung findet hauptsächlich entlang der Brennerachse statt und ist gut stabilisiert. Hierbei handelt es sich um eine „bifurcated“ Stabilisierung. Auch bei höheren AFR's (ca. 40) berührt

die Flamme nie die Brennerwand und das Kraftstoff-Luftgemisch verbrennt komplett im mittleren Brennkammerbereich. In dieser Zone ist das lokale AFR sehr groß, was eine gute Voraussetzung für eine stabile Verbrennung ist.

Kurz vor dem Verlöschen (blow-out) konzentriert sich die Flamme stark vor dem Swirlerausgang entlang der Brennkammerachse und verbrennt mit einem charakteristischen Geräusch. Der typische Verbrennungslärm wurde hierbei vom Lärm der Luftströmung überlagert.



Bild 7.5: „Narrow Cone“ Flammen vor dem Verlöschen (blow-out)

Diese Flammenform war bei allen AFR sichtbar und verschwand an der Verlöschgrenze sehr schnell.

Andererseits ist die Verbrennung bei einem Swirlwinkel von  $SW1=45^\circ$  nicht sehr stabil. Die Flamme bildet im Inneren der Brennkammer einen breiten Kegel mit einem innen liegenden Hohlraum, um den herum die Verbrennung stattfindet. Die Verbrennung lokalisierte sich hauptsächlich in der Zone um den Swirlerausgang. Hier war es schwierig, hohe lokale AFR's zu erreichen, da sich das Kraftstoff-Luftgemisch hauptsächlich in der äußeren Zone nahe der Brennkammerwand befindet. Dadurch werden an der Brennkammerwand sehr hohe Wandtemperaturen und ein hoher Wärmefluss erreicht, was eine negative Auswirkung auf die Brennkammerkühlung haben könnte.



Bild 7.6: „Wide Cone“ Flammen (in jedem Bild unten sind die Swirlparameter)

Die „Wide Cone“ Flamme fluktuiert sehr stark und verlöscht plötzlich ohne jede Änderung der Flammenform.

Der Hauptgrund für diese großen Unterschiede in der Stabilität ist das Strömungsfeld der Brennkammerluft, welche durch den Winkel von Swirler 1 verändert wird. Die Simulationen erklären diesen Umstand, wie es bereits beschrieben wurde. Bei einer Erhöhung des Swirlerwinkels wird die Rückströmzone der Luftströmung vergrößert und die Flamme muss zentral stabilisiert werden (Bild 7.7). Die Simulationsergebnisse zeigen die Veränderungen der Luftströmung, was eine komplett andere Sprayausbildung zur Folge hat. Bei einem Pilotdrallerzeuger mit  $-45^\circ$  werden fast alle Tröpfchen vom Hauptwirlerstrom erfasst und zur Brennkammerwand transportiert, wo sie eventuell verbrennen.

Bei Pilotswirler mit  $-35^\circ$  werden die Tröpfchen nicht so stark in Richtung Brennkammerwand abgelenkt, da es die Luftströmung zulässt, dass sich die Tröpfchen entlang der zentralen Brennerachse im Flammrohr konzentrieren können.

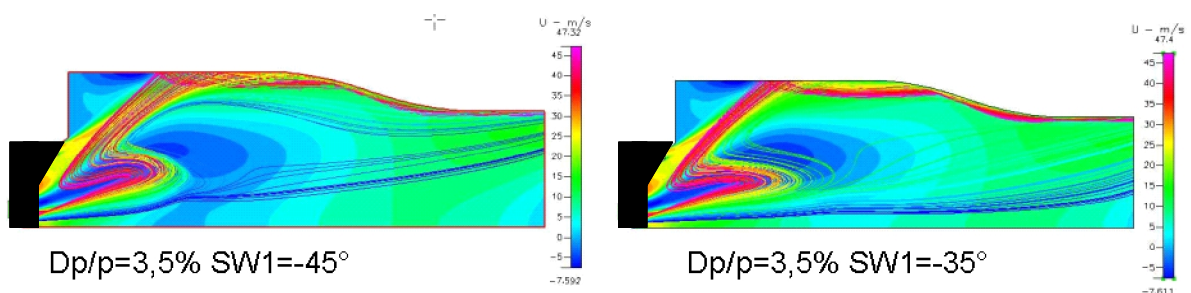


Bild 7.7: Simulierte Luftströmung für zwei verschiedene SW1 Winkel

Die Mie-Fotos erklären dieses Phänomen sehr gut (Bild 7.8).

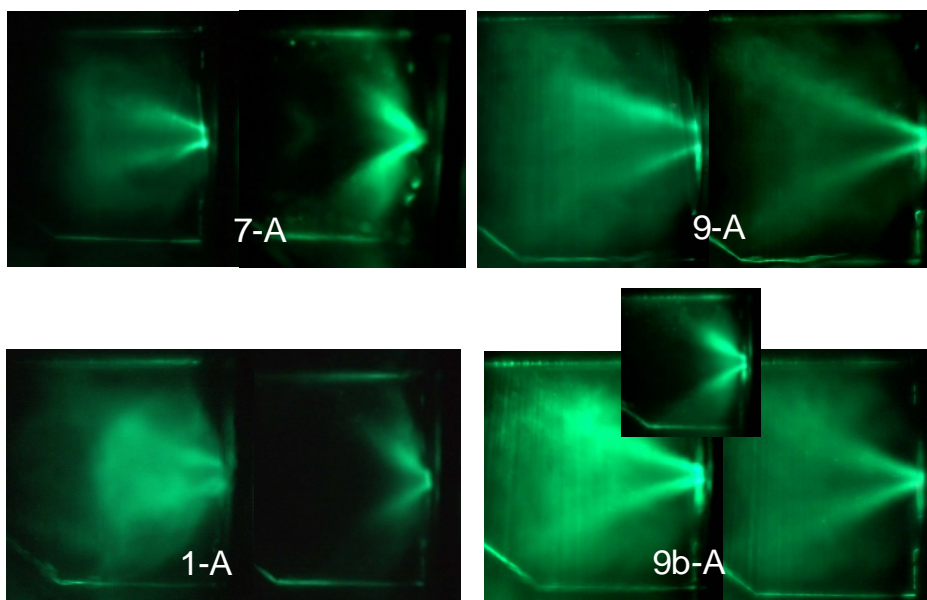


Bild 7.8: Mie-Fotos vom „Narrow Cone“ Spray bei AFR 30 (links) und AFR 60 (rechts)

Die Kraftstoffkonzentration findet so im Flammrohr entlang der Brennerachse statt. Das Spray hat die Form eines schmalen Kegels („Narrow Cone“), was offensichtlich der Grund für die „Narrow Cone“ Flammenform ist.

Die Mie-Fotos der „Wide Cone“ Sprays (Bild 7.8) stimmen mit den Flammenfotos (Bild 7.6) gut überein. Es muss erwähnt werden, dass das Spray bei unterschiedlichen AFR und ansonsten gleicher Konfiguration sowohl eine „Wide Cone“ als auch „Narrow Cone“ Form annehmen kann. Die Umwandlung der Sprayform vom „Narrow Cone“ zu „Wide Cone“ erfolgt meistens stochastisch. Bei einigen Konfigurationen ist allerdings eine starke Abhängigkeit der Sprayform vom Kraftstoffmassenstrom bemerkbar.

Die Phänomene der Sprayformveränderung werden im Kapitel 8.1 genauer erläutert.

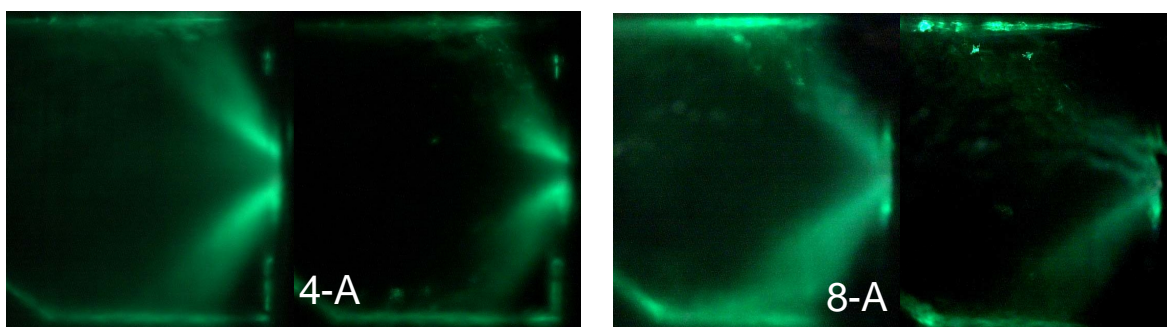


Bild 7.9: Mie-Fotos von „Wide Cone“ Sprays bei AFR 30 (links) und AFR 60 (rechts)

Die Gemischbildungsqualität hat einen direkten Einfluss auf die Verbrennung. Vor allem die Flammenform wird durch die Gestaltung des Kraftstoffstrahls bestimmt. Das Bild 7.10 zeigt eine starke Abhängigkeit der Flammenform von der Sprayform.

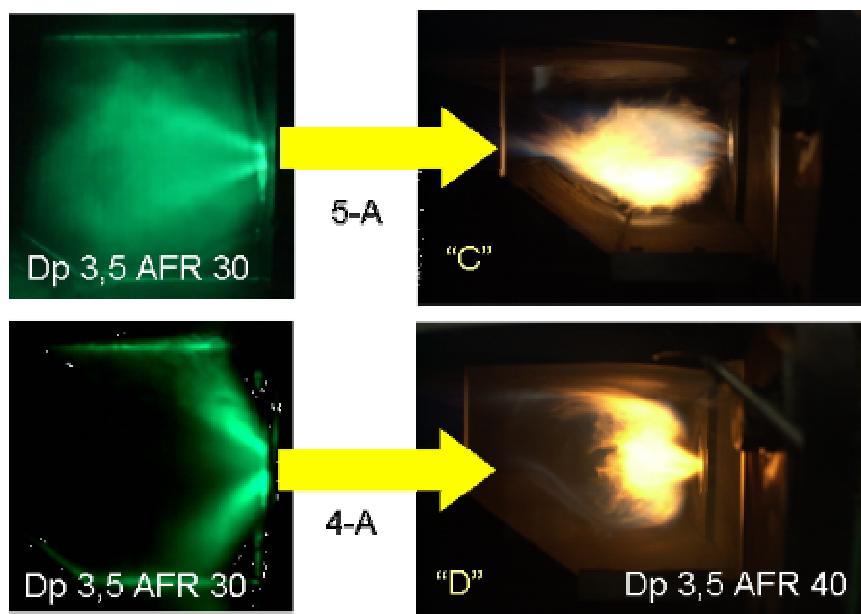


Bild 7.10: Mie-Fotos von „Wide Cone“ Sprays bei AFR 30 (links) und AFR 60 (rechts)

Dieser Zusammenhang zwischen Spray- und Flammenform ist typisch für alle Konfigurationen. Somit ist es möglich, mit dem Festlegen der Swirlerwinkel eine gewisse Sprayform zu definieren, was wiederum die Flammenform bestimmt.

### **Einfluss auf die Zündwilligkeit**

Wie schon festgestellt wurde, beeinflusst die Geometrie des Swirlers 1 die Flammstabilität grundlegend. Im Gegensatz dazu wird die Zündwilligkeit dadurch kaum verändert. Um diese Annahme zu bestätigen, werden die Ergebnisse der Zündversuche bei zwei unterschiedlichen Drallerzeugern miteinander verglichen.

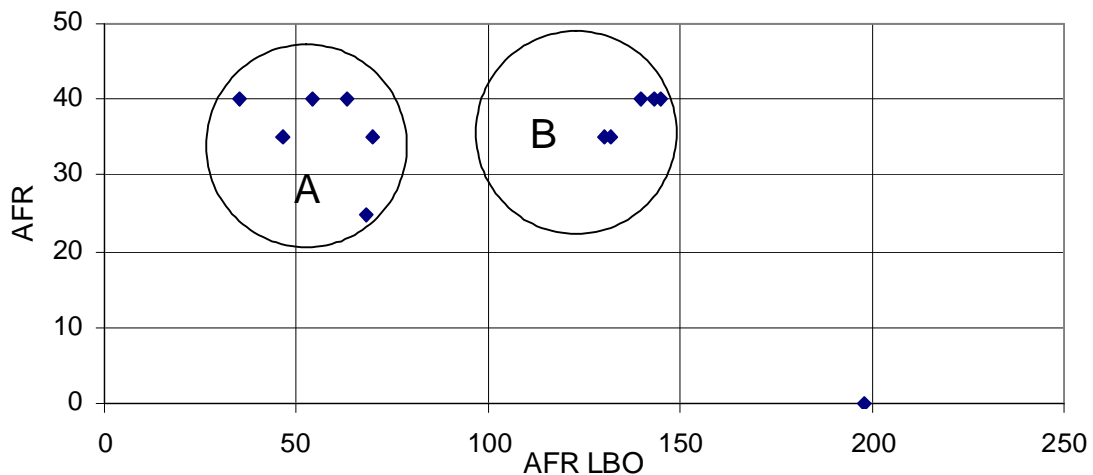


Bild 7.11: AFR-Zündung als Funktion von AFR<sub>LBO</sub>

Die beiden Gruppen im Bild 7.11 repräsentieren die getesteten Pilotswirler (-35° und -45°). In der Zone „A“ sind alle Ergebnisse des -35° Swirlers enthalten. Die Zone „B“ beinhaltet alle Testergebnisse des -45° Swirlers.

Die Zündung fand bei AFR – Werten von 25 bis 40 bei allen Konfigurationen außer der Konfiguration C7-A statt, wobei eine sehr hohe Stabilität bei AFR<sub>LBO</sub> von 200 beobachtet wurde. Demnach hat der Winkel des 1. Drallerzeugers keinen signifikanten Einfluss auf die Zündbarkeit.

### **7.2. Einfluss von Swirler 2**

Die Untersuchung von Swirler 2 konzentrierte sich im Wesentlichen auf die Variation der Form des Drallerzeugerdiffusors, wobei der Winkel der Drallerzeugerschaukeln immer gleich blieb. Die Veränderung der Diffusorgeometrie resultiert aus den unterschiedlichen Oberflächen (50B, 50V-up, 50V und 40V-l) zwischen Swirler 1 und

2. Die Geometrie des Diffusors lässt sich mit den Maßen  $a$  und  $d$  beschreiben, siehe die schematische Skizze in Bild 7.12.

Die durchgeführten Magerverlöschtests zeigten eine sehr starke Abhängigkeit der Ergebnisse von der verwendeten Geometrie. Bei den getesteten Konfigurationen von Swirler 2 erhielt man verschiedene Stabilitäten, obwohl die gleichen Swirler 1 und 2 verwendet wurden.

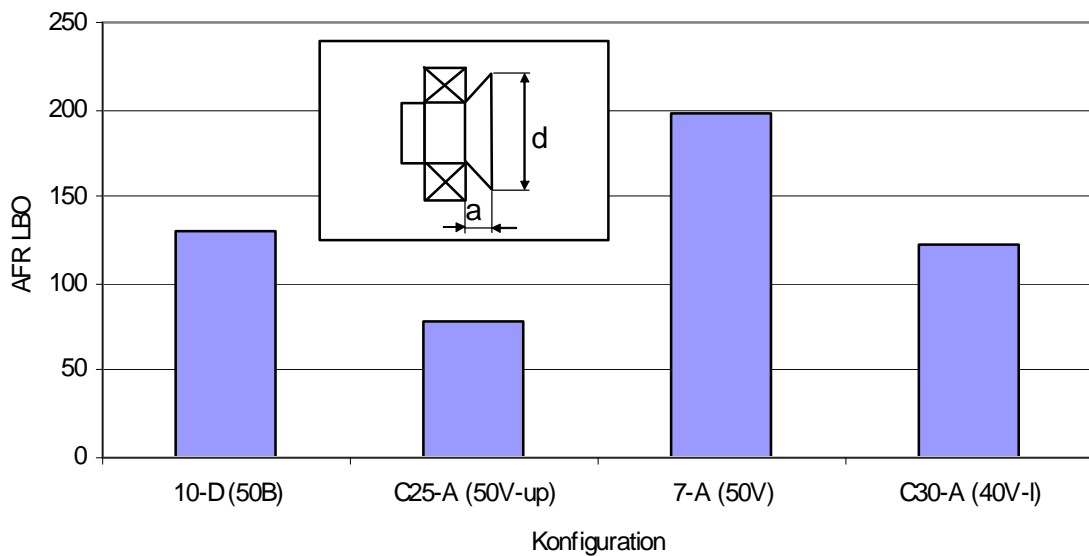


Bild 7.12: Einfluss von Swirler 2 auf die Stabilität bei  $dp/p=3,5\%$ .

Der Haupttrend zeigt sich schon bei einem Vergleich der beiden Diagramme.

Abbildung 7.12 stellt die Magerverlöschstabilität dar und Abbildung 7.13 charakterisiert die Zündwilligkeit. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei geringer Erhöhung der Stabilität die Zündwilligkeit fällt. Die beste Magerverlöschstabilität wurde mit einem V-Swirler erreicht, wobei sich jedoch gleichzeitig das Zündverhalten sehr stark verschlechterte.



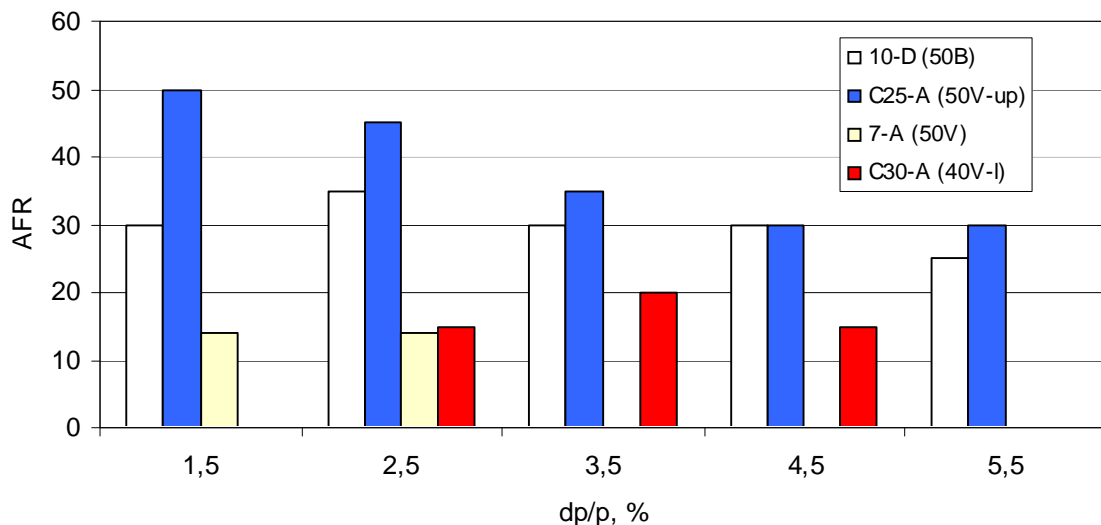


Bild 7.13: Einfluss des Swirlers 2 auf die Zündung bei  $dp/p=3,5\%$ .

### 7.3. Einfluss von Swirler 3

Für die Erforschung des Einflusses von Swirler 3 wurden die Konfigurationen mit  $SW1=-35^\circ$  und  $SW1=-45^\circ$  ausgewählt. Zur Untersuchung der Stabilität und der Zündwilligkeit mit verschiedenen Swirler 3 wurden drei verschiedene Bauteilgruppen ausgewählt. Die erste Gruppe besteht aus  $SW1=-35^\circ$  und  $SW2=50^\circ B$  mit einem kleinen Zerstäuber, die zweite aus  $SW1=-45^\circ$  und  $SW2=50^\circ V$  und einem größeren Zerstäuber. Die dritte Gruppe bilden die Drallerzeuger  $SW1=-35^\circ$  mit  $SW2=50^\circ V$  zusammen mit dem größeren Zerstäuber.

Die Abbildung 7.14 illustriert die simulierten Strömungsfelder. Hierbei wurden die Veränderungen der axialen Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit einer Variation des Swirler 3 veranschaulicht. Der Winkel wurde von  $0^\circ$  bis etwa  $90^\circ$  variiert, wobei die Winkel der Drallerzeuger 1 und 2 mit jeweils  $-35^\circ$  und  $50^\circ$  konstant blieben.

In den ersten zwei Bildern, welche den Winkeln  $0^\circ$  und  $30^\circ$  entsprechen, ist eine zentrale Rezirkulationszone deutlich erkennbar. Daraus resultiert eine für die zentrale Rezirkulation typische Sprayausbreitungsform. Das nächste Bild ( $60^\circ$ ) zeigt eine „bifurcated“ Rezirkulation. Im letzten Bild ist eine stark ausgeprägte radiale Geschwindigkeitskomponente sichtbar und die Rezirkulationszone kaum erkennbar. Unter diesen Bedingungen sollten die Kraftstofftropfen direkt zur Brennkammerwand transportiert werden. Solch ein hochkonzentriertes Kraftstoffspray kann auf keinem Fall im Hinblick auf die Zündung als besonders optimale Lösung gehalten werden. Es ist erkennbar, dass die  $SW3$ -Variation das Strömungsfeld nicht so gravierend beeinflusst wie der Pilotswirler.

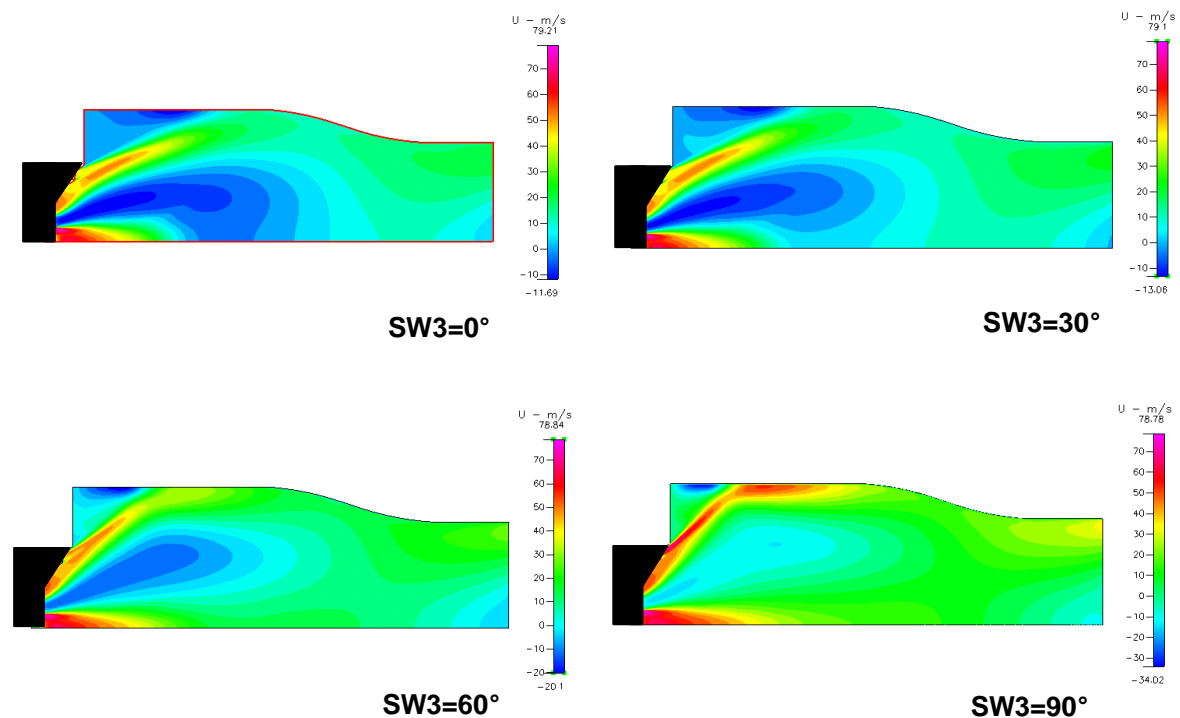


Bild 7.14: Einfluss der Variation von Swirler 3 auf das Strömungsfeld.

Die Simulationsergebnisse lassen erwarten, dass die verkleinerte Rezirkulationszone sowie die verringerten Rezirkulationsgeschwindigkeiten zu steigenden Aufenthaltszeiten der Kraftstofftropfen führen, was im Endeffekt zur Verringerung der Verbrennungsstabilität beitragen könnte. Eine praktische Bedeutung haben die im Bereich von  $0^\circ$  bis  $60^\circ$  liegenden Drallerzeugerwinkel, da durch diese eine ausgeprägte Stabilisierungszone erzeugt wird.

Die oben dargestellte kurze Analyse der Veränderung von der Axialgeschwindigkeit bei der Variation der Swirlergeometrie beweist, dass auch der Drallerzeuger 3 als ein wichtiger Einstellungsparameter berücksichtigt wird. Besonders interessant erscheint aber die Kombination aus allen drei Drallerzeugern.

Die Analyse des Einflusses von Swirler 3 zeigt, dass eine Veränderung von SW3 keine substantielle Verbesserung des  $AFR_{LBO}$  bewirkt. Nur eine geringe Stabilitätsverschlechterung wurde innerhalb der Gruppe 1 und 3 festgestellt (Bild 7.15). Insgesamt zeigte die Veränderung des Swirler 3 - Winkels ebenfalls keinen großen Einfluss auf die Zündwilligkeit. Nur durch den Wechsel des Swirler 3 von SW3=55° auf SW3=65° konnte eine kleine Verbesserung der Zündwilligkeit in der ersten Gruppe festgestellt werden (Bild 7.15). Ein möglicher Grund für dieses Phänomen ist die Änderung der Luftströmung in der Brennkammer. Die Kraftstofftröpfchen werden durch die Luftströmung in Richtung der oberen Brennkammerwand abgelenkt, was die Konzentration des Kraftstoffs in der Zündergegend erhöht und die Zündwilligkeit positiv beeinflusst (Bild 7.13). Die im Bild

7.17 dargestellten Fotos, welche mit Hilfe der Laser-Lichtschnitt-Methode aufgenommen wurden, dokumentieren diese Aussage sehr gut.

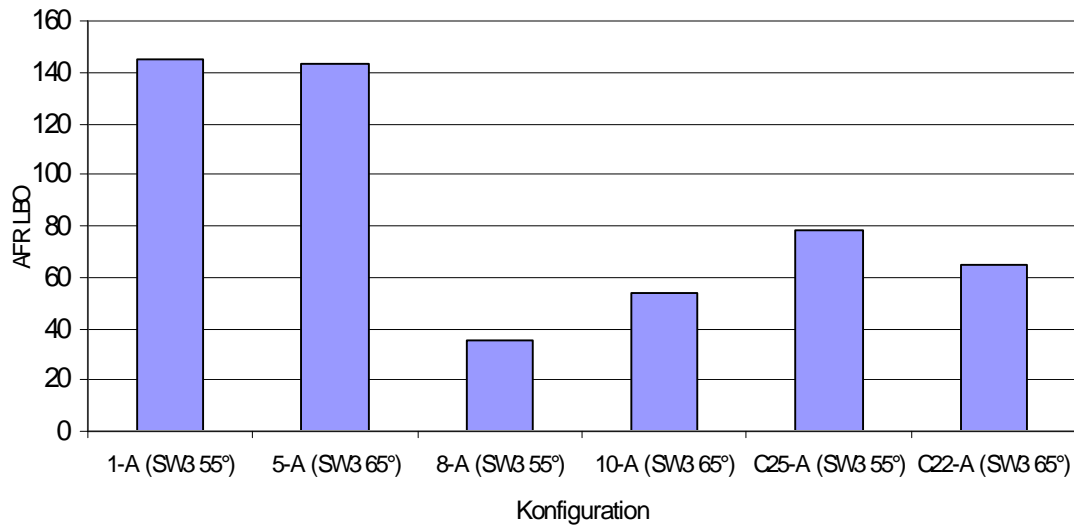


Bild 7.15: Einfluss des Swirlers 3 auf die Stabilität bei  $dp/p=3,5\%$

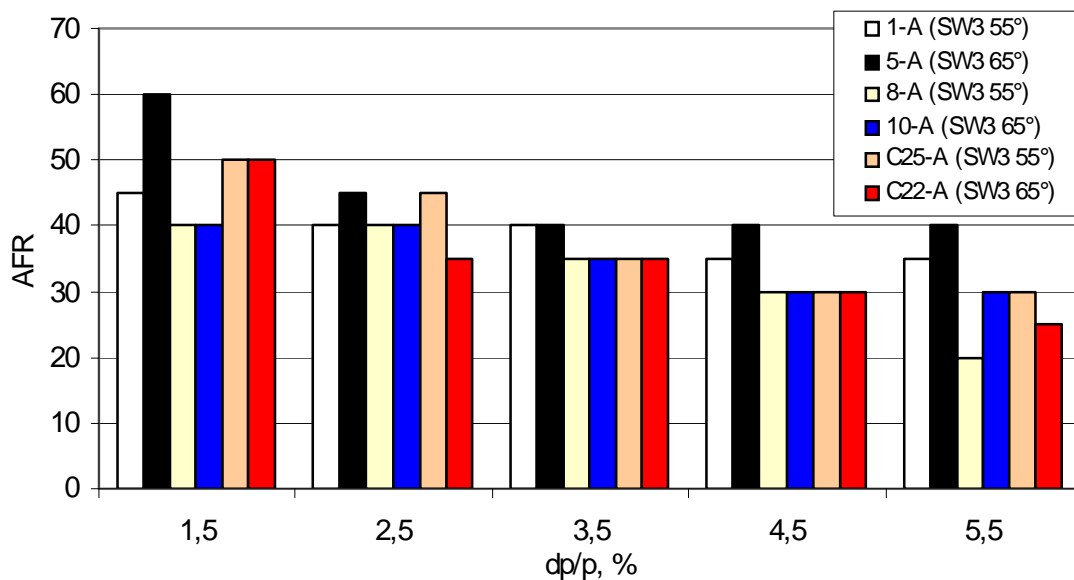


Bild 7.16: Einfluss des Swirlers 3 auf die Zündung

Der sehr gute Zusammenhang zwischen der Spray- und Flammenform ist in Bild 7.17 erkennbar.

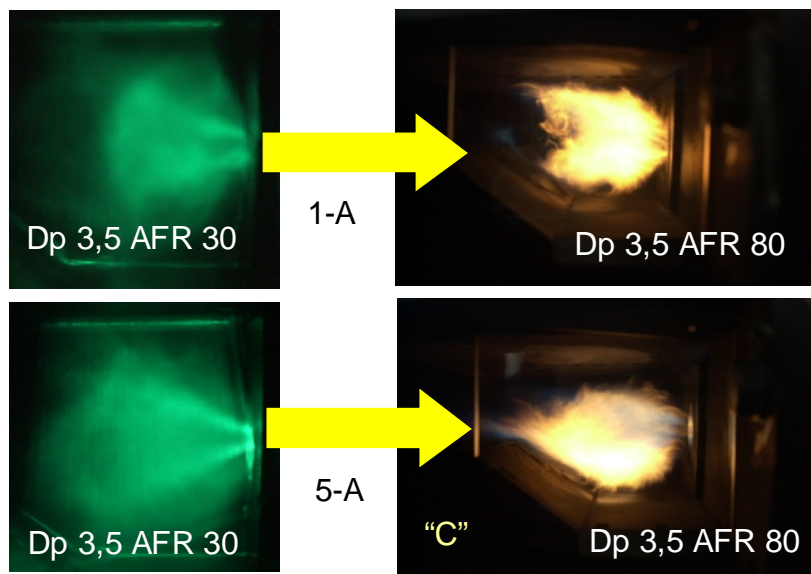


Bild 7.17: Mie-Fotos und Flammenbilder für SW3=55° und SW3=65°

#### 7.4. Einfluss der Zerstäubungsqualität auf Stabilität und Zündwilligkeit

Die beiden eingesetzten Zerstäuberdüsen erzeugen einen Spray - Hohlkegel während der Zerstäubung. Da zu erwarten ist, dass die Tropfenbildungsmechanismen eine wichtige Rolle bei der Gemischbildung und schließlich bei der Gemischzündung spielen, sollen in erste Linie die Zerfallsmechanismen des Kraftstoffstrahls bei unterschiedlichen Bedingungen an dieser Stelle kurz erläutert werden. Mit diesem Ziel wurde das Laserlichtschnittverfahren für die Untersuchung des Kraftstoffsprays eingesetzt. Im ersten Schritt erfolgte die Kraftstoffzerstäubung ohne Luftunterstützung. Ziel war es hierbei, die Zerfallmechanismen und Sprayparameter unter normalen atmosphärischen Bedingungen zu untersuchen.

Es wurden dazu zwei verschiedene Zerstäuber mit folgenden Flusszahlen (Flownumber) benutzt: FN=MAX und MIN. Die kleinere Flusszahl bewirkt einen höheren Kraftstoffdruck im System. Bei einem gegebenen Kraftstofffluss sollte dadurch die Zerstäubung verbessert werden.

Einen Vergleich zwischen den Kraftstoffsprays beider Düsentypen illustriert Bild 7.18. Die obere Reihe der Fotos entspricht der Düse mit höheren Durchsatz, die untere Reihe entspricht dem kleineren Zerstäuber. Die Kraftstoffmassendurchsätze sind in kg/h angegeben.

Wie in den Bildern ersichtlich ist, dominiert hier der Zerfall durch aerodynamische Wellenbildung [70]. Der Zerfall der bereits gebildeten Kraftstoffwellen wird durch die entstandenen Lamellenschwingungen mit zunehmendem Abstand von der Düse eingeleitet.

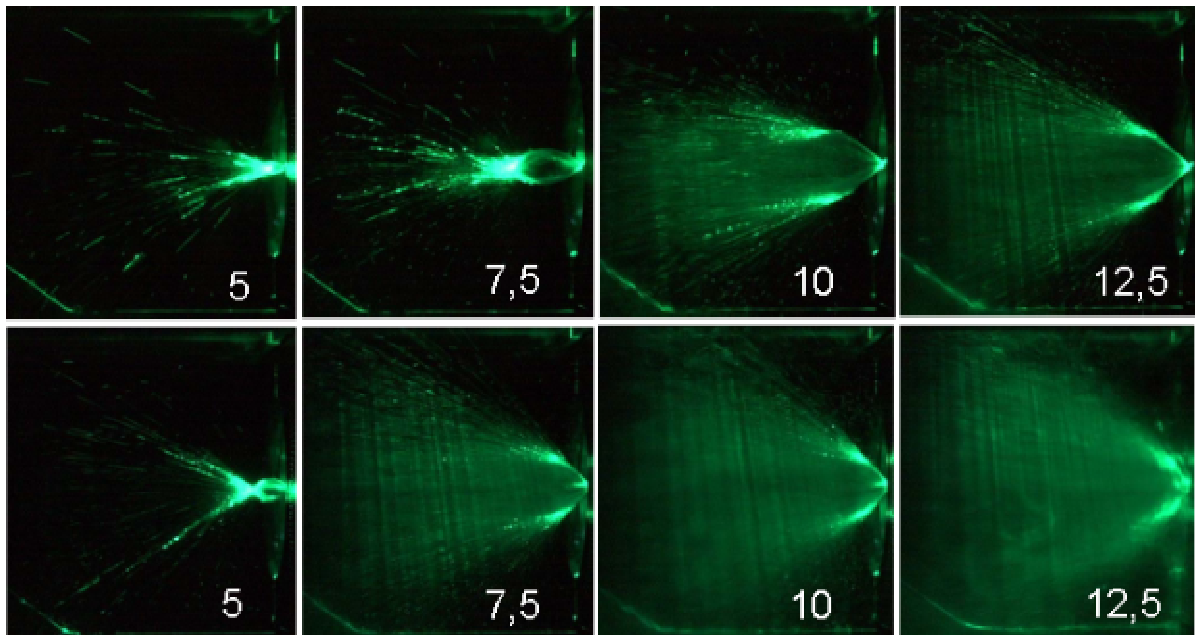


Bild 7.18: Variation des Spraywinkels mit zunehmendem Kraftstoffmassenstrom. Die Werte auf den Fotos entsprechen dem Kraftstoffmassenstrom in kg/h

Die ersten zwei Fotos aus der oberen Reihe sowie das erste Bild unten weisen auf eine unzureichende Zerstäubungseffektivität hin. Bei sehr geringem Kraftstoffdruck, der sich bei niedrigen Massenströmen einstellt, findet kein Zerfall der einzelnen Kraftstofffäden am Düsenaustritt statt. Hierbei verwickeln sich die Fäden in Folge der Wirkung von Zentrifugalkräften und bilden sogenannte Schleifen. Erst ab einem Massenstrom von etwa 10 kg/h im Fall der größeren Düse und entsprechend 7,5 kg/h bei der kleineren Düse findet ein vollständiger Kraftstoffzerfall statt. Die Zerstäubung bei 12,5 kg/h kann einer endgültigen Sprayform entsprechen.

Das Bild 7.19 stellt die Abhängigkeit des Spraywinkels vom Massenstrom dar. Der Winkel von ca. 85° wird mittels der Düse mit FN MIN bei deutlich niedrigerem Kraftstoffmassenstrom erreicht, als im Falle der FN MAX. Es ist auch zu erwarten, dass der kleine Zerstäuber in Folge des höheren Kraftstoffdruckes deutlich feinere Tropfen erzeugt.

Da die meisten Tests mit Kraftstoffmassenströmen im Bereich von ca. 7 bis 15 kg/h durchgeführt wurden, weisen die in Bild 7.19 dargestellten Linien auf eine unzureichende Kraftstoffzerstäubung während des Brennkammerbetriebs hin. Ohne Luftunterstützung zerfallen die einzelnen Tropfen nicht vollständig, wodurch die Gemischbildung und Verbrennung negativ beeinflusst werden könnte.

Die Spraybildung ändert sich grundsätzlich unter der Voraussetzung der Lufteinblasung. Die untere Reihe der Sprayfotos in der Abbildung 7.19 entspricht der Kraftstoffzerstäubung bei einem Luftmassenstrom etwa 0,130 kg/h und einem Druckabfall von 3,5%.

Der Kraftstoffstrahl zerfällt durch die mittels der Luftströmung erzeugten Scherkräfte deutlich besser. Eine hervorragende Gemischbildung wird hierbei bereits bei sehr

geringen Kraftstoffmassenströmen erreicht. Die ersten zwei Fotos der unteren Bilderreihe entsprechen dem Massenströmen von 5 kg/h und 7,5 kg/h und zeichnen sich durch eine starke Ablenkung der Tropfenlaufbahnen aus, welche aus der Zusammenwirkung zwischen Luft- und Kraftstoffmomentum resultiert.

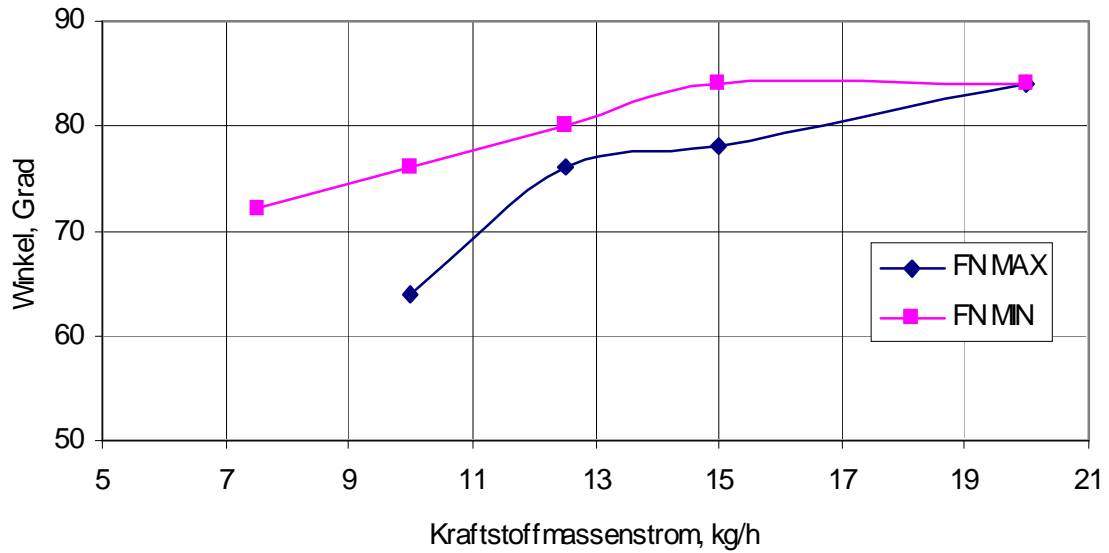


Bild 7.19: Variation des Spraywinkels mit zunehmendem Kraftstoffmassenstrom

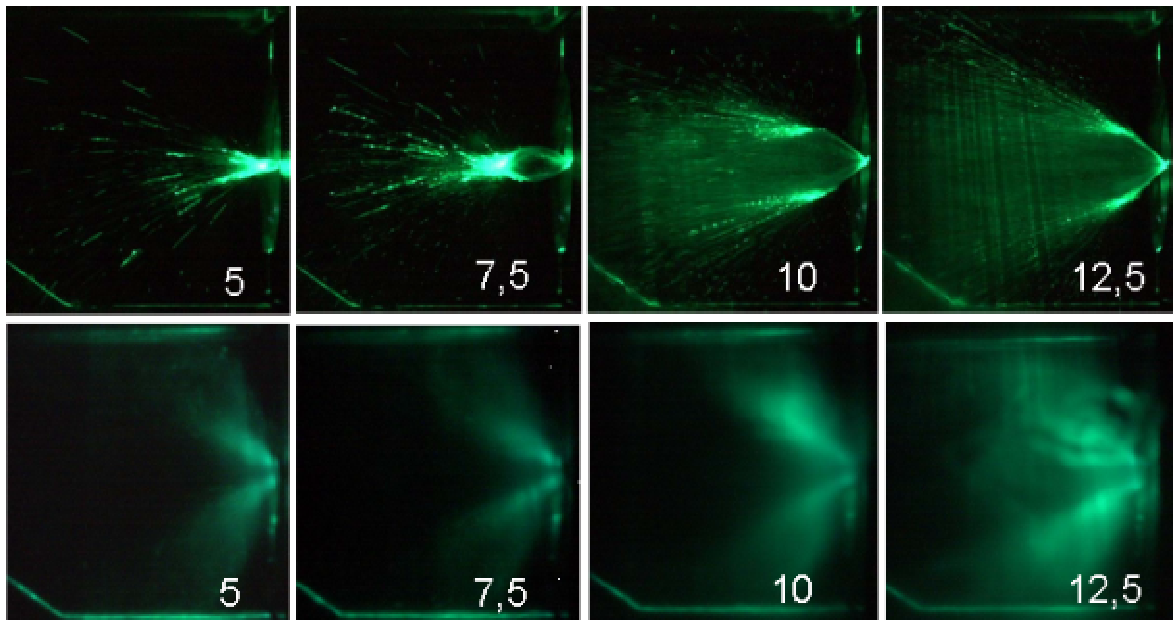


Bild 7.20: Vergleich der Spraybilder mit- und ohne Luftenblasung. Die Werte auf den Fotos entsprechen dem Kraftstoffmassenstrom in kg/h.

Im Hinblick auf die Verbesserung der Zündbarkeit hängt die minimale Zündenergie hauptsächlich davon ab, wie viel verdunsteter Kraftstoff im Zündkerzenbereich zur Verfügung steht. Besser zerstäubter Kraftstoff (kleinere SMD bei niedrigen FN) verdampft besser. So ist es sinnvoll, die Menge der kleineren Tröpfchen im Kraftstoffstrahl zu vergrößern, um die Zündwilligkeit zu verbessern, was gleichzeitig zu einer Verbesserung der Stabilität führen sollte. Ein weiterer Parameter ist die für die Kraftstoffverdampfung zur Verfügung stehende Zeit. Diese Einflußgröße wurde im Rahmen der Testprogramme nicht variiert.

Für die Untersuchung des Einflusses der Zerstäubungsqualität auf die Stabilität und Zündwilligkeit wurden zwei Konfigurationen mit den vorhandenen Druckzerstäubern (FN=MAX und FN=MIN) gewählt.

Bild 7.21 (links) zeigt einen Vergleich zwischen den beiden Zerstäubern, welche in der Konfiguration C1-A getestet wurden. Der kleinere Zerstäuber unterstützte die Verbrennungsstabilität und verbesserte die Zündwilligkeit. Das Kraftstoff-Luftgemisch zündete gut bei einem AFR von 30 bei größeren Flusszahlen und einem AFR von 50 bei kleineren Zerstäuberflusszahlen. Allein durch die Benutzung eines kleineren Zerstäubers verbesserte sich die Stabilität von  $AFR_{LBO}=130$  auf  $AFR_{LBO}=145$ .

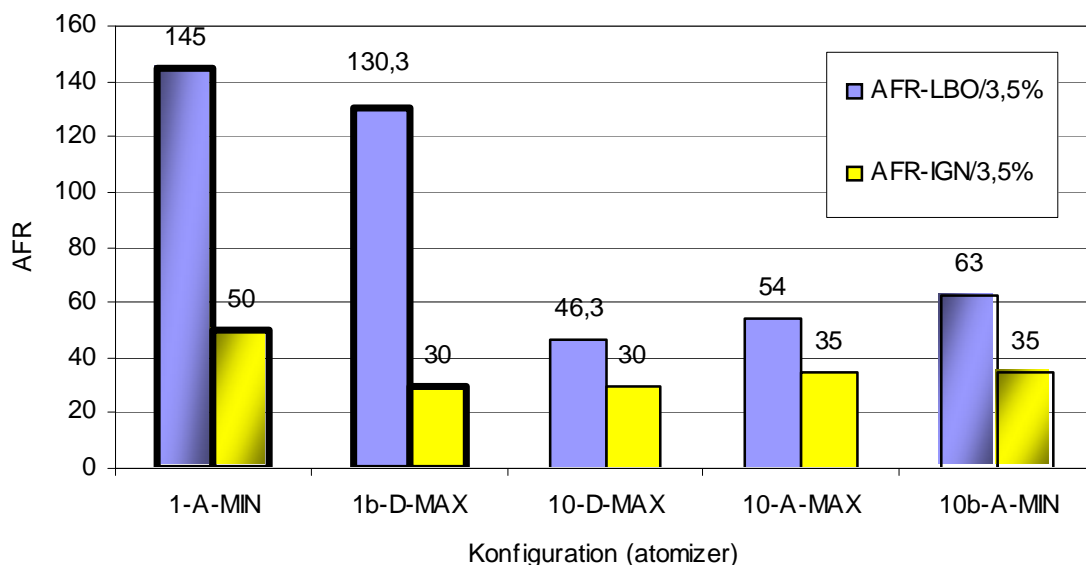


Bild 7.21: Einfluss der Kraftstoffzersäubung auf die Zündung

Der gleiche Trend wurde auch bei der Konfiguration 10 zusammen mit den gleichen zwei Zerstäubertypen beobachtet. Die Stabilität verbesserte sich von  $AFR_{LBO}=54$  auf  $AFR_{LBO}=63$  nur durch die oben beschriebene Verbesserung der Zerstäubungsqualität.

Mit der Verbesserung der Zerstäubungsqualität werden die Verbrennungsparameter verbessert, wie im Bild 7.21 ersichtlich ist. Es sollte daher angestrebt werden, die

Zerstäubungsqualität durch eine Minderung der Düsendurchflusszahlen zu verbessern. Hierbei setzen die konstruktiven Randbedingungen in realen Triebwerken der Verkleinerung der Durchflusszahl Grenzen.

### 7.5. Einfluss des Luftmassenstroms

Wie im Kapitel 2 bereits erwähnt wurde, beeinflusst die Strömungsgeschwindigkeit im Zündkerzenbereich das Zündverhalten sehr stark. Da die Luftgeschwindigkeit an der oberen Brennkammerwand je nach Brennerkonfiguration unterschiedlich ist, sollte im Rahmen dieser Untersuchung ein allgemeiner Trend für den Luftmassenstrom gefunden werden.

Mit diesem Ziel wurden die Ergebnisse sämtlicher Zündversuche in einem Diagramm zusammengestellt, wobei das Zündverhalten auf der Ordinatenachse in Form der AFR-Zündwerte aufgetragen wurde.

Die Tests an der Brennkammer zeigten, dass eine Erhöhung des Luftmassenstroms zu einer Verschlechterung der Zündbarkeit des Brenners führt. Diese Tendenz wurde bei allen Konfigurationen festgestellt, weshalb es sinnvoll ist, eine Trendlinie für die Charakterisierung des Zündverhaltens des verwendeten Brennerkonzeptes in Form einer Funktion des Luftmassenstroms einzuführen.

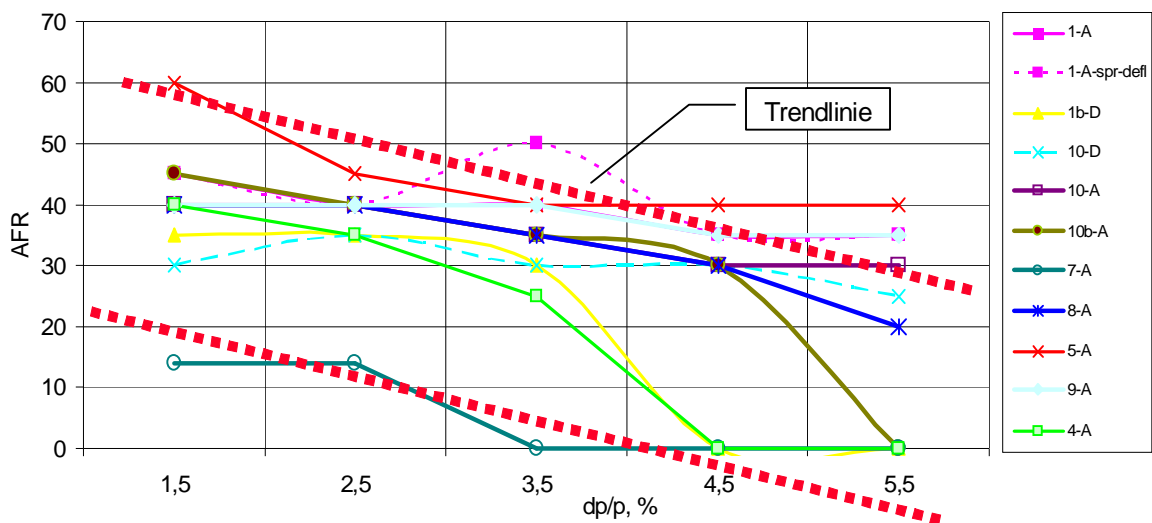


Bild 7.22: Einfluss des Luftmassenstroms auf die Zündung

Durch die Abhängigkeit des Brennkammerluftmassenstroms vom Betriebszustand des Triebwerks kann dieser Parameter zur Verbesserung der Zündwilligkeit allerdings nicht herangezogen werden.

### 7.6. Einfluss der Brennkammerwandtemperatur

Der Kraftstoffzerstäubungsprozess hat einen dominierenden Einfluss auf die Zündung. Während der Einspritzung kondensiert ein großer Teil des eingespritzten



Kraftstoffes an der Brennkammerwand und bildet einen Kraftstofffilm. Dies wiederum reduziert die Kraftstoffkonzentration in der Brennkammer.

Generell gilt, dass eine größere Brennkammerwandtemperatur den Verdampfungsprozess verbessert. Dieser Einfluss auf die Zündwilligkeit wurde bei einigen Tests ermittelt.

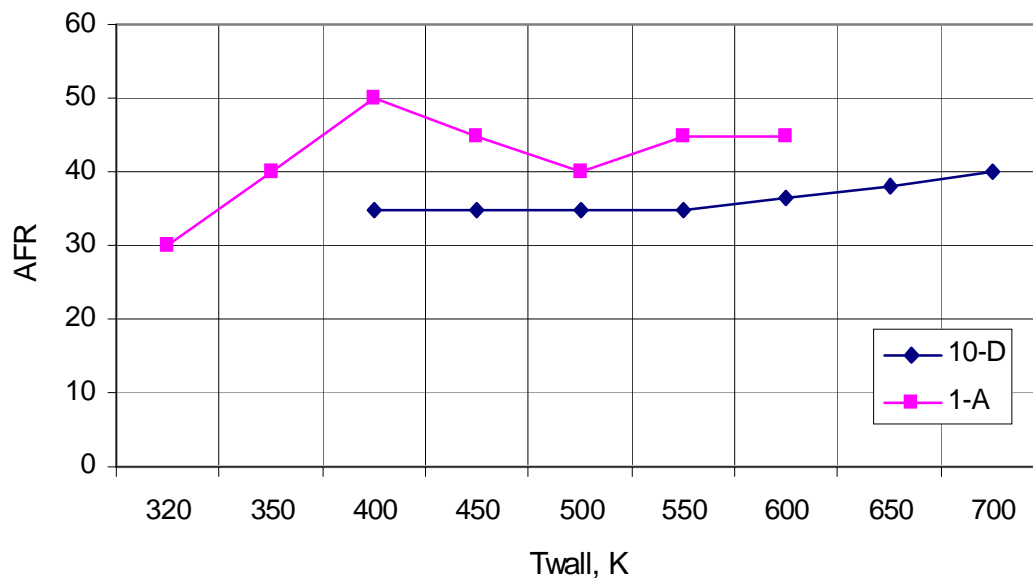


Bild 7.23: Einfluss der Brennkammerwandtemperatur auf die Zündung

Der erste Test (Bild 7.23) zeigt, dass die Brennkammerwandtemperatur einen sehr großen Einfluss auf die Zündwilligkeit hat. Unter 400K war nur in wenigen Fällen eine Zündung möglich. Bei den meisten Konfigurationen konnte nur bei Temperaturen von über 400K gezündet werden. Als Regel kann festgehalten werden, dass auf Grund der verbesserten Kraftstofffilmzerstäubung die Zündwilligkeit durch die Erhöhung der Brennkammerwandtemperatur verbessert wird (Bild 7.23). Im Fall von Konfiguration 1-A (Zerstäuber mit kleiner Flusszahl) war auch eine gute Zündung mit kalten Brennkammerwänden möglich. Eine weitere Erhöhung der Brennkammerwandtemperatur zeigte keine weitere Verbesserung der Zündwilligkeit. Die  $AFR_{ign}$  schwankte zwischen 40 und 50.

Somit bewirkt die Wandtemperatur eine Verbesserung des Zündverhaltens im Wesentlichen im Bereich unter 400 K.

## 7.7. Einfluss der T30 Temperatur

Ein ähnlicher Einfluss auf die Zündwilligkeit wurde bei der Veränderung der Lufteinlasstemperatur T30 beobachtet. Bild 7.24 zeigt das Verhalten der Zündwilligkeit bei verschiedenen Temperaturen. In den meisten Fällen war eine Zündung erst nach einer Erhöhung von T30 auf T30=400 bis 450K möglich, wobei die Brennkammerwände eine Mindesttemperatur von 400K erreicht hatten. In diesem

Temperaturbereich verdunstete und zündete das Kraftstoff-Luft Gemisch viel besser. Bis zu einer Temperatur von  $T_{30}=450\text{K}$  verbesserte sich die Zündwilligkeit relativ stark, währenddessen ab dieser Temperatur keine weitere Verbesserung bemerkbar war.

Der Verlauf der  $T_{30}$  Temperaturkurve ist typisch für alle getesteten Konfigurationen.

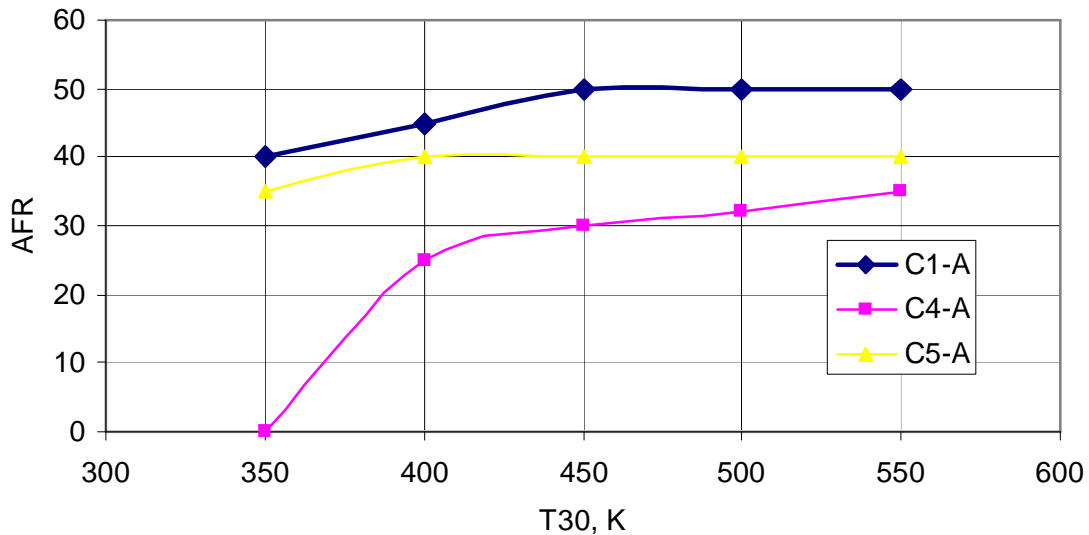


Bild 7.24: Einfluss der  $T_{30}$  Temperatur auf die Zündung

### 7.8. Die vertikale Position des Zünders

Die Parameter wie Kraftstoff- und Luftmassenstrom sind nicht die einzigen Faktoren, die die Zündung beeinflussen. Es ist weiterhin sehr wichtig, die vertikale Zünderposition bezüglich der Brennkammerwand zu betrachten. Es wurde vermutet, dass sich die Zündung verbessert, wenn man die Zünderspitze weiter in die Brennkammer hineinschiebt.

Bild 7.25 beantwortet diese Frage. Im Fall der Konfiguration C1-A zeigt der Trend eine Verminderung der Zündwilligkeit. Eine Verbesserung der Zündverhältnisse könnte durch eine Positionierung des Zünders nahe der Brennkammerwandrand, aber nicht direkt an der Brennkammerwandoberfläche, erreicht werden. Das Optimum wurde, durch eine Verschiebung um 3 bis 4 mm bezüglich der Brennkammerwandoberfläche (siehe Bild 7.25) erreicht. Wenn die Zünderposition auf dem gleichen Niveau wie der Brennkammerwandrand positioniert ist, bewegt sich der Kraftstofffilm, der durch die Zerstäubung entstanden ist, entlang der Brennkammerwand und erreicht die Region um die Zünderposition. Der Zünder wurde feucht, wodurch sich die Zündwilligkeit verschlechterte. Eine geringe Verschiebung des Zünders vom Rand der Brennkammerwand verursacht die Zerstörung des Kraftstofffilmes in der Zünderpositionennähe. Im ersten Fall erreicht der Kraftstofffilm

die Bohrung, in der die Zündkerze steckt, im anderen Fall lenkt die ausragende Zünderspitze den Film um.

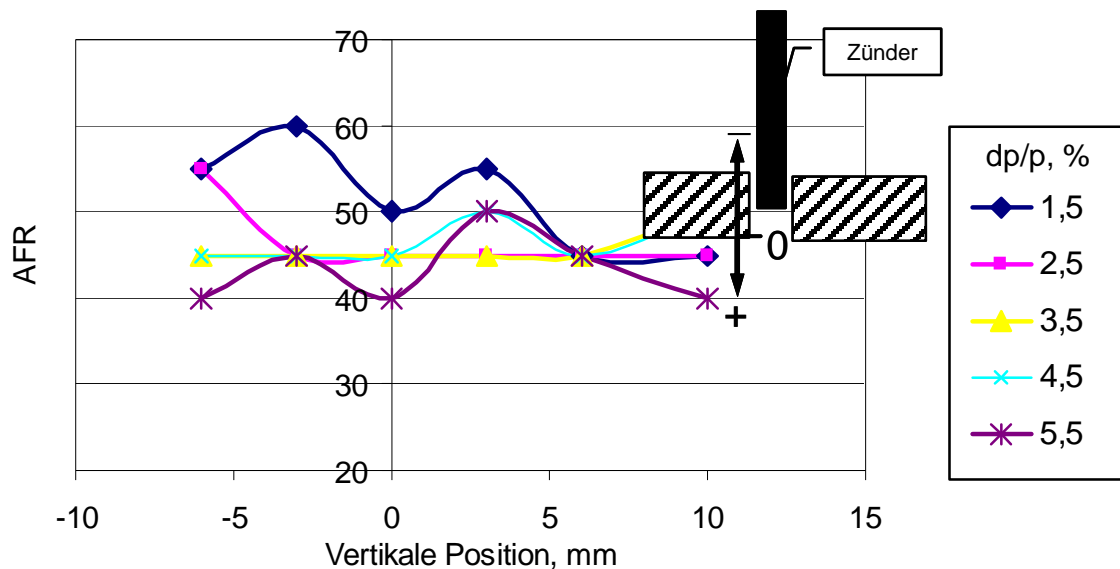


Bild 7.25: Einfluss der vertikalen Zünderposition auf die Zündung (C1-A)

Die Zündwilligkeit verschlechterte sich sehr stark, wenn die Zünder Elektrode zu weit von der Oberfläche der Brennkammerwand (ca. 5 bis 10 mm) entfernt wurde. Der Hauptgrund dafür könnte das zu magere Kraftstoff-Luft Gemisch sein, was allerdings von der getesteten Konfiguration abhängig ist. Das gilt sowohl für den Fall des „versteckten“ Zünders (linker Teil des Diagramms) als auch für den Fall, in dem der Zünder tief in die Brennkammer hineinragt (rechter Teil des Diagramms). Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die beste Zündwilligkeit bei der Entfernung  $\pm 3$  bis 4 mm von der Oberfläche der Brennkammerwand erreicht werden kann. Diese Tendenz wurde auch bei unterschiedlichen Druckabfällen in der Brennkammer bestätigt.

## 7.9. Horizontale Zünderposition

Die horizontale Zünderposition ist ein weiterer Parameter, der die Zündung beeinflusst. Theoretisch ist es möglich, den Zünder entlang der oberen Brennkammerwand stufenlos zu verschieben. Das numerische Optimum der Zünderposition wird durch die Abschätzung der Zündenergie mittels des bereits beschriebenen Zündprogramms, welches die Ergebnisse der CFD-Simulation für die Berechnung verwendet, ermittelt.

Im Experiment am Brennkammerprüfstand wurde der Zündprozess bei fünf verschiedenen horizontalen Zünderpositionen getestet. Jeder Zündungstest wurde an allen 5 Zünderpositionen durchgeführt.

Bild 7.26 zeigt die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen in jeder getesteten Position, welche auf der x – Achse zu sehen ist. Die Untersuchungen wurden bei fünf verschiedenen Luftmassenströmen durchgeführt, welche durch die unterschiedlich markierten Kurven im Diagramm dargestellt sind.

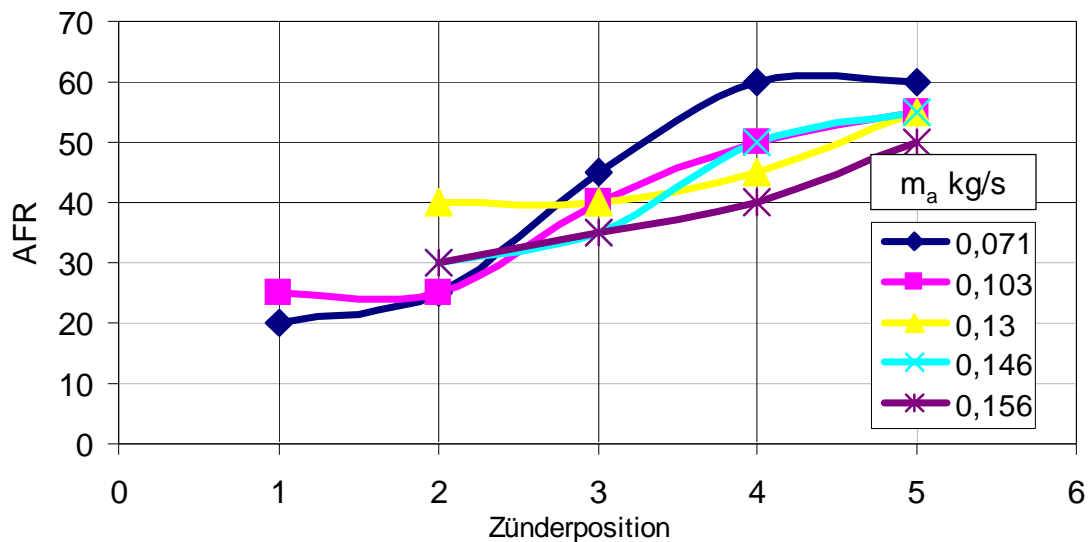


Bild 7.26: Einfluss der horizontalen Zünderposition auf die Zündung (Konfiguration C1-A)

Die Zündwilligkeit erhöhte sich, je weiter der Zünder stromabwärts positioniert wurde. Die beste Position wurde nahe dem Brennkammerausgang gefunden. Diese experimentellen Ergebnisse bestätigen die Resultate einer Simulation mittels Zündungssubroutine.

Das Ergebnis, welches man aus dem Zündungsunterprogramm erhält, ist die Funktion der minimalen Zündenergie entlang der Brennkammerwand. In dem untersuchten Abschnitt  $x$  sinkt die minimale Zündenergie, was der Verbesserung der Zündbarkeit entspricht. Diese Tendenz wurde auch experimentell bewiesen.

An dieser Stelle soll ebenfalls vermerkt werden, dass die Simulationsergebnisse auch eine gewisse Abhängigkeit des Zündverhaltens vom Tropfendurchmesser SMD zeigen (Bild 7.27).

Das Gemisch zündet im Fall der größeren Tropfen (höhere SMD) viel besser. Diese Tatsache kann dadurch erklärt werden, dass die kleineren Tropfen mit der Luftströmung aus der Brennkammer aus dem Zünderbereich ausgeblasen werden. Die schwereren und weniger gegenüber der Luftströmung empfindlichen Tropfen werden dagegen zur Brennkammerwand geleitet und weniger von ihrer Anfangsrichtung abgelenkt, was letztendlich die Kraftstoffkonzentration an der Zündkerze vergrößert.

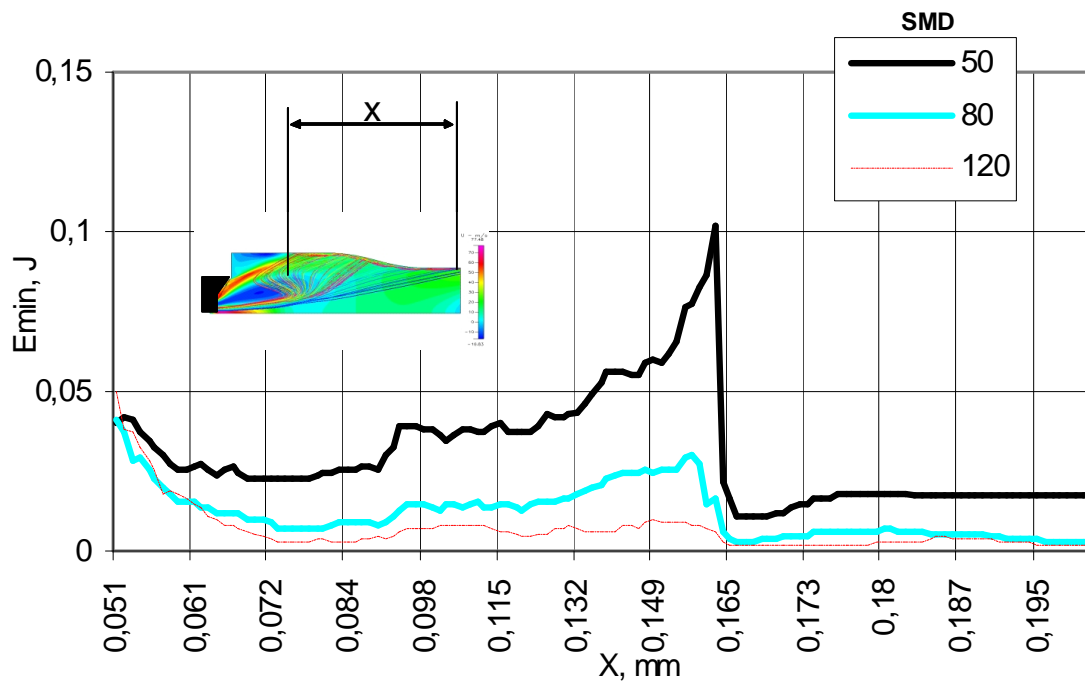


Bild 7.27: Einfluss der horizontalen Zünderposition auf die Zündung (C1-A)

### 7.10. Lufteinströmung um die Zünderregion

In einer realen Brennkammer wird der Brennkammerwand kühlende Luft zugeführt. Um diese Effekte zu modellieren, wurde eine Luftzufuhr um das Zündareal angelegt.

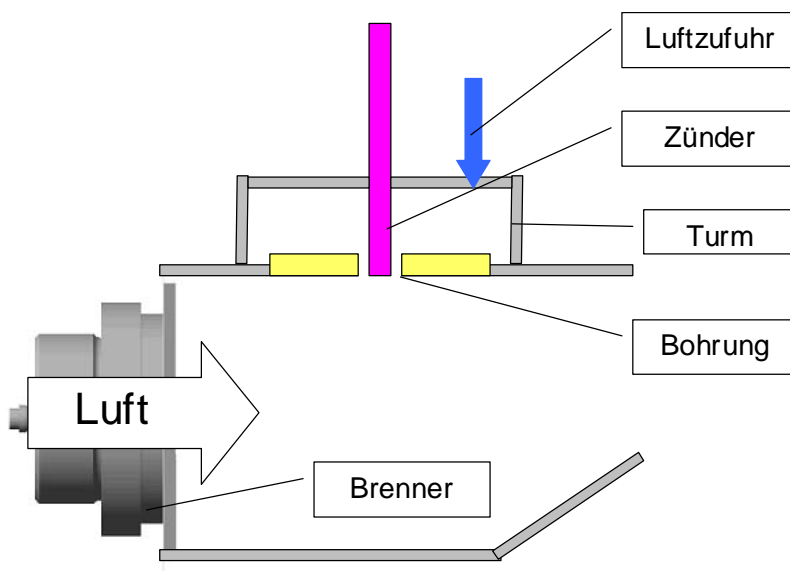


Bild 7.28: Prinzipschema der Luftzufuhr in die Zünderregion

Auf die obere Brennkammerwand wurde ein zylindrischer Teil angeschweißt, um eine gleichmäßige Luftzufuhr durch einen 2 mm breiten Ring zu realisieren (Bild 7.28). Die ersten Testergebnisse zeigten eine starke Abhängigkeit der Zündung vom einströmenden Luftmassenstrom (Bild 7.29). Eine Erhöhung des Luftmassenstroms reduziert hierbei die Zündwilligkeit. Bei  $dp/p=3,5\%$  (Druckdifferenz zwischen dem Turm und der Brennkammer), was dem Luftmassenstrom in der Brennkammer entspricht, war keine Zündung möglich. Der Hauptgrund dafür ist die zu schnelle horizontale Luftströmung in der Region um den Zünder.

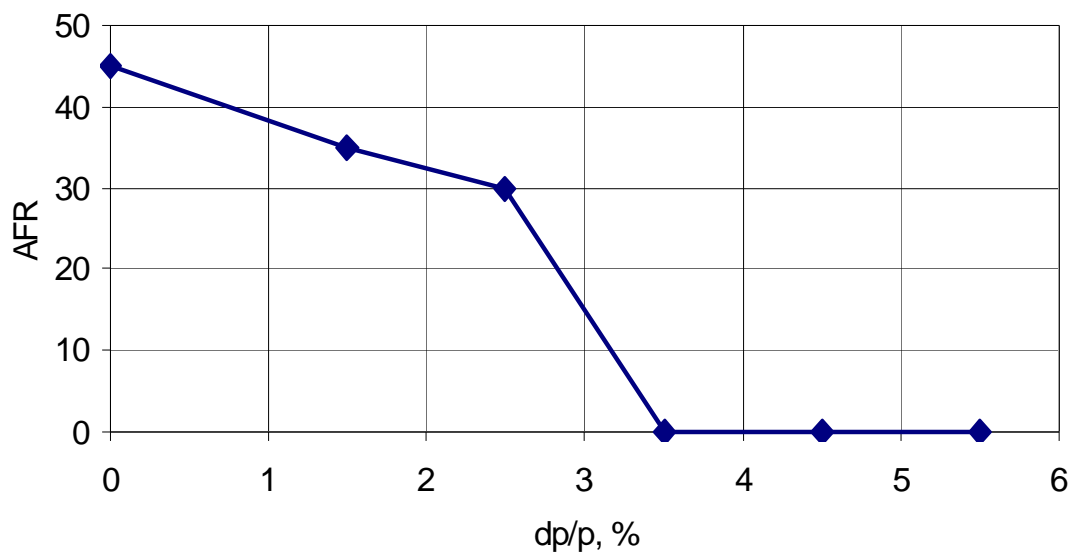


Bild 7.29: Einfluss der Lufterströmung in die Zünderregion

Zusammenfassend ist der Zündprozess an der Zündkerze hauptsächlich durch den Luftstrom definiert. Es ist daher sinnvoll, die Strömungen in der Zünderregion weiter zu erforschen.

### 7.11. Einfluss der Interaktion mit der Brennkammerwand

Die untersuchte Zündwilligkeit hängt stark von der Interaktion der Kraftstofftropfen mit der Brennkammerwand ab. Der Zünder ist an der oberen Brennkammerwand angebracht. Damit ist der Einfluss der Brennkammerwandinteraktion auf die Bildung des Kraftstoff-Luftgemisches in der Umgebung der Zündkerze dominierend. Da das experimentelle Modellieren jeder möglichen Situation an der Brennkammerwand sehr schwierig ist, muss dieser Teil von der Simulation übernommen werden.

Grundsätzlich existieren drei Möglichkeiten der Interaktion eines Sprayteilchens mit der Brennkammerwand [57]: abprallen (bounce), verdunsten oder festkleben (stick) und zerstäuben (vanish). Die Möglichkeit des Abprallens erlaubt es dem simulierten Partikel, mit einem vom Benutzer zur Verfügung gestellten Koeffizienten, von der

Wand abzurallen (oder zu reflektieren). Hierbei bedeutet der Wert von 0, dass das Partikel alle normalen Momente verliert. Der Wert 1 beschreibt den „perfekten“ Abpraller.

Im „Verdunstungs“-Fall stoppt das Programm die Übertragung der Tropfenbewegung, wenn das Tröpfchen die Brennkammerwand erreicht. Die dritte Option des „Festklebens“ bzw. „Zerstäubens“ ermöglicht es, die Übertragung zu stoppen, wenn das Tröpfchen in die Brennkammerwand einschlägt. Das Tröpfchen verdunstet vollständig.

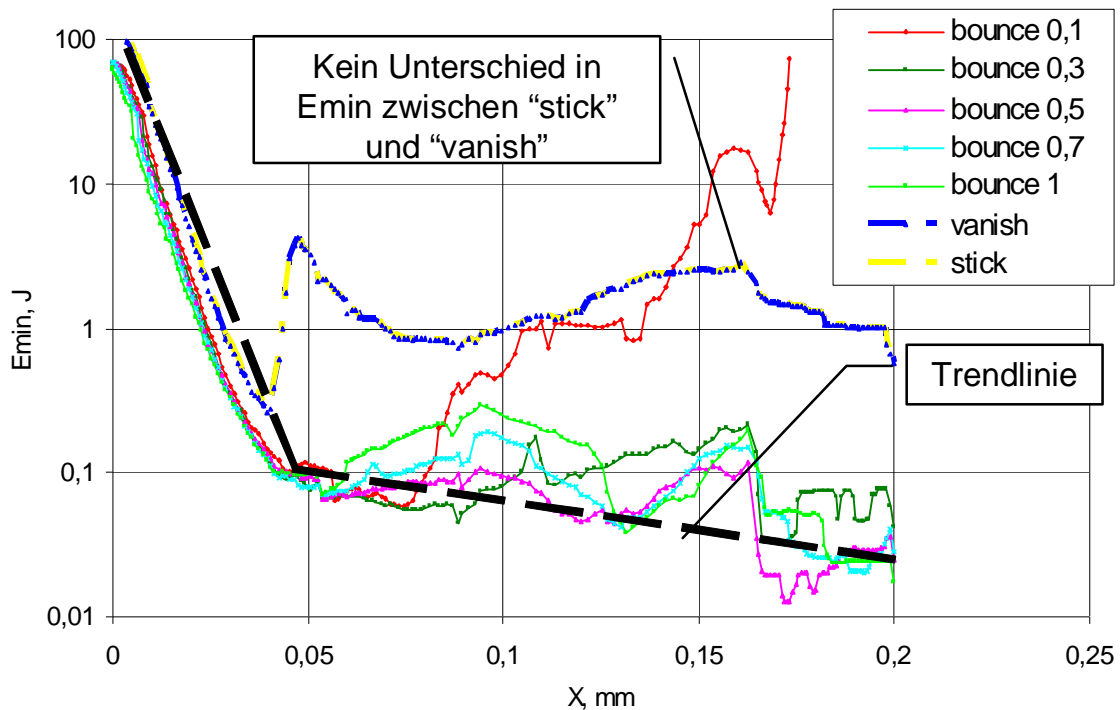


Bild 7.23: Einfluss der Interaktion mit der Brennkammerwand auf die Zündung

Im Bild 7.23 sind die Ergebnisse der Simulation der minimalen Zündenergie mit verschiedenem Spray – Brennkammerwand - Interaktionen dargestellt. Die höchste Zündenergie entlang der oberen Brennkammerwand wurde bei den Optionen „Verschwinden und Steckenbleiben“ errechnet. Die berechnete minimale Zündenergie erreicht ihr Maximum im Fall der Reflektion von der Wand mit dem Koeffizienten von 0,1 am Brennkammerausgang. Ein möglicher Grund dafür ist das dominierende axiale Moment in dem Punkt, wenn das Partikel in die Brennkammerwand einschlägt. Falls die Reflektionskoeffizienten im Bereich von 0,3 – 1,0 liegen, erreicht die minimale Zündenergie fast die gleichen Werte mit kleiner Abweichung. Diese Simulationsergebnisse stimmen mit dem Experiment überein.

## 8. Diskussion der Ergebnisse

### 8.1. Interaktion zwischen Spray und Luftströmung

Wie bereits gezeigt wurde, gehört die Spray-Luftströmungsinteraktion zu den einflussstärkeren Faktoren, welche die Zündungseigenschaften beeinflussen. Sowohl der Luftdrall als auch der Kraftstoffstrahl haben eigene Impulse, was zu einer Veränderung der Kraftstofftropfenlaufbahnen infolge des Einflusses von Luftströmung führt. Die Kinematik der Tropfenbewegung in der verdrallten Luft ist völlig anders als in ruhender Umgebung. Bei unterschiedlichen Luftströmungsfeldern, wie z. B. der zentralen und „bifurcated“ Rezirkulation, wird der Kraftstoffstrahl unterschiedlich abgelenkt. Bild 8.1 zeigt zwei unterschiedliche Sprayformen, welche immer bei gleichen Luftströmungsbedingungen vorkommen. Diese Instabilitäten wurden zum Beispiel im Fall von C1-A, C1b-A, C9b-A beobachtet. Das Foto im Bild 8.1 links zeigt das „Narrow Cone“ Spray, welches sehr oft zur „Wide Cone“ Sprayform wechselt (Foto rechts). Der Kraftstoffstrahl wird im rechten Foto direkt zur Zündkerze gerichtet. Andererseits, kann die Situation links für die Zündung nicht fördernd sein. In diesem Fall wird das Gemisch in Folge einer Explosion bei sehr niedrigen AFRs gezündet.

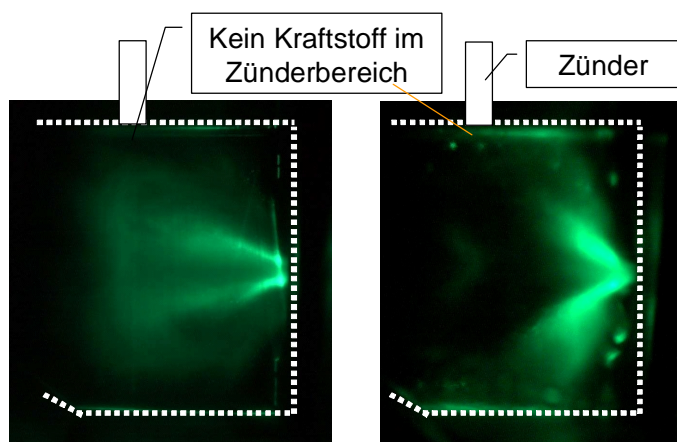


Bild 8.1: Zwei unterschiedliche Sprayformen (C7-A)

Um das Spray hinreichend genau charakterisieren zu können, wurden die zwei Parameter, Tropfenzkonzentration und Spraywinkel, ausgewählt. Die Methodik der Sprayauswertung aufgrund der Mie-Aufnahmen wurde bereits im Kapitel 6 beschrieben.

Die Tropfenzkonzentration wurde entlang der Vertikallinie ermittelt, welche durch den Zünder orthogonal zur Brennkammerachse weist. Die entsprechenden Lichtintensitätswerte wurden auf der Ordinatenachse aufgetragen. Die Intensität der Mie-Strahlung gibt indirekt die Information über die Tropfenzkonzentrationen wieder.

Ein weiterer wichtiger Parameter ist der Spraywinkel  $a$ , welcher zwischen der vertikalen Brennkammerachse und dem Kraftstoffstrahl definiert ist. Für den Winkel  $b$ , der im darauf folgendem Diagramm verwendet wird, gilt:  $b = 90^\circ - a$ .



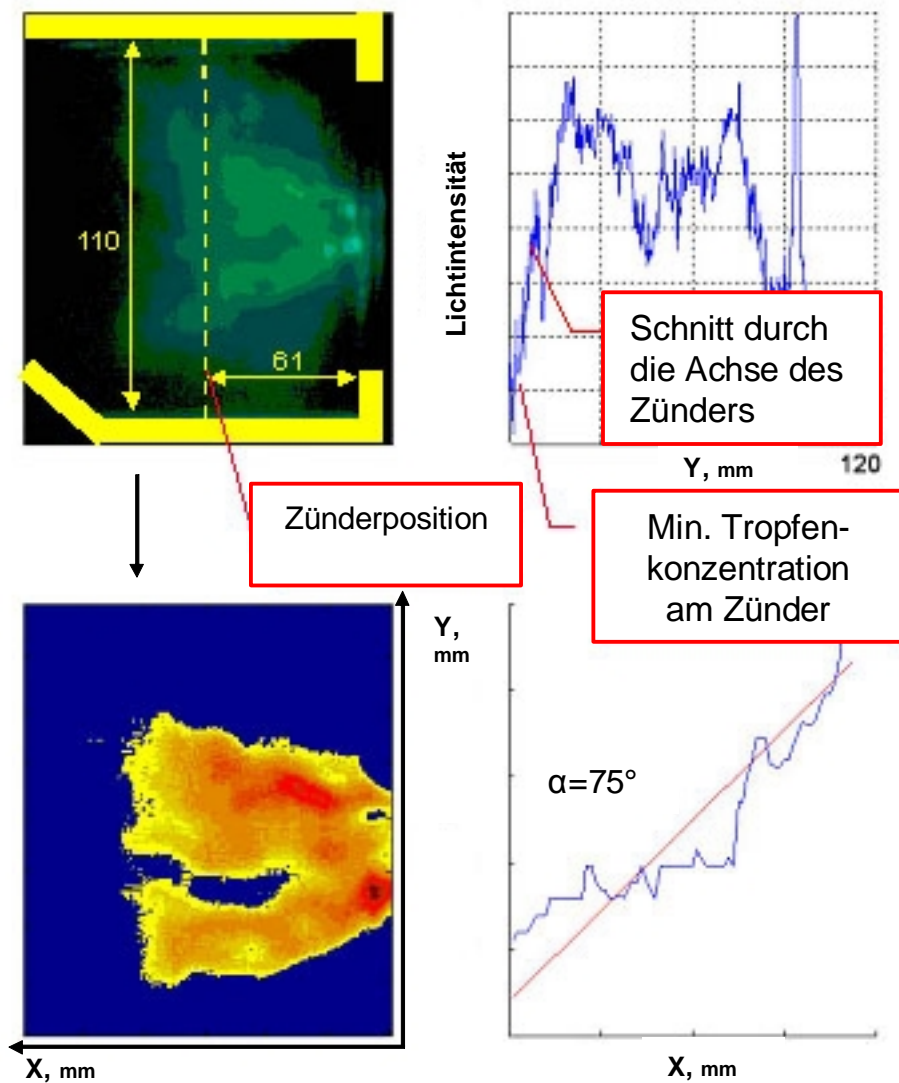


Bild 8.2: Beispiel der Auswertung eines „Narrow Cone“ Sprays

Die Fotos im Bild 8.2 stellen den „Narrow Cone“ Fall der Konfiguration C1-A dar. Das Bild 8.3 zeigt dagegen das „Wide Cone“ Spray der gleichen Konfiguration.

Verwendet man die Ergebnisse aus einer Serie von Experimenten, so kann eine zweidimensionale Matrix für den Spraywinkel  $\alpha$  erstellt werden. Der Luftmassenstrom wurde dabei im Bereich der mit ihm korrespondierenden Druckabfalls zwischen 1,5% und 5,5 % variiert. Der Kraftstoffmassenstrom wurde von 0 bis 15 kg/h verändert.

Die beiden Oberflächen in den Bildern 8.4 und 8.5 geben den Spraywinkel  $\alpha$  als Funktion des Kraftstoff- und Luftmassenstromes wieder. Es wurde erwartet, dass die beiden Oberflächen, für „Wide-“ und „Narrow Cone“, die für die identischen Betriebsbedingungen erstellt sind, eigentlich keine Unterschiede aufweisen sollten. Praktisch gesehen, sind die beiden Funktionen nicht gleich. Der mit den höheren

Kraftstoffmassenstrom korrespondierende Bereich im Bild 8.4 entspricht dem „Wide Cone“ Spray, obgleich bei den ähnlichen Bedingungen auch das „Narrow Cone“ Spray existieren kann (Bild 8.5). Wenn man die Bilder 8.4 und 8.5 vergleicht, so wird man feststellen, dass der mit den niedrigeren Kraftstoffmassenströme korrespondierende Teil der Oberfläche ohne Veränderung bleibt, was bedeutet, dass das Spray im Bereich der höheren Kraftstoffmassenströme und mittleren Luftdurchsätze nicht stabil ist.

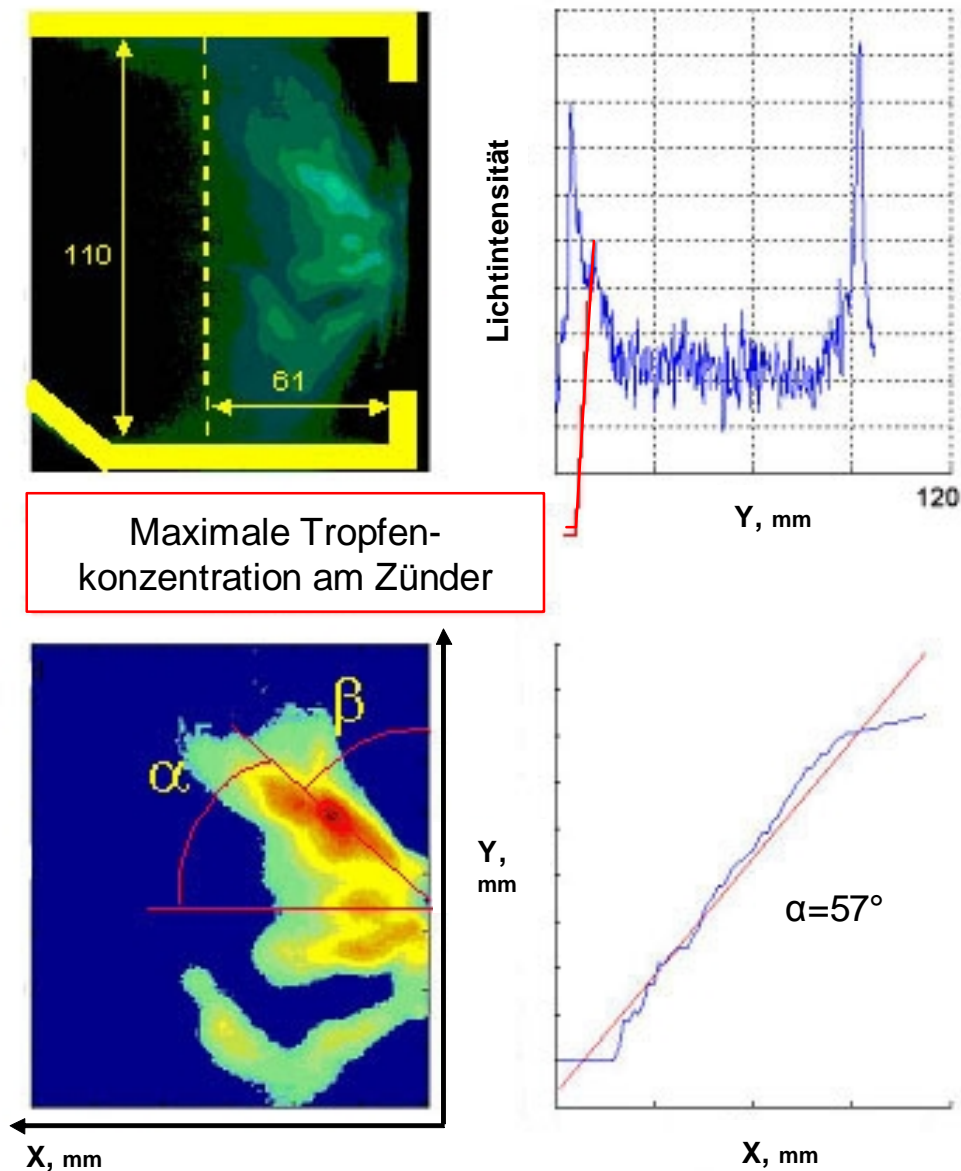


Bild 8.3: Auswertung eines „Wide Cone“ Sprays

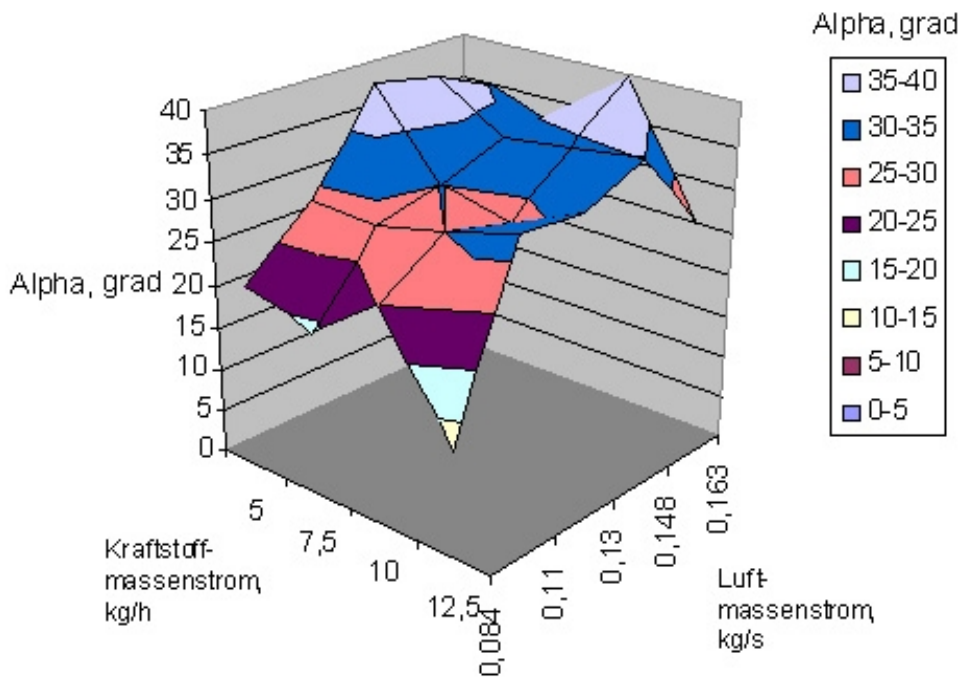


Bild 8.4: Spraywinkel  $\alpha$  als Funktion von  $dp/p$  und Kraftstoffmassenstrom für C1-A „Wide Cone“ Spray

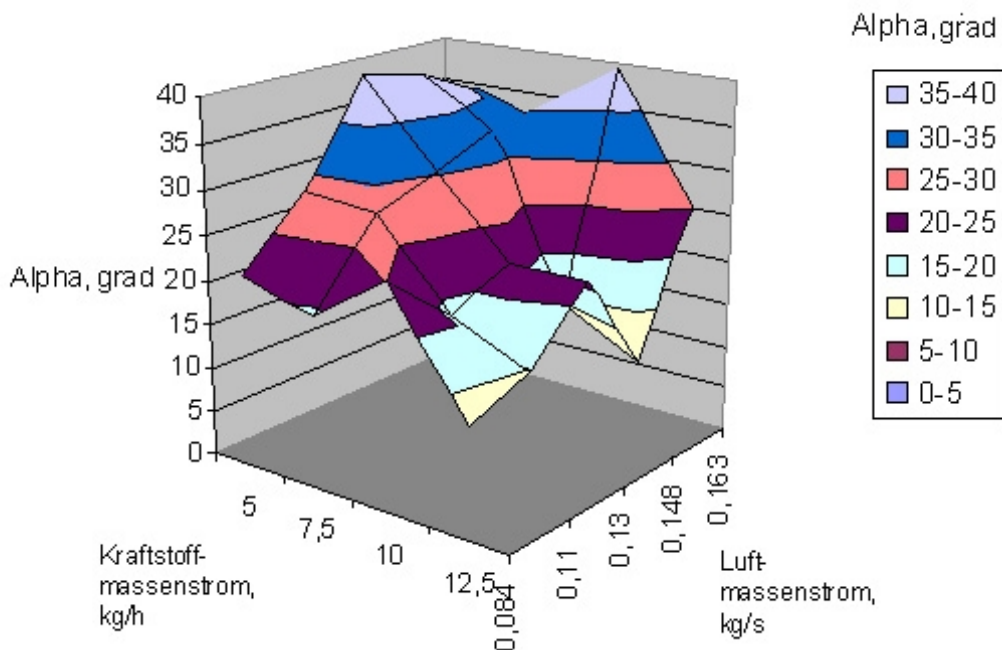


Bild. 8.5: Spraywinkel  $\alpha$  als Funktion von  $dp/p$  und Kraftstoffmassenstrom für C1-A „Narrow Cone“ Spray

Das Bild 8.6 zeigt, dass dieses Problem bei Kraftstoffdurchsätzen höher als 10 kg/h entsteht. Die Linien 10-nc und 12-nc entsprechen der „Narrow Cone“ Sprayform, welche bei 10 kg/h und 20 kg/h erscheint. In diesem instabilen Bereich fluktuiert das

Spray mit einer Frequenz von etwa 0,5-2 Hz und die zwei Sprayformen zeigen sich bei den gleichen Brennkammergeometrie- und Strömungsparametern.

Bezogen auf den Zündprozess weist dieses Verhalten auf eine zeitabhängige und eher stochastisch auftretende Zündfähigkeit hin. Das hängt damit zusammen, dass bei bestimmten Luft- und Kraftstoffmassenströmen mit einer stark fluktuierenden Sprayform zu rechnen ist. Bei konstanten  $dp/p$  und AFR hängt hierbei die Zündbarkeit von der zeitlichen Abstimmung zwischen dem periodisch erzeugten Zündfunken und einer zufällig gebildeten Sprayform ab. Falls gleichzeitig ein Zündfunke und „Wide Cone“ Spray aufeinander treffen, wird das Gemisch mit einer höheren Wahrscheinlichkeit gezündet. Wenn die Funkenentladung beim „Narrow Cone“ Spray stattfindet, wird das Gemisch mit geringerer Sicherheit gezündet.

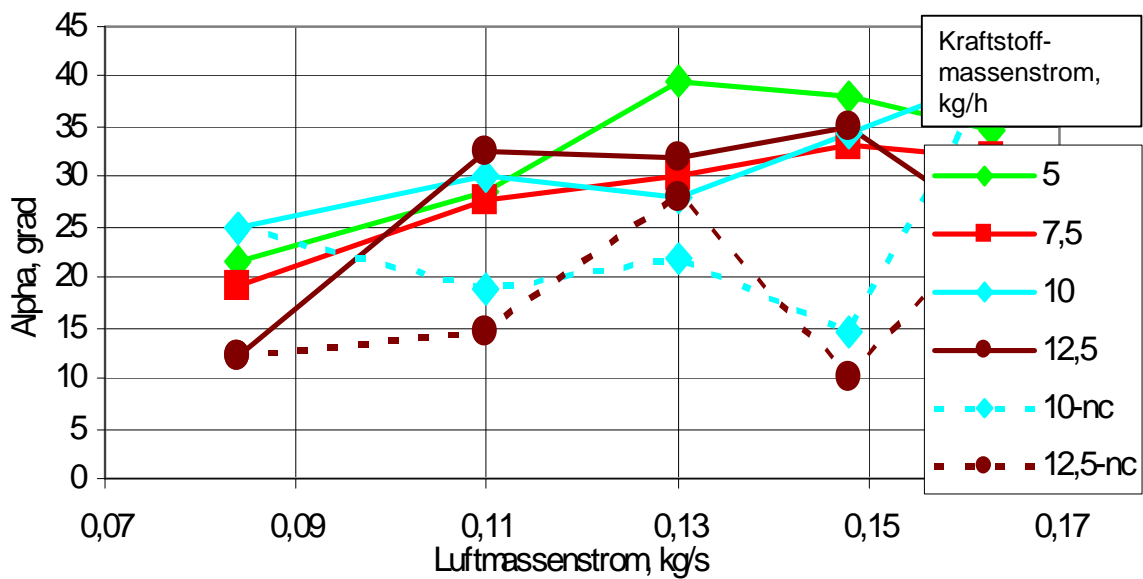


Bild 8.6: Spraywinkel  $\alpha$  als Funktion von  $dp/p$  und des Kraftstoffmassenstroms

Luftmassenstrom, kg/s	Kraftstoffmassenstrom, kg/h					
	5	7,5	10	12,5	15	20
0,08	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide cone spray
0,11	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide cone spray
0,13	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide cone spray
0,15	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide cone spray
0,17	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray	wide cone spray

Bild 8.7: Matrix der Sprayformen für die Konfiguration C1-A

Die Matrix oben gibt eine bessere visuelle Erklärung dafür, unter welchen Bedingungen die bereits erwähnten Sprayformen vorhanden sind. Bei einem Kraftstoffmassenstrom zwischen 10 kg/h und 12,5 kg/h ist die Sprayform instabil. Innerhalb dieses Bereichs wird die Sprayform von „Wide Cone“ zu „Narrow Cone“ geändert.

Die im Bild 8.8 aufgezeichnete Kurve repräsentiert einen Schnitt durch die Oberfläche vom Bild 8.5, welcher dem Kraftstoffmassenstrom von 10 kg/h entspricht. Oberhalb der Kurve existiert nur WC-Spray. Unterhalb der Kurve ist nur NC-Spray möglich. Die Kurve selbst entspricht dem instabilen Bereich.

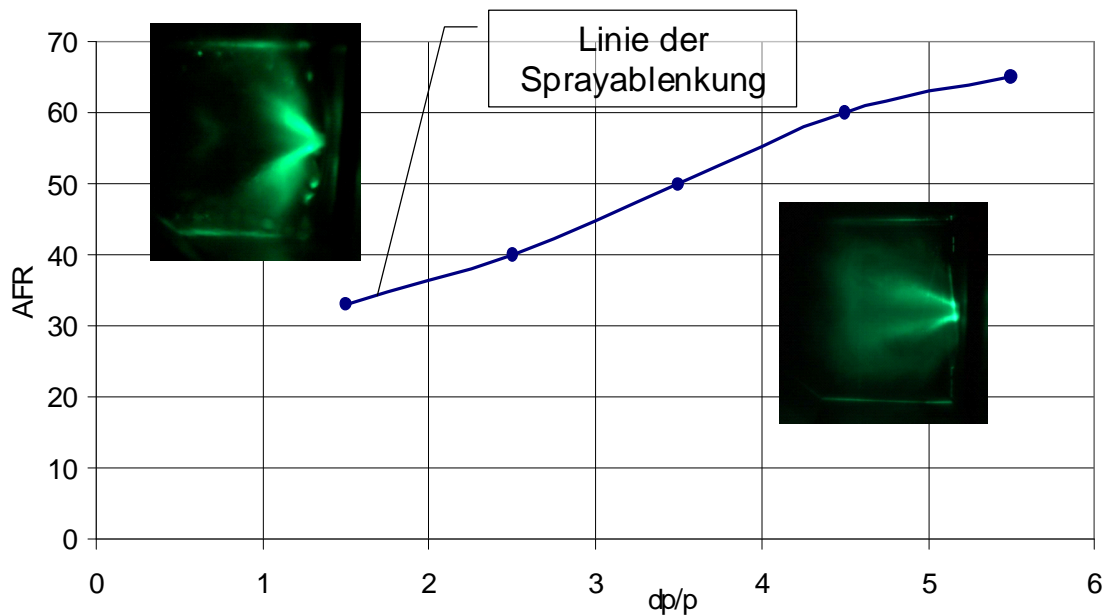


Bild 8.8: Sprayablenkungslinie der Konfiguration C1-A

Im weiteren soll auch der Einfluss von Zerstäubung und Zerstäubungsqualität auf die Sprayformbildung näher erläutert werden. Zu diesem Zweck wurde die Konfiguration C1b-A (Bild 8.9) (Düse FN=MAX) durchgetestet. In diesem Fall wurde ein ganz anderes Spraybild entdeckt. Am meisten wurde dabei das WC-Spray beobachtet. Dagegen zeigt sich das NC-Spray nur bei niedrigen Luftmassenströmen (0,08 kg/s), weil das Luftströmungsmomentum sehr gering ist. Wegen dem immer noch sehr stark ausgeprägten Kraftstoffspraymomentum ist der Strahl nicht all zu stark zu der Brennkammerwand hin abgelenkt. Bei höherem Luftmassenstrom wird das Spray in die Richtung der Zündkerze umgelenkt.

Praktisch gesehen, wäre ein gewisser Vorteil im Sprayablenkungsproblem in dem Fall erreicht, wenn ein Steuerungskonzept der Sprayablenkung entwickelt würde. Da das NC-Spray besonders effektiv bei der Verbrennungsstabilität erscheint und das WC-Spray die Zündungseigenschaften der Konfigurationen verbessert, sollte in jedem Betriebszustand eine entsprechend geeignete Spray- bzw. Flammenform

realisiert werden. Daher wäre eine Umschaltmöglichkeit zwischen den beiden Sprayformen sehr hilfreich.

An dieser Stelle soll versucht werden, eine Erklärung des Sprayablenkungseffektes zu finden.

Luftmassenstrom, kg/s	Kraftstoffmassenstrom, kg/h					
	5	7,5	10	12,5	15	20
0,08	wide cone spray	narrow cone spray	narrow cone spray	narrow cone spray	wide cone spray	wide cone spray
0,1	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray
0,13	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide und narrow cone spray	wide und narrow cone spray
0,15	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray
0,17	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray	wide cone spray

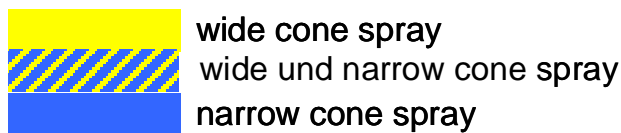


Bild 8.9: Matrix der Sprayformen für die Konfiguration C1-A

Eine der möglichen Ursachen für die Sprayablenkung könnte die Veränderung des Sauterdurchmessers der Tropfen im Falle der Konfiguration 1 sein. Zwei Sprayformen bei identischen Strömungsbedingungen könnten wegen der unterschiedlichen Zerstäubungsqualitäten der herkömmlichen Düsen vermutet werden. Bild 8.10 illustriert die Simulationsergebnisse für die Konfiguration 1 bei  $dp/p$  3,5% und unterschiedlichen SMD's. Das Bild links zeigt das Spray bei SMD 50. Rechts ist die Zerstäubung bei SMD 20 dargestellt. In beiden Fällen wurde eine normale Tropfenverteilung angenommen.

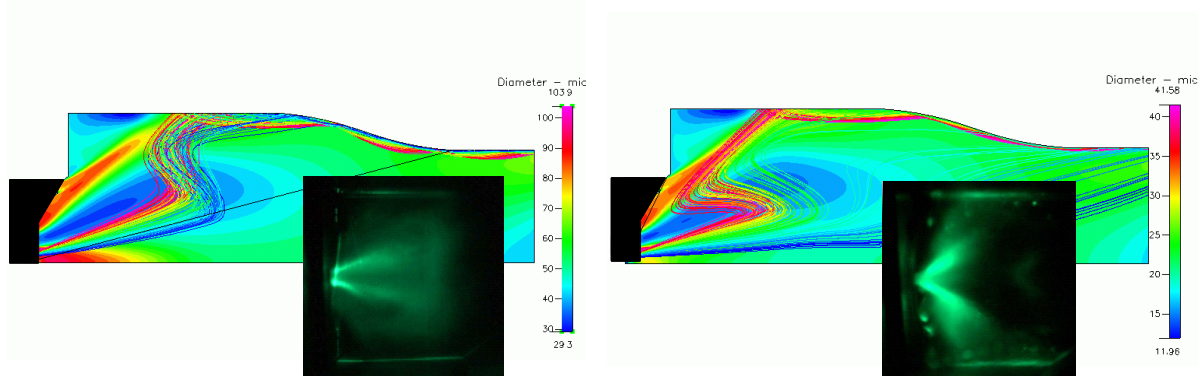


Bild 8.10: Einfluss von SMD auf die Sprayform

Ein visueller Vergleich begründet die Simulationsergebnisse, in denen SMD 50 mit einem NC-Spray korreliert und SMD 20 dem WC-Spray entspricht.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die kleinen Partikel durch das Rezirkulationsgebiet aufgenommen und zur Brennkammerwand transportiert werden. Die großen Kraftstoffteilchen werden dagegen ohne nennenswerte Ablenkung entlang der Brennkammerachse geleitet, woraus eine „Narrow Cone“ Sprayform resultiert.

Ähnliche Gemischbildungsprozesse sind in Verbrennungsmotoren anzutreffen. Die Gemischbildung nach dem Prinzip „Thermische Mischung“ beschreibt Bohn [14].

Eine ganz andere Erklärung dieses Effektes wird mittels der Zentrifugalkraft erläutert. Die auf den Tropfen wirkende Zentrifugalkraft kann folgenderweise berechnet werden:

$$F_c = \frac{4}{3r} \rho \left( \frac{SMD}{2} \right)^3 r \omega_p^2. \quad (8.1)$$

Aus Gleichung 8.1 folgt, dass mit steigendem SMD sich die Zentrifugalkraft ebenfalls erhöht. Somit werden die Laufbahnen der schweren Tropfen weniger von der Rezirkulationszone beeinflusst. Diese Tropfenkollektive bewegen sich ohne große Beeinflussung durch die Luftströmung. Diese Tatsache erklärt die Dominanz von WC-Spray im Fall der Konfiguration C1b (große Zerstäuberdüse). Bei dieser Konfiguration wird der Kraftstoff durch die Düse mit einer viel höheren Durchflusszahl zerstäubt. Die Zerstäubung erfolgt nicht fein genug, weshalb die Tropfen mit größerem SMD im Kraftstoffstrahl vorliegen. Die dabei vorliegenden großen Tropfen werden stärker zur Brennkammerwand abgelenkt. Es kommt zum sogenannten WC-Spray.

Eine ähnliche Situation wurde im Bereich des geringen Kraftstoffmassenstromes (bis 7,5 kg/h) bei C1 (Bild 8.7) beobachtet. Der Injektordruck bei diesem Kraftstoffdurchsatz ist nicht hoch genug, um eine zufriedenstellende Zerstäubung zu garantieren, was zu großen Tropfen im Spray führt [29]. Der Sauterdurchmesser sinkt mit der Zunahme des Zerstäubungsdrucks (Bild 8.11 a). Der Kraftstoffdruck bei höherem Massenstrom (15-20 kg/h) erlaubt eine gute Zerstäubungsqualität, weshalb das NC-Spray für diesen Matrixbereich typisch ist. Im Bereich des Kraftstoffmassenstroms 10-12,5 kg/h sind beide Sprayformen vorhanden.

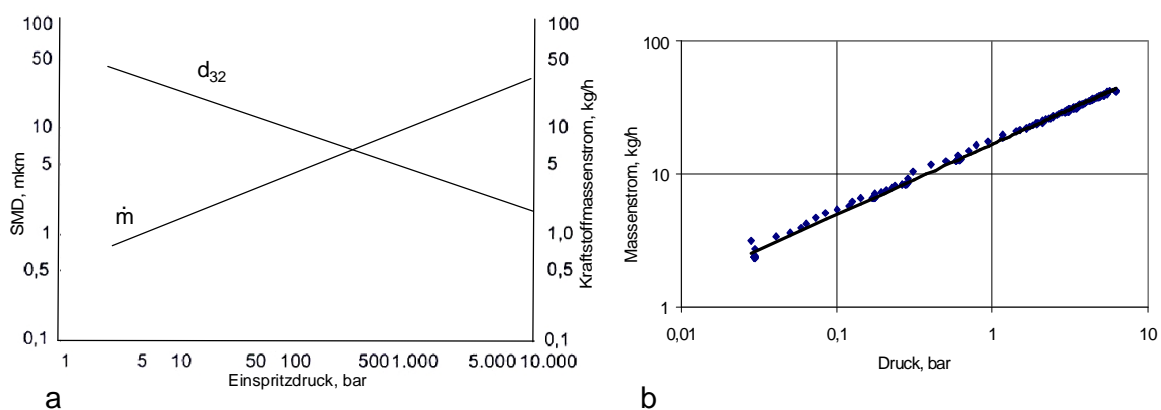


Bild 8.11: a) Einfluß des Einspritzdrucks auf SMD [29] , b) Parameter der Zerstäuberdüse

Bild 8.11 b zeigt die Grenzen für den Einspritzdruck der getesteten Zerstäuberdüse. Jede Art der Optimierung der Zerstäubungsqualität verlangt Düsen mit kleineren Flownumbers (FN). Der zu erwartende Kraftstoffmassenstrom kann durch höheren Injektordruck realisiert werden. Es muss hier erwähnt werden, dass der Injektordruck durch die Kraftstoffpumpe limitiert ist.

Eine weitere Ursache der Sprayablenkung kann an der Veränderung des Strömungsfeldes liegen. Wie bereits in Kapitel 7.1 erläutert wurde, werden mittels des Pilotdrallerzeugers zwei unterschiedliche Strömungsfeldformen erzeugt. Dabei trägt die zentrale Rezirkulation zu einer viel stärkeren Sprayablenkung bei, woraus die „Wide Cone“ Sprayform resultiert. Im Gegenteil dazu zeichnet sich das Strömungsfeld der „bifurcated“ Rezirkulation durch einen „Narrow Cone“ Spray aus. Das WC-Spray existiert also nur unter der Voraussetzung einer zentralen Rezirkulation und das NC-Spray ist entsprechend nur bei der „bifurcated“ Rezirkulation anzutreffen.

Im nächsten Schritt soll nun geprüft werden, ob die im Ergebnis einer Simulation erkennbaren Strömungsfeldtypen im Laufe des Experimentes keine zeitlichen Veränderungen zeigen. Da bereits die einfachen visuellen Beobachtungen der laserbelichteten Sprays einige Instabilitäten der Sprayform gezeigt haben, wurden die PIV-Untersuchungen der Strömungsfelder ausgewählter Kohnfigurationen bei einem Druckabfall von  $dp/p=3,5\%$  durchgeführt. Um die Strömung vermessen zu können, werden in einer Auswertesoftware mindestens 50 Momentanaufnahmen der Luftströmung miteinander verglichen und mit Hilfe des Programms ein mittleres Geschwindigkeitsprofil der Gasströmung errechnet. Nach der Mittelung der Momentanfotos der Konfiguration C1-A ergibt sich ein Strömungsbild, welches in Bild 8.12 unten rechts dargestellt ist. Hierbei ist die „bifurcated“ Zone deutlich erkennbar. Betrachtet man nur die einzelnen Momentanaufnahmen der gleichen Konfiguration C1-A, so ist in einigen Bildern neben der „bifurcated“ Rezirkulation auch die zentrale Rezirkulation sichtbar (Bild 8.12 oben links). Durch die Mittelung dieser Bilder ergibt sich normalerweise das Strömungsfeld mit zentraler Rezirkulation (Bild 8.12 oben rechts).

Eine detaillierte Analyse der momentanen Sprayaufnahmen der Konfiguration C1-A zeigt, dass fast jedes 7. Foto einer zentralen Rezirkulation entspricht, obwohl das gemittelte Bild die „bifurcated“ Rezirkulation darstellt. Es soll auch vermerkt werden, dass die Kamera einen Übergang von zentraler zu „bifurcated“ Stabilisation aufgenommen hat. Hierbei kommen die Bilder mit der zentralstabilisierten Strömung in 3-8 Bildern alle 1-2 Aufnahmen stochastisch vor. Daraus resultiert auch die Häufigkeit, mit der die Strömungszustände miteinander wechseln.

Diese Ereignishäufigkeit ist im Fall der Konfiguration mit V-Shroud deutlich geringer. Die oben beschriebenen Strömungsfeldfluktuationen weisen auf die unterschiedlichen Einwirkungen der Kraftstoffzerstäubung durch die Luftströmung hin. Da sowohl die durchgeführten Simulationen als auch die experimentellen Daten bereits bewiesen haben, dass die momentanen Strömungsfeldzustände eine Grundvoraussetzung für die Sprayform sind, erscheint daher eine dominierende Rolle der oben beschriebenen Strömungsfeldfluktuation am sogenannten Sprayflipseffekt (Sprayformänderung) eindeutig zu sein.

Diese Strömungsfeldfluktuationen verursachen dementsprechend die Sprayformveränderung, aus der die zeitlich abhängigen Sprünge zwischen den beiden Sprayformen resultieren.



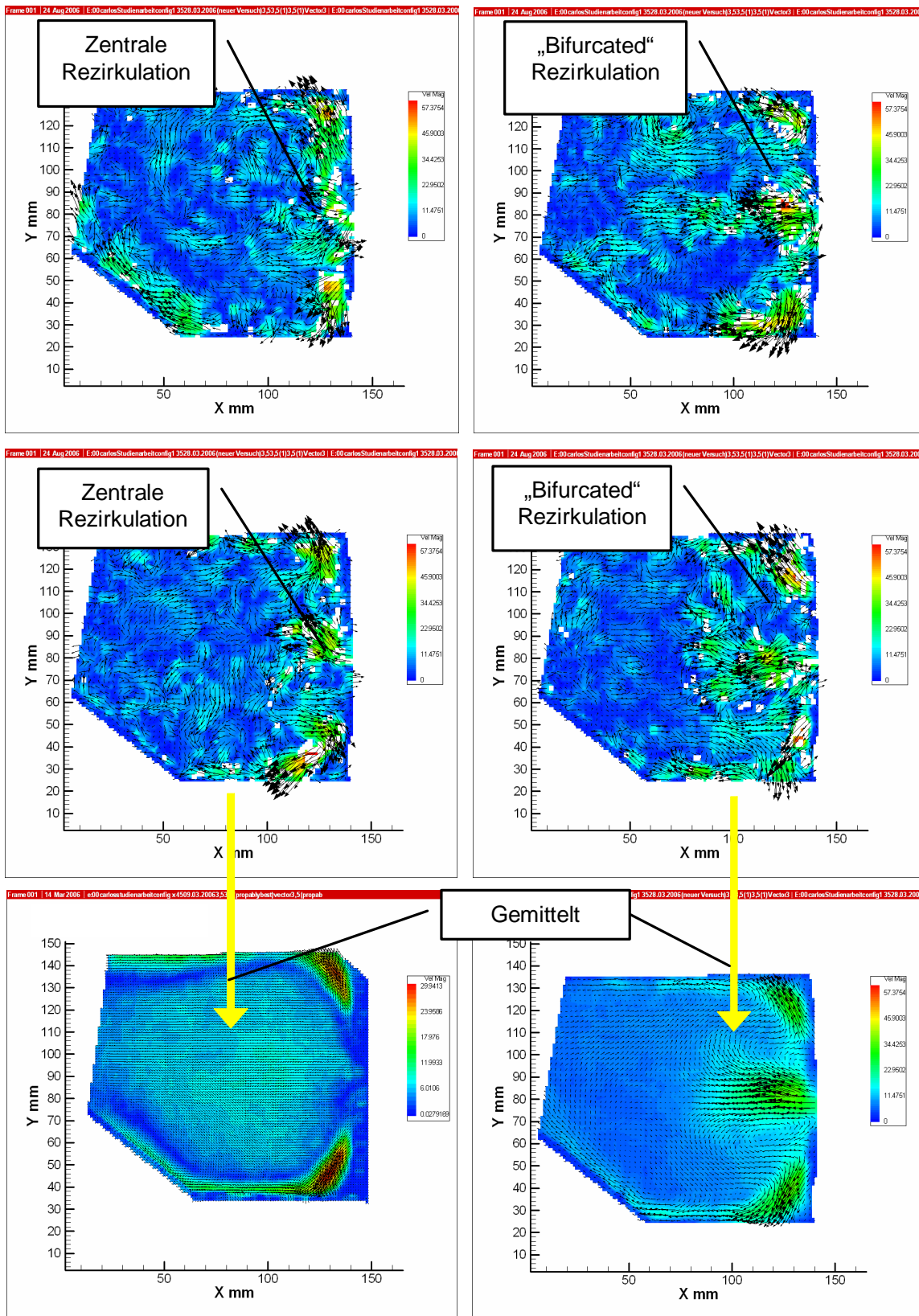


Bild 8.12: Fluktuationen des Strömungsfeldes (am Beispiel der C1-A)

Die Zusammenwirkung zwischen Spray- und Luftströmungsmomentum führt zu einer Stabilisierung des Sprays in einem bestimmten Zustand, was auch auf die Flammenformstabilisierung übertragbar ist.

Die Ergebnisse der Spray Malvern Messungen [4] bestätigen die oben aufgeführten Annahmen und sind in der Tabelle 8.1 dargestellt. Der Tropfendurchmesser wurde für zwei Konfigurationen (C9 mit SW1=-35° und C10 mit SW1=-45°) bei dp/p=4% in einer Entfernung von 16 mm ermittelt.

$\dot{m}_a$ (g/s)	$\dot{m}_f$ (g/s)	AFR	SMD (-35°)	SMD (-45°)
99,3	1,4	70	28%	54%
99,3	3,3	30	34%	100%
99,3	6,6	15	29%	41%

Tabelle 8.1: Tropfendurchmesser einer Kraftstoffdüse mit FN MAX nach [4]

Bei der zentralen Rezirkulation (SW1=-45°) werden deutlich größere Kraftstofftropfen erzeugt. Diese Tatsache wird dadurch erklärt, dass die Primärtropfen im Fall einer zentralen Rezirkulation durch die Strömung mitgenommen werden und der Kraftstoffzerfallmechanismus nur sehr schwach durch die Strömung unterstützt wird. Die Tropfen werden durch die höheren Fliehkräfte viel stärker zur Brennkammerwand abgelenkt, was für „Wide Cone“ Sprays typisch ist. Unter der Voraussetzung eines sehr stark wechselnden Strömungsfeldes bei einer gleichen Konfiguration (stochastische Fluktuationen zwischen der „bifurcated“- und zentralen Rezirkulation) sollte auch die Sprayform mit der gleichen Frequenz wechseln.

Im Gegenteil dazu sollten die kleinen Tropfen der „bifurcated“ Rezirkulation das Zündverhalten positiv beeinflussen. Besonders nachteilig erweist sich bei dieser Stabilisierung die „Narrow Cone“ Sprayform, bei der nur wenige überwiegend kleine Tropfen in den Zündkerzenbereich gelangen.

Die oben erwähnten Thesen erlauben die Schlussfolgerung, dass die Interaktion zwischen der Luftströmung und dem Kraftstoffspray einen dominierenden Einfluss auf das Zündverhalten haben. Die wichtigste Rolle spielt hierbei der Tropfenzerfall. Die Fluktuationen der Luftströmung könnten an dieser Stelle als Erreger unterschiedlicher Tropfenzerfallmechanismen gelten, wodurch verschiedene Sprayformen auch innerhalb einer Konfiguration auftreten können.

## 8.2. Korrelation zwischen $AFR_{ign}$ und $E_{min}$

Im Bild 8.13 ist die simulierte minimale Zündenergie für den Bereich x bei unterschiedlichen SMDs am Beispiel der Konfiguration C1-A aufgeführt. Alle aufgetragenen Ergebnisse gelten für den Bereich x, an dem die Zündkerze positioniert werden kann. Hierbei ist jedoch nur die Zone an der oberen Brennkammerwand, an der die Zündkerzenposition gewählt werden kann, von

Interesse. Daher sind alle Simulationsdaten für den oben genannten Abschnitt der Brennkammer angegeben, nämlich vom 0 mm bis 81 mm (Bild 8.13 und 8.14). Das Diagramm bestätigt, dass die minimale Zündenergie durch die SMD-Variation sehr stark beeinflusst wird.

Da die verwendeten Einspritzdüsen eine viel feinere Zerstäubung als mittlere Tropfengrößen von  $SMD=120\ \mu\text{m}$  gewährleisten und die simulierten Ergebnisse für die Zündenergie bei  $SMD\ 120$  sehr hohe Abweichungen von den experimentellen Werten aufweisen, soll dieses Tropfenspektrum nicht weiter betrachtet werden.

Um einen ausreichend plausiblen Vergleich zwischen den simulierten und gemessenen Parametern zu bekommen, wird jeder Wert in Form einer Funktion des Abstandes (Zündkerzenposition) dargestellt. Dies bedeutet, dass die Funktion der minimalen Zündenergie unter der Voraussetzung dargestellt werden soll, dass der steigende Trend erhalten bleibt (Bild 8.15).

Durch die Verwendung der Korrelation zwischen der simulierten minimalen Zündenergie und den experimentell ermittelten AFR - Werten für die Zündung bei den Untersuchungen der Zündbarkeit kann der experimentelle Aufwand deutlich reduziert werden.

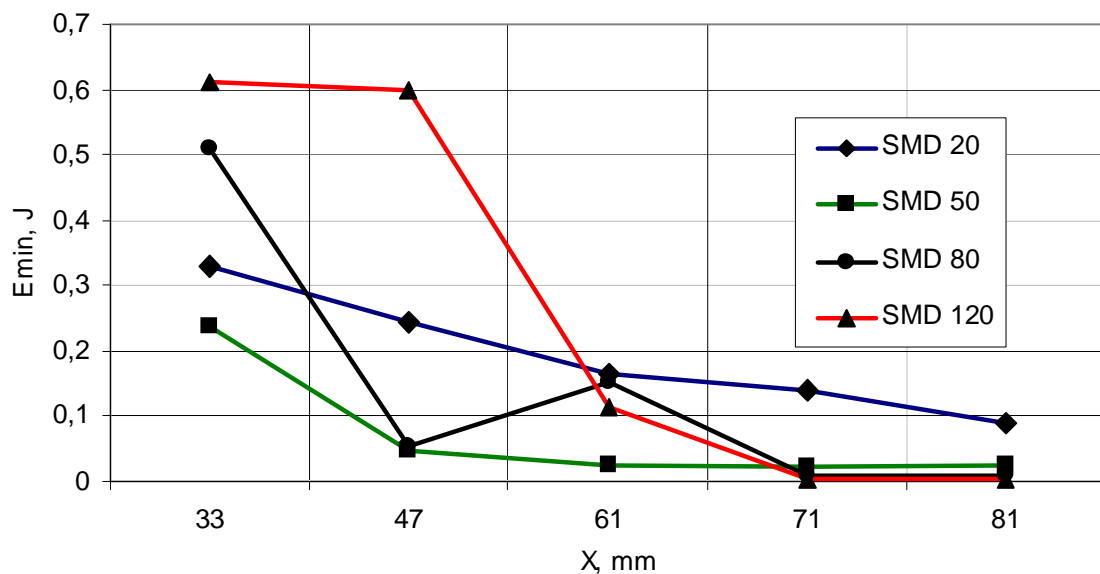


Bild 8.13: Einfluss der horizontalen Zündkerzenposition auf die Zündeigenschaften (Am Beispiel C1-A)

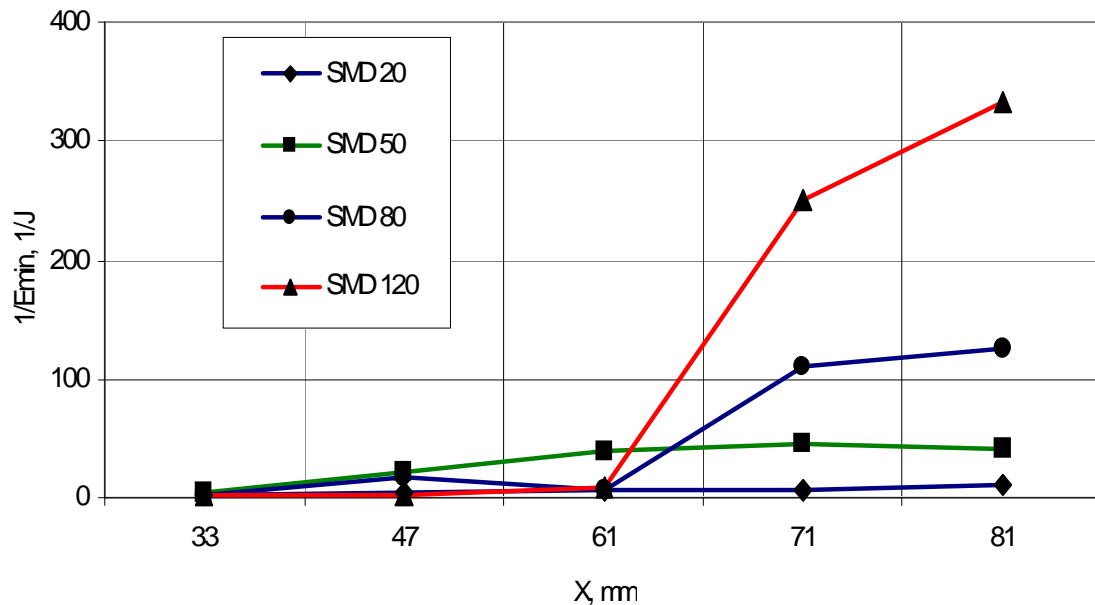


Bild 8.14: Einfluss der horizontalen Zündkerzenposition auf die Zündeigenschaften (Am Beispiel C1-A)

Bild 8.15 stellt die beiden Kurven für die minimale simulierte Zündenergie sowie die experimentellen AFR-Werte der Zündung in einem Diagramm dar. Der Maßstab der Funktion der simulierten Zündenergie wurde mit dem Maßstab der experimentellen Werte so abgestimmt, dass beide Kurven auf dem gleichen Niveau liegen. Der Einfluss einer Luftströmung auf die Zündbarkeit ist relativ gering im Vergleich zum Einfluss der Zündkerzenposition. Daher kann die Auswirkung des Luftmassenstroms an dieser Stelle vernachlässigt werden.

Ein einfacher Vergleich zwischen simulierten und experimentell ermittelten Kurven zeigt eine sehr gute Korrelation.

Wie bereits erwähnt wurde, bestätigt auch das Bild 8.16 mittels der aufeinanderliegenden Kurven, welche entsprechend getestete Massenströme darstellen, eine Dominierung der Zünderposition gegenüber dem Luftmassenstrom bei der Optimierung des Zündverhaltens.

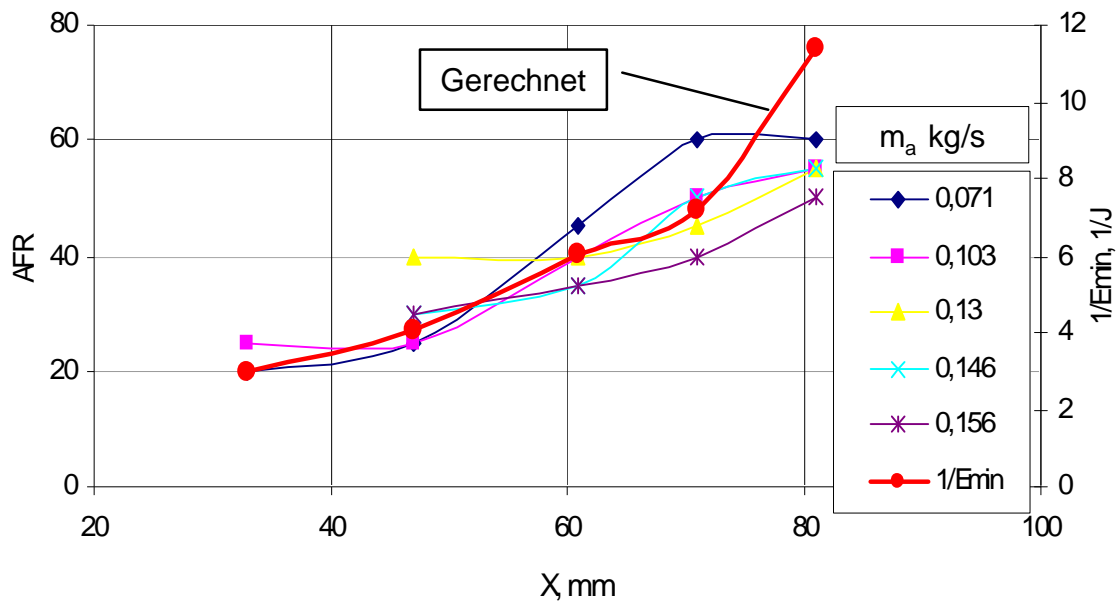


Bild 8.15: Vergleich von experimentellen und simulierten Zündwerten

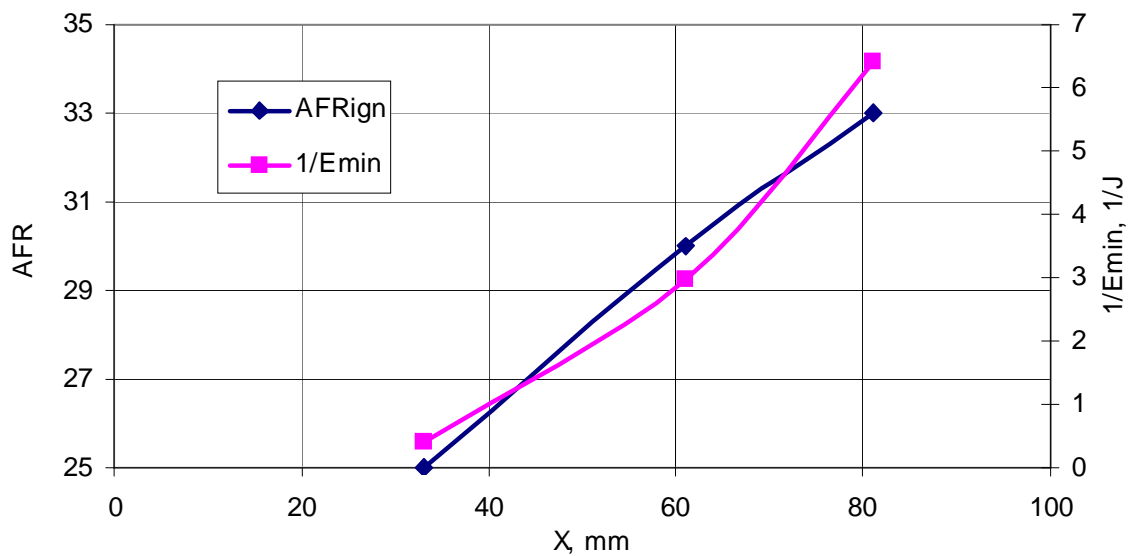


Bild 8.16: Vergleich von experimentellen und simulierten Zündwerten am Beispiel von C4-A

Da die  $AFR_{ign}$  und  $E_{min}$  Funktionen den gleichen Trend aufweisen, kann eine Trendlinie in das Diagramm eingeführt werden (Bild 8.17).

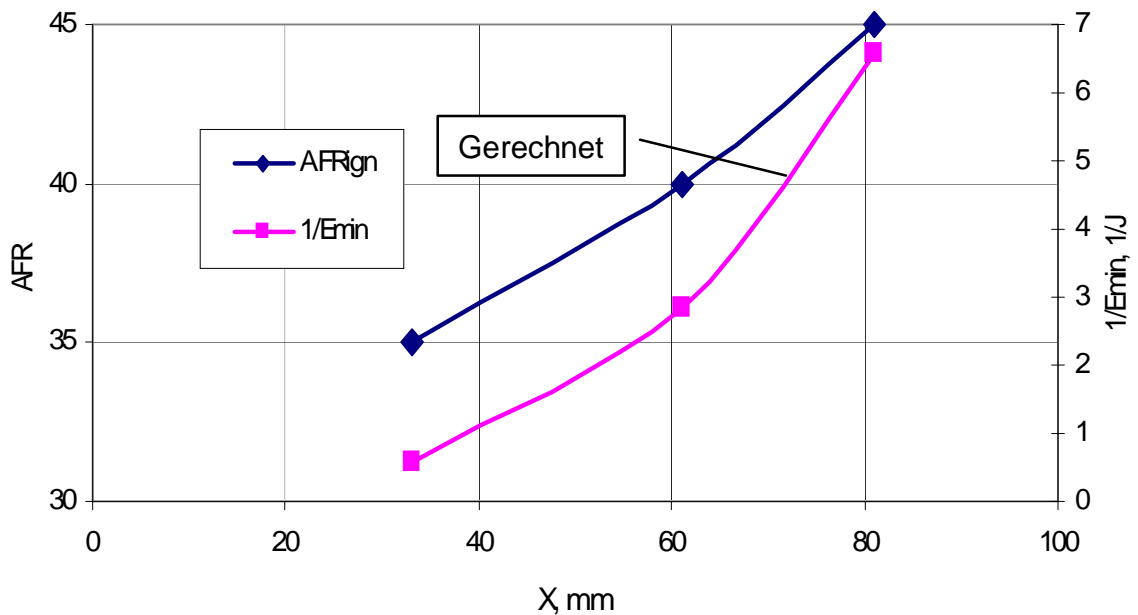


Bild 8.17: Vergleich von experimentellen und simulierten Zündwerten am Beispiel von C5-A

Für die Beschreibung der AFR-Zündung als Funktion der minimalen Zündenergie kann diese Abhängigkeit in Form folgender linearer Funktion dargestellt werden

$$x = at + b \quad (8.2)$$

wobei  $a$  und  $b$  die anzupassenden Konstanten sind.  $t$  ist hier die Variable. Die Beziehung zwischen der minimalen Zündenergie und den AFR- Werten der Zündbarkeit kann folgenderweise aufgeschrieben werden:

$$AFR_{ign} = a \frac{1}{E_{min}} + b \quad (8.3)$$

Die beiden Koeffizienten  $a$  und  $b$  könnten nach der Lösung von

$$\sum_{i=1}^3 (x_i - (at_i + b))^2 \rightarrow \min \quad (8.4)$$

gefunden werden [17].

Alle  $x_i$  in der Gleichung korrespondieren mit den entsprechenden Punkten von  $AFR_{ign}$  und  $t_i$  entsprechend den  $\frac{1}{E_{min}}$  Punkten im Diagramm.

Auf dieser Basis kann das Gleichungssystem unter Berücksichtigung von [21] erstellt werden:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^3 (x_i - (at_i + b))^2 t_i = 0 \\ \sum_{i=1}^3 (x_i - (at_i + b))^2 = 0 \end{cases} \quad (8.5)$$

Die Lösung des Systems für die Koeffizienten wird dargestellt:

$$a = \frac{\sum x_i t_i \cdot \sum 1 - \sum x_i \sum t_i}{\sum t_i^2 \sum 1 - (\sum t_i)^2} \quad (8.6)$$

$$b = \frac{\sum t_i^2 \cdot \sum x_i - \sum t_i \sum x_i t_i}{\sum t_i^2 \sum 1 - (\sum t_i)^2} \quad (8.7)$$

Die Koeffizienten a und b sind in der unten aufgeführten Tabelle aufgelistet.

Konfiguration	Max. AFR <sub>ign</sub>	Max. 1/E <sub>min</sub>	a	b
C1	60	10	6,18	-1,86
C4	34	7	1,38	25,0
C5	44	6	2,18	29,78

Tabelle 8.2: Koeffizienten a und b für die getesteten Konfigurationen

Koeffizient a beschreibt den Winkel der Trendlinie und erreicht bei den unterschiedlichen Konfigurationen die in der Tabelle 8.1 dargestellten Werte. Die Werte von Koeffizient a korrespondieren mit den maximalen Werten von  $AFR_{ign}$  und  $1/E_{min}$  (Bild 8.18)

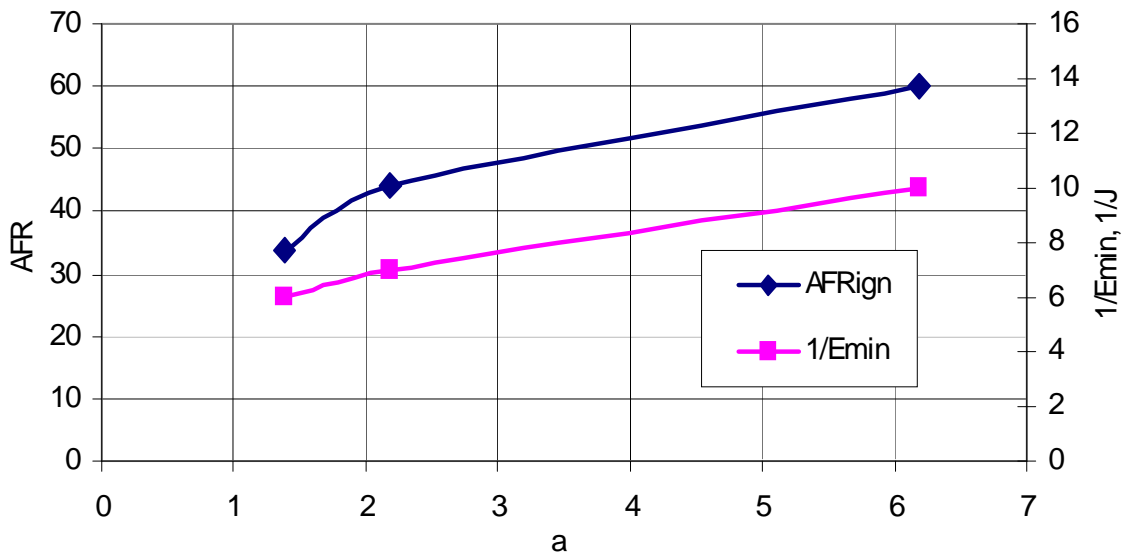


Bild 8.18:  $AFR_{ign}$  und  $1/E_{min}$  als Funktion des Koeffizienten  $a$

Für folgende Kalkulation von  $AFR_{ign}$  sollte der Koeffizient  $a$  eingesetzt werden. Das Diagramm im Bild 8.18 erlaubt den Koeffizient  $a$  zu definieren, wenn  $E_{min}$  bekannt ist.

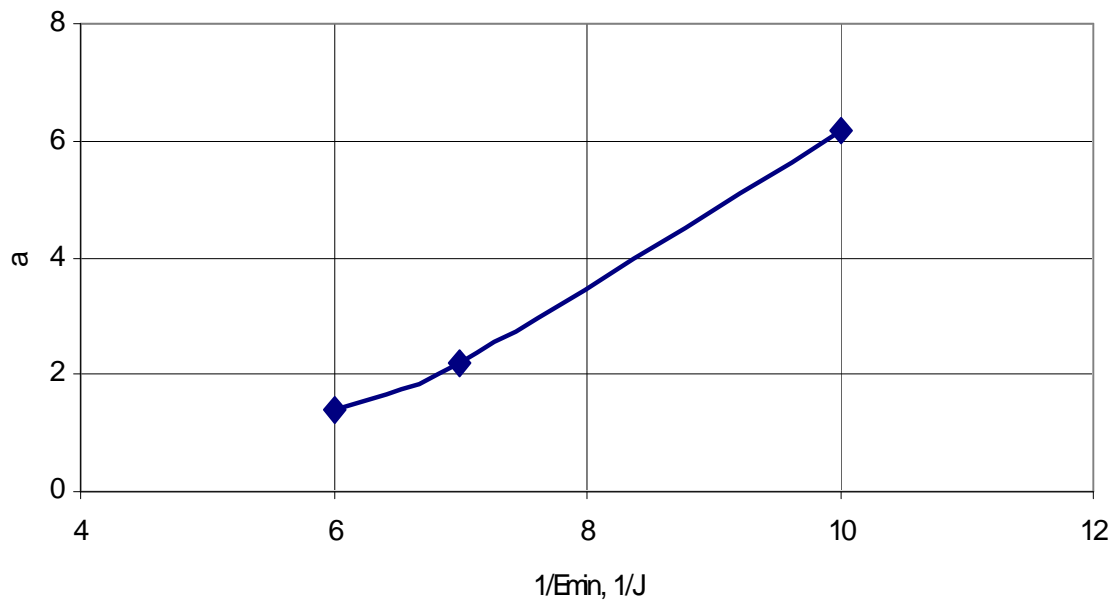


Bild 8.19: Koeffizient  $a$  als Funktion von  $1/E_{min}$



Die in diesem Kapitel beschriebene Methode kann bei der Berechnung von  $AFR_{ign}$  - Werten auf Basis der simulierten Verteilung von minimaler Zündenergie entlang der Brennkammerwand hilfreich sein. Die Benutzung dieser empirischen Beziehung erleichtert die Untersuchung der Brennerkonfigurationen mittels Simulation.

### 8.3. Korrelation zwischen Magerverlöschstabilitätswerten und Drallerzeugerwinkel

Wie bereits gezeigt wurde, können die Zündeigenschaften des Brenners durch eine Kombination von unterschiedlichen Swirlern verbessert werden. Andererseits werden durch die Veränderung des Swirlerwinkels auch die Stabilitätsgrenzen beeinflusst. Es ist daher sinnvoll, die Abhängigkeit der  $AFR_{LBO}$  von den Swirlerwinkel zu untersuchen.

Die  $AFR_{LBO}$  ist sehr stark vom Luftdrall in der Brennkammer abhängig, welcher durch die Swirlerkombination (in weißen Kästchen im Bild 8.12 wiedergegeben) eingestellt werden kann.

Da der untersuchte Brenner aus drei Drallerzeuger besteht, sollte es möglich sein, die notwendigen  $AFR_{LBO}$ -Werte durch die Auswahl unterschiedlicher Swirlerkombinationen zu erreichen.

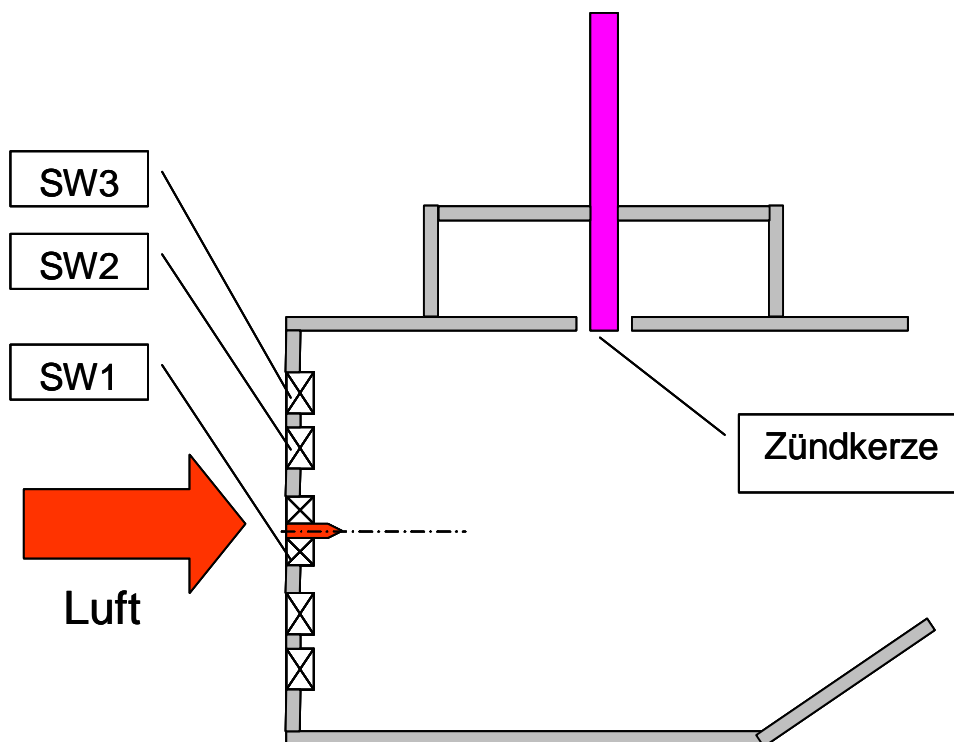


Bild 8.20: Die Drallerzeuger, welche die Stabilität der Verbrennung beeinflussen

Betrachten wir nun die  $AFR_{LBO}$  – Werte von den getesteten Konfigurationen als Funktion des Pilotswirlerwinkels. Zu diesem Zweck wurden neun unterschiedliche Testreihen mit drei SW3-Winkeln durchgeführt. Der zentrale Swirler SW2 blieb dabei ohne Veränderung. Eine Versuchsserie wurde durchgeführt, um die  $AFR_{LBO}$  Werte für alle möglichen Swirlerkombinationen zu ermitteln. Tabelle 8.2 stellt die Ergebnisse der Tests dar.

	SW3 55°	SW3 60°	SW3 65°
SW1 -25°	100	90	104
SW1 -35°	160	150	132
SW1 -45°	64	62	67

Tabelle 8.3: Magerverlöschwerte der getesteten Konfigurationen bei SW2 50°B und  $dp/p=3,5\%$

Bild 8.21 zeigt die Flammenstabilitätsdaten von unterschiedlichen SW1-Winkeln für die drei SW3 –Winkel entsprechend der Versuchsergebnisse. Es ist sehr gut erkennbar, dass diese Punkte mittels einer Linie verbunden werden könnten. Daher wäre es sinnvoll, die im Diagramm dargestellten Daten für jeden SW3-Winkel mit Hilfe einer polynomischen Funktion zu approximieren.

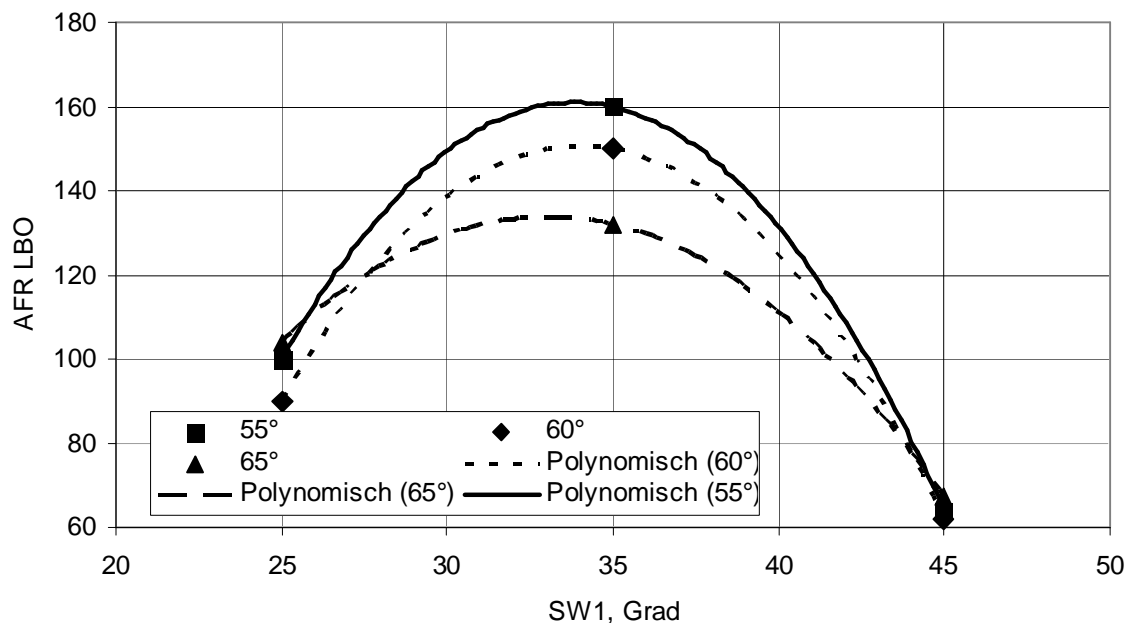


Bild 8.21: Flammenstabilität als Funktion des SW1 - Winkels

Die im Diagramm benutzte Approximation kann folgenderweise dargestellt werden:

$$Y = A \cdot (x - a)^2 + C, \quad (8.8)$$

wobei

$A$  - Koeffizient, welcher die Parabel beschreibt

$a$  - Koeffizient, welcher die Abszisse des Hauptpunktes der Parabel definiert

$C$  - Koeffizient, der den Hauptpunkt der Parabel beschreibt

$x$  - SW1- Winkel (Absolutwert)

$$AFR_{LBO} = A \cdot (x - a) + C. \quad (8.9)$$

Der Koeffizient  $C$  kann in Form einer linearen Funktion beschrieben werden:

$$C = k \cdot z + b, \quad (8.10)$$

wo

$k, b$  - Koeffizienten

$z$  - SW3-Winkel.

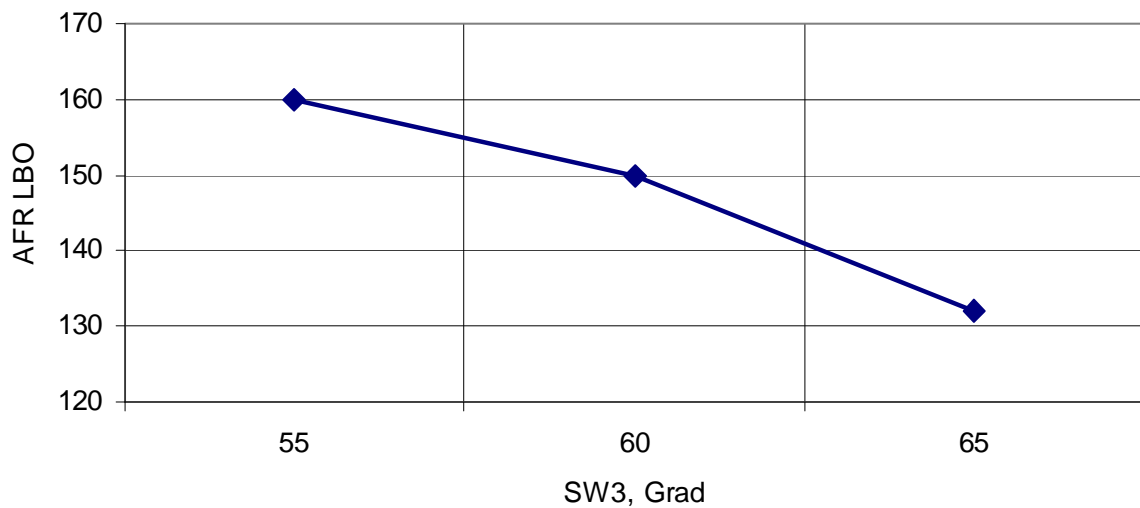


Bild 8.21: Flamenstabilität als Funktion vom SW3 - Winkel

Betrachtet man die Kurve im Bild 8.21 bezüglich der verschiedenen SW3-Winkel, so ist es möglich, die Gleichung (8.10) am getesteten Fall in folgende Weise umzuwandeln:

$$C = 3 \cdot z + 325 \quad (8.11)$$

Die Kombination von Gleichung (8.10) und (8.11) ergibt:

$$AFR_{LBO} = A \cdot (x - a) + 3 \cdot z + 325. \quad (8.12)$$

Gleichung (8.12) stellt eine empirische Beschreibung der Magerverlöschstabilität einer Brennkammer dar.

Für die Validierung dieser empirischen Beziehung wurden mehrere Experimente durchgeführt, deren Ergebnisse mit den berechneten Daten verglichen wurden. Ein Vergleich von berechneten und gemessenen Daten ist im Bild 8.22 dargestellt.

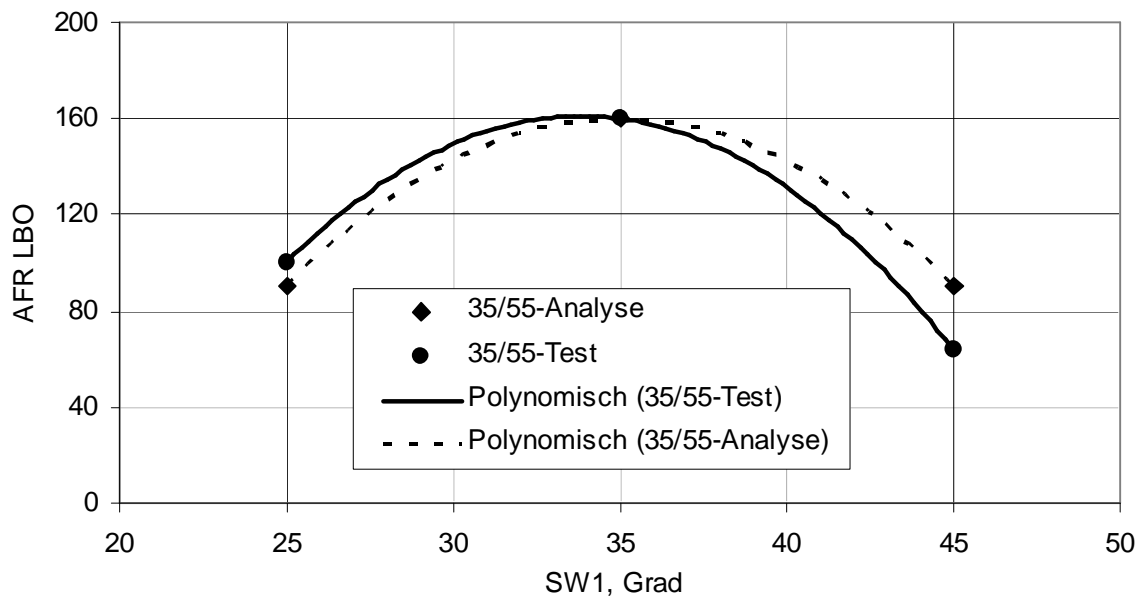


Bild 8.22: Vergleich von gemessenen und berechneten  $AFR_{LBO}$  -Werten

Die gute Übereinstimmung zwischen den mit Gleichung 8.12 berechneten und gemessenen  $AFR_{LBO}$  -Werten zeigt die mögliche Vorhersagbarkeit der zu erwartenden Magerverlöschstabilität. Die Verwendung dieser Beziehung erlaubt es, die Stabilitätswerte der Verbrennung während der Verbesserung der Zündeigenschaften zu optimieren.

#### 8.4. Korrelation zwischen $AFR_{LBO}$ und $AFR_{ign}$

Die Zündeigenschaften und das Magerverlöschverhalten sind wichtige Parameter, die die Funktionalität der Brennkammer beschreiben. Daher ist es bei der Entwicklung neuer Brennkammerkonzepte sehr wichtig, möglichst hohe Werte für die Zündbarkeit

bei gleichzeitig sehr guter Magerverlöschstabilität zu erreichen. Die nachfolgenden Untersuchungen befassen sich mit den möglichen Beziehungen zwischen diesen beiden Parametern. Auf diese Weise könnten die optimalen Verbesserungsrichtungen ausgewählt werden. Hierbei werden auch die Grenzen der Parameteroptimierung vorhandener Konfigurationen mittels einer Trendermittlung gesetzt.

Da während der gesamten Testkampagne mehr als 60 Konfigurationen untersucht wurden, sollte diese Menge ausreichend groß sein, um einfache statistische Untersuchungen durchführen zu können.

Aufgrund einer statistischen Auswertung [13] der vorhandenen Ergebnisse von Zünd- und Magerverlöschversuchen hat sich gezeigt, dass die Gaußsche Normalverteilung am besten geeignet ist, um die Resultate der Tests zu beschreiben.

Im Bild 8.23 links sind zwei mit Hilfe von Normalverteilungskurven erstellte Ergebnisgruppen deutlich erkennbar. Die erste Kurve entspricht den Testergebnissen mit dem  $-45^\circ$  Pilotdrallerzeuger und hat ihr Maximum bei ca. 60 AFR. Die zweite Kurve stellt die  $AFR_{LBO}$ -Werte der Konfigurationen mit dem  $35^\circ$  Pilotswirler dar und erreicht ihr Maximum bei etwa 140 AFR. Es soll nur darauf hingewiesen werden, dass alle Testwerte relativ breit gestreut sind (flache Kurvenformen), was von einer sehr starken Variierbarkeit der Einstellungsparameter zeugt.

Die Normalverteilung [22], [23] für die Zündwerte erscheint hierbei viel eindeutiger (Bild 8.23 rechts). Die meisten Konfigurationen zünden bei etwa 35 AFR. Die Wahrscheinlichkeit einer guten Zündung im Bereich  $AFR > 60$  ist sehr gering.

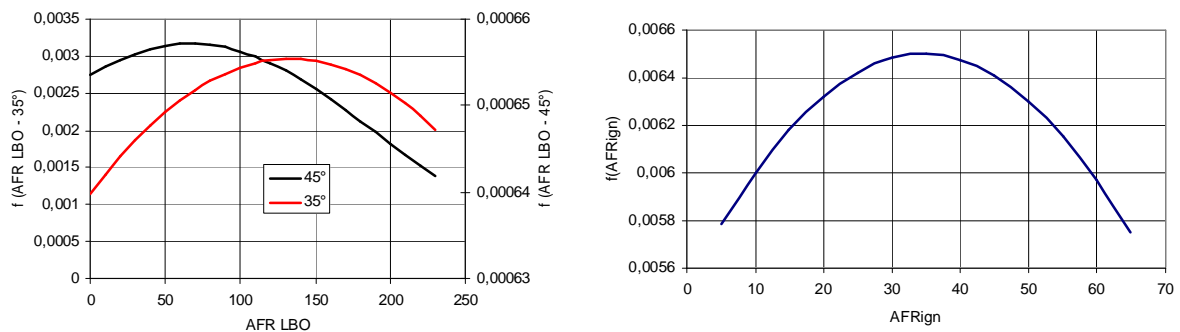


Bild 8.23: Normalverteilung für  $AFR_{LBO}$  (links) und AFR Zündung (rechts)

Es sollte auch geprüft werden, ob die Korrelationen zwischen den beiden Parametern zu treffen sind. Zu diesem Zweck wurden alle gemessenen Ergebnisse in einem Diagramm (Bild 8.24) zusammengefasst, wobei die AFR-Werte der Zündung auf einer logarithmischen Achse aufgetragen sind.

Die Ergebnisse weisen darauf hin, dass die Konfigurationen mit sehr guter Magerverlöschstabilität relativ schwer zünden, und im Gegenteil alle Konfigurationen

mit niedrigen  $AFR_{LBO}$  Werten sich durch ein gutes Zündverhalten auszeichnen. An dieser Stelle sollte geklärt werden, ob Korrelationen zwischen den beiden Werten vorhanden sind.

Eine Darstellung der experimentellen Ergebnisse der Zündbarkeit in Form einer Abhängigkeit von  $AFR_{LBO}$  hat keine Korrelationen zwischen den beiden Parametern gezeigt (Bild 8.24).

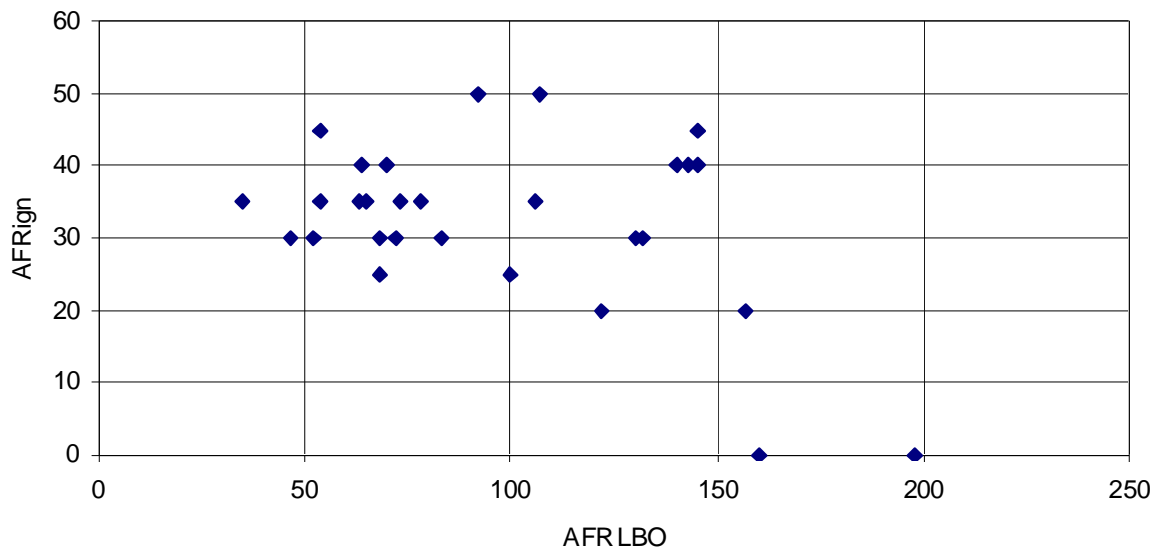


Bild 8.24: AFR-Zündung als Funktion von  $AFR_{LBO}$

Das Problem erscheint in neuer Sicht, wenn die Zündbarkeit in logarithmischen Koordinaten dargestellt wird. Alle Punkte konzentrieren sich dicht in einem Streifen, welcher mittels einer Trendlinie darstellbar ist.

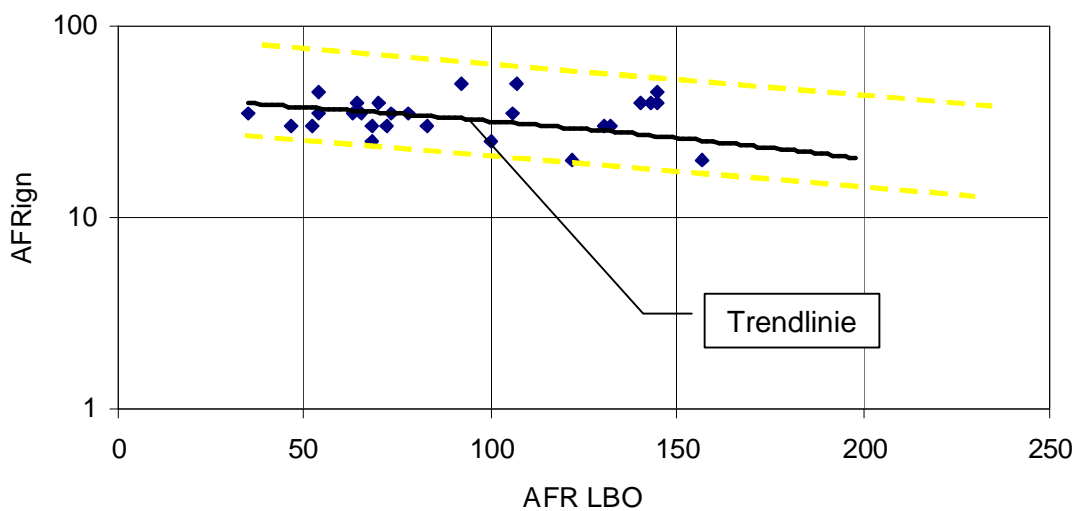


Bild 8.25: Trendlinie für the AFR-Zündung als Funktion von  $AFR_{LBO}$

Diese Trendlinie kann mittels folgender Funktion beschrieben werden:

$$y = a \cdot \ln x + b$$
$$AFR_{ign} = a \cdot \ln AFR_{LBO} + b \quad (8.13)$$

wobei  $a, b$  Koeffizienten sind.

Die ermittelte Linie weist auf den sinkenden Trend der Zündbarkeit bei steigender Verlöschstabilität hin. Somit steigt die Zündbarkeit mit sinkender Verlöschstabilität. Dieser Trend ist nur dann deutlich erkennbar, wenn ausreichende Datenmengen vorhanden sind.

Laut dieser Aussage ist es nicht möglich, gleichzeitig sehr gute  $AFR_{LBO}$ -Werte sowie eine ausreichend hohe Zündbarkeit zu erhalten. In einigen Brennkammerkonfigurationen ist es schwierig, das Kraftstoff-Luft-Gemisch zu zünden, insbesondere wenn die Magerverlöschwerte extrem hoch sind (z. B. C7-A).

Betrachtet man den gesamten Streifen im Bild 8.25, in dem die Ergebnisse der einzelnen Versuche aufgetragen sind, so ergeben sich die Zünd- und Verlöschgrenzen der getesteten Konfigurationen. Die obere Trendlinie umfasst die maximalen Werte der AFR-Zündung, die im Bereich zwischen 50 und 80 liegen. Diese Trendlinie weist darauf hin, dass eine sichere Zündung oberhalb dieses Bereichs kaum zu erwarten ist. Die maximalen Magerverlöschstabilitätswerte liegen in der Zone von etwa 150 bis zum maximalen ermittelten Wert von 200 (z. B. C7-A).

Es gibt keine feste Beziehung, die die Zündbarkeit und Verlöschstabilität verbinden kann. Jeder Versuch, die genaue  $AFR_{LBO}$ -Werte einer bestimmten Konfiguration auf Basis der  $AFR_{ign}$  zu berechnen, würde nicht korrekt sein, da die vorhandenen Korrelationen nur auf statistischem Material beruhen. Unter diesen Umständen kann nur eine Wahrscheinlichkeitsrechnung erfolgreich sein. Andererseits ist es nicht sinnvoll, sehr gute Zündbarkeit zu erwarten, wenn die Magerverlöschwerte bereits hoch sind.

### 8.5. Flammenstabilisierung bei erhaltener Zündbarkeit

Wie bereits gezeigt wurde, korreliert die Zündbarkeit der getesteten Konfigurationen mit der Magerverlöschstabilität sehr stark. Jeder Versuch, die Zündung bestimmter Konfigurationen zu verbessern, führt zur Verschlechterung der Stabilität. Wenn man die Stabilität durch eine Veränderung der Drallerzeugerkombination optimiert, sinkt die Zündbarkeit des Brenners. Alle möglichen Maßnahmen der Zündungsverbesserung beziehen sich auf Verwendung von neuartigen Zündsystemen. So können zum Beispiel zum Zwecke der Zündungsverbesserung spezielle Zündsysteme wie Torch-Ignitor und Laserzündung eingesetzt werden. Da diese Lösungen relativ aufwendig sind und unkonventionelle Hardware erfordern, wird diese Verbesserungsrichtung eher vorsichtig eingesetzt. Vielversprechend erscheint weiterhin eine Verbesserung der Magerverlöschstabilität mittels zusätzlicher Einbauten im Brennkammerbereich. Die Zündungseigenschaften sollten in Folge der Verbesserung der Magerverlöschstabilität erhalten bleiben. Dabei setzt die zu

testende Konfiguration immer die gleichen Swirler voraus, weshalb das Zündverhalten des Brenners nicht beeinträchtigt wird.

Die Stabilisierungsmaßnahmen im Brennkammerbereich wurden im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls untersucht. In diesem konkreten Fall handelt es sich um eine Applikation des Stabilisierungsrings in einer Ringbrennkammer. Um die externe Stabilisierung der zu testenden Konfiguration verstehen zu können, sind im Bild 8.26 verschiedene Ausführungen des Brenners aufgeführt. Für die Tests wurde eine Konfiguration mit „Wide Cone“ Flamme gewählt, welche sich durch eine niedrige Stabilität auszeichnet. Die hier beschriebene Veränderung der Brennkammerform hat keinen Anspruch auf konstruktive Umsetzung, sondern wurde rein empirisch vorgenommen, um die Einflüsse von Einbauten untersuchen zu können.

Die Skizze A gibt eine so genannte „free flame“ wieder. In diesem Fall zeigte sich während der Tests eine sehr starke Flammenfluktuation, welche sich in verschiedenen Richtungen ausbreitete. Die untere und obere Brennkammerwand begrenzen dagegen die Schwingungen in der vertikalen Ebene. Daher erscheint die Flamme deutlich stabiler zu sein. Eine weitere Stabilitätsverbesserung wurde in der Folge durch den Einsatz eines konischen Rings erreicht (C). Hierbei begrenzen der Ring sowie die Wände die Flamme von allen Seiten, so dass keine Fluktuationen mehr sichtbar sind. Die Verbrennung erscheint sehr ruhig und stabil zu sein. Die Flammenform verändert sich dann zu einer NC. Es soll an dieser Stelle vermerkt werden, dass ähnliche Stabilisierungsmaßnahmen in der Triebwerkentwicklung anzutreffen sind [12] [32].

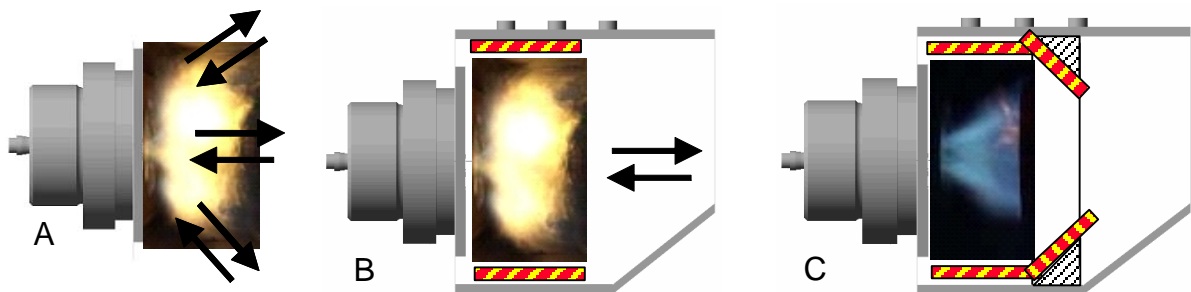


Bild 8.26: Flammenfluktuationen in der Brennkammer

Die Ergebnisse der Magerverlöschtests von den oben beschriebenen Konfigurationen sind im Bild 8.27 dargestellt.

Die untere Linie beschreibt die Verlöschstabilität der „free flame“. Die Linie oberhalb stellt die Testwerte einer konventionellen Konfiguration dar, welche um ca. 20 Punkte höher liegen. Oberhalb der konventionellen Konfiguration befinden sich die Linien, die den stabilisierten Ausführungen der Brennkammer entsprechen. Hierbei sollte im Fall einer Trapezausführung zwischen zwei Flammenformen unterschieden werden. Unter der so genannten „Trapezausführung“ versteht man die konventionelle



Ringbrennkammerform, wobei alle einzelnen Brenner mittels einer Trennwand voneinander abgeschirmt sind. Die NC-Flamme erscheint im Bereich hoher Luftmassenströme deutlich stabiler ( $AFR_{LBO}=150$  bei NC im Vergleich zu ca. 80 bei WC). Also ist durch eine gezielte Flammenstabilisierung im Brennkammerbereich eine dreifache Verbesserung des Magerverlöschverhaltens möglich.

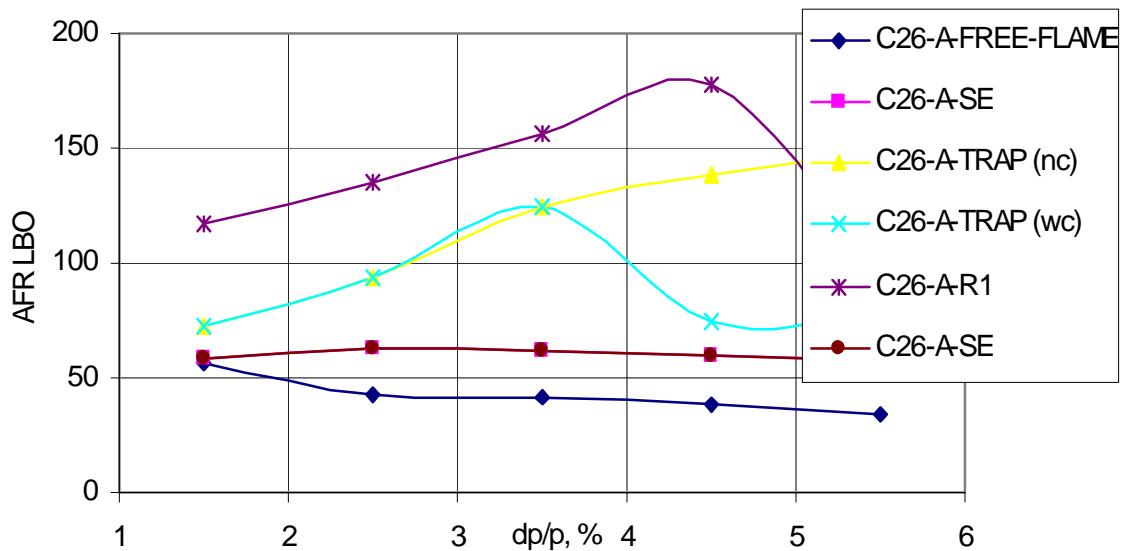


Bild 8.27: AFR-Zündung als Funktion von  $AFR_{LBO}$

Die Verbrennungsstabilität steigt, wenn die Flamme in einem definierten Raum eingeschlossen ist. Die freie Flamme ist hingegen sehr instabil. Je größer diese „Stützflächen“ sind, welche auch die Flamme halten, desto höher ist die Verbrennungsstabilität. Daher sind die besten  $AFR_{LBO}$  Werte im Fall eines ringförmigen Flammenhalters (C26-A-R1) realisierbar.

Es soll aber an dieser Stelle vermerkt werden, dass die Zündbarkeit bei allen stabilisierten Konfigurationen unverändert bleibt. Die ermittelten Werte für eine sichere Zündung liegen im Bereich von  $AFR_{LBO}=30 - 35$ . Bei den konventionellen Konfigurationen ohne „äußere“ Stabilisierung, welche sich durch gutes Stabilitätsverhalten auszeichnen, war gar keine Zündung möglich. Diese Art Flammenstabilisierung ist nur für die „Wide Cone“ Flammen einsetzbar. Die „Narrow Cone“ Flammen sind überwiegend durch die „bifurcated“ Rezirkulation sehr gut stabilisiert, sodass keine zusätzlichen Stabilisierungsmaßnahmen erforderlich sind. Es muss jedoch festgestellt werden, dass bei den stabilsten „Narrow Cone“ Konfigurationen gar keine Zündung möglich ist.

Die Lösung dieses Dilemmas kann sehr einfach erläutert werden. Da die meisten „Wide Cone“ Flammen sich sehr gut zünden, aber keine guten Magerverlöschwerte aufweisen, kann die vorgeschlagene Methodik für alle Konfigurationen mit sehr guten Zündeigenschaften zur Flammenstabilisierung verwendet werden. Dadurch wird ein sehr gutes Verlöschverhalten bei ausgezeichneter Zündbarkeit erreicht, was das Ziel dieser Forschung war.

## 8.6. Parameter ranking

Im Kapitel 7 wurde ein detaillierter Überblick über die möglichen Wege der Zündungsverbesserung gegeben. Daher besteht ein Bedarf, alle im Bild 8.20 dargestellten Faktoren, welche die Zündbarkeit bestimmen, zu wichten. Hierbei werden die wichtigsten Einstellungsparameter ausgewählt, die während des Brennkammerentwicklungsprozesses in erster Linie betrachtet werden. Im nächsten Schritt erfolgt eine Optimierung mittels weniger sensitiver Parameter.

Der Schlüsselparameter kann nach einer Analyse der vorhandenen Zündbarkeitsdaten ermittelt werden. Zu diesem Zweck wurde der ganze Bereich von Variationen der AFR-Zündungswerte der durchgeführten Zündversuche betrachtet. Um diese Untersuchung effektiv durchführen zu können, sollte eine geeignete Gewichtungsmethode verwendet werden. Da in unserem Fall einerseits eine Menge der variablen Parameter und andererseits bestimmte Umsetzungs- und Betriebseigenschaften vorhanden sind, ist es sinnvoll, eine Gewichtungsmethode basierend auf dem „Quality Function Deployment“ (QFD) zu verwenden. Ursprünglich wurde diese Methode in Japan von Yoji Akao [2] eingesetzt, um Kundenwünsche in Qualität umzusetzen. Diese Methode wurde danach weiterentwickelt und auch für andere Gewichtungszwecke [74] eingesetzt. Ein sehr interessantes Beispiel der Methodenanwendung stellt die Beurteilung der technischen, ökologischen und ökonomischen Bedingungen für den Einsatz von Biokraftstoffen im Kraftfahrzeug dar, die von Koßmehl [36] durchgeführt wurde.

Die Tabelle 8.3 zeigt die Parameter, die in die Bewertung für das Ranking der Einflussfaktoren eingehen. Für den Vergleich der Schwankungsgröße wurden die durchschnittlichen minimalen und maximalen Werte der  $AFR_{ign}$  definiert. Auf diesen Durchschnittswerten basieren die in der Tabelle dargestellten prozentualen Änderungen der Parameter.

Der Einfluss der Temperatur auf die Zündung wurde in die Temperatur unter 400K und über 400K geteilt, um repräsentativere Ergebnisse zu erhalten. Aufgrund der schwierigen Verhältnisse für die Zündung kann der Fall „unter 400K“ als „nicht repräsentativ“ betrachtet werden und ist deshalb nicht im Parameter-Ranking berücksichtigt worden. Die gleiche Situation ergibt sich bei der Lufteströmung in die Zünderregion, da auch hier keine Verbesserungen zu sehen sind.

Bild 8.2 zeigt eine kurze Zusammenfassung der durchgeführten Berechnungen. Der Luftmassenstrom hat den größten Einfluss auf die Zündung, kann jedoch für eine Zünderstellung bzw. -verbesserung nicht benutzt werden. Der stärkste Einflussparameter um die Zündung zu verbessern ist aufgrund des Parameterrankings der Kraftstoffmassenstrom des Injektors. Durch die Veränderung dieses Parameters kann der Tröpfchendurchmesser minimiert werden, was die Zerstäubung des Kraftstoffes positiv beeinflusst. Der nächste Parameter, der die Zündung verbessert, ist die horizontale Zünderposition, welche einen Anteil von 18,4% an den Veränderungen hat.

Es ist interessant zu beobachten, dass die Veränderung des Swirlers 1 keinen großen Einfluss auf die Eigenschaften der Zündung des Brenners hat. Außer bei einigen Grenzfällen, bei denen keine Zündung stattfand, hat Swirler 1 keinen Einfluss auf die Zündungswerte. Es ist somit möglich, die gesamte Variation des Swirlers 1 zur

Verbesserung der Stabilität zu benutzen, ohne die Zündwilligkeit zu stark zu beeinflussen.

	min Argument	max Argument	max AFRign Entfernung	max % Veränderung
SW1-Variation	35°	45°	31-35,8	13
SW2-Variation	-	-	10-38	73
SW3-Variation	55°	65°	35-45	22
Luftmassenstromeinfluss	0,07	0,155	38,7-20,7	46
Einspritzer Flusszahl	0,39	1,39	32,5-42,5	23
Horizontale Zünderposition	0,033	0,081	38,75-47,5	18,4
Vertikale Zünderposition	-6	10	45-49	6,1
Einfluss der Brennkammerwandtemperatur über 400K	400	600	37,5-42,5	11
Einfluss der Brennkammerwandtemperatur unter 400K	350	400	0-37,5	100
Einfluss der T30 Temperatur über 400K	400	550	45-50	10
Einfluss der T30 Temperatur unter 400K	350	400	40-45	11
Lufteströmung in der Zünderregion	45	0	45-0	-

Tabelle 8.3: Vergleich der Zündungsdaten

Im Fall von Swirler 2 gestaltet sich die Situation völlig anders. Durch die Verbesserung der Stabilität aufgrund der Optimierung der Swirler-2-Konfiguration verändert sich die Zündwilligkeit sehr stark. Selbst gut optimierte Konfigurationen konnten nicht oder nur mit speziellen Maßnahmen, gezündet werden. Jede Optimierung des schwachen Erlöschens unter Benutzung von Swirler 2 bringt nur eine nicht zufriedenstellende Zündungseigenschaften und nach jeder Verbesserung der Stabilität musste die Zündwilligkeit überprüft werden. Zusammenfassend sollte noch folgendes Problem des Swirlers 2 erwähnt werden: 73% der Werte stimmen mit den Tests überein, bei denen eine sehr schlechte Zündwilligkeit festgestellt wurde. Daher ist es nicht notwendig, diesen Prozentsatz in das Parameterranking zu integrieren. Der Swirler-2 - Einfluss auf die Zündung sollte individuell für einzelne Swirlerkonfigurationen betrachtet werden. Zum einen bewirkt die komplizierte Swirler 2 - Geometrie drastische Unterschiede in der Zündbarkeit, wodurch bei einigen Konfigurationen gar keine Zündung möglich war. Zum anderen kann die „Shroud“-Geometrie nicht als Argument betrachtet werden, da hier keine kontinuierliche Variation vorgenommen werden konnte.

Weiterhin soll die Brennkammereigenschaften als Funktion des Swirler-3-Winkels diskutiert werden. Die 22 %, welche dem Anteil von Swirler 3 entsprechen, beweisen den großen Einfluss dieser Variation. Wie auch immer, das schwache Erlöschen muss während des Parameterwechsels kontrolliert werden.

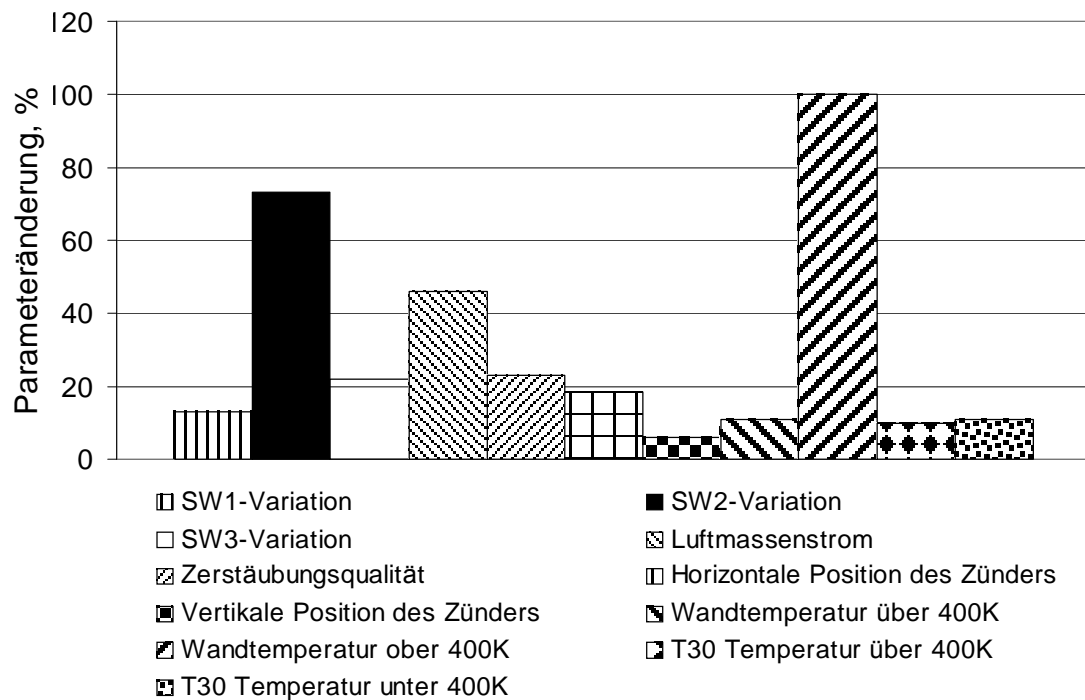


Bild 8.28: Parameterwechsel bei Zündungsverbesserung

Obwohl alle oben beschriebenen Parameter die Zündungseigenschaften verbessern, hängen auch die Magerverlöschgrenzen von den gleichen Parametern ab. Leider ist es nicht immer der Fall, dass die Stabilitäts- und die Zündwilligkeitswerte ihr Maximum gleichzeitig erreichen.

Es gibt nur zwei in der Tabelle 8.3 dargestellte Parameter, die ausschließlich als Einstellungsparameter für die Zündung benutzt werden können. Durch die Definition der optimalen Zünderposition (horizontal oder vertikal) wird eine Verbesserung der  $AFR_{ign}$  Werte erreicht. Es folgt, dass man diese Maßnahmen als letzte Einstellung bei der Zündungsverbesserung betrachten kann.

Auf der einen Seite bestimmen die Brennkammerparameter die Zündeigenschaften. Auf der anderen Seite wird die Stabilität gleichzeitig verändert, wobei die Realisierungskosten für diese Verbesserungen unterschiedlich sind. In Folge dessen verändert sich auch die Zuverlässigkeit. Repräsentativere Informationen über den Optimierungsweg gibt die Methode basierend auf der „Quality Funktion Deployment“ [2]. Aufgrund der begrenzten Daten und um Kostenberechnungen zu vermeiden, wird im Rahmen dieser Studie die Zielmatrix vereinfacht.

Die Brennkammerparameter werden bezüglich der Zündwilligkeit, Stabilität, Realisierung und Zuverlässigkeit gewichtet.

Folgende Gewichtungen der Brennkammereigenschaften werden für die Berechnung der Matrix erfahrungsgemäß [36] [2] benutzt:

Gewichtung	Eigenschaften
30%	Zündwilligkeit
30%	Stabilität
20%	Realisierung
20%	Zuverlässigkeit

Tabelle 8.4: Gewichtungswerte

In einer weiteren Bewertung werden die Werte der maximalen Parameteränderung der Zündwilligkeit durch Swirler- und Injektorvariation, sowie die Position des Zünders als wichtigste Einflussparameter herangezogen. Die Anteile dieser Parameter werden auf eine Gesamtsumme von 100% normiert.

Eine ähnliche Umrechnung erfolgt auch für die Anteile der Stabilitätswerte. Die Realisierung einer Injektorvariation erhält den Wert 0, weil diese Massnahme nicht umsetzbar ist. Die horizontale Positionierung der Zündkerze ist ebenfalls konstruktiv nur schwer umsetzbar.

Für die weitere Untersuchung wird folgende Parametermatrix erstellt (Tabelle 8.5):

	%	SW1	SW2	SW3	Injektor	Horizontale Position des Zünders	Vertikale Position des Zünders
Zündwilligkeit	30	8,1	47,1	14,2	14,8	11,9	3,9
Stabilität	30	39	36	21	4	0	0
Realisierung	20	25	25	25	0	5	15
Zuverlässigkeit	20	25	25	25	0	5	15

Tabelle 8.5 Parameteränderung zur Verbesserung der Zündfähigkeit

Auf Basis der gesammelten Messergebnisse (Tabelle 8.5) kann eine Ergebnismatrix erstellt werden, die mit den Gewichtungswerten aus der Tabelle 8.4 multipliziert wird: Daraus ergeben sich mittlere Werte für die Haupteinflussfaktoren SW1, SW2, SW3, Durchflusszahl, Position der Zündkerze.

$$\begin{pmatrix} 30\% \\ 30\% \\ 20\% \\ 20\% \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 8,1 & 47,1 & 14,2 & 14,8 & 11,9 & 3,9 \\ 39 & 36 & 21 & 4 & 0 & 0 \\ 25 & 25 & 25 & 0 & 5 & 15 \\ 25 & 25 & 25 & 0 & 5 & 15 \end{pmatrix} \Rightarrow$$

Die Lösung der Matrix mit der Gewichtung aller Maßnahmen zur Zündungsverbesserung ergibt folgenden Ergebnisvektor für die Parameteroptimierung:

$\Rightarrow (24,13 \ 34,93 \ 20,56 \ 7,17 \ 5,64 \ 5,67)$

Das bedeutet, dass der Einfluss des Swirlers 2 am höchsten einzuschätzen ist (Einflussgewichtung 34,93).

Deshalb sollte die Verbesserung der Zündung in einer Brennkammer mit der Massnahme der Optimierung von SW2 begonnen werden. Dies geschieht durch die Anpassung der Swirlerwinkel. Im nächsten Schritt werden die Winkel der Leitschaufeln von Swirler 1 und 3 optimiert. Im letzten Schritt wird die geeignete Position der Zündkerze ermittelt.

Bild 8.26 zeigt die vorgeschlagenen Entwicklungswege für die detaillierte Optimierung der Zündbarkeit einer zweistufigen Brennkammer.

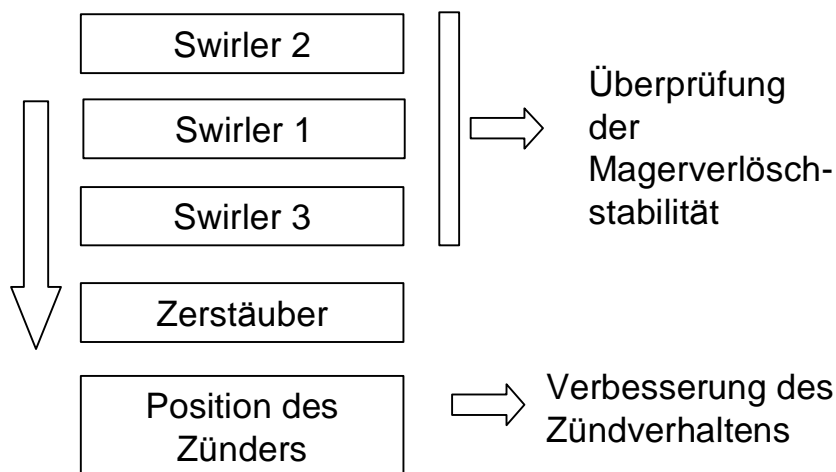


Bild 8.29: Entwicklungskette einer Optimierung der zweistufigen Brennkammer

## 9. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Zündungseigenschaften einer neuartigen Brennkammer untersucht, wobei auch das Magerverlöschverhalten mit in Betracht gezogen wurde. Die Untersuchungen der Zündbarkeit basieren auf den Ergebnissen numerischer Simulationen und anschließenden Auswertungen in einer Zündsubroutine. Die Ergebnisse der Strömungssimulationen sind mit PIV-Messungen experimentell validiert worden, wobei die simulierten Sprayformen durch die ermittelten Mie-Aufnahmen bestätigt wurden. Hochgeschwindigkeitskamera - Aufnahmen wurden zur Validierung der berechneten minimalen Zündenergien verwendet. Eine besonders gute Übereinstimmung zeigte sich zwischen der simulierten und der mittels Flammenfotos bestimmten Flammengeschwindigkeit während der Untersuchung des Flammenausbreitungsprozesses.

Die durchgeführte experimentelle Parametervariation erlaubt es, folgende Aussagen zu treffen:

Durch Analyse der durchgeführten Magerverlösch- und Zündversuche wurden die Grenzen von maximal möglichen  $AFR_{LBO}$  sowie AFR-Zündung aufgezeichnet. Die maximale Stabilität wurde im Fall von C7-A (V-Shroude) festgestellt.

Die Stabilität und Zündbarkeit wird von mehreren Faktoren beeinflusst. In erster Linie sollten hierbei die Drallerzeuger erwähnt werden. So wurden die besten Magerverlöschwerte mit dem Drallerzeuger 1 mit  $-35^\circ$ -Winkel erreicht, wobei keine Verbesserungen der Zündbarkeit bemerkbar waren.

Ein großes Potential bei der Optimierung der Brennkammereigenschaften stellt der zweite Drallerzeuger dar. Die in der Arbeit vorgelegten Daten zeugen von den vielfältigen Optimierungsstrategien hinsichtlich der Drallerzeugergeometrie. Im Wesentlichen betrifft dies die Diffusorgestaltung, was durch die Experimente mit dem V-Shroud bewiesen wurde. Durch entsprechende Kombination von Diffusorgeometrie und Drallerzeugerwinkel sind gute Magerverlösch- und Stabilitätswerte erreichbar.

Die Erhöhung der Zerstäubungsqualität trägt vor allem zur Verbesserung des Verlöschverhaltens bei. Das Zündungsverhalten wurde durch Verwendung einer Düse mit geringerem Massenstrom signifikant verbessert. Eine sehr feine Kraftstoffzerstäubung wird vor allem durch die Steigerung des Druckes am Zerstäuber erreicht. Da die Druckerhöhung an der Düse durch die konstruktiven Eigenschaften des Kraftstoffsystems begrenzt ist, gilt diese Verbesserungsrichtung eher als hypothetische Maßnahme.

Eine deutliche Verbesserung der Brennkammereigenschaften ist mit der Erhöhung der Temperaturen der Eintrittsluft und der Brennkammerwand erreichbar, welche jedoch betriebsabhängig sind und nicht unabhängig vom Gesamtprozess variiert werden können.

Die Zünderposition ist in bestimmten Grenzen der dominierende Parameter, durch den die Zündbarkeit beeinflusst wird, wobei die Magerverlöschstabilität selbstverständlich unverändert bleibt. Die vertikale Position der Zündkerze definiert

die Zündungseigenschaften vor allem bei den atmosphärischen Tests, bei denen in erster Linie der Wandfilmeffekt auftritt. Die Auswirkung dieses Effektes bei der realen Brennkammer sollte aber vernachlässigbar sein, weil hier die Filmbildung an der Oberfläche der Brennkammerwand anders ausgeprägt ist.

Die Verschiebung des Zünders in Strömungsrichtung erzeugt eine deutliche Erhöhung der Zündfreudigkeit des Gemisches.

Die Untersuchungen der Spray-Strömungs-Interaktion wurden mit Hilfe der Sprayvisualisierungsmethode durchgeführt. Die Sprayfotos zeigten überwiegend stabile Kraftstoffzerstäubung in der Brennkammer. Bei einigen Konfigurationen entstanden allerdings zeitabhängige Sprayablenkungseffekte, durch welche die Zündung destabilisiert wird. Durch eine Veränderung der Sprayform von „Narrow Cone“ Spray zu „Wide Cone“ Spray verbesserte sich die Zündbarkeit des getesteten Brenners. Im Gegensatz dazu erzeugt eine rasche Veränderung der Sprayform vom NC zu WC unter identischen Bedingungen einen Flammenstabilitätsverlust und letztendlich das Flammenverlöschen, was im realen Triebwerk sehr kritisch wäre. Es ist sinnvoll, die Effekte der Kraftstoffsprayablenkung in weiteren Untersuchungen genauer zu bestimmen.

Die in der Arbeit dargestellten Untersuchungen der Spraystabilität erlauben es, die Auswirkungen von Änderungen bestimmter Brennkammerparameter mit guter Treffergenauigkeit vorherzusagen.

Die vorgenommenen Korrelationen zwischen den kalkulierten Werten der minimalen Zündenergie sowie den gemessenen AFR-Zündungsdaten eröffnen einen Weg zur Bestimmung der zu erwartenden zündbaren Gemischkonzentrationen in realen Brennkammern aufgrund der simulierten minimalen Zündenergie.

Die Variation der Drallerzeugerwinkel der drei vorhandenen Swirler ermöglichte eine Optimierung der Zündbarkeit und der Magerverlöschstabilität. Die vorgeschlagene Methode der Bestimmung von Magerverlöschgrenzen basiert auf einer Analyse der Swirlerkombinationen. Mit Hilfe der parabolischen Gleichung lässt sich die Abhängigkeit der Magerverlöschstabilität von der Drallerzeugerwinkelkombination sehr gut abbilden. Auf Basis dieser Beziehung können die zu erwartenden  $AFR_{LBO}$  - Werte berechnet werden.

Im Zuge einer Untersuchung der Korrelation zwischen Magerverlöschstabilität und Zündbarkeit hat sich eine sehr starke Abhängigkeit der beiden Parameter voneinander gezeigt. Wie erwartet sinkt die Zündbarkeit mit zunehmender Stabilität. Andererseits scheint die Wahrscheinlichkeit, die hohen AFR-Zündungswerte bei sehr guter Verlöschstabilität zu erreichen, sehr gering zu sein. Die Testergebnisse haben außerdem die Grenzen der maximal möglichen Zündbarkeit und Stabilität bestimmt.

Die in diesem Beitrag vorgeschlagene Lösung der Erhöhung der Magerverlöschstabilität durch die zusätzlichen Einbauten im Brennraum für die „Wide Cone“ Flammen kann innerhalb der Konfigurationen mit sehr guter Zündwilligkeit eingesetzt werden. Dadurch wird eine hohe Zündbarkeit bei gleichzeitig zufriedenstellenden  $AFR_{LBO}$  Werten erreicht.

Im Rahmen der Arbeit wurde weiterhin eine Parametergewichtung durchgeführt, welche als Grundlage bei der Optimierung ähnlicher Brennkammern dienen kann.



Die Ergebnisse der Untersuchungen bestätigen, dass die Kraftstoffzerstäubungsqualität die Zündung am stärksten beeinflusst. Ein weiterer Gegenstand der Zündungsoptimierung ist die Variation der Drallerzeugergeometrie. Als Schlüsselparameter gelten dabei der Drallerzeugerwinkel und die geometrische Gestaltung des zweiten Swirlers.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die allgemeinen Parameter neuartiger Brennkammerkonzepte experimentell und numerisch untersucht wurden und die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Parametern erläutert wurden. Die abgeleiteten Korrelationen sowie die vorgeschlagenen und schließlich validierten Simulationswerkzeuge erlauben es, die Aufgaben der Brennkammerentwicklung effizienter durchzuführen.

## Literatur

- [1] Anderson, John D.: Computational Fluid Dynamics, Tsinghua University Press & McGraw-Hill, Beijing, 2002
- [2] Akao, Yoji: QFD quality function deployment ; wie die Japaner Kundenwünsche in Qualität umsetzen Japan-Service Landsberg/Lech Verl. Moderne Industrie 3-478-91020-6 1992 VIII, 328 S.
- [3] Bahr, D. W.: Aircraft Engine NOx Emissions – Abatement Progress and Prospects. In: Tenth International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), 1991. ISABE 91-7022
- [4] Bake, S. Technischer Bericht. E3EIII Fuel Injector Concept 4 Development. Dahlewitz, 13.10.2006
- [5] Ballal D. R., Lefevbre A. H.: Ignition and Flame Quenching in Flowing Gaseous Mixtures, Proc. R.Soc. London Ser. A, vol. 357, no. 1689, pp. 163-181, 1977
- [6] v. d. Bank, Ralf, Schilling, Thomas: Development of An Ultra-Low NOX LP(P) Burner. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for land, Sea, and Air. June 14-17, 2004, Vienna, Austria.
- [7] Becker, J., Hassa, Ch.: Experimental Investigation of Spatial and Temporal Aspects of the Liquid Fuel Placement in a Swirl Cup at elevated Pressure. Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for land, Sea, and Air. June 14-17, 2004, Vienna, Austria.
- [8] Beer, J. M. und N. A. Ghigier: Combustion Aerodynamics. Applied Science Publishers LTD, 1972.
- [9] Berg, H. P., X.-M. Chen, F. Liu, O. Antoshkiv: Einsatz von neuartigen Entwicklungswerkzeugen bei der Brennraumgestaltung von Flugmotoren Jahrbuch 2002 Band II der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt – Lilienthal-Oberth e.V. (DGLR), Bonn
- [10] Berg, H. P., H. T. Izweik, T. Poojitganont, O. Antoshkiv: Anwendung fortschrittlicher Simulationswerkzeuge in der Wankelmotorenentwicklung ATZ / MTZ - Konferenz Virtual Powertrain Creation 2006.
- [11] Beyerlein, Steven, David McIlroy, Donald Blackketter, Judi Steciak, Eric: Clarke and other. Homogenous Charge Combustion of Aqueous Ethanol. Final report February 2001. Report NO1-09 prepared by NIATT

- [12] Blomeyer, Malte: Entwicklung von Auslegungskriterien für die Mischzone einer luftgestuften Gasturbinen-Ringbrennkammer. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 6 Nr. 427. Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
- [13] Blume, Johannes: Statistische Methoden für Ingenieure und Naturwissenschaftler; 1 . Grundlagen, Beurteilung von Stichproben, einfache lineare Regression, Korrelation [Buch] Statistische Methoden für Ingenieure und Naturwissenschaftler, 1970
- [14] Bohn, Th. (Hrsg.) : Verdrängermaschinen, Hubkolbenmotoren, Band 2/II der Handbuchreihe Energie, Technischer Verlag Resch / Verlag TÜV Rheinland, Köln
- [15] Boileau, M., B.Mossa, B. Cuenot, T. Poinso, D. Bissieres and C. Berrat: Toward LES of an ignition sequence in a full helicopter combustor. Report number: TR/CFD/05/72
- [16] Brehm, N., Th. Schilling, A. Mack und G. Kappler: NOx Reduction in a Fuel Staged Combustor by Optimization of the Mixing Process and the Residence Time. In: RTO/AVT, Gas Turbine Engine Combustion, Emissions and Alternative Fuels, Lisbon, Portugal, 1998.
- [17] Davidson, James: Stochastic limit theory: an introduction for econometricians. Oxford: Oxford University Press, 1994.
- [18] Dryer, F. L.: General Background for Spherically Symmetric Isolated Droplet Combustion. Tech rep. Princeton University, 1997.
- [19] Dückerhoff, R., Prinzler, M., Berg, H. P.: Validierung der Laser Particle Image Velocimetrie zur Strömungsvisualisierung, Forum der Forschung 1999, Heft 8, BTU Cottbus
- [20] Fenn, J. B., A. H. Lefebvre: Lean Flammability Limit and Minimum Spark Ignition Energy, Ind. Eng. Chem., vol. 43, no. 12, pp. 2865-2869, 1951
- [21] George A. F. Seber, Alan J. Lee: Linear Regression Analysis, 2nd Edition. Wiley, 2003
- [22] Гмурман В. Е.: Теория вероятностей и математическая статистика, Москва, „Высшая школа“, 2000
- [23] Гмурман В. Е.: Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике, Москва, „Высшая школа“, 2000

- [24] Gracia-Salcedo, C. M., T. H. Brabbs & B. J. McBride: Experimental verification of the thermodynamic properties of Jet-A fuel, Techn. Report, NASA; TM 101475 (1988)
- [25] Grieb, H. und B. Simon: Pollutant Emissions of Existing and Future Engines for Commercial Aircrafts. In: Schumann, U. (Herausgeber): Lecture Notes in Engineering, Air Traffic and the Environment – Background, Tendencies and Potential Global Atmospheric Effects, DLR, Springer-Verlag, 1990. Proceedings of a DLR International Colloquium, Bonn, Germany
- [26] Günther, R.: Verbrennung und Feuerungen. Springer-Verlag, 1974
- [27] Gupta, A. K., D. G. Lilley und N. Syred: Swirl Flows. Abacus Press, Turnbridge Wells, England, 1984.
- [28] Haag, O.: Studie zur Anwendung von Turbulenzmodellen in Gasturbinenbrennkammern. Dissertation. Universität Darmstadt. 2003.
- [29] Herrmann, S.: Technik der quasi homogenen Verbrennung von Heizöl EL. Dissertation. Universität Stuttgart, 2002.
- [30] Herweg R, Maly RR (1992) A Fundamental Model for the Flame kernel Formation in SI Engines. SAE Paper 922243.
- [31] Hickel, Stefan: Dokumentation des Prüfstandes für die Gläserne Brennkammer BTU Cottbus, 2001
- [32] Казаджан П. К., Тихонов, Н. Д., Шулешкин В. Т.: Теория авиационных двигателей. Москва, Транспорт, 2000.
- [33] Keane, R. D., Adrian, R. J.: Optimization of Particle Image Velocimetry. Part I: Double Pulsed Systems; Measurement Science and Technology 1, pp. 1202-1215, 1990
- [34] Keane, R. D., Adrian, R. J.: Theory of Cross-Correlation Analysis of PIV Images; Appl. Sci. Res., 49, pp. 191-215, 1992
- [35] Kleinbaum, D., L. Kupper, and K. Muller: Applied Regression Analysis and Other Multivariable Methods (2nd ed.), by, Boston: PWS-Kent, 1988
- [36] Koßmehl, Sven-Oliver Beurteilung der technischen, ökologischen und ökonomischen Bedingungen für den Einsatz von Biokraftstoffen im Kraftfahrzeug: Berlin, Techn. Univ., Diss., 1995

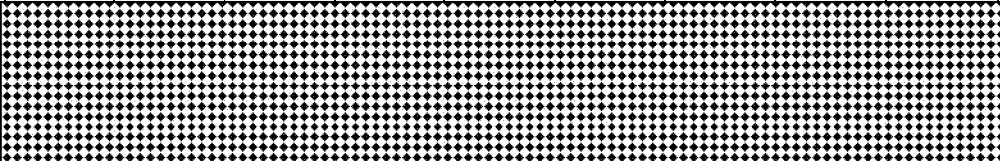
- [37] Launder, B. E., Spalding, D. B.: The numerical computation of turbulent flows. Computer methods in Applied Mechanics and Engineering, no. 3, 1974
- [38] Lefebvre, A. H.: Atomization and Sprays. Atomization and Sprays, ISBN 0-89116-603-3. New York: Hemisphere Publ. Corp., 1989.
- [39] Lefebvre, Arthur Henry: Gas turbine combustion. Taylor&Francis, 1983
- [40] Lefebvre, Arthur Henry: Gas turbine combustion Taylor & Francis, 1999
- [41] Leukel, W. und A. K. Chesters: First experiments on isothermal swirling flow from divergent nozzles. Technischer Bericht, International Flame Research Foundation IFRF, Ijmuiden, Niederlande, 1966
- [42] Lewis B., G. von Elbe, Combustion: Flames and Explosion of Gases, 2<sup>nd</sup> ed., Academic, New York, 1961
- [43] Liebman, I.: Ignition of tank atmospheres during fuel loading. Proceedings of American Petroleum Institute (1965), Section III-Refining.
- [44] Liedl, D. Schuöcker, B. Geringer, J. Graf, D. Klawatsch u. a.: Laser induced ignition of gasoline direct injection engines XV International Symposium on Gas Flow, Chemical Lasers, and High-Power Lasers. Edited by Kodymova, Jarmila. Proceedings of the SPIE, Volume 5777, pp. 955-960 (2005).
- [45] Liu, Fushiu CFD Study on Hydrogen Engine mixture formation and combustion. Cuvillier Verlag; Göttingen 2004
- [46] Maly R, Vogel M (1978): Initiation and Propagation of Flame Fronts in Lean CH<sub>4</sub> – Air Mixtures by the Tree Modes of the Ignition Spark. 17<sup>th</sup> Symp (Int) Combust, pp 821-831, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA
- [47] L. M. Mellor: Design of Modern Turbine Combustors. Academic Press Limited, 1990
- [48] Ouarti, Navel, Lavergne, Gerard, Bissiers, Dominique: Modelling of the Spray Ignition for Turbojet engines in Flight Re-Light., AIAA Journal (2003), AIAA Paper 2003-6053
- [49] Plohr, M., v. d. Bank, R., Schilling, Th., 2003, "Vergleich des Emissionsverhaltens effizienter Hochbypasstriebwerke mittlerer Schubgröße für den ICAO LTO-Zyklus und Flugemissionen", Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Munich, Germany, Paper DGLR-2003-100

- [50] Pohland, S.: Untersuchung des Zündverhaltens verschiedener Brennstoffe mittels Hochgeschwindigkeits-Visualisierung für Motorenkonzepte mit Direkteinspritzung; Studienarbeit, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Lehrstuhl VFA, 2005
- [51] Rachner, Michael, Die Stoffeigenschaften von Kerosin Jet A-1. Techn. Report Duetsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e.V. (Institut für Antriebstechnik, Lindner Höhe, D-51147 Köln: Williams and Wilkins, 1998)
- [52] Rackwitz, L. Heinze, J., Becker, J.: Development of a Piloted Lean Burner for an Aero-Engine Combustor: Influence of Liquid Fuel Placement on Pollutant Emissions. 19th ILASS Europe'04. School of Chemical, Environmental and Mining Engineering, University of Nottingham. Alpha Graphics Nottingham. ILASS Europe. Band 19 Seiten 25 – 31.
- [53] Raffel, M., Willer, C. E., Kompenhans, J.: Particle Image Velocimetry, Springer-Verlag Berlin, ISBN 3-540-683-8, 1998
- [54] Ranz, W. E. & Marschal, W.R., „Evaporation from drops“, I.+II. Chem. Engng. Prog., vol. 48, 141-146,173-180 (1952)
- [55] Rao K. V. L. & Lefebvre, A. H.: Minimum ignition energies in flowing kerosene-air mixtures. Combustion and Flame, vol. 27, 1976
- [56] Richards, G. A. & Lefebvre, A.H.: Turbulent Flame Speeds of Hydrocarbone Fuel Droplets in Air, Combustion and Flame, vol. 78, 1989
- [57] D. W. Santon, A. M. Lippert, R. D. Reitz, Ch. J. Rutland: Influence of Spray-Wall Interaction and Fuel Films on Cold Starting in Direct Injection Diesel Engines. SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting. 1998. SAE 982584
- [58] Simon, B.: Entwicklung neuer Brennkammerkonzepte für Schadstoffarme Flugzeugantriebe. MTU Focus, (2): 10-17, 1990
- [59] Spadaccini, L. J., TeVelde, J. A.: Autoignition Characteristics of Aircraft Type Fuel. Combustion and Flame, vol. 46, 1992
- [60] Stauffer, M.: Modelling of Ignition in Aero-Engine Combustion Chambers in Application to Lean Burn Modules. Report. Berlin University of Technology. 2003
- [61] Stiesch, G: Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Springer Berlin Heidelberg 2003
- [62] Syred, N. und J. M. Beer: Combustion in Swirling Flows: A Review. Combustion and Flame, 23:143-201, 1974

- [63] The Jet Engine. Rolls-Royce plc, 1986
- [64] A Thiele, Selle, Riedel, Warnatz. Numerical simulation of spark ignition including ionization. Proceeding of the Combustion Institute, Volume 28, 2000/pp. 1177-1185
- [65] Urlaub, A.: Flugtriebwerke Grundlagen, Systeme, Komponenten. Untertitel : Grundlagen, Systeme, Komponenten. Springer Verlag, Berlin, 1995
- [66] TSI: PIV – Theory of Operation; TSI Incorporated, 1995
- [67] TSI: Insight<sup>NT</sup>, Particle Image Velocimetry Software; Version 3.3, Instruction Manual, TSI Incorporated, 2000
- [68] Warnatz, J., Dibble, R,W, & Maas, U.: Combustion, Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pullutant Formation (New York: Springer-Verlag, 1996
- [69] Westbrook, C. K., Dryer, F. L.: Hydrocarbon Reaktionen. Prog. Energy Combust. Sci., vol. 10, 1-57, 1984
- [70] Wozniak, Günter: Zerstäubungstechnik: Prinzipien, verfahren, Geräte / Wozniak, Günter.- Berlin; Heidelberg; New York; Springer, 2003
- [71] Wulff, Andreas: Entwicklung eines Verbrennungsmodells für Brennkammern von Fluggasturbinen. Technical University of Berlin, Library (Dissertation Office)
- [72] Yakhot, V, S. A. Orszag, S. Thangam, C. G. Speziale, T. B. Gatski: Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique. Phys. Fluids. 1992: 1510-1520
- [73] Yakhot, V, S. A. Orszag: Renormalization Group Analysis of Turbulence. J. Sci. Comput. 1.1 (1986) 3-51.
- [74] Zimmermann, Volker: Quality Function Deployment (QFD) im Entwicklungsprozeß – Konzepte, Modelle, Methoden und Hilfsmittel, Produktionstechnische Berichte, Band 20, Fertigungstechnik und Betriebsorganisation Universität Kaiserslautern, 1995
- [75] CFD-ACE-GUI User Manual VII, CFDRC, Huntsville 2003
- [76] <http://www.aviationnow.com> (Stand 03.04.2006)
- [77] [www.cfdrc.com/](http://www.cfdrc.com/) (Stand 23.05.2006)
- [78] <http://www.mikrotron.de> (Stand 10.11.2005)

## 1. Anhang A1

Die getesteten Konfigurationen\*

	C1	C1b	C4	C5	C7	C8	C9	C10	C10b
Pilotdüse									
SW1									
SW2									
SW3									

Buchstabe A in der Konfigurationsbezeichnung weist auf den konventionellen Hitzeschild hin.

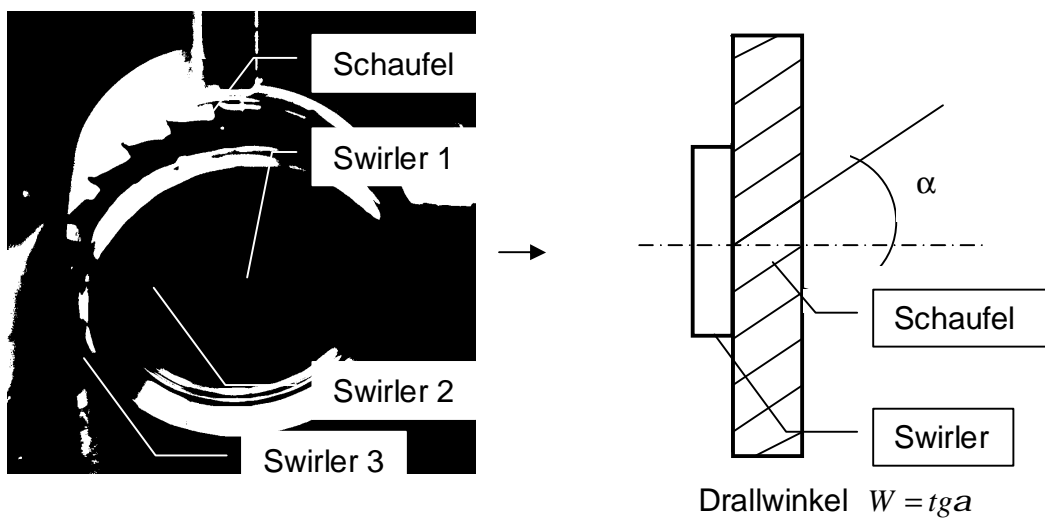


Schematische Darstellung eines V- (links) und B-Swirlers (rechts)

\*Private Information von Rolls-Royce Deutschland GmbH



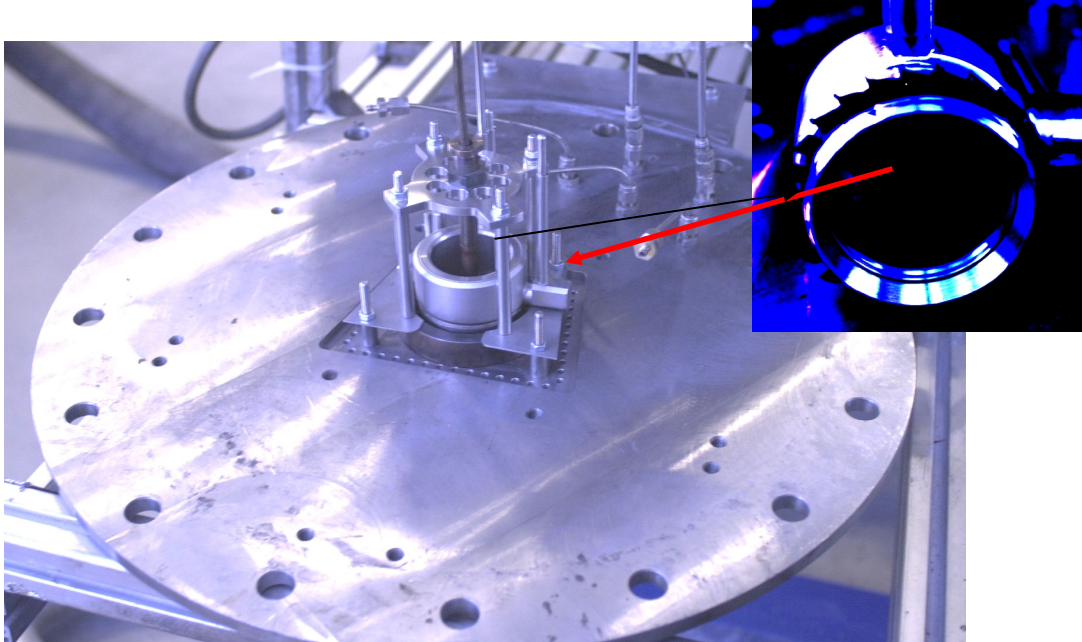
2. Anhang A2



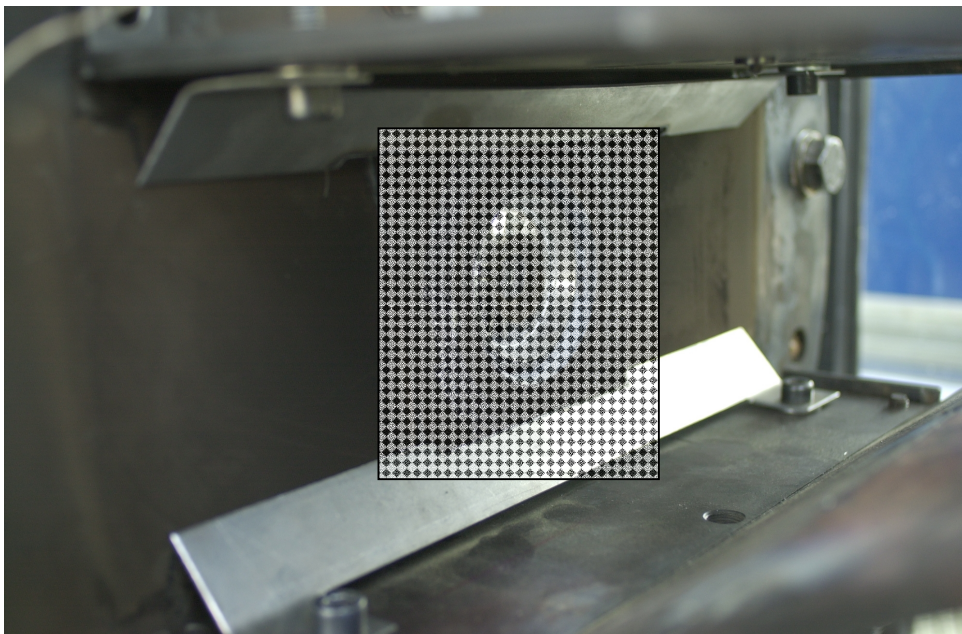
Brenner (links) und die Definition des Swirlerwinkels  $\alpha$  (rechts)\*

\*Private Information von Rolls-Royce Deutschland GmbH

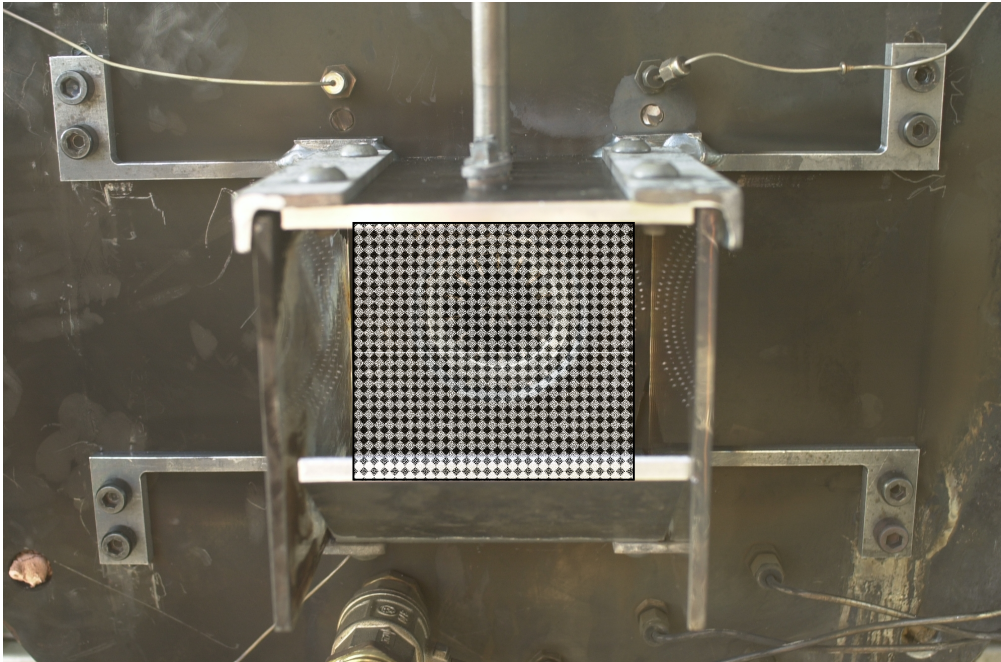
### 3. Anhang A3



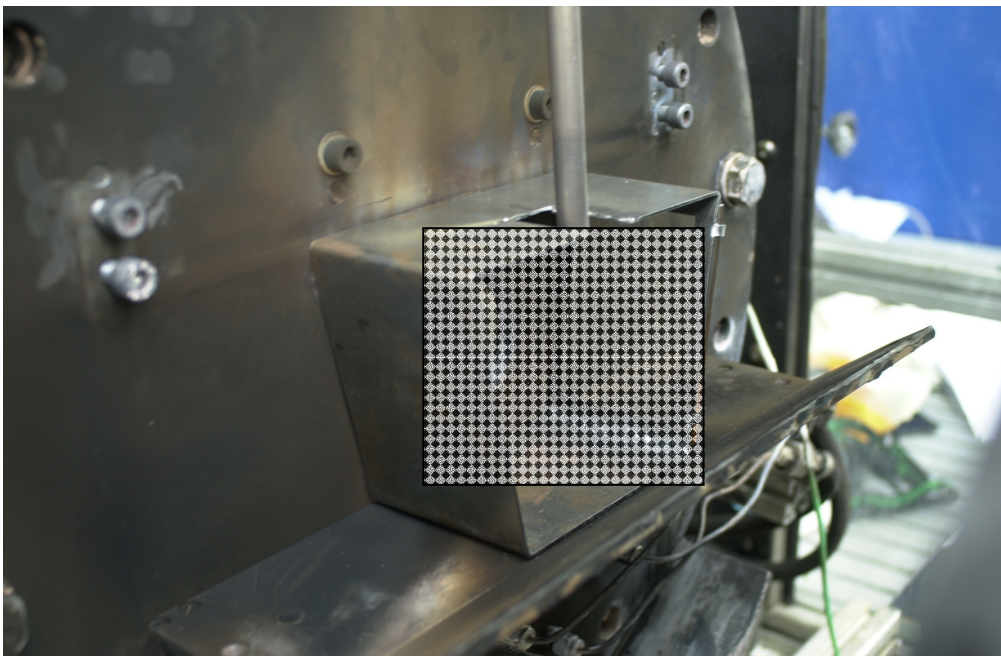
Die Konfiguration am Prüfstand



Der Hitzeschild



Die Konfiguration „QUAD“



Die Konfiguration „TRAP“

## **Danksagung**

Das durch Rolls-Royce Deutschland betreute Entwicklungsprogramm zur gestuften Brennkammer ist Teil des Deutschen Luftfahrtforschungsprogramms LuFo III. Die in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Ergebnisse wurden im Rahmen dieses Forschungsprogramms ermittelt.

Dem Lehrstuhlinhaber, Herrn Prof. Berg, danke ich sehr für seine Unterstützung und wertvolle Ratschläge bei der Durchführung dieser Dissertation.

Prof. Steinberg bin ich für die Übernahme des Korreferats und seine wichtigen Hinweise und Bemerkungen sehr dankbar.

Herrn Prof. Krautz danke ich für Betreuung des Promotionsverfahrens.

Für sehr gute Unterstützung des Projektes möchte ich mich bei unseren Industriepartnern Rolls-Royce Deutschland, insbesondere bei Herrn Dr. Bake und Herrn Staufer bedanken.

Meinen Kollegen und Studenten danke ich für die hilfsreiche Mitarbeit bei der Durchführung von Experimenten und theoretischen Arbeiten.

Ebenfalls bedanke ich mich bei den Universitätswerkstätten für die Fertigung der erforderlichen Versuchseinrichtungen.