

Diplomarbeit

Untersuchung von Vorkammerbrennverfahren für Gasmotoren auf Basis der 3D- CFD-Simulation

Verfasser:

Maximilian Malin

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. DI.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ao.Univ.-Prof. DI.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer

DI.-Ing. Dr. techn. Peter Christiner

Graz, 15 März 2012

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes am Kompetenzzentrum für Großmotoren LEC (Large Engines Competence Center), das im Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz integriert ist, durchgeführt.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Andreas Wimmer, der es mir ermöglicht hat eine so interessante Diplomarbeit, kombiniert aus Simulationen und Prüfstandsmessungen, durchzuführen.

Besonderen Dank gebührt meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr. Peter Christiner, der mich in allen Belangen tatkräftig unterstützt und immer wieder Anregungen für diese Arbeit lieferte hat. Unterstreichen möchte ich auch, dass Herr Dipl.-Ing. Dr. Peter Christiner mir nicht nur wesentliches Detailwissen über Großgasmotoren vermittelt hat, sondern auch Soft Skills, die für den Berufsalltag ebenso wichtig sind.

Großen Dank möchte ich auch dem BR4 Team aussprechen, das mich mit Rat und Tat unterstützt hat. So sind mir Herr Dipl.-Ing. Harald Schlick und Herr Dipl.-Ing. Martin Kirsten mit fachlichem Rat immer beiseite gestanden. Auch bei den Prüfstandsfahrern Herrn Karl Heinz Steinbauer und Herrn Ronald Brunner möchte ich mich bedanken, denen bei der einen oder anderen schwer zu fahrenden Vorkammervariante keine Mühe zu groß war, das Testprogramm abzuschließen.

Einen großen Beitrag an dieser Arbeit haben auch die Mitarbeiter der Institutswerkstätte geleistet, die mit der Fertigung der Versuchsträger vertraut wurden. Namentlich möchte ich in diesem Zusammenhang Frau Schweiger nennen, die durch ihr exzellentes Können im Bereich Zerspanung die Herstellung der komplizierten Vorkammerformen erst möglich machte.

Nicht zuletzt möchte ich meiner Familie ein großes Dankeschön aussprechen. Meine Familie hat mir nicht nur das Studium ermöglicht, sondern mir auch den sozialen Rückhalt während der Studienzeit gegeben.

Das Vorwort möchte ich mit einem Zitat von Herrn Dipl.-Ing. Dr. Karl Gölsdorf schließen, der den üblichen Entwicklungsprozess im Maschinenbau sehr treffend beschrieben hat:

„Man kann an einer Maschine nicht an einer Stelle 1000 kg einsparen, man muss viel mehr an 1000 Stellen 1 kg einsparen.“

Graz. 15. März 2012

Maximilian Malin

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzen Quellen wörtlichen und inhaltlichen entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz. 15. März 2012

Maximilian Malin

Statutory Declaration

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

Graz. 15. März 2012

Maximilian Malin

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung einer Beurteilungsstrategie zur Optimierung von Vorkammerbrennverfahren an Großgasmotoren mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation.

Großgasmotoren werden in der Regel mit Magergemischen betrieben, umso Schadstoffemissionen zu senken und den Wirkungsgrad zu steigern. Die Zündung von mageren Gemischen macht besonderen Aufwand nötig und wird bei Gasmotoren zumeist durch die Verwendung von Vorkammern gewährleistet. Der Vorkammer kommt daher eine zentrale Rolle zu. Eine Vorkammer unterstützt den Zündprozess sowie die schnelle Brennstoffumsetzung und ist daher der Schlüssel für eine innermotorische Verbrennung mit hohem Wirkungsgrad und niedrigem Emissionsausstoß.

Stationäre Großgasmotoren sind heutzutage durch hohe Wirkungsgrade gekennzeichnet. Für eine weitere Wirkungsgradsteigerung muss der gesamte Prozessablauf im Allgemeinen untersucht und gezielt optimiert werden. Dabei spielt die 3D-CFD-Simulation eine wichtige Rolle, um einerseits die ablaufenden Prozesse zu analysieren und andererseits gezielt Optimierungsschritte durchzuführen.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden bestehende Vorkammerkonzepte auf ihr Optimierungspotential analysiert und mit Hilfe des Software Programmpakets AVL FIRE optimiert. Hierzu wurde die Aussagekraft der 3D-CFD-Simulation zu Beginn in Form einer Gegenüberstellung von Messung und Simulation abgeschätzt. Dabei stellte sich heraus, dass ohne Abstimmung der Simulation anhand von Messergebnissen, die Diskrepanz zwischen 3D-CFD-Simulationsergebnissen und der Messung für eine Absolutwertbetrachtung zu groß ist. Vor allem Verbrennungsmodelle zeigen ohne intensive Abstimmung mit Versuchsergebnissen eine große Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen. Da für eine Vorentwicklung in den meisten Fällen kein Versuchsträger zur Verfügung steht, ist es notwendig auch ohne Verifikation der Simulation durch Messungen eine qualitative Aussage über die Funktion eines Vorkammerkonzeptes treffen zu können.

In dieser Arbeit wurde eine Beurteilungsstrategie entworfen, die es ermöglicht, mit Hilfe von acht Beurteilungskriterien und deren Zielbereiche eine qualitative Funktionsabschätzung einer 3D-CFD-Simulation abzugeben. Die Beurteilungskriterien wurden in einem Vergleich zwischen 3D-CFD-Simulation und Prüfstandsmessdaten definiert. Um eine gute Funktionalität einer Vorkammer gewährleisten zu können müssen diese Beurteilungskriterien in einem definierten Zielbereich liegen. Für die Bestimmung der Zielbereiche wurden Messergebnisse des Einzylinder-Forschungsmotors herangezogen. Mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation und der entwickelten Beurteilungsstrategie wurden ungespülte und gemischgespülte Vorkammern optimiert. Eine Strömungsfeldoptimierung der ungespülten Vorkammer wirkte sich in einer besseren Vorkammerfunktion aus, die durch Prüfstandsmessungen am Einzylinder-Forschungsmotor bestätigt wurden. Der neu definierte Entwicklungsprozess wurde auch für die Optimierung des Spülvorganges und des Strömungsfeldes der gemischgespülten Vorkammer herangezogen. Die Prüfstandsmessungen bestätigten wiederum die Aussagekraft der Beurteilungskriterien und es konnte eine Verbesserung des Betriebsverhaltens nachgewiesen werden.

Abstract

The following diploma thesis is concerned with developing an evaluation strategy for optimizing pre-chamber lean burn combustion processes in large gas engines using 3D CFD simulation. Large gas engines normally utilize the lean burn combustion process to reduce emissions and increase efficiency. The ignition of lean gas mixtures is a complex process requiring pre-chamber combustion to be effective, so the pre-chamber has a great influence on lean gas combustion. The pre-chamber supports the ignition process and converts fuel quickly, thereby providing the key to optimizing the combustion process.

Today, stationary gas engines are characterized by their high efficiency. Each time efficiency is further improved, the whole process needs to be optimized. 3D CFD simulation plays a significant role in the optimization process. As part of the work conducted for this thesis, existing pre-chamber concepts were analyzed and then optimized using the AVL FIRE software. The results from measurements on the test bench and 3D CFD simulation were compared to validate the simulation.

The validation showed that when the simulation is not adjusted to the measurements, the discrepancy between the results is sizeable. With the combustion models in particular, there is a great deviation between simulation and measurements. Since in most cases a test pre-chamber is not available in the preliminary stages of development, it is necessary to evaluate the quality of the pre-chamber concept without validation based on measurements.

An evaluation strategy was designed that allows the qualitative assessment of the function of a 3D CFD simulation based on eight assessment criteria and their target areas. These criteria were defined after comparing the 3D CFD simulation and the measurement data. To guarantee the effectiveness of the pre-chamber, the assessment criteria must be located within a defined target area. These target areas were determined from the measurements results from the single-cylinder research engine. 3D CFD simulation and the assessment criteria were used to optimize both the gas-scavenged pre-chamber and the non-scavenged pre-chamber.

When the flow field of a non-scavenged pre-chamber was optimized, a better effect on the efficiency of the pre-chamber was obtained, which was confirmed by the test measurements on the single-cylinder research engine.

The newly defined development process was also used to optimize the scavenging process and the flow field of the gas-scavenged pre-chamber. Once again, the test bench measurements confirmed the validity of the assessment criteria and an improvement in operational performance was demonstrated.

INHALT

1.	Einleitung	10
1.1.	Motivation	10
1.2.	Aufgabenstellung und Zielsetzung	10
1.3.	Durchführung.....	11
2.	Stationäre Gasmotoren	12
2.1.	Anwendungsgebiet stationärer Gasmotoren	12
2.2.	Schadstoffbildung	19
2.3.	Emissionsgesetzgebung	22
2.4.	Magerkonzept	23
3.	Grundlagen 3D-CFD-Simulation	27
3.1.	Kontinuumsmechanische Erhaltungsgleichungen	27
3.2.	Finite-Volumen-Methode	30
3.3.	Anwendung Software-Paket AVL FIRE	32
4.	Messtechnik	38
4.1.	Versuchsträger Einzylinder-Forschungsmotor	38
4.2.	Messprozedur	39
5.	Vorkammerkonzepte und Einflussgrößen	43
5.1.	Ungespülte Vorkammer	48
5.2.	Gemischgespülte Vorkammer	50
5.3.	Gasgespülte Vorkammer.....	53
5.4.	Einflussgrößen auf die Vorkammerfunktion.....	55
6.	Bewertungskriterien für die Vorkammeroptimierung	66
6.1.	Entwicklung eines Beurteilungsverfahrens	67
6.2.	Kriteriendefinition	70
6.3.	Auswertemethode.....	89
7.	Optimierte Vorkammern	94
7.1.	Optimierung ungespülte Vorkammer	95
7.2.	Optimierung gemischgespülte Vorkammern.....	109
8.	Abgeleitete Schlussfolgerungen und Empfehlungen	123

9. Abbildungsverzeichnis.....	125
10. Literaturverzeichnis	129

Nomenklatur

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
H_u :	unterer Heizwert	[J/m ³]
ρ_G :	Dichte des Gemischs	[kg/m ³]
λ :	Luftverhältnis	[-]
L_{St} :	Stöchiometrischer Luftbedarf	[kg/kg _B]
ρ :	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
x, y, z :	Koordinatenrichtung	[m]
u, v, w :	Fluidgeschwindigkeiten in x, y, z -Richtung	[m/s]
t :	Zeit	[s]
f_j :	Volumskraft	[N/m ³]
μ :	dynamische Zähigkeit	[Ns/m ²]
p :	Druck	[N/m ²]
ϕ :	transportierte Fluideigenschaft (allgemein)	[verschieden]
Γ_ϕ :	Diffusionskoeffizient der allgemeinen Variable ϕ	[m ² /s]
S_ϕ :	Quellenterm der allgemeinen Variable ϕ	[verschieden]
\vec{n} :	Normalvektor auf die Oberflächen des untersuchten Volumens	[-]
A :	Oberfläche	[m ²]
Δx :	Länge der Kontrollvolumen und Länge der Bezugspunkte	[m]
ε :	Verdichtungsverhältnis	[-]
V_h :	Hubvolumen	[cm ³]
V_c :	Kompressionsvolumen	[cm ³]
V_{VK} :	Vorkammervolumen	[cm ³]
$\eta_{th,v}$:	thermodynamischer Wirkungsgrad (Gleichraumprozess)	[-]
κ :	Isentropenexponent	[-]
k :	Geschwindigkeitskoeffizient Reaktionskinetik	[verschieden]
A_{kon} :	Konstante	[-]
E_a :	Aktivierungsenergie	[J/kmol]
R_m :	Allgemeine Gaskonstante	[J/kmol K]
T :	Temperatur	[T]
T_{ZK} :	Gastemperatur an der Zündkerze	[T]
TKE	Turbulente kinetische Energie	[m ² /s ²]
TKE _{ZK}	Turbulente kinetische Energie an der Zündkerze	[m ² /s ²]
v_{ZK}	Geschwindigkeit im Zündkerzenbereich	[m ² /s]

$v_{Bohrung}$	Geschwindigkeit in den Überströmbohrungen	[m ² /s]
v'_x, v'_y, v'_z	Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit in x,y,z-Richtung	[m/s]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]
λ	Luftverhältnis	[-]
λ_{ZK}	Luftverhältnis im Zündkerzenbereich	[-]
λ_{VK}	Luftverhältnis in der Vorkammer	[-]
E_{VK}	Energie in der Zündkerze	[J]

Abkürzungen

Abkürzung

BHKW	Block-Heiz-Kraft-Werk
CFD	Computational Fluid Dynamics
3D-CFD	dreidimensionale Computational Fluid Dynamics
GGVK	gemischgespülte Vorkammer
HC	Kohlenwasserstoffe
MFB5%	5% Brennstoffumsetzung im Hauptbrennraum
MFB50%	50% Brennstoffumsetzung im Hauptbrennraum
MFB90%	90% Brennstoffumsetzung im Hauptbrennraum
P_i	indizierter Mitteldruck
P_{ME}	effektiver Mitteldruck
UGVK	ungespülte Vorkammer
GGVK	gemischgespülte Vorkammer
GSGVK	gasgespülte Vorkammer
UT	unterer Totpunkt
VK	Vorkammer
VKM	Verbrennungskraftmaschine
v.OT	vor oberen Totpunkt
v.UT	vor unteren Totpunkt
ZK	Zündkerze
ZYL	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt
°KW	Grad Kurbelwinkel

1. Einleitung

1.1. Motivation

Bei stationären Gasmotoren wurden in den letzten Jahren durch ständige Weiterentwicklung enorme Wirkungsgrad- und Leistungssteigerungen erreicht. Zugleich wurden die Schadstoffgesetzgebungen immer strenger limitiert. Die große Herausforderung in der Brennverfahrensentwicklung ist, hohe Wirkungsgrade, hohe induzierte Leistungen und Betriebsstandfestigkeit mit niedrigen Abgasemissionen zu vereinigen. In den meisten Fällen stehen diese Anforderungen in Form eines Trade Off in Zusammenhang [3].

Die heutigen Entwicklungsprozesse von Brennverfahren sind gekennzeichnet durch den vermehrten Einsatz von Simulationstools, die helfen Entwicklungskosten und Entwicklungszeit zu senken. Gerade die 3D-CFD-Simulation stellt bei der Entwicklung von Vorkammerbrennverfahren ein wichtiges Hilfsmittel dar.

Simulationen basieren immer auf Randbedingungen und Initialisierungszustände, die für jede Berechnung festgelegt werden und das Ergebnis stark beeinflussen. Diese Randbedingungen und Initialisierungszustände resultieren aus Prüfstandmessungen, den Ergebnissen ähnlicher Problemstellungen oder werden aus Erfahrungswerten abgeleitet. Durch mehrfaches Abgleichen der Simulationsergebnisse mit Prüfstandsmessdaten wird eine gute Übereinstimmung von Simulation und Messung erreicht.

In diesem Bereich des Entwicklungsprozesses kommt es zu einer wiederholenden Prozessschleife, die je nach Festlegung der Genauigkeitsanforderungen abgebrochen wird. Prozessschleifen verlangsamen den Entwicklungsprozess und sind wegen des nötigen Abgleichens durch Prüfstandsmessdaten mit hohen Kosten verbunden. In vielen Fällen ist jedoch kein Abgleich zwischen Messergebnis und Simulationsergebnis möglich, da kein Versuchsträger zur Verfügung steht.

Könnten die Entwicklungsschleifen bei den Optimierungsvorgängen verringert werden oder sogar entfallen, so würde es zu einer enormen Einsparung an Entwicklungszeit und Entwicklungskosten kommen.

1.2. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Um den Entwicklungsprozess im Bereich der 3D-CFD-Simulation zu verkürzen, sollte ein Vorgehen entwickelt werden, das eine Beurteilung der Vorkammerfunktionen schon in frühen Entwicklungsstadien erlaubt, ohne einen aufwendigen Abgleich mit Messergebnissen durchzuführen. Anhand dieser Beurteilungsstrategie sollte es möglich sein, eine qualitative Abschätzung der Vorkammerfunktionen zu treffen. Auf deren Basis kann entschieden werden, ob eine nähere Untersuchung und Optimierung des untersuchten Vorkammerkonzeptes rentabel ist.

Die Beurteilung der 3D-CFD-Simulation soll in einer möglichst allgemein gültigen Form durchgeführt werden, um einen einheitlichen Vergleich von verschiedenen Vorkammerprototypen zu erlauben.

In weiterer Folge sollte mit Hilfe der entwickelten Beurteilungsstrategie das ungespülte und gemischgespülte Vorkammerkonzept optimiert werden.

Dabei wurden folgende Optimierungsschwerpunkte gesetzt:

- Verbesserung des Wirkungsgrades
- Erhöhung der Verbrennungsstabilität
- Verbesserung des Magerbetriebes
- Verbesserung des Klopfverhaltens
- Steigerung der Leistung
- Einhalten der Emissionsgesetzgebungen

1.3. Durchführung

Für die Beurteilung von Ergebnissen der 3D-CFD-Simulationen wurden Beurteilungskriterien eingeführt, mit deren Hilfe eine qualitative Abschätzung der Vorkammerfunktion getroffen werden kann. Die Beurteilungskriterien wurden im intensiven Vergleich von Messergebnissen und 3D-CFD-Simulationen gefunden. Insgesamt wurden 17 Vorkammervarianten 3D-CFD simuliert und mit Prüfstandsmessdaten verglichen.

Folgende Beurteilungskriterien wurden für die Beurteilungsstrategie festgelegt:

- Luftverhältnis im Zündkerzenbereich
- Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze
- Temperatur an der Zündkerze
- Turbulente kinetische Energie an der Zündkerze
- Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder
- Energie in der Vorkammer
- Strömungsgeschwindigkeit in den Überströmbohrungen
- Luftverhältnis in der Vorkammer

Die ersten drei Beurteilungskriterien resultierten aus früheren Entwicklungsarbeiten und wurden auf ihre Aussagekraft untersucht.

Um eine Beurteilung eines neuen Vorkammerkonzeptes durchführen zu können, ist es notwendig den Beurteilungskriterien einen optimalen Zielbereich zuzuweisen. Die Zielbereichsdefinition wurde wieder mittels Vergleich von 3D-CFD-Simulationen und Prüfstandsmessdaten der 17 ausgewählten Messdaten durchgeführt.

Die acht Beurteilungskriterien und deren Zielbereiche wurden in einem Netzdiagramm implementiert. Mit der Anwendung eines Netzdiagramms konnte eine sehr übersichtliche und rasche qualitative Beurteilung von Vorkammerkonzepten ermöglicht werden. Unter Anwendung der entwickelten Beurteilungsstrategie wurde ein ungespültes und gemischgespültes Vorkammerkonzept analysiert und optimiert.

Bei der ungespülten Vorkammer wurde in erster Linie das Strömungsfeld bzw. der Einströmvorgang optimiert. Bei der gemischgespülten Vorkammer wurde der Spülvorgang verbessert und ferner das Strömungsfeld zum Zündzeitpunkt der nicht zentrisch platzierten Zündkerze angepasst.

Bei der Vorkammeroptimierung zeigte sich, dass mit Hilfe der Beurteilungskriterien und des Netzdiagramms eine sehr rasche Einschätzung der Vorkammerfunktion erfolgen kann. Auch der Vergleich von verschiedenen Vorkammerkonzepten mittels Netzdiagramm erwies sich als sehr zielführend.

2. Stationäre Gasmotoren

2.1. Anwendungsgebiet stationärer Gasmotoren

Gasmotoren besitzen im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen eine lange Tradition, erste Vertreter wurden schon Ende des 19. Jahrhunderts entwickelt. Durch die vermehrte Verwendung von Dieselmotoren und Benzin-Ottomotoren verlor der Gasmotor an Bedeutung, erlebt aber in den letzten Jahrzehnten durch immer höher werdende Wirkungsgrade eine Renaissance [3] [2].

Der Motor der mit Erdgas als Brennstoff betrieben wird, verwirklicht Wirkungsgrade die einem Dieselmotor sehr ähnlich sind und konnte in der Energieerzeugung große Erfolge feiern. Anfallende Abfallgase, wie Deponiegase oder Klärgase, können mit Hilfe des Gasmotors wirtschaftlich in elektrische Energie und Abwärme umgewandelt werden.

Früher wurden die in der Industrie anfallenden Gase einfach verbrannt und auf diese Weise entsorgt. Diese Abfallgase enthalten oft betriebsschädliche Komponenten wie z.B. Chlor, Schwefel und andere aggressive Stoffe die die Motorteile erheblich beschädigen können. Durch diverse Fortschritte der einzelnen Hersteller wurden Werkstoffe und Brennverfahren soweit verbessert, dass ein wirtschaftliches Nutzen dieser Abfallgase möglich ist. Somit ist der Gasmotor eine wichtige Technologie für die Verwendung von erneuerbarer Energie.

Der größte Anteil von Gasmotoren wird mit Erdgas betrieben. Methan (CH_4) ist durch ein gut ausgebautes Gasnetz, vor allem in Europa, leicht für stationäre Anlagen verfügbar.[7]

Neben der Verfügbarkeit ergibt sich ein weiterer Vorteil von Methan in seinem molekularen Aufbau. Methan besitzt mehr Wasserstoffatome als Kohlenstoffatome. Daher entsteht bei der Verbrennung von CH_4 weniger CO_2 als bei der gleichen Energieumsetzung wie z.B. mit Diesel oder Ottokraftstoffen (ausgenommen Bio-Kraftstoffen). In Zeiten des Klimawandels ist Erdgas ein wichtiger Rohstoff, um den CO_2 Ausstoß zu minimieren.

Gerade in Europa versucht man den Hauptenergieträger Erdöl durch den Energieträger Erdgas abzulösen. Stationäre Anlagen, wie z.B. Kraftwerke, werden auf Erdgasbetrieb umgerüstet, um so eine Senkung des CO_2 Ausstoßes zu erreichen [4].

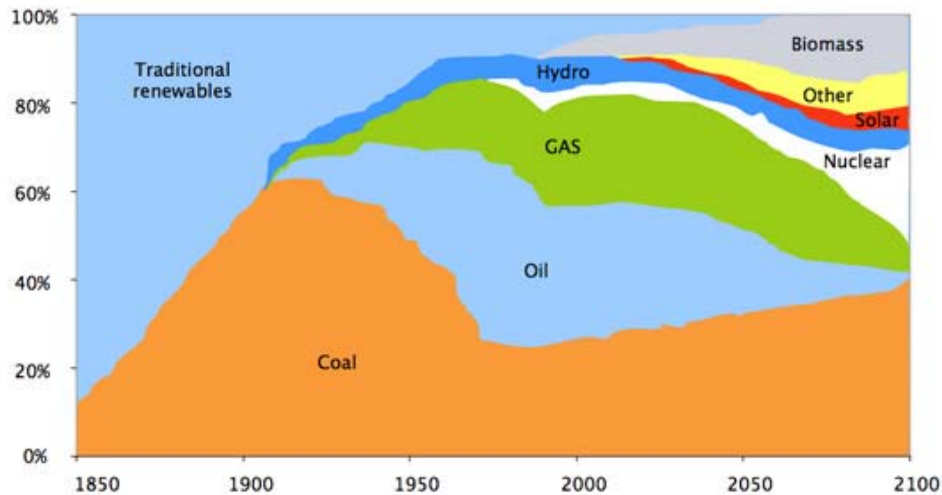


Abbildung 1: Welt Energiemix [5][6]

Die Abbildung 1 zeigt den weltweiten Energiemix von 1850 bis 2100. Wie im Diagramm dargestellt, kann man ca. ab 1950 einen kontinuierlichen Anstieg der Primärenergie Erdgas beobachten. Der Energieträger Öl wird teilweise durch den Energieträger Gas abgelöst.

Prognosen belegen, dass die Primärenergieträger wie Erdöl und Erdgas in Zukunft zu Neige gehen werden, aber der Gesamtenergiebedarf der Welt steigen wird [4]. Dieser Trade Off kann nur durch Einsatz erneuerbarer Energie entschärft werden. Auch für die Reduktion des CO₂ Ausstoßes, der politisch von großem Interesse ist, führt kein Weg an der größeren Einbindung von erneuerbaren Energien in den traditionellen Energiemix vorbei.

Daher wird sich in Zukunft das bestehende energiewirtschaftliche System der zentralen Energieerzeugung in ein dezentrales Energienetz umwandeln. Bis jetzt ist das Weltenergienetz von zentralen, entweder kalorischen oder nuklearen, leistungsstarken Kraftwerken geprägt, die mit elektrischen Wirkungsgraden von bis zu 60% kontinuierlich elektrische Energie in das Stromnetz einspeisen. Eine Kombination von Gasturbinen und Dampfturbinen ermöglicht eine optimale Ausnutzung der gespeicherten Energie, so dass elektrische Wirkungsgrade von bis zu 60% erzielt werden können. [4]

Nur wenige Länder, wie z.B. Österreich, Norwegen oder die Schweiz, besitzen durch ihre geographischen Rahmenbedingungen hohes Potential für die Nutzung von Wasserkraft, die auch im großen Stil eingesetzt wird.

In Abbildung 2 ist (beispielhaft) der elektrische Energiefluss für Österreich im Jahr 2009 dargestellt [6].

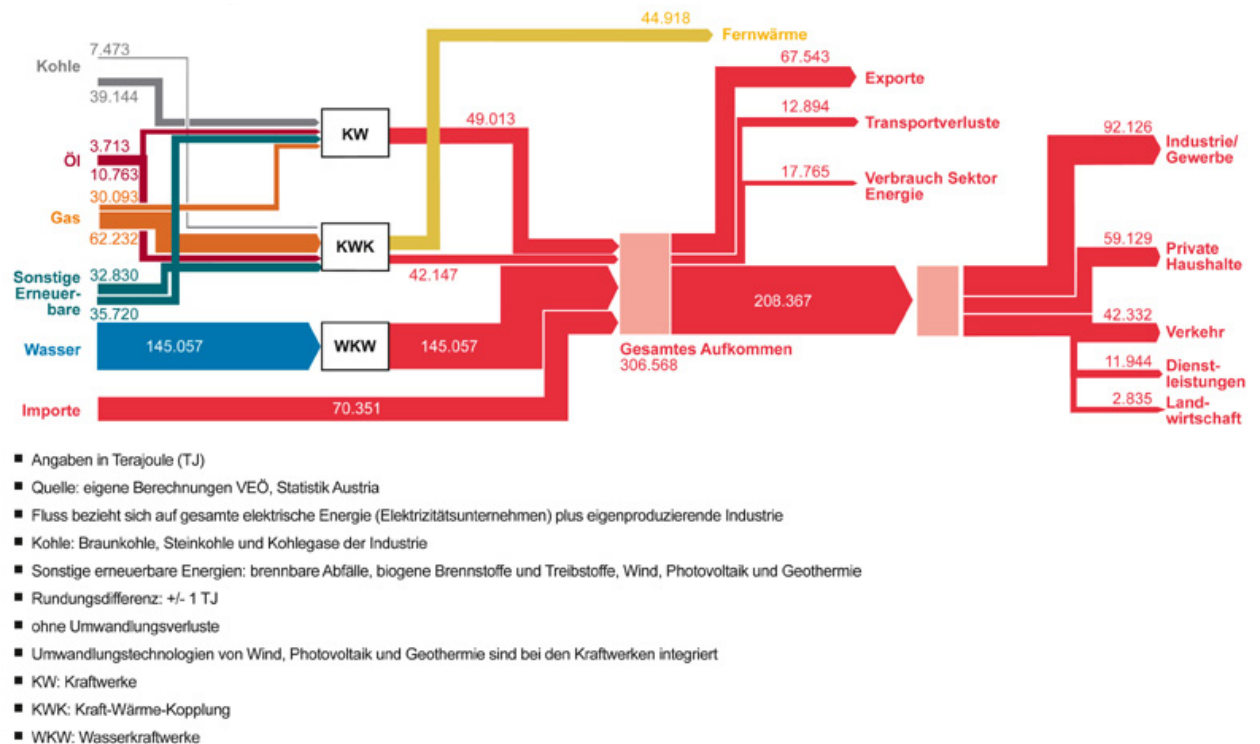


Abbildung 2: Elektrischer Energiefluss für Österreich [6]

Aus dem Energieflussdiagramm in Abbildung 2 ist ersichtlich, dass Österreich einen Großteil der elektrischen Energie aus Wasserkraft bezieht, aber auch einen hohen Import an Primärenergie aufweist.

Gerade der Import von elektrischer Energie aus dem Ausland ist sehr umstritten, da ein Teil der importierten Energie aus Kernkraftwerken stammt, obwohl Österreich sich als kernenergiefreies Land bezeichnet [5].

Soll nun der Zufluss an Primärenergie durch erneuerbare Energieträger ersetzt werden, so birgt dies noch einige Hürden in der Umsetzung. Das Energieaufkommen von erneuerbaren Energien, abgesehen von Wasserkraft, ist gering und kann in Art und Form lokal unterschiedlich sein. Geographische und klimatische Randbedingungen fordern regionale Unterschiede in der Verwendung von erneuerbarer Energie, da geographisch und klimatisch bedingt andere Vorkommen vorhanden sind. Dies macht die Ablöse von fossilen Energieträgern schwierig und kann nicht durch eine einheitliche erneuerbare Energie bewerkstelligt werden. Viel eher wird sich die Ablöse von fossilen Energieträgern durch die Integration von dezentralen Energiesystemen in das zentrale Energienetz durchsetzen müssen [4].

Für die Bereitstellung dezentrale Energien stellen Verbrennungskraftmaschinen und Gasturbinen eine Schlüsseltechnologie. Durch ihre kompakte Bauweise und Flexibilität bei dem Einsatz von verschiedenen Brennstoffen sind diese Technologien gut geeignet, erneuerbare Energie breit zu stellen.

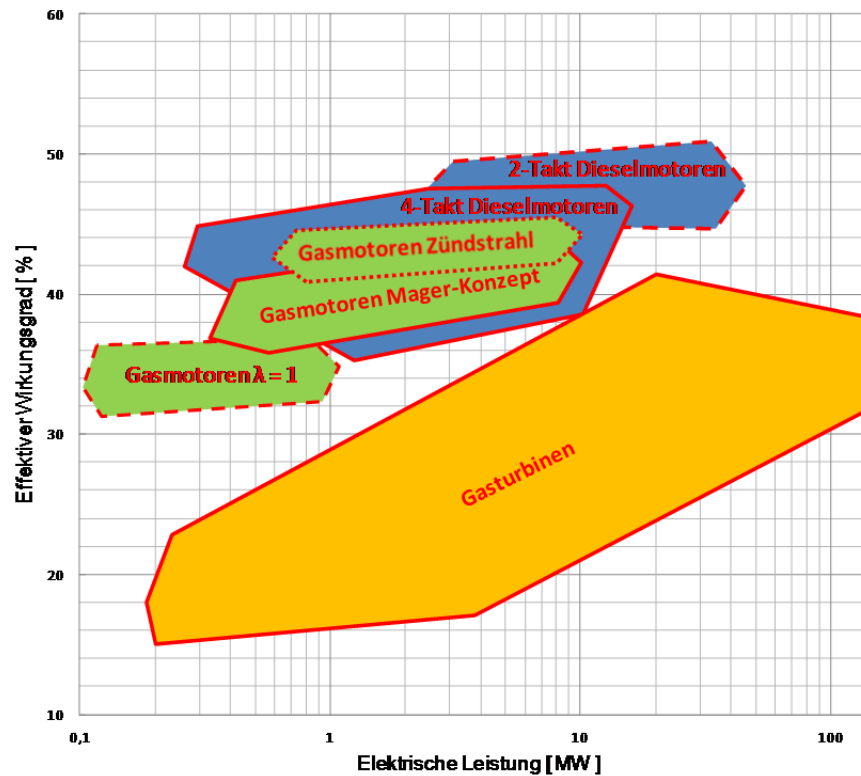


Abbildung 3: Einteilung von Wärmekraftmaschinen nach ihren Wirkungsgraden [1]

Eine gute Lösung für die Verwirklichung von dezentralen Energieversorgungen birgt das sogenannte Block-Heiz-Kraftwerk (BHKW). Bei dieser Art von kleinen Kraftwerken wird durch eine thermische Antriebsmaschine, verbunden mit einem Generator, elektrische Energie erzeugt.

Als thermischer Energiewandler werden größtenteils Verbrennungskraftmotoren oder Gasturbinen verwendet. Verbrennungskraftmaschinen werden bei der BHKW-Anwendung bevorzugt, da diese durch einen höheren effektiven Wirkungsgrad gekennzeichnet sind.

Die Abbildung 3 zeigt eine Einteilung von Gasmotoren, Dieselmotoren und Gasturbinen nach ihren effektiven Wirkungsgraden. Die Gasturbine ist, durch ihre konstruktionsbedingten Spaltverluste in den unteren Leistungsdichten, im Bezug auf ihren Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine unterlegen. Erst bei höheren Leistungsdichten kann auf Gasturbinen nicht verzichtet werden, da Verbrennungskraftmaschinen in diesen Leistungsdimensionen physikalisch nicht umsetzbar sind.

Die Kombination aus elektrischer Energieerzeugung und Wärmebereitstellung bei BHKWs macht es möglich, den Brennstoff optimal auszunutzen. Die aus dem Carnot-Kreisprozess anfallende Abwärme wird bei BHKWs als Wärmeenergie zur Verfügung gestellt. Mit dieser Wärmeenergie kann Beispielsweise ein zentrales Heizungssystem oder eine Warmwasseraufbereitung versorgt werden.

Die erzeugte elektrische Energie kann für den Eigenbedarf genutzt, oder in das Stromnetz eingespeist werden. BHKWs können, bei optimaler Auslegung, einen

Gesamtwirkungsgarden von bis zu 90% erreichen. Vorteil dieses Systems ist die verlustarme Nutzung der Energie für den Eigengebrauch, da große Übertragungsverluste vermieden werden. Dadurch wird der vergleichsweise etwas niedrigere elektrische Wirkungsgrad des BHKW kompensiert. Klassische Anwendungsgebiete der BHKWs sind Energiebereitstellung von Strom und Wärme für Wohnsiedlungen, Krankenhäuser oder öffentliche Gebäude.

Von BHKW Anlagen spricht man üblicherweise bei Anlagen bis zu einer maximalen elektrischen Leistung von 5 MW. Da sich diese Diplomarbeit mit der Optimierung von Vorkammerkonzepten an Gasmotoren befasst, wird in weiterer Folge das durch Gasmotoren angetriebene BHKW näher behandelt. [7][14]

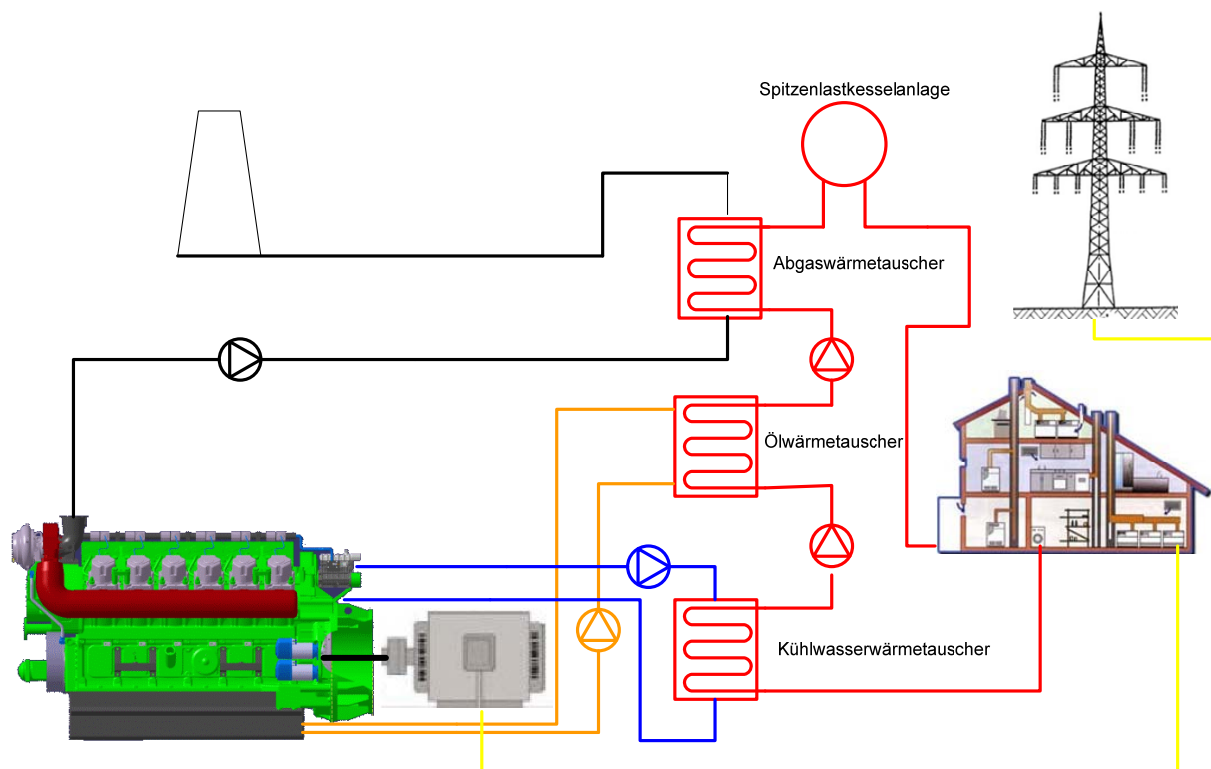


Abbildung 4: Schaltplan eines BHKW [8][10]

Abbildung 4 zeigt den schematischen Aufbau eines BHKWs, das durch einen Gasmotor angetrieben wird. Wie schon beschrieben kann ein BHKW mit einem Gesamtwirkungsgrad von bis zu 90% betrieben werden. Dieser Wirkungsgrad beinhaltet die Abwärmenutzung, die bei der Verbrennungskraftmaschine entsteht und die in weiter Folge als Wärmeenergie, in diesem Fall einem Einfamilienhaus, zur Verfügung steht. Der Abwärmestrom der Verbrennungskraftmaschine (VKM) wird mittels Wärmetauscher in das zentrale Heizungssystem eingespeist (roter Rohrpfad). Die Wärmeenergie wird dann mit steigenden Temperaturgradienten der VKM entnommen. Dies bedeutet, dass der Rücklauf (vom Haus kommend) zuerst den Kühlwasserwärmetauscher, dann den Ölwärmetauscher und dann den Abgaswärmetauscher durchläuft. In den meisten Fällen kann der Wärmestrom, der aus der Ladeluftkühlung resultiert, nicht genutzt werden, da das Temperaturniveau für eine sinnvolle Nutzung dieser Wärmequelle zu niedrig ist.

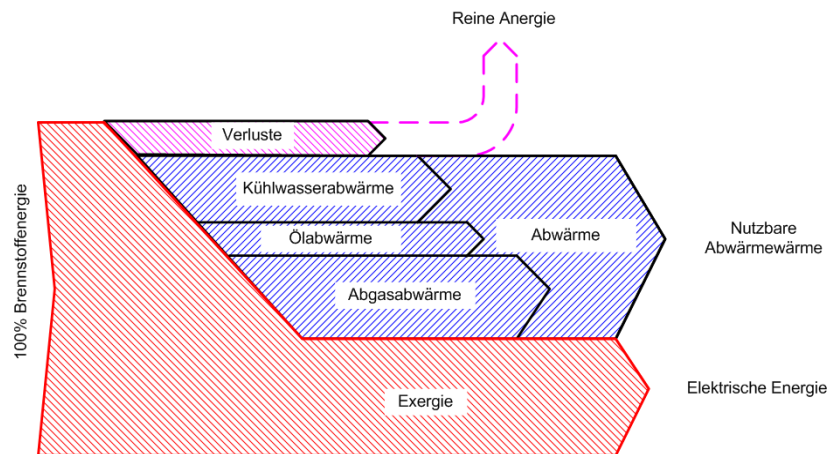


Abbildung 5 Energiefluss der Verbrennungskraftmaschine [15] [24]

Abbildung 5 zeigt den Energiefluss eines BHKWs. Der Prozess startet mit dem 100% Input an Brennstoffenergie. Aus dieser Inputenergie kann ein Teil in reine Exergie in Form von elektrischem Strom und Abwärme umgewandelt werden. Nimmt man nun eine normale Nutzung eines Verbrennungskraftmotors an, so wird neben der Exergie die komplette Abwärme des Kreisprozesses abgeführt. Im Fall eines BHKWs kann diese Abwärme als nutzbare Wärme für weitere Prozesse verwendet werden.

Der Wirkungsgrad von 90% kann aber nur dann erreicht werden, wenn die Abwärme auch tatsächlich genutzt wird. In vielen Jahresperioden ist die Nachfrage an Wärmeenergie nicht so groß (z.B. Sommerperiode), daher sinkt über das gesamte Jahr gesehen der Gesamtwirkungsgrad des BHKWs deutlich. In den meisten Fällen werden BHKWs so ausgelegt, dass Spitzenlastkesselanlagen bei einer hohen Nachfrage an Wärmeenergie zusätzlich zum Verbrennungskraftmotor zugeschaltet werden. Mit der Kombination aus Heizkessel und Verbrennungskraftmaschine kann der gesamte Wirkungsgrad der Anlage, bezogen auf ein Jahr, gesteigert werden.

Abbildung 6 zeigt die gesamte benötigte thermische Leistung einer BHKW-Anwendung über ein Jahr betrachtet. Die im Diagramm rot eingezeichnete Fläche entspricht der von der BHKW abgegebenen thermischen Leistung. Für die Jahresperioden, in denen ein hoher Bedarf an thermischer Leistung gegeben ist, wird mittels Spitzenlastkesselanlage die fehlende Leistung eingespeist, um das BHKW nicht zu groß dimensionieren zu müssen.

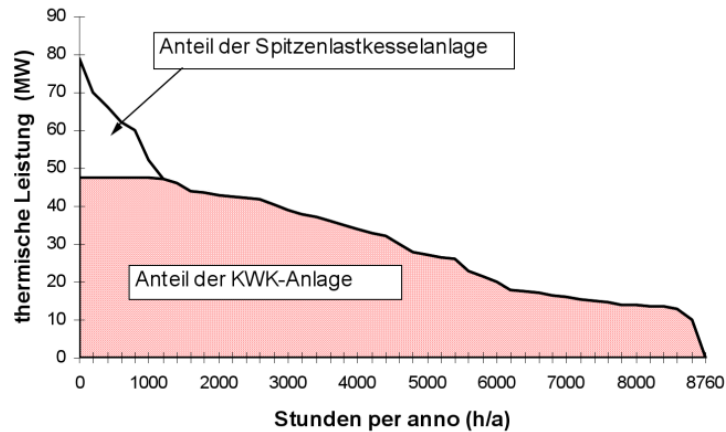


Abbildung 6 Jahresdauerlinie des thermischen Energiebedarfs [7]

Eine andere Möglichkeit der BHKW-Auslegung ist, die elektrische Auslegung gerade so groß zu gestalten, dass die Abgabe der thermischen Leistung des BHKWs groß genug ist, um eine konstante Wärmeabgabe über das ganze Jahr bereitzustellen. Ein Beispiel für diese Anwendung ist die Warmwasseraufbereitung für eine Wohnanlage. Die gesamtbenötigte elektrische Energie wird nicht über die BHKW-Anlage erzeugt. Die fehlende elektrische Energie muss aus dem öffentlichen Stromnetz bezogen werden. Daher ist die installierte BHKW-Leistung eher gering und somit auch die abgegebene thermische Leistung. Diese thermische Leistung ist gerade so groß, dass eine über das ganze Jahr nahezu konstante Wärmenutzung erfolgt. Der Vorteil solcher Anlagen liegt darin, ein Überangebot an thermischer Leistung zu generieren. Abbildung 7 zeigt die Aufteilung des elektrischen Leistungsbedarfs eines städtischen Stromnetzes. Die rot markierte Fläche stellt die elektrischen Leistungsanteile des BHKWs dar. Die Differenz aus dem benötigten und der erzeugten elektrischen Energiebedarf, muss aus dem öffentlichen Stromnetz bezogen werden.

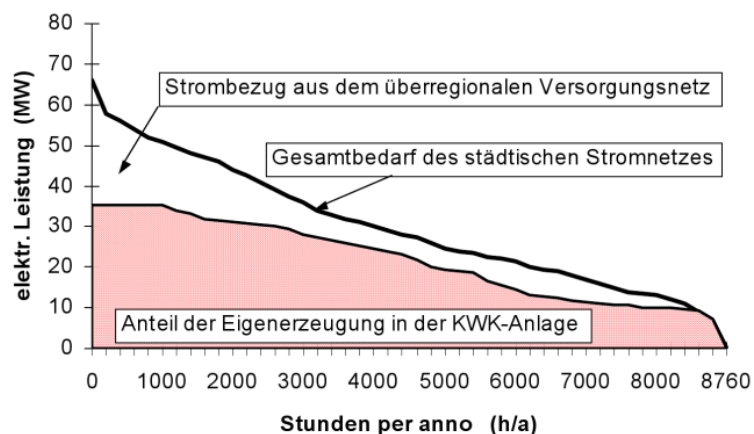


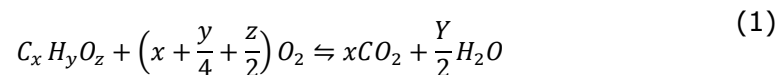
Abbildung 7: Jahresdauerlinie des elektrischen Energiebedarfs [7]

Das BHKW kann durch seine Eigenschaften auch als Technologie zur Nutzung von erneuerbarer Energien eingesetzt werden. Mit Hilfe von Gasmotoren können Biogase,

Klärgase, Koksgase, Deponiegas usw. genutzt werden und tragen einen wichtigen Teil an der Ablöse von fossilen Kraftstoffen bei.

2.2. Schadstoffbildung

Läuft eine Kohlen-Wasserstoff-Verbrennung in einem Verbrennungskraftmotor vollständig ab, so entstehen die Produkte Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O). In diesem Fall spricht man von einer vollständigen Verbrennung, die stöchiometrisch abläuft. Bei dieser exothermen Reaktion werden die Kohlenwasserstoffe vollständig oxidiert und der Stickstoff (N_2) aus der Verbrennungsluft geht keine Reaktion mit Sauerstoff ein. Die Gleichung (1) beschreibt den stöchiometrischen Ablauf einer Verbrennung.



Da in der Regel für die Verbrennung der Sauerstoff aus der Luft herangezogen wird, kommt es bei der Reaktion von Brennstoff und Umgebungsluft zu der so genannten übervollständigen Verbrennung. Die übervollständige Verbrennung beinhaltet auch die Reaktion des Stickstoffes aus der Verbrennungsluft mit dem Sauerstoff und bildet die Schadstoffkomponente Stickstoffmonoxid oder Stickstoffdioxid. [31]

In den meisten realen Verbrennungen werden keine chemischen Gleichgewichte erreicht, so dass die Entstehung von weiteren Emissionen, wie unverbrannte Kohlenwasserstoffe oder Kohlenmonoxiden, sich nicht vermeiden lassen. Bei der Brennverfahrensentwicklung ist neben der Wirkungsgradsteigerung die innermotorische Reduktion der Emissionen ein wichtiger Teil der Entwicklung, der nicht vernachlässigt werden kann. Emissionen sind für den Menschen und für die Umwelt schädlich und werden daher von verschiedenen politischen Instanzen beschränkt und reglementiert [11].

Im Folgenden sollen die einzelnen Komponenten an Schadstoffen kurz beschrieben werden.

Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid entsteht bei der unvollständigen oder unvollkommenen Verbrennung. Läuft eine Verbrennung unter Luftmangel ab, so ist nicht ausreichend Sauerstoff vorhanden um Kohlendioxid (CO_2) zu bilden. Das Resultat ist Kohlenmonoxid aus einer unvollständigen Verbrennung.

Auch bei ausreichendem Sauerstoffvorkommen kann durch das nicht Erreichen des chemischen Gleichgewichts Kohlenmonoxid entstehen. Man spricht nun von einer unvollkommenen Verbrennung. Bei jeder realen Verbrennung tritt eine unvollkommene Verbrennung auf.

Kohlenmonoxid ist ein geruchloses, geschmackloses und farbloses giftiges Gas. CO hat die Eigenschaft der hohen Affinität zu Hämoglobin des Blutes. Über die Atemwege wird CO im Blutkreislauf aufgenommen, wo es eine Bindung mit dem Hämoglobin eingeht

und somit den Sauerstofftransport unterbindet. In der Gleichung (2) ist die Kohlenmonoxid Bildung repräsentiert [11].



Schwefeldioxid (SO₂)

Befindet sich Schwefel im Kraftstoff, so läuft bei der Verbrennung eine Oxidation des Schwefels ab. Es bildet sich Schwefeldioxid (SO₂), das sich in weiterer Folge in Wasser lösen kann und Schwefelsäure bildet. Viele Kraftstoffe werden heutzutage entschwefelt, dies führt zu einer Reduktion des Schwefeldioxidausstoßes. Gerade für Gasmotoren, die mit Methangas betrieben werden, spielt diese Abgasemission keine große Rolle mehr. Durch gezielte Gaswäsche wird Erdgas bei der Herstellung entschwefelt [11]. Die Gleichung (3) beschreibt die Oxidation des Schwefels bei der Verbrennung.



Kohlenwasserstoffe (HC)

Die Kohlenwasserstoffemissionen entstehen, ähnlich wie bei der Abgaskomponente Kohlenmonoxid, bei der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung. Meistens tritt eine hohe Kohlenwasserstoffemission bei Sauerstoffmangel überall dort auf, wo die Flammenfront im Hauptbrennraum zum Erlöschen kommt. Bereiche wie der Feuersteg des Kolbens oder die Zylinderwand sind typische Entstehungsorte für HC-Emissionen. In diesen Bereichen kühlt die Flammenfront rasch ab und es kommt zum Erlöschen der Flamme.

Durch hohe Ladungsbewegung oder kompakte Brennraumgestaltung in diesen Bereichen können HC-Emissionen gesenkt werden. Beispielsweise birgt eine Reduktion des Feuersteges, wenn es die Bauteilfestigkeit zulässt, enorme Absenkungspotentiale. Gerade bei mageren Luft-Kraftstoffgemischen ($\lambda > 1$), wie sie bei Großgasmotoren vorliegen, ist die Reduktion der HC-Emission ein entscheidender Punkt bei der Brennverfahrensentwicklung. Gemische mit hohen Luftverhältnissen weisen geringe laminare Flammgeschwindigkeiten auf, die eine HC-Emissionsentstehung fördern. Die Nachoxidation von HC-Emissionen aus der Methangas-Verbrennung ist sehr problematisch, da diese eine sehr hohe Stabilität aufweisen [8].

HC-Emissionen haben nicht nur einen negativen Einfluss auf die Umwelt, sondern senken auch den Wirkungsgrad der Verbrennung, da die chemisch gebundene Energie in den HC-Molekülen nicht im Arbeitsprozess umgewandelt werden kann.

Stickoxid-Emissionen (NO_x)

Stickoxide (NO_x) sind Produkte, die aus der übervollständigen Verbrennung entstehen, bei der Stickstoff mit Sauerstoff oxidiert. Der Großteil an Stickstoff gelangt durch die Verbrennungsluft in den Verbrennungsablauf, da in der Regel eine Verbrennung nicht

mit reinem Sauerstoff sondern mit Umgebungsluft betrieben wird. Kraftstoffgebundener Stickstoff wird bei der Verbrennung ebenfalls in Stickoxid oxidiert. Unter dem Sammelbegriff Stickoxid-Emissionen (NO_x) versteht man Stickstoffmonoxide und Stickstoffdioxide. Bei der Verbrennung entsteht in erster Linie Stickstoffmonoxid, das in weiterer Folge zu Stickstoffdioxid oxidiert. Stickoxide sind giftige Gase, die zur Smogbildung führen [30].

NO_x Emissionen entstehen durch drei verschiedene Prozesse:

- Thermische NO_x Bildung
- Prompte NO_x Bildung
- NO_x Bildung aus brennstoffgebunden Stickstoff

Die **thermische NO_x Bildung** wurde erstmals durch die Elementarreaktionsgleichungen von Zeldovich (1946) und Lavoie (1970) beschrieben. Stickstoffgas ist ein Inertgas und verlangt für die Reaktion mit anderen Molekülen hohe Aktivierungsenergien. Bei der thermischen NO_x Bildung wird in Form von thermischer Energie die Aktivierungsenergie für die Reaktion mit dem Sauerstoff zur Verfügung gestellt. Diese Reaktion läuft im Gegensatz zu den anderen Stickoxidreaktionen langsamer ab. Bei ca. 1800 K startet die thermische NO_x Bildung im Post-Flammenbereich. Die nachfolgenden Gleichungen (4),(5) und (6) beschreiben die Elementarreaktionsgleichungen von Zeldovich und Lavoie [11].



Bei der **prompten NO_x Bildung** wird die Aktivierungsenergie durch das Einwirken von freien CH-Radikalen für die Oxidation von Stickstoff zur Verfügung gestellt. Die Prompte NO_x Bildung läuft in der Flammenfront ab und ist nicht stark temperaturabhängig. Diese Reaktion läuft sehr schnell ab, im Gegensatz zur thermischen NO_x Bildung.

Die **NO_x Bildung aus brennstoffgebunden Stickstoff** ist relevant für Brennstoffe, die einen hohen Grad an gebundenem Stickstoff aufweisen. Der aus dem Brennstoff freiwerdende Stickstoff reagiert mit dem Sauerstoff in den meisten Fällen nach dem thermischen NO_x Bildungsgesetz. Für Gasmotoren, die mit Methangas betrieben werden, ist diese Art der NO_x Bildung nicht relevant, da sich kein gebundener Stickstoff im Erdgas befindet [11].

Partikel-Emissionen

Partikeln die aus einer Verbrennung resultieren bestehen in den meisten Fällen aus Ruß an welchem Kohlenwasserstoffe (HC) kondensieren. Die Kohlenwasserstoffe resultieren aus unverbrannten Kraftstoff- oder Schmierölrückständen.

Rußpartikel resultieren aus örtlichem Luftmangel, bei dem das Kohlenstoffatom nicht zu CO oder CO₂ oxidieren kann. Partikel-Emissionen entstehen vor allem bei Brennverfahren mit inhomogener Gemischaufbereitung, wie es zum Beispiel beim Dieselmotorenverfahren der Fall ist. Aber auch bei Gasmotoren mit gasgespülter Vorkammer können im Bereich der Gaseinblasung Rußensteherzonen auftreten. Die Partikel-Emission bei Gasmotoren ist um einige Größenordnungen niedriger als bei Dieselmotoren [11].

2.3. Emissionsgesetzgebung

Die Limitierung der Abgasemission von Großgasmotoren ist weltweit und europaweit nicht einheitlich geregelt. Es gibt zudem länderspezifische Unterschiede in der Emissionsgesetzgebung. Eines der bekanntesten Regelwerke für Emissionsgrenzwerte ist die technische Reinhaltung der Luft (TA-Luft). Sie gilt als Emissionsgesetzgebung in der Bundesrepublik Deutschland für stationäre Anwendung von Verbrennungskraftmotoren. Viele andere Regelwerke haben die TA-Luft Gesetzgebung als Vorbild verwendet [13].

Kraftstoff →		Bio-/ Klärgas		Gru- bengas	Depo- niegas	Erdgas; Flüs- siggas*
Brennstoffwärmeleistung →		< 3 MW	≥ 3 MW			
Schadstoff- parameter	Motor-konzept					
CO	Fremdzündung	1.000**	650**	650**	650**	300
	Zündstrahl	2.000**		—**		
NO _x	Zündstrahl	1.000**	500	500	500	500
	Magergas		500			
	sonstige 4-Takt-Otto			250		250
	2-Takt		800	800		800
SO ₂ ***	alle		310**	31	—	9; 4*
Formaldehyd	alle		60	60	60	60

* Grenzwerte allgemein für „sonstige gasförmige Brennstoffe“, bei SO₂ konkret für Erdgas bzw. Flüssiggas.

** generelles Minimierungsgebot, bei NO_x durch motorinterne Maßnahmen, bei SO₂ durch Rohgasreinigung.

*** nach Umrechnung von 3 % auf 5 % Sauerstoffbezug.

Abbildung 8: Auszug Emissionsgesetzgebung für gasförmige Kraftstoffe der TA-Luft [12]

Ein Auszug aus dieser Gesetzgebung ist in Abbildung 8 zu finden. Für Gasmotoren, die mit Erdgas und einem Magerkonzept betrieben werden, gilt beispielsweise der NO_x Grenzwert von 500 mg/m_n³ (bezogen auf 5% O₂-Konzentration im Abgas). Dieser Grenzwert ist maßgeblich für die Entwicklung von Gasmotoren und prägt den Gasmotorenbau schon über viele Jahre [13].

Ein weiteres oft verwendetes Regelwerk der Gesetzgebung ist das Gothenburg Protocol. Es wurde in den Jahren 1999 und 2000 festgelegt und wird von mehreren europäischen Staaten angewendet.

In Zukunft wird versucht, die verschiedenen Gesetzgebungen durch ein einheitliches, europaweites Gesetz (erstellt durch die EU) abzulösen. Bis heute steht ein gesetzlicher Vorschlag eines einheitlichen Abgasemissionsgesetzes fest.

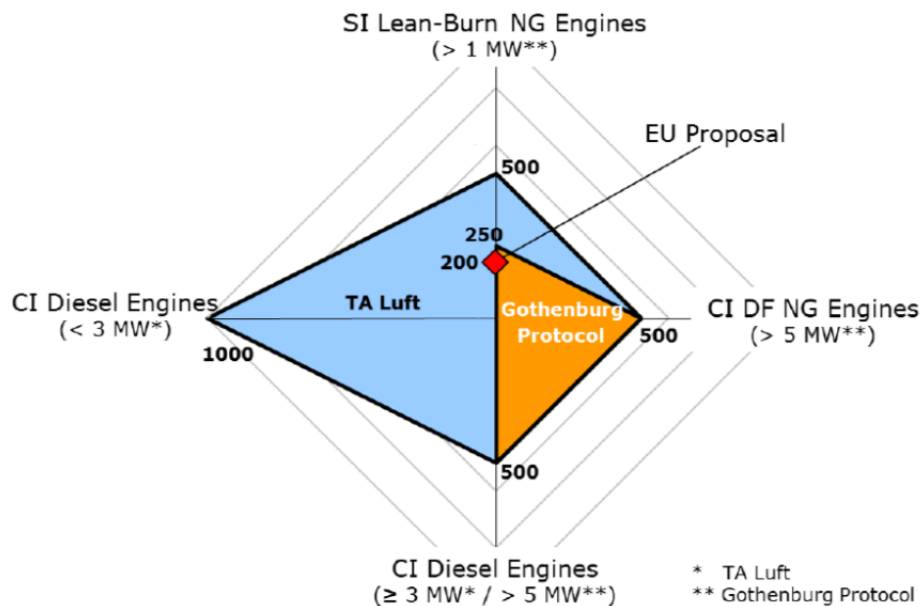


Abbildung 9: Vergleich NO_x Grenzwerte der verschiedenen Abgasgesetzgebungen [13]

Die Abbildung 9 zeigt die NO_x Grenzwerte für verschiedene Motorenkonzepte der wichtigsten Abgasgesetzgebungen im Vergleich. Man erkennt, dass zwischen den Motorkonzepten (wie z.B. Diesel und Lean-Burn-Gasengine) die Emissionsgrenzwerte variieren. So ist der NO_x Grenzwert bei Dieselmotoren <3 MW doppelt so hoch, wie bei Gasmotoren mit Magerkonzept. Dies rührt daher, dass Dieselmotoren konzeptbedingt höhere NO_x Abgasemissionen aufweisen, auf die Rücksicht genommen wird. Des Weiteren erkennt man, dass die TA-Luft noch weitaus mehr Schadstoffemissionen zulässt als beispielsweise der gesetzliche EU Vorschlag [13].

2.4. Magerkonzept

Beim stationären Großgasmotor werden in der Regel Magerkonzepte angewendet, um die Emissionsgrenzwerte einhalten zu können, ohne eine Abgasnachbehandlung durchführen zu müssen. Verbrennungskonzepte mit hohem Luftüberschuss (ab ca. $\lambda > 1.5$) werden als Magerkonzepte definiert. Die Abbildung 10 zeigt den Einfluss des Luftverhältnisses auf die Schadstoffentstehung von CO, HC und NO_x.

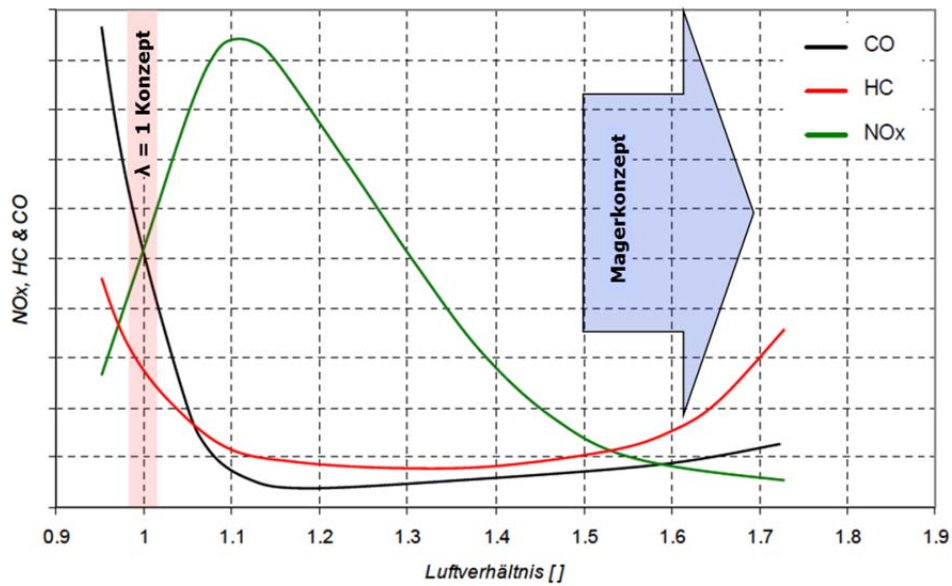


Abbildung 10: Schadstoffemissionen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [8] [9]

Bei einem Luftverhältnis von $\lambda=1$ ist ein hoher Emissionsausstoß von NO_x , CO und HC ersichtlich. Bei einem $\lambda=1$ Verbrennungskonzept kann auf eine Abgasnachbehandlung, mit Hilfe eines Dreiwege-Katalysators nicht verzichtet werden. Hingegen beginnt bei einem Luftverhältnis von über $\lambda=1,5$ die NO_x -Emission stark zu sinken, weil für die thermische NO_x Bildung die Verbrennungstemperatur sinkt. Verbrennungen mit hohem Luftüberschuss weisen niedrige Verbrennungstemperaturen auf.

Die Abbildung 11 zeigt den Einfluss des Luftverhältnisses auf die Verbrennungstemperatur einer Methangasverbrennung. Mit zunehmendem Luftverhältnis sinkt die kalorische bzw. adiabate Flammentemperatur und daher auch die NO_x Entstehung.

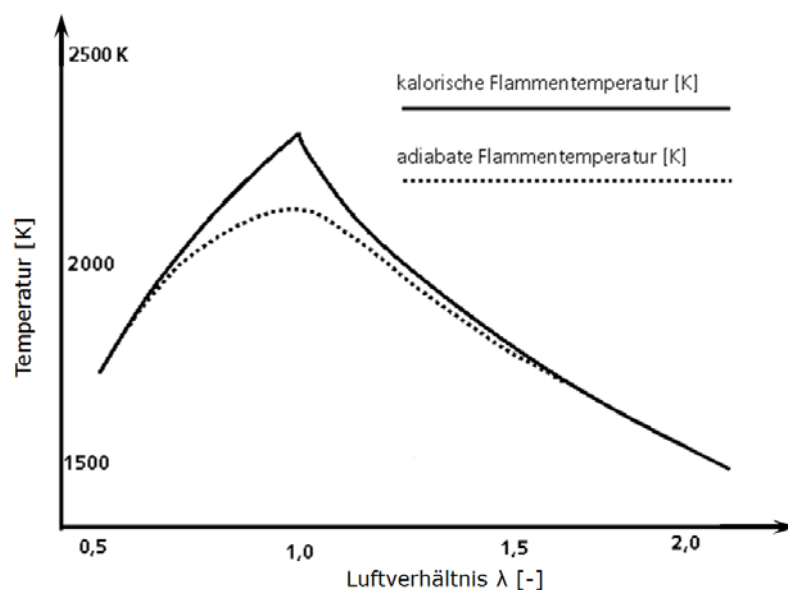


Abbildung 11: Flammentemperatur in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [4]

Luftkraftstoffgemische mit niedrigen Luftverhältnisse sind eine wirksame Maßnahme um NO_x -Emissionen zu senken.

In Abbildung 10 ist auch ersichtlich, dass mit steigendem Luftverhältnis die HC- und CO-Emissionen steigen. Grund hierfür ist die laminare Flammgeschwindigkeit, die mit steigendem Luftverhältnis immer geringer wird. Diesen Trade Off zwischen NO_x -Emissionen und HC- bzw. CO-Emissionen gilt es durch die Brennverfahrensentwicklung zu entschärfen, um bei höchsten Wirkungsgraden und Leistungen Emissionsgrenzwerte einhalten zu können.

Ein Vorteil des Magerkonzeptes gegenüber dem $\lambda=1$ Konzept ist der höhere thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses, siehe Gleichung (20). Durch höhere Luftverhältnisse steigt der Wert des Isentropenexponent, so dass der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses zunimmt. Dieser Vorteil des Magerkonzeptes kann schnell verloren gehen, wenn die HC- und CO-Emissionen nicht gemindert werden. Die Wirkungsgradverluste durch unverbrannte Kohlenwasserstoffe kann mit Hilfe der Brennverfahrensentwicklung verringert werden. Durch gezielte Ladungsbewegungen oder tiefeindringende Brennfackeln in den Hauptbrennraum (bei Verwendung eines Vorkammerkonzeptes) können auch bei hohen Luftverhältnissen insgesamt eine Wirkungsgradsteigerung gegenüber den $\lambda=1$ Konzept verzeichnet werden.

Ein weiteres Problem der Magerkonzepte ist der geringere Gemischheizwert gegenüber einem $\lambda=1$ Konzept.

Der Gemischheizwert H_G des gemischansaugenden Motors ist wie folgt definiert.

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (7)$$

H_u :	unterer Heizwert	[J/m ³]
ρ_G :	Dichte des Gemisches	[kg/m ³]
λ :	Luftverhältnis	[-]
L_{St} :	Stöchiometrischer Luftbedarf	[kg/kg _B]

Der Gemischheizwert des gemischansaugenden Motors gibt die in den Zylinder eingebrachte Energiemenge an. Bezogen ist der Gemischheizwert auf einem 1 m³ auf den Umgebungszustand. Aus der Gleichung (7) ist ersichtlich, dass mit steigendem Luftverhältnis der Gemischheizwert sinkt. Diese Reduktion der eingebrachten Energie kann mit Hilfe eines Aufladeaggregats (Turboladereinheit) wieder kompensiert werden. Durch Aufladung wird die Dichte des Gemisches (ρ_G) gesteigert und somit auch die eingebrachte Energie in den Zylinder [24].

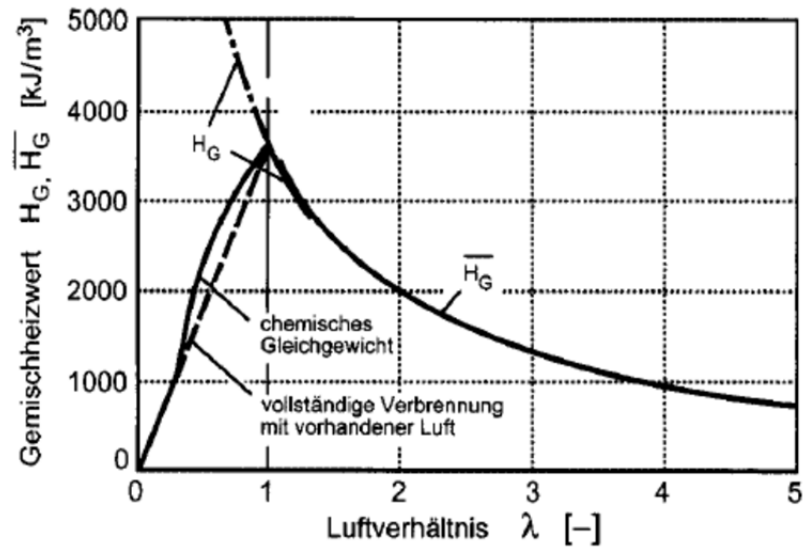


Abbildung 12: Einfluss Luftverhältnis auf den Gemischheizwert [15]

Die Abbildung 12 zeigt den Einfluss des Luftverhältnisses auf den Gemischheizwert des gemischansaugenden Motors (H_G) und dem luftansaugendem Motors (\bar{H}_G). Ab einem Luftverhältnis $\lambda > 1$ sinkt der Gemischheizwert kontinuierlich ab. Der Bereich $\lambda < 1$ ist für Magerkonzepte meist irrelevant.

Zusammengefasst kann festgestellt werden, dass Magerkonzepte für Großgasmotoren große Entwicklungspotentiale darstellen. Einerseits auf die Reduktion des Schadstoffausstoßes und andererseits auf die Wirkungsgradsteigerung. Mit einem optimierten Brennverfahren kann dem Trade Off zwischen Emissionen, hohem Wirkungsgrad und hoher Leistung entgegengewirkt werden.

3. Grundlagen 3D-CFD-Simulation

Die 3D-CFD-Simulation stellt ein wichtiges Hilfswerkzeug in der heutigen Verbrennungsentwicklung dar und ist aus dem Entwicklungsprozess nicht mehr wegzudenken. Wirkungsgradsteigerungen und Reduktion von Emissionen können mittels 3D-CFD-Simulation kostengünstig unterstützt werden. Der Einsatz von Simulationen im Entwicklungsprozess hilft die Entwicklungszeit zu minimieren.

Unter der Abkürzung CFD (**C**omputational **F**luid **D**ynamics) versteht man die Lösung von Strömungsproblemen mittels numerischer Strömungsmechanik in Computersystemen. Diese Modelle beinhalten eine Diskretisierung des zu untersuchenden Volumens. Die numerische Strömungsmechanik wird in den meisten Fällen mit der Finiten-Volumen-Methode angenähert. Unter Diskretisierung versteht man eine Zerlegung des Volumens in endliche Anzahl an Kontrollvolumina.

Für jedes Kontrollvolumen werden nun kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen in Integralerform (Bilanzgleichungen) oder entsprechend in Differenzialerform angewendet und numerisch gelöst (Lösung konvektiver und diffusive Flüsse).

Bei diesem Vorgehen werden die Integrale der Bilanzgleichungen des Kontrollvolumens approximiert, in dem sie über Mittelwerte der Eingangsgrößen bzw. Ausgangsgrößen der Kontrollflächen in Beziehung gebracht werden [16]. Die strömungstechnischen Größen werden im Kontrollvolumenmittelpunkt implementiert.

Schlussendlich werden von jedem einzelnen Kontrollvolumen die Bilanzgleichungen zusammengefasst und in eine globales Gleichungssystem implementiert. Die Lösung des globalen Gleichungssystems ergibt die Lösung des Strömungsproblems des diskretisierten Volumens. Eine 3D-CFD-Simulation kann daher nur eine Annäherung an das analytische Ergebnis sein und birgt immer einen gewissen Fehler in sich, der durch den Diskretisierungsansatz hervorgerufen wird. Der Lösungsfehler kann durch die Wahl der Netzgröße geändert werden.

Für die Lösung dieser Systeme müssen zudem Anfangsbedingungen (Initialisierung) und Randbedingungen gesetzt werden, die das Ergebnis beeinflussen. In den meisten Fällen werden die Werte von Randbedingungen und Anfangsbedingungen aus Messungen herangezogen. Stehen keine Messungen zur Verfügung, so muss auf Erfahrungswerte oder Abschätzungen zurückgegriffen werden. Je präziser die Randbedingungen und Anfangsbedingungen gesetzt werden, desto höher wird die Genauigkeit der 3D-CFD-Simulation [16] [17] [21].

Um die Vorgehensweise der Finite-Volumen-Methode anschaulicher zu beschreiben, soll die Diskretisierung und Approximation anhand eines allgemeinen, eindimensionalen Problems dargestellt werden. Dazu sollen zuerst die grundlegenden kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen angeführt werden.

3.1. Kontinuumsmechanische Erhaltungsgleichungen

Die folgenden Gleichungssysteme sind die Basis für die 3D-CFD-Simulation. Sie sind in exakten mathematischen Ansätzen dargestellt. Die Herleitung wird hier nicht näher beschrieben. Es wird auf die angegebenen Quellen verwiesen. Diese exakten

Modellierungen müssen für die Anwendung numerischer Methoden approximiert werden.

3.1.1. Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung basiert auf die Massenerhaltung und ist wie folgt definiert.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Unter Berücksichtigung der Divergenz gilt:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (9)$$

wobei:

ρ :	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
x, y, z :	Koordinatenrichtung	[m]
u, v, w :	Fluidgeschwindigkeiten in x, y, z -Richtung	[m/s]
t :	Zeit	[s]

3.1.2. Navier-Stokes-Gleichungen:

Die Navier-Stokes-Gleichungen sind eine Bilanz von Impuls, Volumskräfte und Oberflächenkräfte über ein infinitesimales Kontrollvolumen. Die Navier-Stokes-Gleichungen wurden hier für ein inkompressibles newtonsches Fluide dargestellt. Sie beruht auf der Annahme, dass die dynamische Zähigkeit konstant und keine Funktion der Spannungstermen ist [18].

Navier-Stockes-Gleichung in x -Richtung:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (10)$$

Navier-Stockes-Gleichung in y -Richtung:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} \cdot u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (11)$$

Navier-Stockes-Gleichung in z -Richtung:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} \cdot u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (12)$$

In Tensorschreibweise kann die Navier-Stokes-Gleichung dargestellt werden:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (13)$$

ρ :	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
x, y, z :	Koordinatenrichtung	[m]
u, v, w :	Fluidgeschwindigkeiten in x,y ,z-Richtung	[m/s]
f_i :	Volumskraft	[N/m ³]
μ :	dynamische Zähigkeit	[Ns/m ²]
p :	Druck	[N/m ²]
t :	Zeit	[s]

3.1.3. Allgemeine Transportgleichung:

Die Kontinuitätsgleichung, die Impulserhaltung und somit auch die Navier-Stokes-Gleichungen folgen dem Gesetz der allgemeinen Transportgleichung. Diese Transportgleichung ist eine Bilanzierung über ein Kontrollvolumen. Für die allgemeine Darstellung der Transportgleichung wird die spezifische Größe ϕ dargestellt. Die Größe ϕ steht für Geschwindigkeit, spezifische Enthalpie, Temperatur, Konzentrationen einer chemischen Komponente oder Turbulenzgrößen [18] [21].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi u) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (14)$$

ρ :	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
x, y, z :	Koordinatenrichtung	[m]
u, v, w :	Fluidgeschwindigkeiten in x,y,z-Richtung	[m/s]
ϕ :	transportierte Fluideigenschaft (allgemein)	[verschieden]
t :	Zeit	[s]
Γ_ϕ :	Diffusionskoeffizient der all. Variable ϕ	[m ² /s]
S_ϕ :	Quellenterm der all. Variable ϕ	[verschieden]

3.2. Finite-Volumen-Methode

In diesem Abschnitt des Kapitells soll anhand einer einfachen, eindimensionalen Problemstellung die Finite-Volumen-Methode veranschaulicht werden. Die Vorgehensweise der Finite-Volumen-Methode kann grob in vier Schritte unterteilt werden. In Abbildung 13 ist dies schematisch dargestellt. Begonnen wird mit der mathematischen Modellbildung eines Strömungsproblems, das meist in integraler Form für ein betrachtetes Volumen dargestellt wird (Lösen der Differentialgleichung). In diesem konkreten Beispiel wurde aus der allgemeinen Transportgleichung (14) nur der Diffusionsterm für ein Volumen gelöst. Durch den Gaußschen Integralsatz kann das Volumenintegral des Diffusionsterms in ein Flächenintegral umgewandelt werden, da der Diffusionsterm über eine geschlossene Volumenoberfläche bilanziert wird [17] [19].

Daher muss für die Lösung des Diffusionsterms nun folgendes Integral (stationäre Integralgleichung) gelöst werden.

$$\int_A \vec{n}(\Gamma_\phi \text{grad}(\phi)) dA = 0 \quad (15)$$

\vec{n} :	Normalvektor auf die Oberflächen des untersuchten Volumens [-]	
ϕ :	transportierte Fluideigenschaft (allgemein)	[verschieden]
Γ_ϕ	Diffusionskoeffizient der allgemeinen Variable ϕ	[m ² /s]
A :	Oberfläche des untersuchten Volumens	[m ²]

Im nächsten Schritt muss das zu untersuchende Volumen in endliche Volumensabschnitte diskretisiert werden. Jeder Volumenabschnitt ist begrenzt durch sein Kontrollvolumen, über das seine Bilanzgleichungen aufgestellt werden. Die physikalischen Größen dieses finiten Volumens werden in einem Bezugspunkt repräsentiert. In Abbildung 13 ist die Diskretisierung des untersuchten Volumens in drei finiten Volumina (Kontrollvolumen) dargestellt. Zur besseren Übersicht wurde ein Volumenelement rot eingefärbt und mit den Grenzen (grüner Linienzug) des Kontrollvolumens markiert. In der Mitte des Kontrollvolumens befindet sich der Bezugspunkt, der die physikalischen Eigenschaften dieses Bereiches repräsentiert. In diesem Falle beschreibt der Bezugspunkt die transportierte Fluideigenschaft ϕ_i . Da es sich um ein eindimensionales Problem handelt, wird für die Betrachtung der Bilanzierung nur die Stirnflächen berücksichtigt (A_i).

Bei der Diskretisierung des mathematischen Modells (15) wird die stationäre Integralgleichung in eine numerisch lösbare Gleichung diskretisiert (siehe Gleichung (16)) [17].

$$\sum_{i=1}^n \vec{n}_i \cdot (\Gamma_\phi \text{grad}(\phi_i)) \cdot A_i = 0 \quad (16)$$

\vec{n}_i :	Normalvektor auf die Oberflächen des Kontrollvolumens	[-]
ϕ_i :	transportierte Fluideigenschaft repräsentiert in Bezugspunkt	[verschieden]
Γ_ϕ	Diffusionskoeffizient	[m ² /s]
A_i :	Oberfläche des Kontrollvolumens	[m ²]

Dazu wird der Gradient der transportierten Fluideigenschaft zwischen den Bezugspunkten wie folgt gebildet. Der Gradient wird durch eine Differenzenformel ersetzt und ist die Definition der Ableitung mit endlichen Schrittweiten [16].

$$\text{grad}(\phi) = \frac{\phi_1 - \phi_2}{\Delta x} \quad (17)$$

ϕ_1 :	transportierte Fluideigenschaft im Bezugspunkt 1	[verschieden]
ϕ_2 :	transportierte Fluideigenschaft im Bezugspunkt 2	[verschieden]
Δx :	Länge der Kontrollvolumen und Länge der Bezugspunkte[m]	

Für jedes Kontrollvolumen werden die numerischen Annäherungen angewendet und ein globales lineares Gleichungssystem erstellt. In Abbildung 13 sind für die drei finiten Volumina die linearen Gleichungssysteme angeführt. Durch Lösen dieses linearen Gleichungssystems wird die Problemstellung für das gesamte Volumen gelöst.

Die Randbedingungen ϕ_{R1} und ϕ_{R2} müssen für die Problemstellung bekannt sein und beeinflussen die Eigenschaft des Ergebnisses. Die Lösung der numerischen Gleichung stellen den letzten Punkt des Finten-Volumen-Verfahren dar.

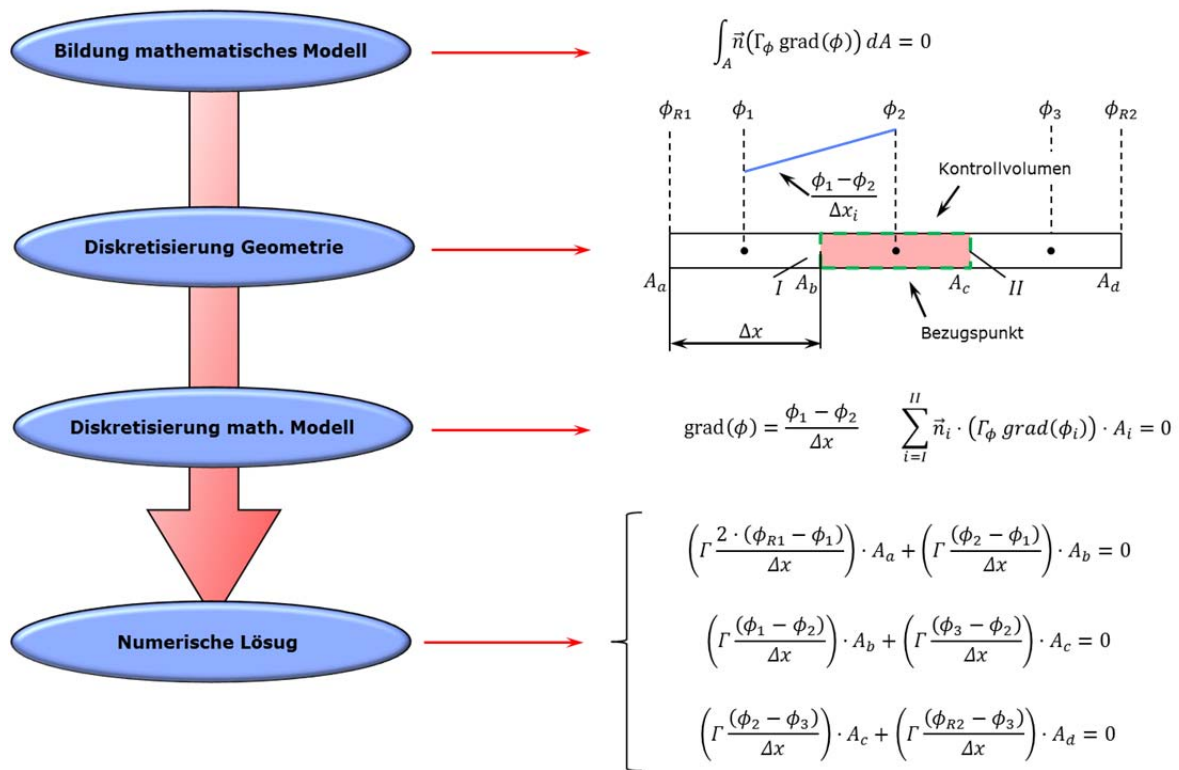


Abbildung 13: Schematische Darstellung Finite-Volumen-Methode [17]

3.3. Anwendung Software-Paket AVL FIRE

Alle hier beschriebenen 3D-CFD-Simulationen wurden im Software-Paket AVL FIRE durchgeführt, das als Werkzeug für die Optimierung der Vorkammerbrennverfahren diente. Da mit diesem 3D-CFD-Programm auch Verbrennungen und chemische Vorgänge simuliert werden können, eignet es sich insbesondere für die Brennverfahrensentwicklung.

Im Programmpaket sind mehrere Netzgeneratoren implementiert, die sich durch unterschiedliche Vernetzungseigenschaften voneinander differenzieren. Mit Hilfe der Netzgeneratoren ist es möglich, zeitlich abhängige bewegte Netze zu generieren. Als Zellelemente werden meistens Hexaeder-Zellen verwendet, die eine gute Diskretisierung der zu analysierenden Volumina ermöglichen. Bei der automatischen Netzerstellung wird in der Wandnähe ein einfaches Grenzschichtgebiet generiert. Die gesamte Netzgenerierung wird unter dem Begriff Pre-Processing zusammengefasst.

Die numerische Berechnung von Problemstellungen ist im sogenannten Solver-processor implementiert. In den meisten Fällen erfolgt die numerische Lösung mittels druckbasierte Lösungsalgorithmen. Die Turbulenz kann durch Auswahl von verschiedenen Turbulenzmodellen abgebildet werden. Für die genauere Erläuterung des Lösungsvorganges und der implementierten Algorithmen wird auf die Literaturquelle verwiesen [20].

In diesem Abschnitt des Kapitels sollen, für die in der Diplomarbeit durchgeführten 3D-CFD-Simulationen verwendete Software-Pakete, angesetzte Randbedingungen und Initialisierungswerte angegeben werden. Für die Interpretation von 3D-CFD-Simulationsergebnissen ist es wichtig, Randbedingungen, Startwerte und angewendete Software-Pakete zu kennen, um Fehlinterpretation zu vermeiden.

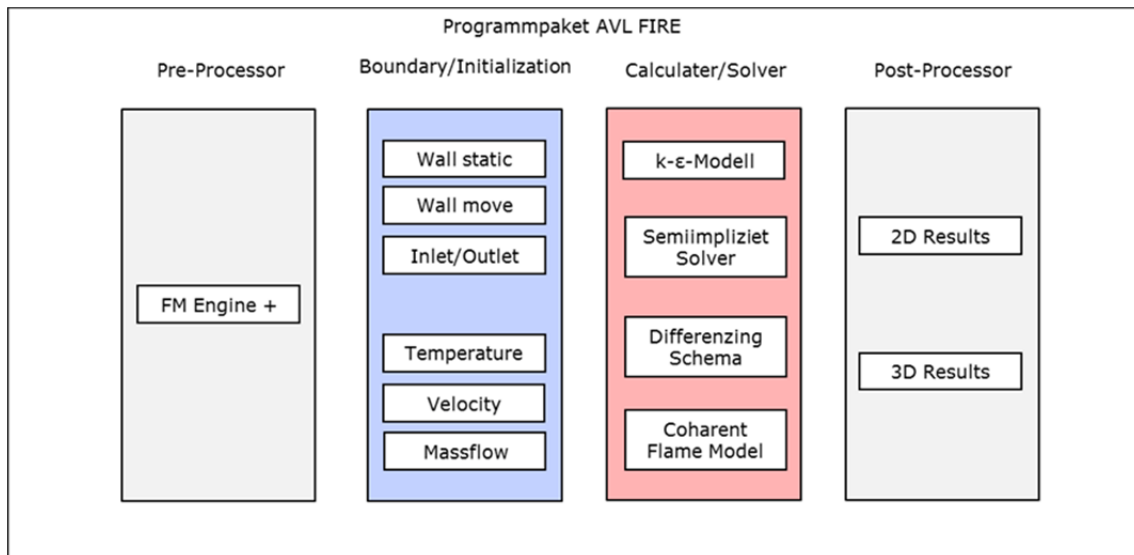


Abbildung 14: Anwendung 3D-CFD-Simulations-Paket AVL FIRE

In Abbildung 14 soll einen Überblick über die verwendeten Funktionen des Programmpaketes AVL FIRE für die Durchführung der Simulation geben werden.

Pre-Processor:

Die 3D-CFD-Simulation untersucht den Ansaug-Takt, Kompressionstakt und den Arbeits-Takt. Insgesamt wurde ein Kurbelwellenfenster von 500 °KW vernetzt und simuliert. Die Geometrie hierfür besteht aus dem Ansaugkanal, dem Zylinderkopf, dem Kolben, den Einlasskanälen, den Einlassventilen und der Vorkammer. Die Geometrie wurde als CAD-Oberfläche in das Programmpaket AVL-FIRE eingelesen. Sie entspricht der negativen Form der realen Bauteilkomponenten. Durch den automatischen Netzgenerator FM Engine+ war es möglich, bewegte Netze (z.B. Simulation des Kolbenhubes) zu generieren. Die Zellenanzahl der Netze schwankt zwischen 900 000 und 1 900 000 Zellen, je nach Größe des untersuchten Volumens. Um eine gute Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Vorkammer zu erzielen, wurden immer nur die Vorkammergeometrien ausgetauscht. Somit blieb für jede 3D-CFD-Simulation die Geometrie der Ansaugkanäle, des Zylinderkopfes, der Einlass- und Auslassventile sowie des Kolbens gleich.

Boundary und Initialization:

Für die 3D-CFD-Simulation ist es notwendig, Randbedingungen (sogenannte Boundary-Conditions) und die Initialisierung am Beginn der Berechnung zu setzen. Dazu werden an den Oberflächen des Kontrollvolumens verschiedene Bereiche definiert und Randbedingungen vergeben. Die Abbildung 15 zeigt die Unterteilung des

zu untersuchenden Volumens (Kontrollvolumen) in separierte Bereiche, die mit Randbedingungen beaufschlagt wurden.

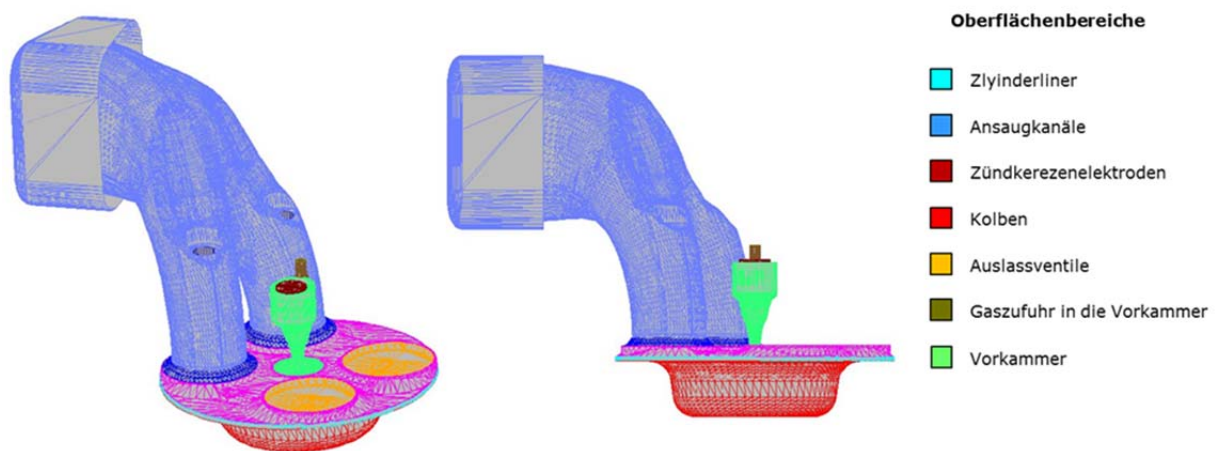


Abbildung 15: Oberflächen Bereiche des Kontrollvolumens

Wall Static/Move:

Die Randbedingung Wall gibt der Grenzfläche des Kontrollvolumens die Eigenschaft, keinen Volumenstrom durch die Grenzfläche fließen zu lassen. Somit simuliert diese Wall-Randbedingung eine undurchlässige Wand. Für die Initialisierung wurde in den 3D-CFD-Simulationen eine Wandtemperatur und eine Wandgeschwindigkeit vorgegeben. Die Wandtemperaturen wurden aus durchgeführten Temperaturmessungen und 1D-Simulationen entnommen. Vereinzelt musste für die Wandtemperaturen auch auf Erfahrungswerte zurückgegriffen werden. Die Bestimmung der Initialisierungswerte wurde nicht im Rahmen dieser Diplomarbeit durchgeführt.

Da es sich bei den meisten Wänden (Begrenzung des Kontrollvolumens) um stehende Wände handelt, wurde in allen Wandrandbedingungen die Wandgeschwindigkeit mit 0 m/s deklariert. Die Wahl der Wandeigenschaft Static bedeutet, dass sich diese Wand nicht mit fortschreitendem Kurbelwinkel bewegt. Bei der Wandeigenschaft Move verändert sich die Größe des deklarierten Wandbereiches in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Beispielsweise wurde der Zylinderliner mit einer Wall-Move-Eigenschaft deklariert, da sich der Bereich Zylinderliner mit abwärts oder aufwärts bewegendem Kolben verändert.

Inlet/Outlet:

Die Eigenschaft Inlet/Outlet beaufschlagt die Kontrollvolumenoberfläche mit einem Massenstrom. Der Massenstrom kann durch eine Vorgabe des Massenstromverlaufes in der 3D-CFD-Simulation implementiert werden.

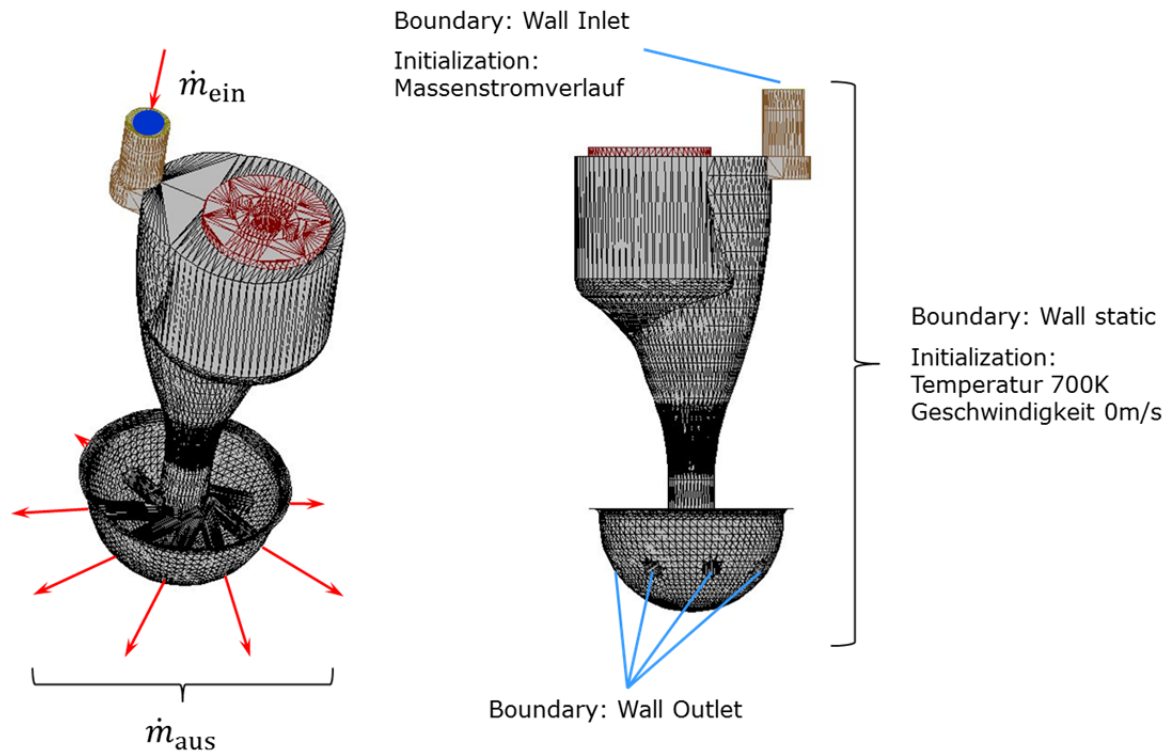


Abbildung 16: Deklarierte Oberfläche Kontrollvolumen Vorkammer

Die Abbildung 16 zeigt die Vergabe der Randbedingungen einer gasgespülten Vorkammergeometrie. Die Begrenzungsflächen des Kontrollvolumens Vorkammer wurden mit der Randbedingung Wall Static beaufschlagt. Für die Stelle der Gaseinblasung und der Überströmbohrungen wurde die Randbedingung Wall Inlet/Outlet vergeben. Diese Vorgehensweise, wie am Beispiel Vorkammer gezeigt, wurde am gesamten untersuchten Volumen (in Abbildung 15 dargestellt) durchgeführt.

k-ε-Modell (Turbulenzmodell):

Das k-ε-Modell ist ein empirischer Ansatz, der mit Hilfe statistischer Turbulenzbetrachtung, turbulente Strömungsfelder nachbilden kann. Für die Beschreibung dieses Turbulenzmodelles wird auf die Literatur verwiesen [18] [21].

Das zu untersuchende Strömungsfeld bei der Brennverfahrensentwicklung ist stark turbulent. Daher muss für die Abbildung der Turbulenz in der 3D-CFD-Simulation ein geeignetes Turbulenzmodell gewählt werden. Das k-ε-Modell ist in der Lage, mit ausreichender Genauigkeit für diese Art der 3D-CFD-Untersuchung, Strömungsgeschwindigkeiten mit hohen Reynoldszahlen abzubilden. Ein weiterer wichtiger Entscheidungspunkt für die Wahl des k-ε-Modells war die hohe Berechnungsstabilität dieser Turbulenzabbildung. Es stehen auch Turbulenzmodelle höherer Ordnung für die Simulation zur Verfügung, auf Grund des gesteigerten Rechenaufwandes wurden diese hier nicht verwendet.

Differenzierung Scheme:

Dieser Bereich des Solvers ist für die numerische Berechnung des Strömungsfeldes verantwortlich. Die diskretisierten, mathematischen Modelle werden in verschiedenen Differenzen-Schema gelöst. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden in allen 3D-CFD-Simulationen die konvektiven Diskretisierungen mit Hilfe des Upwind-Schema numerisch gelöst.

Choharent Flame Model:

Das Programmpaket AVL FIRE bietet die Möglichkeit mit Verbrennungsmodellen die Verbrennung im Brennraum mittels numerischer Berechnung nachzubilden. Mit Hilfe unterschiedlicher Verbrennungsmodelle können sowohl selbstzündende Verbrennungskonzepte, als auch fremdgezündete Verbrennungskonzepte dargestellt werden. Die Verbrennungsmodelle, in Kombination der 3D-CFD-Simulation, beschreiben vereinfacht die Strömungszustände, thermodynamischen Zustände und chemische Zustände bei der Verbrennung [16]. Sie stellen aber nur eine Approximation dar und beschreiben keine exakte Lösung. Für die Simulation von Verbrennungsabläufen bei mageren Gemischen stehen im Programmpaket AVL FIRE verschiedene Verbrennungsmodelle zur Verfügung. Für die durchgeführten 3D-CFD-Simulationen an neuen Vorkammern musste in erster Linie ein Verbrennungsmodell gewählt werden, das eine Verbrennung ausreichend genau abbilden kann. Dazu wurde versucht einen Betriebspunkt mit drei unterschiedlichen Verbrennungsmodellen nachzubilden und so anhand von Prüfstanddaten zu verifizieren. Untersucht wurde das PDF-Verbrennungsmodell (**P**robability **D**ensity **F**unction), das MCFM (**M**odel **C**oharent **F**lame **M**odel) und das ECFM (**E**xtended **C**oharent **F**lame **M**odel) auf die Abbildungsgenauigkeit der Verbrennung im Falle eines mageren Ladungsgemisches. Alle drei Verbrennungsmodelle basieren auf der Vorstellung, dass die unverbrannte Zone von der verbrannten Zone im Brennraum durch eine Flammenfront getrennt ist. Eine starke Einflussgröße dieser Modelle ist die Turbulenz der Flammenfront und die laminare Flammengeschwindigkeit. Unterschiede dieser Verbrennungsmodelle basieren auf den unterschiedlichen Modellbildungen der Flammenfront [20].

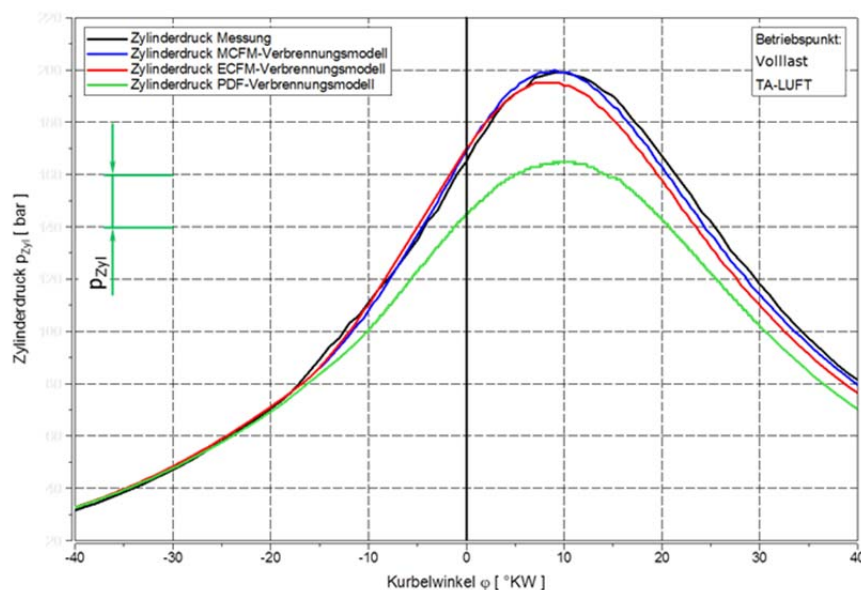


Abbildung 17: Vergleich Zylinderdruckverlauf

Die Abbildung 17 zeigt eine Gegenüberstellung der Zylinderdruckverläufe der drei untersuchten Verbrennungsmodellen (simuliert), sowie einen gemessenen Zylinderdruckverlauf. Alle drei 3D-CFD-Simulationen wurden mit gleichem Netz, gleichen Randbedingungen und Initialisierungszuständen durchgeführt. Es ist ersichtlich, dass das PDF-Verbrennungsmodell (grüne Linie) den realen Druckverlauf nicht ausreichend wieder spiegelt. Das ECFM (blaue Linie) und das MCFM Verbrennungsmodell (rote Linie) bilden den realen Druckverlauf besser ab. Vor allem das MCFM Verbrennungsmodell zeigt eine gute Annäherung an den gemessenen Druckverlauf. Darum wurde für die 3D-CFD-Simulation in weiterer Folge das MCFM-Verbrennungsmodell herangezogen und durch weitere Prüfstandsmessungen abgestimmt. Diese erhaltenen Randbedingungen wurden für alle weiteren 3D-CFD-Simulationen beibehalten und nicht mehr verändert, damit eine Vergleichbarkeit der verschiedenen 3D-CFD-Simulation von neuen Vorkammern gewährleistet ist.

4. Messtechnik

Die Brennverfahrensentwicklung an Großmotoren wird in den meisten Fällen an Einzylinder Forschungsmotoren durchgeführt. Die Messung an Versuchsträgern ist einer der wichtigsten Punkte bei diesem Entwicklungsprozess. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde der Forschungsmotor zur Verifikation der 3D-CFD-Simulation und zur Weiteroptimierung von Vorkammerkonzepten verwendet.

4.1. Versuchsträger Einzylinder-Forschungsmotor

Als Versuchsträger diene ein Einzylinder-Forschungsmotor mit ca. 3 Liter Hubraum, der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen (LEC) betrieben wird. Um Entwicklungskosten zu sparen und Einflussparameter besser kontrollieren zu können, wird bei Großmotoren die Vorentwicklung von Verbrennungskonzepten auf einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt.

Der Versuchsmotor besteht aus einem Kurbeltrieb mit einem Zylinder. Für den vollständigen Massenausgleich zweiter Ordnung dient der Lanchester-Ausgleich. Als Verbraucher (Motorbremse) wird ein wassergekühlter Drehstrom-Asynchron-Generator verwendet. Zwischen Einzylinder-Forschungsmotor und Motorbremse befindet sich eine Drehmomentenmesswelle. Um die Umgebungsparameter wie Ladeluftdruck, Kühlwassertemperatur usw. unabhängig von einander einstellen zu können, verfügt der Motor über verschiedene Konditioniereinheiten. Die Ladeluftkonditionierung stellt mittels Schraubenkompressor einen Ladedruck von bis zu 8 bar zur Verfügung. Durch Wärmetauscher und Luftbefeuchter kann für jeden Betriebspunkt die notwendige Ladelufteigenschaft eingestellt werden. Somit ist die Ladeluftbereitstellung komplett entkoppelt von der Motorfunktion. Da der Gasmotor als Vollmotor mit einem Turbolader ausgestattet ist und dieser einen Abgasgegendruck verursacht, ist es notwendig diesen Gegendruck durch eine Abgasgegendruckklappe zu simulieren. Der Vorteil einer unabhängigen Ladeluftbereitstellung liegt in der Flexibilität der Aufladestrategie. Mittels Schraubenkompressor und Abgasgegendruckklappe, kann beispielsweise der Einfluss einer zweistufigen oder einstufigen Aufladung simuliert werden.

Bei der Motorölkonditionierung und der Kühlwasserkonditionierung können auch verschiedene Randbedingungen, unabhängig von der Motorfunktion, mittels Wärmetauscher und Heizpatronen variiert werden.

Diese Entkoppelung der Motorkonditionierung bewirkt nur geringen Einfluss auf den Verbrennungsablauf. Alle Randbedingungen werden so eingestellt, dass sie den Bedingungen am Vollmotor entsprechen.

Der Prüfstand ist so konzipiert, dass eine Adaptierung von andere Zylinderköpfen, Vorkammern, Nockenwellen oder Kolbenformen schnell durchgeführt werden kann. Die abgegebene Motorleistung wird mit Hilfe des Generators (Motorbremse) in das elektrische Netz zurückgespeist. So kann ein Teil der verbrauchten Brennstoffenergie, wieder als elektrische Energie genutzt werden.



Abbildung 18 Einzylinder-Forschungsmotor

Die Abbildung 18 zeigt den Einzylinder-Forschungsmotor (grüne Farbgebung) am Prüfstand. Über den Zylinderkopf befindet sich der so genannte Messgalgen in dem die wichtigsten Messsignale eingeleitet und an die Prüfstandswarte weiter gegeben werden. Im vorderen Bereich des Forschungsmotors (im Bild links) befindet sich das Gehäuse des Rädergetriebes für den Lanchester-Ausgleich und den Nockenwellenantrieb. Der Drall im Brennraum wird ausschließlich mit der Wahl des Zylinderkopfes eingestellt. Der Prüfstand verfügt über kein variabel einstellbares Drallvorkommen, etwa über eine Drallklappe im Einlasssystem.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden Messergebnisse präsentiert, die mit und ohne drallgenerierenden Zylinderkopf vermessen wurden.

4.2. Messprozedur

Für die Verifikation und Beurteilung der 3D-CFD-Simulation wurden verschiedene Vorkammerkonzepte am Einzylinder-Forschungsmotor vermessen. Insgesamt wurden acht verschieden Vorkammerkonzepte in vier Serien vermessen. Für die Grundlagenuntersuchung der Einflussfaktoren von Vorkammern in Kapitel 5 und 6 wurde auf archivierte Messergebnisse zurückgegriffen.

Die Messungen wurden bei konstanter Drehzahl und bei konstanten Rahmenbedingungen durchgeführt, um eine ausreichende Vergleichbarkeit der Messergebnisse darstellen zu können. Als Kraftstoff wurde Methan (CH_4) mit konstantem Heizwert verwendet. Es wurden an den Vorkammern Lastschleifenmessungen und Kennfeldmessungen durchgeführt.

Kennfeldvermessung:

Für jede Vorkammer wurde eine Kennfeldvermessung durchgeführt. Unter einer Kennfeldvermessung versteht man eine Variation der NO_x -Emission über den Zündzeitpunkt bei konstanter Last. Die NO_x -Emissionen sind direkt proportional zu

dem gefahrenen Verbrennungsluftverhältnis λ . Große NO_x -Emissionswerte bedeuten einen Betrieb mit geringem λ (fetterer Betrieb) und niedrige Werte an NO_x -Emissionen bedeuten einen Betrieb mit hohem λ (magerer Betrieb). Für den genaueren Zusammenhang zwischen λ und Abgasemissionen wird auf das Kapitel 2.3 verwiesen.

Die Abbildung 19 zeigt das Resultat einer Kennfeldvermessung bei einer konstanten Last.

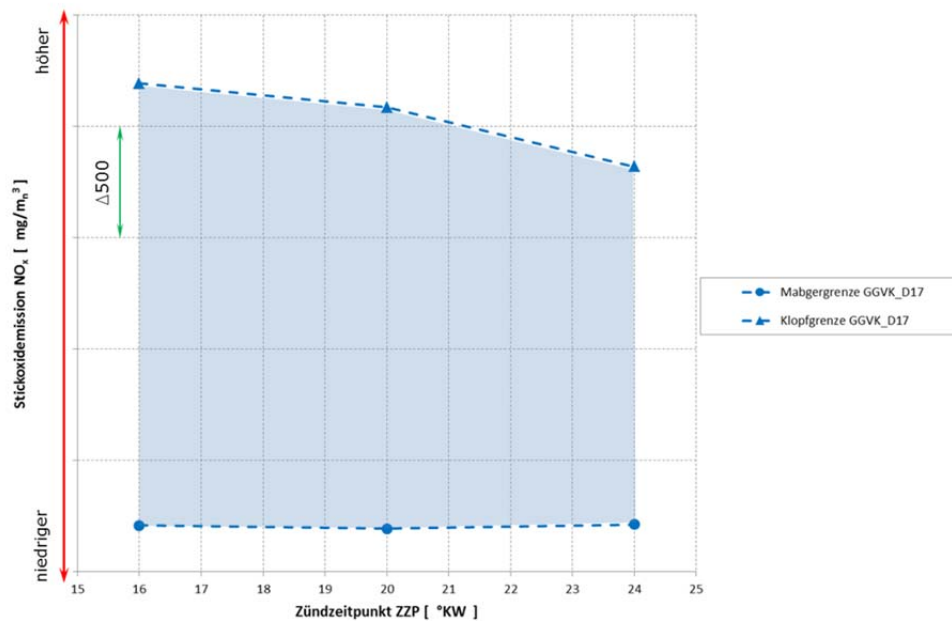


Abbildung 19: Kennfeldmessung

Bei der Kennfeldvermessung wird die indizierte Leistung konstant gehalten und nur die zwei Stellgrößen NO_x und Zündzeitpunkt variiert. Grenzen der angefahrenen NO_x Werte stellen die Klopfgrenze und die Aussetzergrenze dar. Für eine allgemein gültige Klopfgrenze muss beurteilt werden, wann der Forschungsmotor sich im Klopfen befindet. Auf die messtechnische Ermittlung der Klopfgrenze bzw. der Klopfwahrscheinlichkeit wird hier nicht eingegangen. Die Messdatenerfassung am Prüfstand bietet die Möglichkeit eine Klopfhäufigkeit für jeden Messpunkt zu bestimmen. Bei diesen Messungen wurde eine Klopfhäufigkeit von 10% als Klopfpunkt interpretiert. Somit stellt die Klopfgrenze die maximal mögliche NO_x -Emission dar, die für einen kontrollierbaren Fahrbereich noch möglich ist. Das untere Ende der NO_x Bandbreite stellt die Aussetzergrenze dar. Die Aussetzergrenze wird unter $200 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$ festgelegt. Ausschlaggebend für die Beurteilung dieser unteren Grenze des Kennfeldes ist der Variationskoeffizient des Mitteldruckes. Dieser Koeffizient gibt über die Verbrennungsstabilität Auskunft. Ein großer Wert des Variationskoeffizienten bedeutet einen rasch fluktuierenden Verbrennungsablauf. Aus der Abbildung 19 kann auch erkannt werden, dass mit früheren Zündzeitpunkten der Abstand zwischen Klopfgrenze und Magergrenze sinkt. Ein früher ZPP ermöglicht frühe Verbrennungslagen und hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Optimierung der

Verbrennung. Nachteilig an frühen Zündzeitpunkten ist die höhere Klopfanfälligkeit und dadurch ein beschränktes Betriebskennfeld dieses Vorkammerkonzeptes.

Lastschleifenvermessung:

Die Lastschleife ist eine Variation der indizierten Arbeit (p_i und p_{ME}) bei konstant gehaltenen NO_x -Emissionen und gleichem Zündzeitpunkt. Meist wird die maximal mögliche Leistung angefahren (Klopfgrenze) um eine Aussage über die Leistungsdichte dieses Vorkammerkonzeptes treffen zu können. Bei der Optimierung und Auslegung von Vorkammerkonzepten werden in der Regel hohe indizierte Arbeiten angestrebt, da diese den Wirkungsgrad steigen.

Die Messung am Einzylinder-Forschungsmotor war von großer Bedeutung für die Validierung und Verifikation der 3D-CFD-Simulation. Auch für die Optimierung der Vorkammerkonzepte haben die Messergebnisse Aufschluss über die Funktion gegeben. Eine Vorkammerentwicklung ohne Prüfstandsmessungen ist nicht durchführbar.

Einfluss Vorkammervolumen auf das Verdichtungsverhältnis:

Eine Veränderung des Vorkammervolumens bewirkt auch eine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses.

Der Kolben des Einzylinder-Forschungsmotors wurde so ausgelegt, dass in Kombination mit der Vorkammer ein Verdichtungsverhältnis von ε dargestellt werden konnte. Bei der Variation des Vorkammervolumens wurde aus Kostengründen der gleiche Kolben verwendet. Für eine genaue Anpassung des Verdichtungsverhältnisses müsste für jedes andere Vorkammervolumen ein eigener Kolben angefertigt werden.

Dadurch kommt es bei diesen Vorkammervarianten zu geringen Verdichtungsverhältnisabweichungen.

Das Kompressionsvolumen wird durch das Vorkammervolumen vergrößert oder verkleinert und dadurch sinkt bzw. steigt das Verdichtungsverhältnis, da das Vorkammervolumen im Kompressionsvolumen V_c enthalten ist, siehe (19).

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (18)$$

ε :	Verdichtungsverhältnis	[-]
V_h :	Hubvolumen	[cm ³]
V_c :	Kompressionsvolumen	[cm ³]

$$V_c = V_{c\text{Brennraum}} + V_{VK} \quad (19)$$

V_c :	Kompressionsvolumen	[cm ³]
V_{VK} :	Vorkammervolumen	[cm ³]

Betrachtet man den thermodynamischen Wirkungsgrad (Gleichraumprozess) des vollkommenen Motors, Gleichung (20), so ist ersichtlich, dass mit steigendem Verdichtungsverhältnis der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors auch steigt.

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (20)$$

$\eta_{th,v}$:	thermodynamischer Wirkungsgrad (Gleichraumprozess) [-]	
ε :	Verdichtungsverhältnis	[-]
κ :	Isentropenexponent	[-]

Vergrößert man nun das Vorkammervolumen um den Impulseintrag zu steigern, so muss eine Abnahme des $\eta_{th,v}$ in Kauf genommen werden. Der Einfluss der Veränderung des Verdichtungsverhältnisses, bei einer Änderung des Vorkammervolumens, ist gering. Die Abbildung 20 zeigt für die Veränderung des Vorkammervolumens, die Änderung des Verdichtungsverhältnisses und des thermodynamischen Wirkungsgrades. Diese überschlagsmäßige Berechnung von $\eta_{th,v}$ wurde mit konstanten Isentropenexponent κ ($\kappa = 1.35$) durchgeführt und dient nur zur Abschätzung der Messgenauigkeit durch die minimale Veränderung des Verdichtungsverhältnisses. Dem Diagramm kann entnommen werden, dass der Einfluss des Vorkammervolumens in dieser Schwankungsbreite von -8% bis 8% keinen relevanten Einfluss auf die Messergebnisse darstellt.

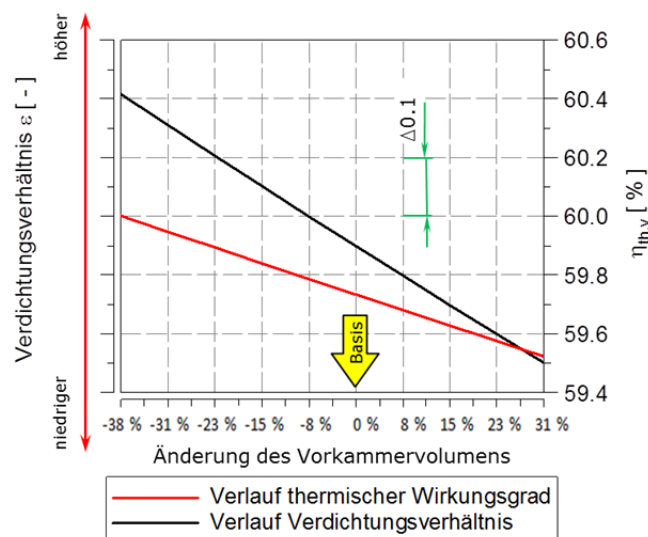


Abbildung 20 Diagramm Veränderung von ε und $\eta_{th,v}$ durch das Vorkammervolumen

Im Schwankungsbereich des Vorkammervolumens ist die Abnahme von $\eta_{th,v}$ noch nicht problematisch und somit muss das Verdichtungsverhältnis für die Versuchsdurchführung am Einzylinder-Forschungsmotor nicht angepasst werden.

5. Vorkammerkonzepte und Einflussgrößen

Bei Großgasmotoren wird in der Regel ein Verbrennungskonzept angewendet, dass mit einem mageren Gemisch ($\lambda > 1$) betrieben wird. Um ein stabiles und wirkungsgradoptimales Verbrennungskonzept zu entwickeln, ist in erster Linie dafür zu sorgen, dass eine ausreichende Zündenergie für die Verbrennung zur Verfügung steht, um eine rasche Verbrennung einzuleiten. Wie schon in Kapitel 2 beschrieben, sinkt bei mageren Gemischen die laminare Flammgeschwindigkeit. Somit steigt die notwendige Zündenergie, um den Hauptbrennraum zu entflammen. Durch Einsatz eines Vorkammerbrennverfahrens können die Parameter Zündenergie und Ladungsturbulenz vergrößert werden und so auch besonders magere Gemische sicher entflammt werden.

Wesentliche Ziele eines Verbrennungskonzeptes für Großgasmotoren sind eine optimale Ausnutzung des Brennstoffes, höchster Wirkungsgrad und niedriger Emissionsausstoß. Der Optimierung des Brennverfahrens kommt dabei eine wesentliche Bedeutung zu, um eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen. [29]

Die Vorkammer bewirkt eine räumliche Trennung der Zündeinleitung und des Hauptbrennraums. Gewöhnlich wird über eine Zündkerze das Vorkammervolumen entzündet und durch sogenannte Überströmbohrung wird der Zündimpuls in den Hauptbrennraum eingeleitet. Geht man von einer konventionellen Zündung aus, so gibt es prinzipiell drei verschiedene Vorkammerkonzepte:

- die ungespülte Vorkammer
- die gemischgespülte Vorkammer
- die gasgespülte Vorkammer

Die Abbildung 21 zeigt ein Gestaltungsbeispiel eines Vorkammerkonzeptes. Die Zündkerze ragt nicht wie bei üblichen Verbrennungskraftmotoren in den Hauptbrennraum, sondern ist räumlich mit der Vorkammer verbunden. Im unteren Bereich der Vorkammer befinden sich die Überströmbohrungen, die den Hauptbrennraum mit dem Vorkammervolumen verbinden.

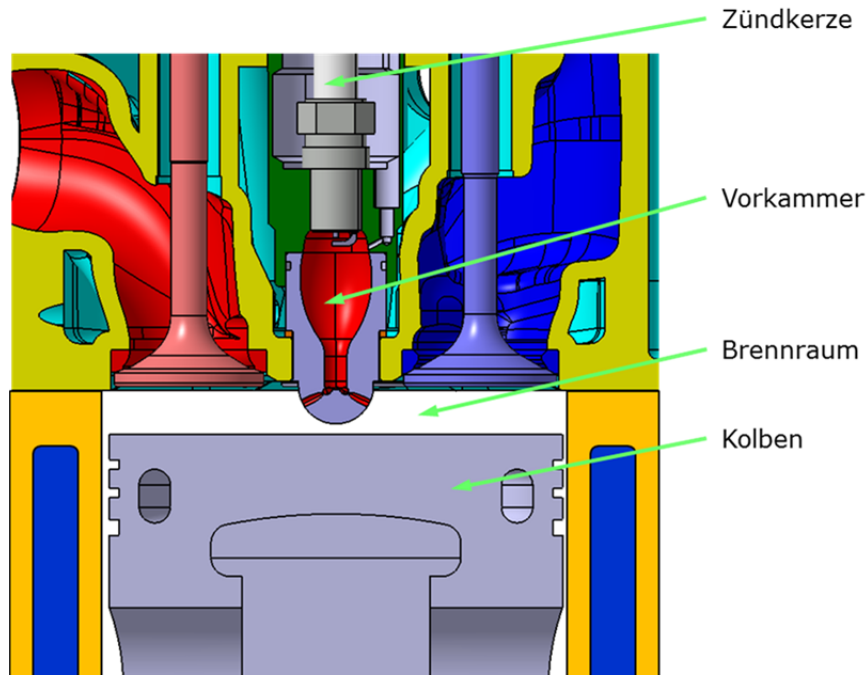


Abbildung 21: Verbrennungskonzept Vorkammer (Prinzipdarstellung)

Der Viertakt Zyklus eines Gasmotors mit Vorkammerzündung ist in Abbildung 22 schematisch dargestellt. Im Ansaug-Takt strömt die Frischladung in den Hauptbrennraum, wird anschließend verdichtet, bis das Gemisch im Brennraum und der Vorkammer gezündet wird. In der Abbildung 22 ist im Arbeits-Takt die Brennfackelausbreitung schematisch dargestellt. Nun expandiert die gezündete Ladung und bewegt den Kolben Richtung unteren Totpunkt. Durch Öffnen des Auslassventiles wird der Arbeits-Takt beendet und die Verbrennungsgase werden aus dem Zylinder ausgeschoben.

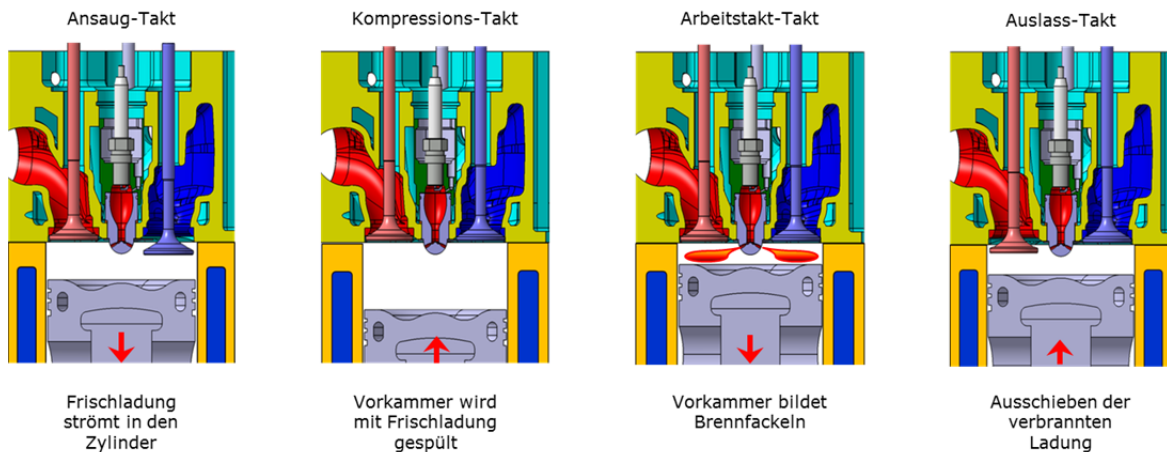


Abbildung 22: Viertakt Verfahren mit Vorkammer (Prinzipdarstellung)

Bei einem Brennverfahren mit Vorkammerzündung startet die Verbrennung in der Vorkammer. Daher stellen sich nach der Zündung zwei unterschiedliche Drücke zwischen Hauptbrennraum und Vorkammer ein.

Diese Druckdifferenz hat einen Impulseintrag in den Hauptbrennraum zur Folge, der die Brennfackelausbreitung in den Hauptbrennraum vorantreibt. Der Impulseintrag dauert so lange an, bis die Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum ausgeglichen ist. Die eintretenden Brennfackeln in den Hauptbrennraum sind der Grund für das gute Anbrennverhalten dieser Vorkammerkonzepte, da nun im Brennraum eine sehr große Flammenfront mit hoher Turbulenz vorhanden ist. Im Vergleich zu einem direkt gezündeten Brennverfahren steht dem System Vorkammer-Brennraum nun weitaus mehr Zündenergie zu Verfügung.

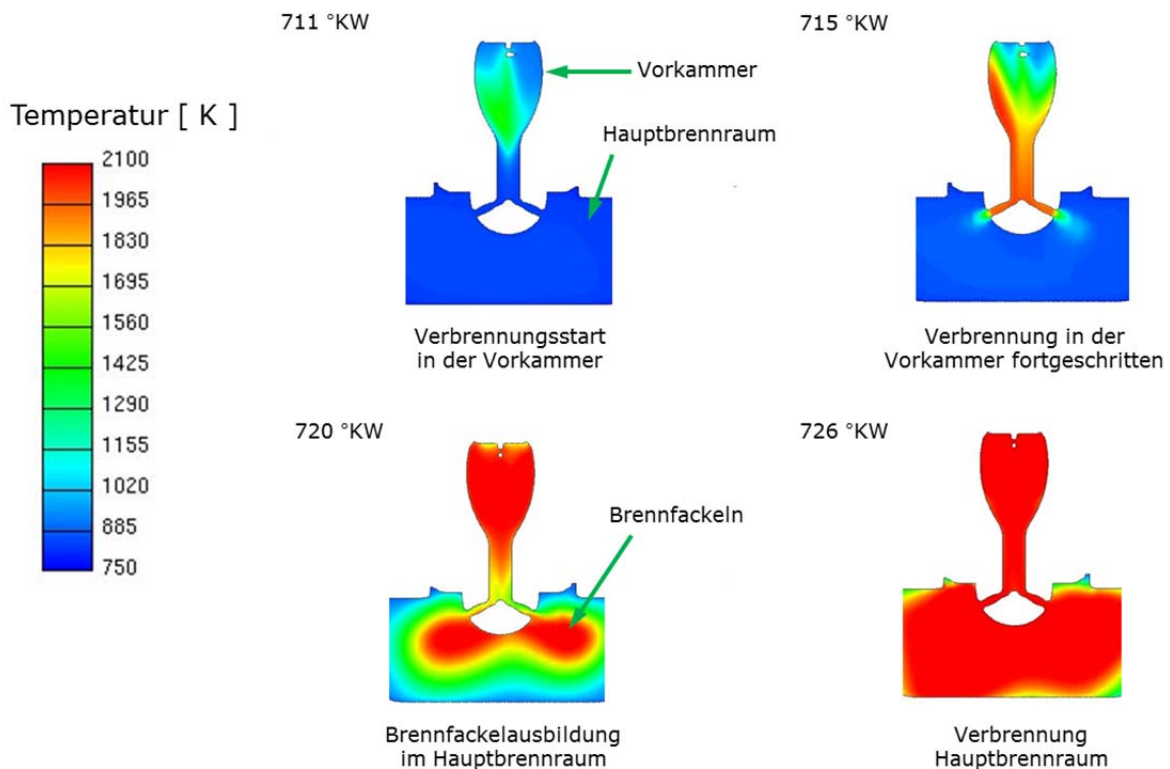


Abbildung 23: Verbrennungsablauf bei einem Vorkammerkonzept

Die Abbildung 23 zeigt die Brennfackelausbildung aus einer 3D-CFD-Simulation in einem Kurbelwellenfenster von 711 °KW bis 726 °KW. Dargestellt ist die Temperatur im Brennraum und in der Vorkammer. Bei 711 °KW ist die Zündung in der Vorkammer schon eingeleitet worden und das Gas in der Vorkammer beginnt anzubrennen. Der Druck in der Vorkammer steigt über den Hauptbrennraumdruck und die ersten Ausbildungsstufen von Brennfackeln bilden sich im Hauptbrennraum (715 °KW). Bei 720 °KW ist die Temperatur in der Vorkammer weit höher als im Hauptbrennraum und es ist eine deutliche Brennfackelausbildung erkennbar. Durch die Überströmbohrungen werden die Brennfackeln mit hohem Impuls in den Hauptbrennraum geleitet und ein Anbrennen des Hauptbrennraumes ist klar ersichtlich. In weiterer Folge entflammt der Hauptbrennraum und brennt bis zur Zylinderwand durch (726 °KW). Die Drucküberhöhung in der Vorkammer, bezogen auf den Hauptbrennraum, ist der Impulsgenerator für die Brennfackelausbreitung.

Der Einfluss der Drucküberhöhung soll nun herangezogen werden, um die Wirkungsweise dieses Brennverfahren besser zu beschreiben. Zu diesem Zweck ist

nun in Abbildung 24 eine Gegenüberstellung des Vorkammerdruckverlaufes (schwarze Linie) und des Zylinderdruckverlaufes (rote Linie) einer ungespülten Vorkammer dargestellt. Der Druck in Vorkammer und Hauptbrennraum wurde kurbelwinkelbezogen mittels piezoelektrischer Drucksensoren am Prüfstand aufgenommen.

Verfolgt man den Druckverlauf ab -40°KW so wird ersichtlich, dass der Druck in der Vorkammer geringer ist, als der Druck im Hauptbrennraum (Bereich 1). In diesem Teil der Hochdruckphase bewegt sich der Kolben in Richtung OT und verdichtet somit die Frischladung. Die Frischladung wird durch die Überstrombohrungen aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer geschoben. Beim Überströmen der Frischladung entsteht durch die kleinen Bohrungsdurchmesser ein Druckabfall, der zu einer Druckdifferenz zwischen Hauptbrennraum und Vorkammer führt.

Die Zündung wurde bei 24°KW eingeleitet und entspricht auf der Abszisse des Druckverlaufesdiagramms -24°KW . Erst nach dem Verstreichen der Zündverzugszeit kann ein Anstieg des Vorkammerdruckes festgestellt werden (Bereich 2). Ab diesem Zeitpunkt beginnt sich das Luft- Kraftstoffgemisch zu entzünden. Der Druck in der Vorkammer steigt so lang an, bis der größte Teil der Kraftstoffmasse in der Vorkammer abgebrannt ist (Bereich 3). Dieser Zeitpunkt ist durch die höchste Druckdifferenz zwischen Vorkammerdruck und Hauptbrennraumdruck gekennzeichnet. Im Bereich der Drucküberhöhung der Vorkammer wird durch Brennfackeln der Hauptbrennraum entzündet. Der anschließende Druckabfall in der Vorkammer zeigt eine fast abgeschlossene Verbrennung im Vorkammervolumen.

Durch die hohen Austrittsgeschwindigkeiten der Brennfackeln und der kleinen Überströmbohrungen kommt es zu einer Druckschwankung zwischen Hauptbrennraum und Vorkammer. Dieser Effekt ist deutlich im Bereich 4 des Druckverlaufes als klassische Druckschwingung wahrzunehmen. Dort fällt der Vorkammerdruck zuerst stark unter den Hauptbrennraumdruck und steigt in wenigen Grad Kurbelwinkel wieder über den Hauptbrennraumdruck. Diese Druckschwankung in der Vorkammer hat keinen negativen Einfluss auf die Hauptverbrennung im Brennraum.

Bei weiterem Ablauf der Verbrennung im Hauptbrennraum schwingt der Vorkammerdruck nur mehr gering um den Druck des Hauptbrennraumes.

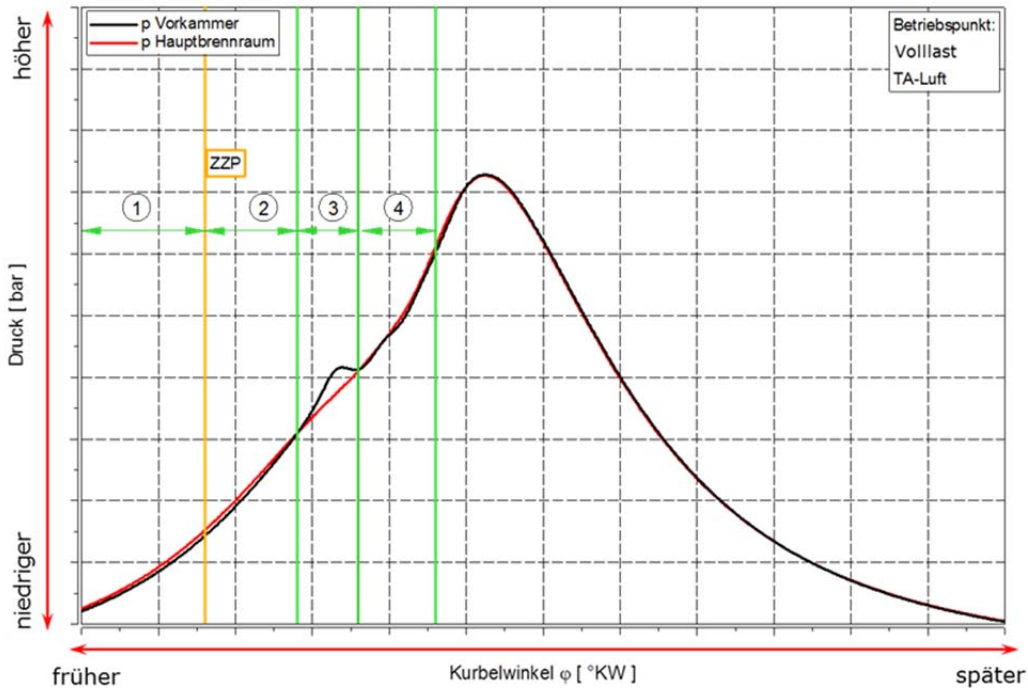


Abbildung 24: Druckverlauf eines Verbrennungskonzeptes mit Vorkammer

Alle drei Vorkammerv Verfahren (ungespülte Vorkammer, gemischgespülte Vorkammer und gasespülte Vorkammer) funktionieren auf dem Prinzip der Drucküberhöhung und der Verstärkung der Zündenergie. Diese Verfahren unterscheiden sich nur durch die Art der Vorkammerspülung und sollen im Folgenden beschrieben werden.

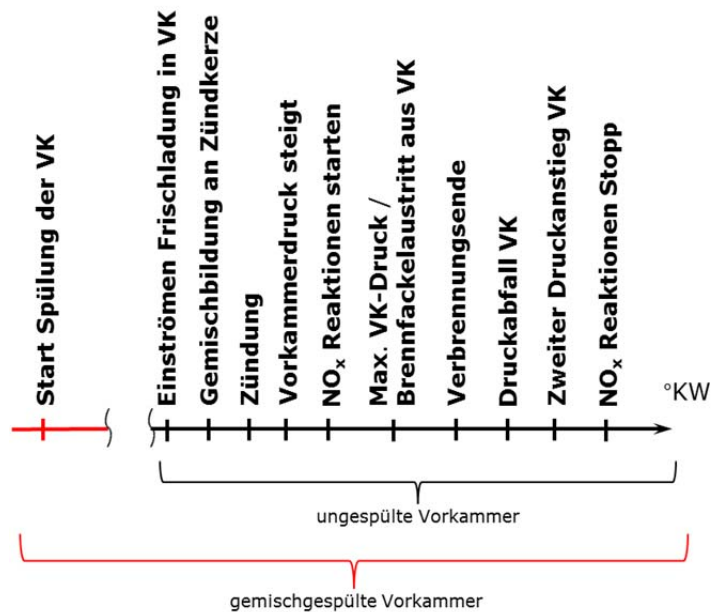


Abbildung 25: Ablauf bei der Vorkammervverbrennung [25]

Die Abbildung 25 zeigt den Ablauf der Vorkammervverbrennung der ungespülten Vorkammer und der gemischgespülten Vorkammer, dargestellt über den Kurbelwinkel.

5.1. Ungespülte Vorkammer

Eine ungespülte Vorkammer stellt ein Verfahren zur Verstärkung der Zündenergie dar, bei der keine externe Spülung der Vorkammer vorgesehen ist. Diese Art des Vorkammerkonzeptes stellt eine sehr kostengünstige Art der Verbrennungsoptimierung dar und ist leicht in bestehende Motorkonzepte zu integrieren.[26] [27]

Der grundsätzliche Aufbau einer ungespülten Vorkammer ist in Abbildung 26 dargestellt.

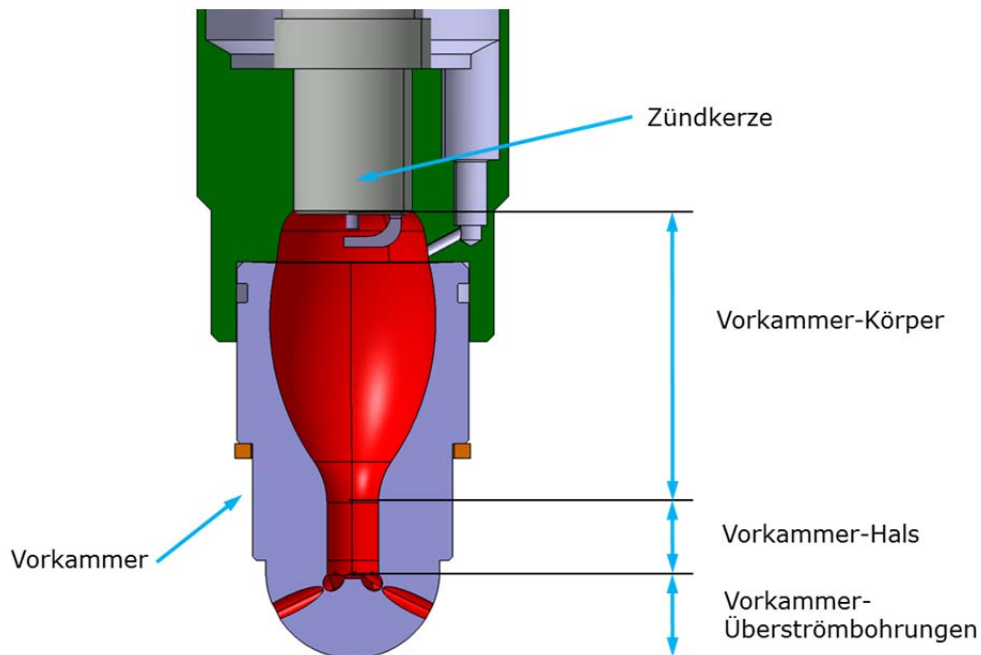


Abbildung 26: Aufbau einer ungespülten Vorkammer

Die frische Ladung wird im Kompressionstakt über die Überströmbohrungen und den Vorkammerhals in den Vorkammerkörper eingebracht. Durch diese Strömungsbewegung wird das Restgas des letzten Arbeitszyklus aus dem Zündkerzenbereich verschoben und die Vorkammer füllt sich mit frischer Ladung. Sind die Strömungsverhältnisse optimal ausgelegt, so sollte sich nach diesem Vorgang fast ausschließlich frische Ladung um die Zündkerzenelektroden befinden. Nach diesem Vorgang ist der Spülvorgang abgeschlossen und es folgt die Zündungseinleitung. Die Geometrie der ungespülten Vorkammer muss strömungstechnisch optimal ausgelegt werden, da die Gemischzusammensetzung rein über das Einströmen von Frischladung bewerkstelligt wird. In den meisten Fällen wird das Restgas beim Spülvorgang nicht aus der Vorkammer vollkommen ausgespült, sondern wird nur in andere Bereiche der Vorkammer verschoben.

Durch den weiteren Verbrennungsablauf und Impulseintrag wird das Restgas teilweise aus der Vorkammer ausgeblasen. Bei der ungespülten Vorkammer tritt die Frischladung über die Überströmbohrung ein und bewirkt, dass die Frischladung wandnah Richtung Zündkerze befördert wird. An der Zündkerze trifft die Frischladung

mit verschiedenen Geschwindigkeitskomponenten aufeinander und bewirkt dadurch eine teilweise Auslöschung des Geschwindigkeitsfeldes.

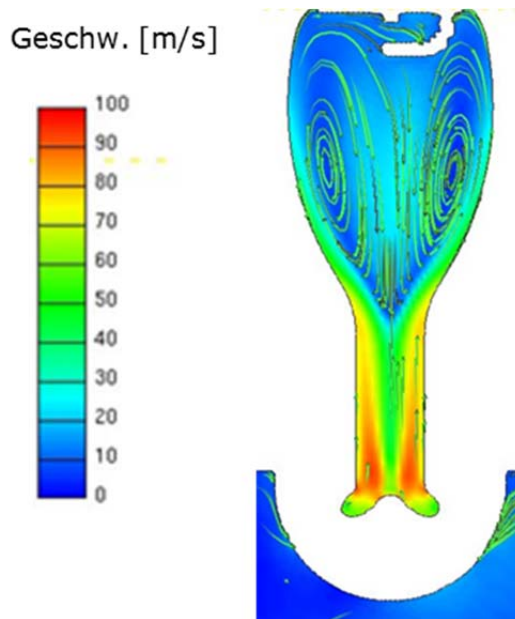


Abbildung 27: Streamlines bei Spülung

Die Abbildung 27 zeigt die Streamlines beim Spülvorgang der ungespülten Vorkammer. Klar erkennbar sind zwei Wirbel, die entstehen, wenn die Frischladung, aus dem Hauptbrennraum, der Wand entlang, Richtung Zündkerze strömt. Angekommen am oberen Bereich der Vorkammer treffen die Massenströme aufeinander und drücken in einer Abwärtsbewegung das Restgas aus dem Zündkerzenbereich in untere Regionen der Vorkammer. Deutlich erkennbar an der Pfeilrichtung (gibt die Strömungsrichtung an) ist die gleichzeitige Abwärtsbewegung der Strömung in der Mitte der Vorkammer und die Aufwärtsbewegung in der Nähe der Vorkammerwand. Dies führt zu zwei Wirbelfelder, die in der Abbildung 27 dargestellt sind.

In Abbildung 28 ist die graphische Darstellung einer 3D-CFD-Simulation der Lambdaverteilung zum ZZZ von drei verschiedenen ungespülten Vorkammern abgebildet. Die Vorkammer UGVK_D10 hat in oberen Bereich der Vorkammer ein Gemisch mit sehr hohem Luftverhältnis. Auch die Auswertung des Luftverhältnisses im Zündkerzenbereich weist sehr hohe Werte auf. Durch eine konstruktive Veränderung im unteren Bereich des Vorkammerhalses (Verrundung der Überströmbohrungen) wurden die Strömungsverhältnisse ungünstig verändert, sodass die Restgasverdrängung im Bereich der Zündkerze (oberer Vorkammerbereich) nicht optimal erfolgt. Diese Vorkammerform ist ein Beispiel für eine sehr schlechte Vorkammerspülung.

Bei der Vorkammer UGVK_D09 kann in der Lambdaverteilung eine wesentliche Verbesserung der Gemischzusammensetzung festgestellt werden. Hier sind die Strömungsbedingungen beim Spülvorgang der Vorkammer gut ausgelegt. Die Gemischzusammensetzung an der Zündkerze ist nur gering verbessert worden. Die globale Lambdaverteilung in der Vorkammer hat sich hingegen stark verbessert. Bei dieser Vorkammer wurde das Restgas gut aus dem Zündkerzenbereich ausgespült.

Die Vorkammer UGVK_konisch wurde im Verlauf der Diplomarbeit entwickelt und erhielt eine zusätzliche Überströmbohrung in der vertikalen Richtung. Auf diesen Optimierungsschritt wird im Kapitel 8 näher eingegangen. Die graphische Darstellung der 3D-CFD-Ergebnisse zeigt eine homogene Lambdaverteilung in der Vorkammer. Auch das ausgewertete Lambda im Zündkerzenbereich stellt eine optimale Ausgangsbasis für eine gute Verbrennung dar.

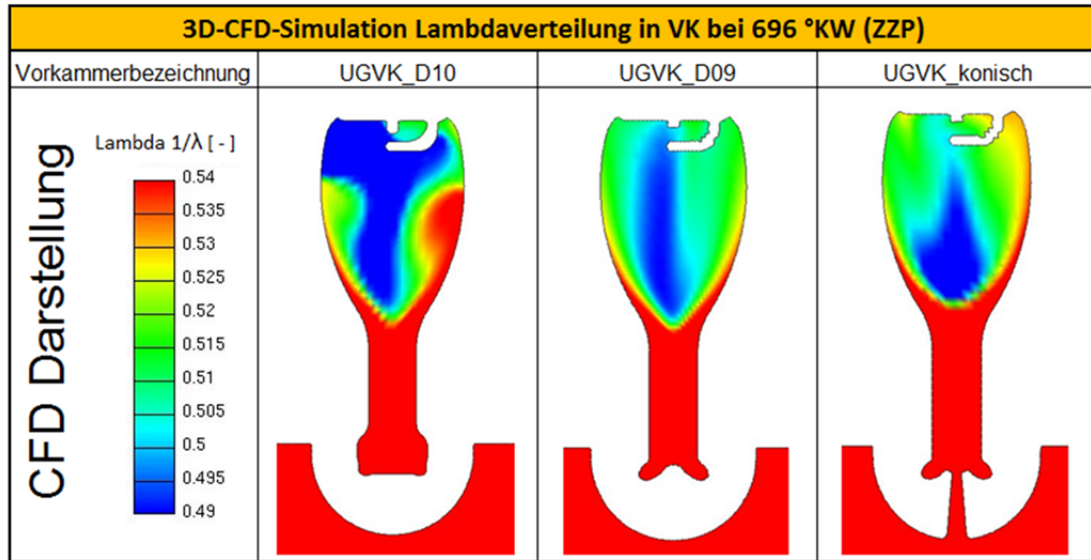


Abbildung 28: Lambdaverteilung in der Vorkammer

Die graphische Darstellung der Lambdaverteilung soll den Einfluss der Strömungsbedingungen in einer ungespülten Vorkammer unterstreichen.

Ungespülte Vorkammern können den Zündimpuls bei optimaler Auslegung vergrößern und machen es somit möglich, den Umsatzpunkt der Verbrennung in frühere Bereiche zu verschieben. Auch der Verbrennungsablauf wird günstig beeinflusst und es kommt in allgemeinen zu einer Steigerung des Wirkungsgrades der Verbrennung.

5.2. Gemischgespülte Vorkammer

Die gemischgespülte Vorkammer unterscheidet sich im Wesentlichen von der ungespülten Vorkammer durch eine externe Gemischeinblasung in die Vorkammer. Bei diesem Vorkammerkonzept wird durch ein druckgesteuertes Ventil ein Gas-Luft-Gemisch in die Vorkammer eingeblasen. Die Abbildung 29 zeigt den Aufbau der gemischgespülten Vorkammer.

Das Gasventil (rechts oben im Bild) ist als Rückschlagventil ausgelegt. Ist der Druck in der externen Gasleitung höher als in der Vorkammer, so öffnet sich das Gasventil und ein Gas-Luft-Gemisch strömt in die Vorkammer ein. In diesem Beispiel wurde die Einblasung so umgelenkt, dass der Massenstrom mit frischer Ladung direkt die Zündkerze anbläst. Ein direktes Anblasen der Zündkerze bewirkt ein Absenken der Zündkerzentemperatur. Bei dieser Vorkammervariante handelt es sich um eine optimierte Vorkammer, die im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelt wurde. Sie wird in Kapitel 7 näher beschrieben.

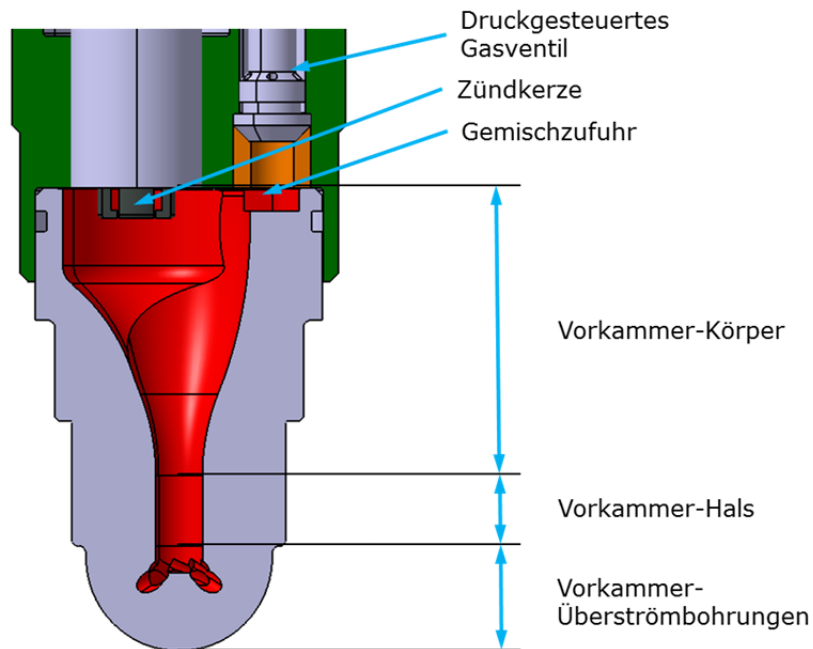


Abbildung 29: Grundsätzlicher Aufbau einer gemischgespülten Vorkammer

Der wesentliche Vorteil bei der gemischgespülten Vorkammer liegt in der guten Ausspülbarkeit des Restgases. Die Gemischbildung in der Vorkammer hängt nun nicht mehr ausschließlich von dem Massenstrom an Frischladung ab, der durch die Kolbenbewegung aus dem Hauptbrennraum über die Überströmbohrungen in die Vorkammer eingebracht wird. Viel mehr wird schon sehr früh durch das Gasventil die Restgasausspülung eingeleitet. Um den Vorgang des Spülvorganges besser beschreiben zu können, wurde in Abbildung 30 der Lambdaverlauf an der Zündkerze und Massenverlauf CH_4 gegenübergestellt.

In roter Farbe wurde die gemischgespülte Vorkammer (GGVK), mit der Bezeichnung GGVK_D07, und in blauer Farbe die ungespülte Vorkammer (UGVK) dargestellt. Bei ca. -275°KW bemerkt man eine starke Abnahme des Lambdas im Zündkerzenbereich. Diese markante Lambdaveränderung kennzeichnet den Start der Gaseinblasung in die Vorkammer. Der Einblasevorgang dauert ca. 175°KW an und ist bei ca. -100°KW abgeschlossen (Bereich a). Nach dem Einblasevorgang bemerkt man einen leichten Anstieg des Luftverhältnisses, der mit einer Rückschiebung an Restgas aus dem Hauptbrennraum zusammenhängt. Das Gasventil schließt sich zu diesem Zeitpunkt. Der Kolben bewegt sich in Richtung OT und schiebt einen Teil der Frischladung aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer. Mit geschlossenem Gasventil verhält sich die gemischgespülte Vorkammer gleich wie die ungespülte Vorkammer.

Im Vergleich zur ungespülten Vorkammer wird bei -100°KW noch keine markante Lambdaabnahme festgestellt. Erst nach ca. -50°KW fällt das Lambda im Zündkerzenbereich sehr rasch ab. Die Frischladung benötigt ein Kurbelwinkelfenster von ca. 50°KW (-100°KW Start des Spülvorganges und -50°KW markante Lambda Abnahme), um aus dem Hauptbrennraum in den Zündkerzenbereich zu strömen. Bei ZZP (-24°KW) wird ein deutlicher Lambdaunterschied zwischen den beiden Vorkammerkonzepten ersichtlich. Hier kann der Vorteil eines gemischgespülten

Vorkammerkonzeptes klar erkannt werden, da die Zündbedingungen für die gemischgespülten Vorkammer optimaler sind.

Betrachtet man nun den Verlauf der Masse CH_4 in der Vorkammer, so erkennt man eine höhere Masse von CH_4 in der gemischgespülten Vorkammer. Hintergrund hierfür ist die gute Gemischbildung und Restgasausspülung dieses Vorkammerkonzeptes.

Damit steht diesem System mehr Zündenergie zur Verfügung, als dies bei der ungespülten Vorkammer der Fall ist. Diese höhere Zündenergie wirkt sich in einem früheren Umsatzpunkt und somit mit einem höheren Wirkungsgradpotential aus. Die CH_4 Masse steigt erheblich bis zum Zündzeitpunkt an, da die Kolbenbewegung (Verdichtungstakt) Frischladung in die Vorkammer befördert. Dieser Vorgang ist für beide Vorkammervarianten gleich. Erst nach dem Zündzeitpunkt fällt die Masse an CH_4 rapide ab, da die Spezies CH_4 in die Verbrennungsprodukte CO_2 und H_2O zerfällt. Vergleicht man die Kurbelwinkelbereiche der Gemischbildung (Bereich a und b) beider Vorkammerkonzepte, so erkennt man, dass der gemischgespülten Vorkammer mehr Zeit ($^\circ\text{KW}$) zur Verfügung steht, um das Gemisch aufzubereiten, als der ungespülten Vorkammer.

Festgehalten kann noch werden, dass der größte Massenanteil an CH_4 durch die Hubbewegung des Kolbens in die Vorkammer eingebracht wird, was die Existenzberechtigung einer ungespülten Vorkammer erklärt (abgesehen von dem geringeren Konstruktionsaufwand einer ungespülten Vorkammer). Die Auswertung für die Lambda-Verteilung und CH_4 Massenverlauf wurde der 3D-CFD-Simulation entnommen.

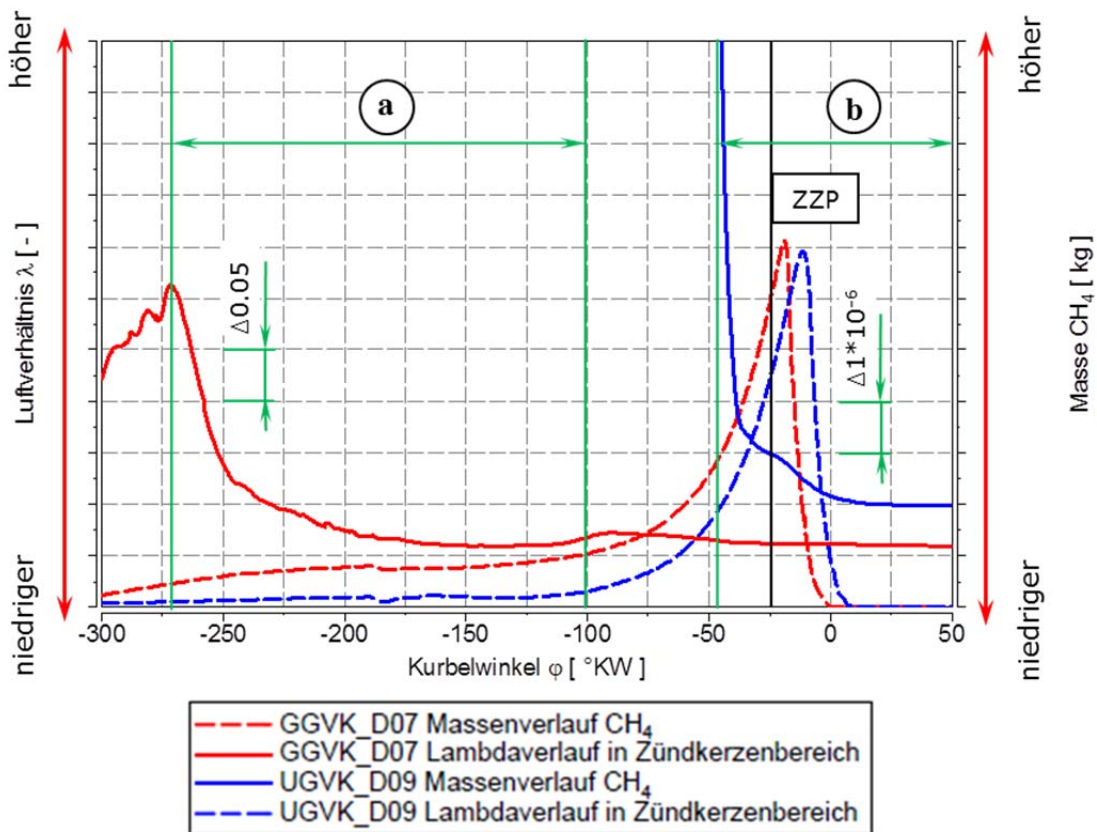


Abbildung 30: Vergleich Spülvorgang UGVL und GGVK

Ausschlaggebend für eine gute Gemischbildung durch eine Gaseinblasung ist eine strömungsoptimierte Einblasegeometrie. Die Abbildung 31 zeigt das Ergebnis einer 3D-CFD-Simulation, die den Spülvorgang in der Vorkammer darstellt. Die graphische Darstellung der Lambdaverteilung spiegelt den Lambdaverlauf im Zündkerzenbereich in Abbildung 30 sehr gut wieder. Bei ca. $-300\text{ }^{\circ}\text{KW}$ hat sich das Gasventil geöffnet, und es strömt frisches Gemisch direkt in Richtung Zündkerze. Dieses Gemisch mit niedrigem Lambda strömt über die Zündkerze hinaus und beginnt die Vorkammer mit frischer Ladung zu füllen ($-220\text{ }^{\circ}\text{KW}$). Der obere Bereich der Vorkammer ist schon nach wenigen $^{\circ}\text{KW}$ mit frischer Ladung versorgt, obwohl das gesamte Vorkammervolumen noch nicht richtig durchspült wurde. Dieser Effekt erklärt auch, warum in Abbildung 30 bei $-200\text{ }^{\circ}\text{KW}$ das Luftverhältnis nicht mehr stark absinkt.

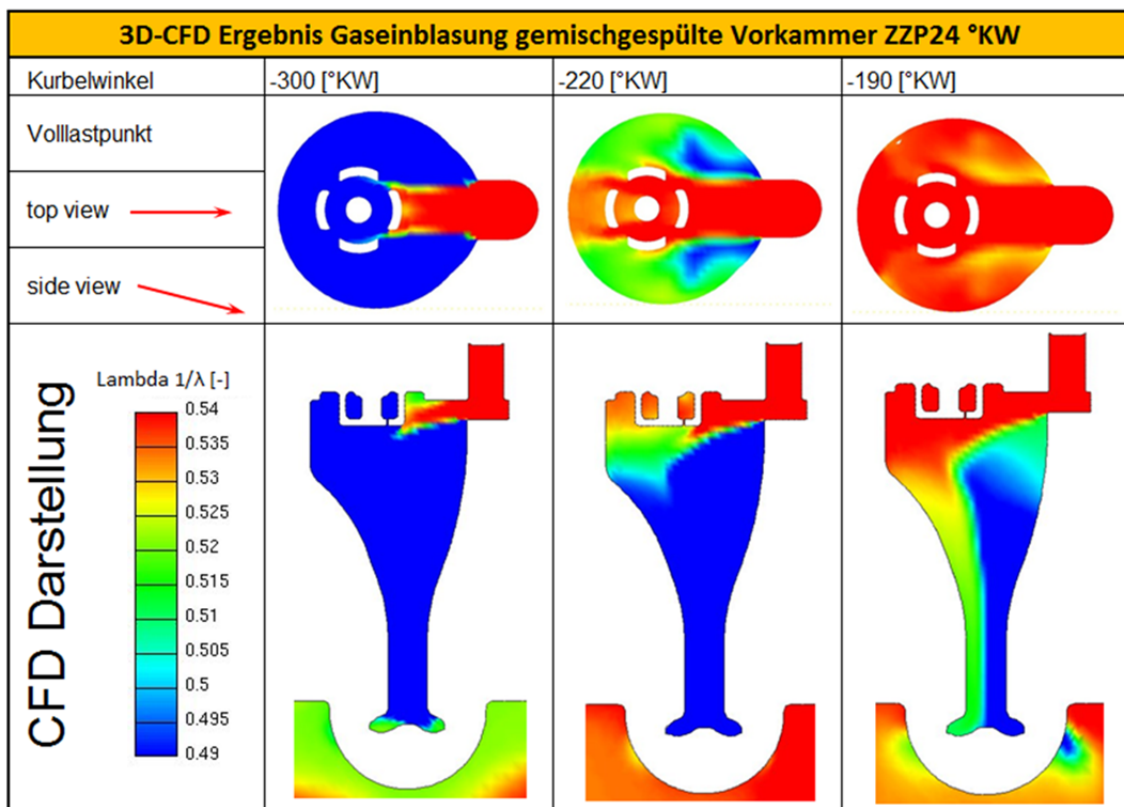


Abbildung 31: 3D-CFD-Simulation Gaseinblasung GGVK9ccm_D07

5.3. Gasgespülte Vorkammer

Das gasgespülte Vorkammerkonzept ist dem Konzept der gemischgespülten Vorkammer sehr ähnlich. Durch ein druckgesteuertes Ventil wird die Vorkammer nicht mit Gemisch gespült, sondern mit reinem Gas (z.B. CH_4). Die Gemischbildung erfolgt dann in der Vorkammer mit der Frischladung aus dem Hauptbrennraum. Durch die reine Gaseinblasung wird ein Lambda von ca. 1 (stöchiometrische Verbrennungsbedingungen) erreicht. Diese Gemischzusammensetzung in der Vorkammer hat einen hohen Energieinhalt zur Folge und versorgt den Hauptbrennraum mit genügend Zündenergie, um sehr magere Gemische entflammen zu können. Vor allem bei Motoren mit großen Bohrungsdurchmessern kommen diese Vorkammerkonzepte zum Einsatz. Dieses Vorkammerkonzept kann man als letzte

Ausbaustufe für die Zündenergiebereitstellung betrachten und ist von den drei vorgestellten Vorkammerkonzepten das kostenintensivste. Neben der externen Gasregelstrecke muss für die Kompression des Einblasegases gesorgt werden [28].

Zudem werden neue Denkansätze für eine Brennverfahrensoptimierung möglich, wie zum Beispiel die Gasspülung der Vorkammer mit Wasserstoff für noch bessere Entflammung des Hauptbrennraumes durch die chemischen Eigenschaften von Wasserstoff.

Da sich diese Diplomarbeit ausschließlich mit der Optimierung von ungespülten und gemischgespülten Vorkammer beschäftigt, wird auf die gasgespülte Vorkammer hier nicht näher eingegangen.

Alle drei Vorkammerkonzepte haben ihre Vor- und Nachteile und verfügen über ein optimales Einsatzgebiet. Erkennbar ist, dass durch konstruktiven Mehraufwand die Zündenergie gesteigert werden kann. So steht einer gasgespülten Vorkammer weitaus mehr Zündenergie zur Verfügung, als einer gemischgespülten oder ungespülten Vorkammer.

Die Abbildung 32 zeigt den Einfluss der Zündenergie auf den MBF50%. Mit steigender Zündenergie wird der Umsatzpunkt MBF50% immer weiter in Richtung früherer Kurbelwinkellagen verschoben. Durch die hohe Zündenergie der Vorkammerkonzepte kann auch bei sehr mageren Gemischen eine sichere Entflammung gewährleistet werden. Frühere Umsatzpunkte (MBF50%) und höhere Luftverhältnisse spiegeln sich in einem ansteigenden Wirkungsgrad der Verbrennungskonzepte wieder. In dieser Abbildung ist der Vorteil der Vorkammerkonzepte im Vergleich der Direktzündung (DZ) klar ersichtlich.

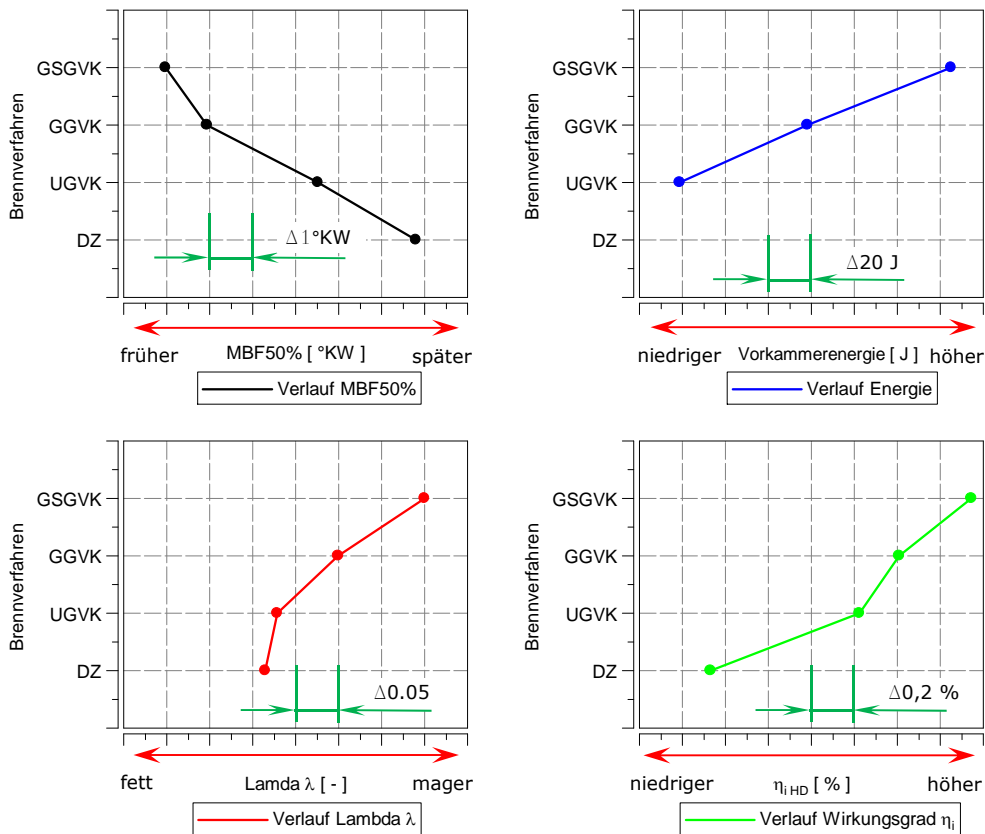


Abbildung 32: Einfluss der Zündenergie auf den MBF50%

5.4. Einflussgrößen auf die Vorkammerfunktion

Die Auslegung und Optimierung von Vorkammergeometrien ist eine komplexe Aufgabe, da unterschiedliche Parameter die Funktion einer Vorkammer beeinflussen. Bei der Entwicklung muss daher systematisch vorgegangen werden. Es müssen gezielte Parameterveränderungen zu abschätzbaren Einflüssen führen. Daher ist es wichtig, den Einfluss verschiedener Parameter auf die Verbrennung zu kennen. In diesem Kapitel wurden die Haupteinflussgrößen auf das Verbrennungskonzept untersucht. Wichtig bei diesen Grundlagenuntersuchungen war es, nur einen Parameter für die Betrachtung zu verändern, um den Einfluss der untersuchten Größen nicht zu verfälschen und somit richtig beurteilen zu können.

Die generellen Einflussfaktoren auf ein Verbrennungskonzept sind in Abbildung 33 dargestellt.

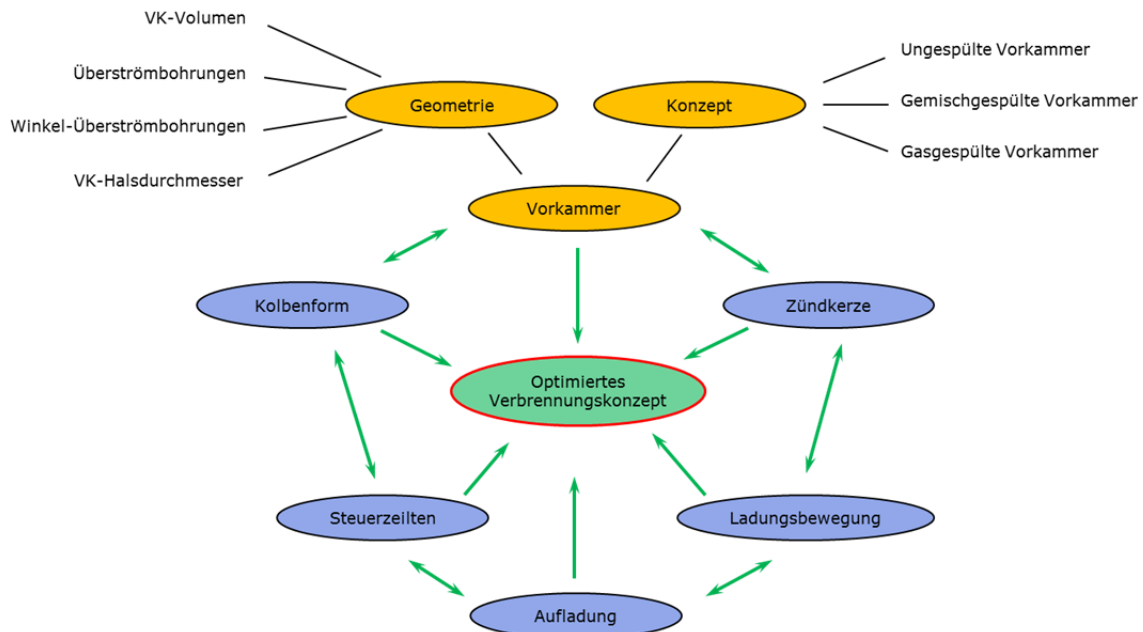


Abbildung 33: Einflussfaktoren auf das Verbrennungskonzept

Die Einflussfaktoren wie Vorkammervolumen, Überströmbohrungen, Winkel der Überströmbohrungen und Vorkammerhalsdurchmesser gelten für ungespülte Vorkammern genauso wie für gemischgespülte Vorkammern. Sie beschränken sich rein auf die Vorkammer. Die in Abbildung 33 gelb eingefärbten Einflussfaktoren auf das Verbrennungskonzept entsprechen den untersuchten Faktoren in dieser Diplomarbeit.

Auf Einflussfaktoren, wie Kolbengeometrie, Ventilsteuerzeiten, Ladungsbewegung, soll im Rahmen dieser Diplomarbeit nicht weiter eingegangen werden. Für ein serienreifes Vorkammerkonzept müssen diese Größen, die einen wesentlichen Einfluss auf die gesamte Verbrennung haben, ebenso berücksichtigt werden. Gerade die Kolbengeometrie und die Ventilsteuerzeiten spielen bei einer Gesamtoptimierung eine wichtige Rolle.

5.4.1 Vorkammervolumen

Das Vorkammervolumen (VK-Volumen) hat einen großen Einfluss auf den gesamten Verbrennungsablauf. Ihm kommt daher eine wichtige Rolle bei der Verbrennungsentwicklung eines Vorkammerkonzeptes zu.

Die Herausforderung bei der Optimierung von Mager-Verbrennungskonzepten für Gasmotoren liegt in der raschen Umsetzung des mageren Gemisches im Hauptbrennraum.

Um eine rasche Umsetzung der Brennstoffmasse erreichen zu können, muss das Luft-Gas-Gemisch mit einer ausreichenden Zündenergie entflammt werden. Je größer das VK-Volumen, desto mehr Energie steht für die Zündung im Brennraum zur Verfügung. Dieser Zündimpuls, ausgehend von der Vorkammer, steigt direkt proportional mit dem VK-Volumen. Je höher der VK-Impuls, desto schneller kann das magere Gemisch im Hauptbrennraum entzündet werden. Ein schnelles Anbrennen des Hauptbrennraumes bringt Vorteile in der Klopfbeständigkeit, Lage der Verbrennung und Emissionsentstehung. Daher sind große Zündimpulse der Vorkammer in dem Hauptbrennraum anzustreben. Der Zündimpuls wird durch die Drucküberhöhung zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum generiert. Mit steigendem Vorkammervolumen steigt diese Drucküberhöhung, da die Brennstoffmasse proportional mit dem Vorkammervolumen zunimmt.

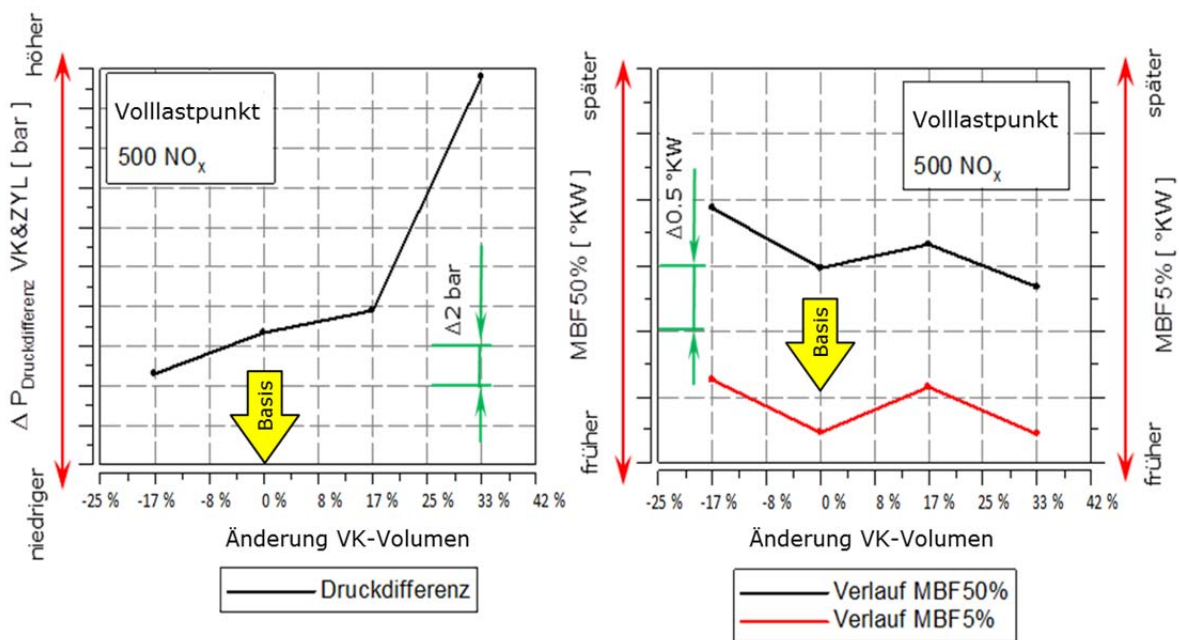


Abbildung 34: Druckdifferenz und Umsatzpunkt mit steigendem Vorkammervolumen

In der Abbildung 34 wird der Anstieg der Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder ($\Delta p_{\text{Druckdifferenz VK\&ZYL}}$) mit steigendem Vorkammervolumen dargestellt. Dieses Diagramm resultiert aus dem Vergleich der Druckdifferenz zwischen Zylinderdruck und Vorkammerdruck von vier ungespülten Vorkammern, die am Einzylinder-Forschungsmotor vermessen worden sind. Bei diesen Vorkammern wurde das

Vorkammervolumen sukzessive um 2 cm³ erhöht. Alle anderen Parameter wurden nicht verändert. Alle Vorkammern wurden bei demselben Betriebspunkt miteinander verglichen (Volllast und 500 NO_x).

Die Tendenz der höheren Druckdifferenz mit steigendem Vorkammervolumen zeichnet sich deutlich ab. Man erkennt, dass mit steigendem Vorkammervolumen die generierte Druckdifferenz steigt.

Auch die Tendenz der früheren Umsatzpunkte kann mit der Vermessung der vier Vorkammern bestätigt werden. Die Abbildung 34 zeigt, dass mit größerem Vorkammervolumen ein früherer Umsatzpunkt der Verbrennung möglich ist.

Zur Betrachtung des Anbrennverhaltens des Hauptbrennraumes kann der MFB5% als Messgröße herangezogen werden. Hier spiegelt sich die Tendenz des größer werdenden Vorkammervolumens in gleichem Maße wieder. Große Zündimpulse bewirken ein frühes Anbrennen des Hauptbrennraumes.

Das VK-Volumen kann nicht beliebig vergrößert werden, da zu große VK-Volumina negative Einflüsse auf den Verbrennungsablauf ausüben. Mit steigendem Vorkammervolumen steigt die Betriebstemperatur der Zündkerze. Hohe Zündkerzentemperaturen verringern die Lebensdauer der Zündkerze. Grund hierfür ist, dass in großen VK mehr Brennstoffmasse umgesetzt wird, die zu einem Anstieg der globalen Vorkammertemperatur führt. Diese Temperaturerhöhung hat auch eine höhere Wandtemperatur der Vorkammer zur Folge, die Ursachen für Glühzündungen sein können.

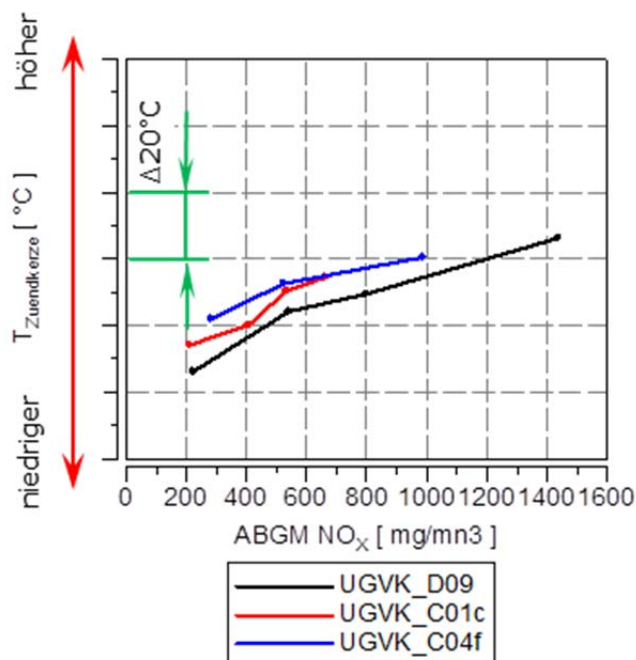


Abbildung 35: Zündkerzentemperatur

Die Abbildung 35 bestätigt die Aussage der höheren Zündkerzentemperatur mit steigendem Vorkammervolumen. Dieses Diagramm entstand aus einer Kennfeldvermessung von drei ungespülten Vorkammern mit unterschiedlichen Vorkammervolumen. In diesem Diagramm stellt die schwarze Linie das kleinste

Vorkammervolumen dar und die blaue Line stellt das größte Vorkammervolumen. Bei dieser Messung wurde mit einem Thermolement die Sechskant-Temperatur der Zündkerze gemessen. Mit steigendem NO_x erkennt man allgemein einen Anstieg der Zündkerzentemperatur. Eine höhere NO_x Emission bedeutet die Verbrennung eines Gemisches mit niedrigerem λ , das die Verbrennungstemperatur steigen lässt. Die Vorkammer (VK-3) hat wie erwartet die höchste Zündkerzentemperatur, darunter befindet sich die Vorkammer VK-2. Da die VK-2 und VK-3 Vorkammern ein kleineres fahrbares Kennfeld besitzen, konnten Temperaturmessungen bei höheren NO_x Emissionen, wegen Klopfgefahr, nicht durchgeführt werden.

Aus diesen thermodynamischen Zusammenhängen ist ersichtlich, dass die richtige Wahl des VK-Volumens die Voraussetzung für eine optimale Verbrennung darstellt. Für die weitere Optimierung von Vorkammern kann die grundlegende Untersuchung des Vorkammervolumens herangezogen werden. Den Ergebnissen nach ist ein Vorkammervolumen der VK-2 eine gute Basis für weitere Entwicklungen von ungespülten Vorkammern, da diese Vorkammer gute Drucküberhöhung generieren kann und einen frühen Umsatzpunkt aufweist. Die VK-3 Vorkammer erreicht eine höhere Druckdifferenz als die VK-2 Vorkammer, hat aber nur geringere Vorteile bei der Umsetzung des Brennstoffes. Die geringfügig frühere Lage des MFB50%, kann den Nachteil der hohen Zündkerzentemperatur der VK-3 nicht kompensieren. Somit scheiden Vorkammervolumina, die größer als VK-3 sind, für eine weitere Optimierung aus. Die VK-1 Vorkammer weist eine sehr geringe Zündkerzentemperatur auf und wird für die weitere Optimierung herangezogen. Die spätere Lage des MFB50% kann durch eine Verringerung der Überströmbohrungsdurchmesser kompensiert werden.

5.4.2 Durchmesser der Überströmbohrungen und Bohrungsanzahl:

Bei der ungespülten und gemischgespülten Vorkammer ist die Auslegung der Überströmbohrungen von großer Bedeutung, da diese einen wesentlichen Einfluss auf den Verbrennungsablauf ausübt.

Die Überströmbohrungen bestimmen die Gemischzusammensetzung zum Zündzeitpunkt. Je kleiner die Überströmbohrungen sind, desto weniger Frischladung wird vom Hauptbrennraum in die Vorkammer geschoben. Bei der gemischgespülten Vorkammer können die Bohrungen, bezogen auf die Gemischzusammensetzung zum ZZZP, etwas kleiner ausgeführt werden als bei der ungespülten Vorkammer, da bei der letzteren Vorkammer keine zusätzliche Frischladung in die Vorkammer gelangt.

Der Massenstrom des einströmenden Gemisches aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer, beeinflusst das Strömungsfeld im Zündkerzenbereich sehr stark. Dieser Einfluss ist auch von Bedeutung für die gemischgespülte Vorkammer. Kleine Bohrungsdurchmesser spülen den Zündkerzenbereich nicht optimal aus, so dass ein hoher Restgasgehalt auftritt.

Auch das Einströmverhalten der Frischladung in die Vorkammer wird von den Überströmbohrungen beeinflusst. So zeigt sich, dass eine drallbehaftete Strömung die Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze verringert. Durch eine mit der Zündkerzenachse kongruente Wirbelachse, können in der Vorkammerwandnähe hohe Geschwindigkeiten und im Zündkerzenbereich geringe Geschwindigkeiten erreicht werden. Somit ist eine Drall-Einströmung in die Vorkammer eine gute Möglichkeit um eine Reduktion der Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze zu realisieren.

Bewirkt wird diese Drallströmung durch tangential um den Vorkammer-Hals angeordnete Überströmbohrungen. Diese Drallentstehung ist in Abbildung 36 für drei verschiedene Vorkammerentwicklungen als 3D-CFD-Simulation dargestellt. Bei der UGVK_D09 sieht man in der Top View den ausgeprägten Strömungswirbel. Die geringeren Geschwindigkeiten im Wirbelzentrum sind auch gut zu erkennen. In diesem Fall wurden die Überströmbohrungen derart ausgelegt, dass der Strömungswirbelmittelpunkt mit der Zündkerzenposition zusammenfällt. Damit wurde eine Reduktion der Zündkerzengeschwindigkeit erreicht. Die Vorkammer GGVK_D09 ist eine Entwicklung des Instituts (LEC). Diese Vorkammer wurde in dieser Diplomarbeit 3D-CFD simuliert und weiter optimiert.

Bei der Vorkammer UGVK_kon_03 wurde bewusst auf tangentielle Überströmbohrungen verzichtet, um somit keine Drallbewegung in der Vorkammer zu erzeugen. In der Top View der 3D-CFD-Simulation ist anhand der dargestellten Streamlines keine Wirbelbildung der Strömung in der Vorkammer feststellbar. Das Resultat ist eine mehr als dreifache höhere Geschwindigkeit in Gegensatz zu der UGVK_D09. Verstärkt wurde diese Strömungsgeschwindigkeitssteigerung durch eine zusätzliche Bohrung, in Form einer Düse, in der Rotationsachse der Vorkammer.

Auch bei der GGVK_D07, wird in der Top View eine gut ausgeprägte Drallbewegung festgestellt. Die tangentielle Anordnung ist eine Vorgehensweise bei der Reduktion von Geschwindigkeiten bei der gemischgespülten Vorkammer.

Es hat sich gezeigt, dass das Einströmverhalten und somit die Gemischbildung in der Vorkammer mehr Einfluss auf die Funktion des Vorkammerkonzeptes hat, als das Ausströmen. Darum sollte bei der Optimierung von Vorkammern der Einströmvorgang von frischer Ladung gründlich untersucht werden [22].

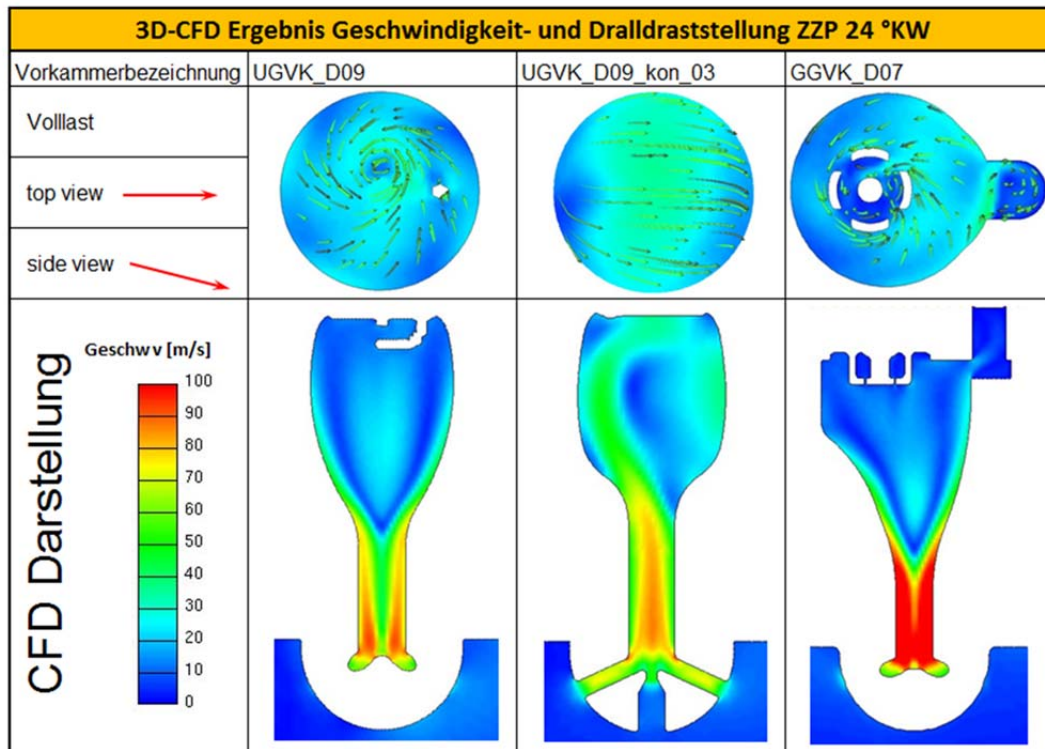


Abbildung 36: Geschwindigkeits- und Dralldraststellung in Vorkammern

Beim Ausströmen spielt der Überströmbohrungsdurchmesser auch eine große Rolle. Je kleiner die Überströmbohrungen, desto höher steigt die Strömungsgeschwindigkeit in den Bohrungen. Diese höhere Geschwindigkeit führt zu einem stärkeren Impulseintrag in den Hauptbrennraum, der zu einem schnelleren Anbrennen des Hauptbrennraumes führt. Durch den höheren Impulseintrag wird die eingebrachte Brennfackellänge in den Hauptbrennraum größer. Damit können größere Bereiche entflammt werden, was mit einer höheren Klopfstabilität und einem besseren Ausbrand verbunden ist.

Bemerkbar machen sich kleinere Überströmbohrungen auch in einem früheren Umsatzpunkt (MFB50%) der Verbrennung. Die Abbildung 37 zeigt die Veränderung der Lage des MFB50% mit Veränderung der Bohrungsdurchmesser. Dieses Diagramm beruht auf Messdaten von drei ungespülten Vorkammern mit gleichem Vorkammervolumen, die sich nur durch ihren Überströmbohrungsdurchmesser unterscheiden. Ausgeführt wurden verschiedene Bohrungsdurchmesser. Ersichtlich ist, dass die Überströmbohrungen mit größeren Durchmessern einen späten Umsatzpunkt aufweisen und somit in der Regel einen schlechteren Wirkungsgrad erreichen. Das Anbrennverhalten der Vorkammern kann mit Hilfe des MFB5% bewertet werden. Ein früherer Umsatzpunkt (MFB50%) setzt ein frühes Anbrennen (MFB5%) des Hauptbrennraumes voraus. Die Lage der Verbrennung bei der Vorkammer mit größerem Bohrungsdurchmesser kommt weit aus später zu liegen. Grund für diesen Verlauf ist das gute Anbrennen der Vorkammer mit größeren Bohrungen durch eine gute Gemischbildung in der Vorkammer. Durch die großen Bohrungen ist aber der Impulseintrag geringer und der MBF50% verschiebt sich deutlich in Richtung spätere Kurbelwinkellagen.

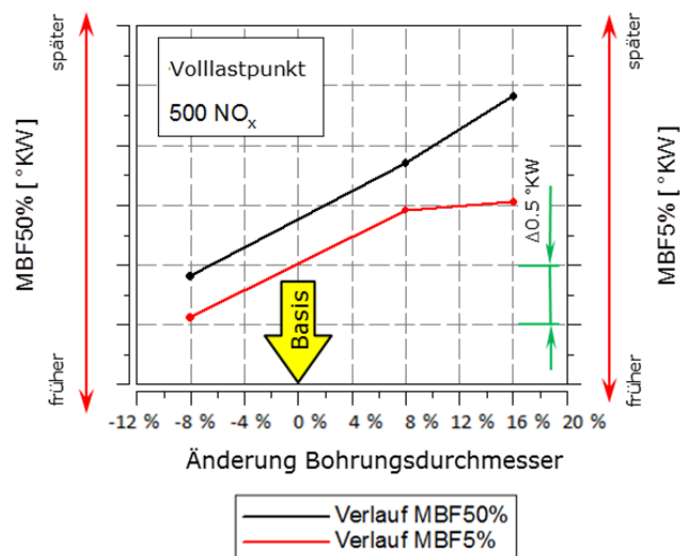


Abbildung 37: Einfluss der Bohrungsdurchmesser auf den MFB50%

Bei der gemischgespülten Vorkammer kann der Effekt kleinerer Überströmbohrungen noch weiter ausgereizt werden, da eine gemischgespülte Vorkammer nicht auf den Spülvorgang über die Überströmbohrungen angewiesen ist.

Kleine Überströmbohrungen bewirken aber nicht nur frühe Umsatzpunkte, sondern können auch zu hohen lokalen Verbrennungstemperaturen im Hauptbrennraum führen.

Damit die NO_x -Emissionen wieder abgesenkt werden können, muss die Verbrennung mit höherem Lambda betrieben werden. Dies führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen, wenn andere Verbrennungsparameter nicht verändert werden. Der Anstieg der HC-Emissionen wirkt sich wiederum negativ auf den Wirkungsgrad der Verbrennung aus, da die unverbrannten Kohlen-Wasserstoffe keinen Anteil an der Verbrennung nehmen.

Der Einfluss der Überströmbohrungen auf die HC-Emission und Lambda zeigt die Abbildung 38. Die Tendenz, dass die Vorkammern mit kleineren Bohrungsdurchmessern mit höherem Lambda betrieben werden, ist auf den ersten Blick nicht gleich zu erkennen. Wird das Ergebnis der Umsatzpunkte von Abbildung 37 miteinbezogen, so kann anhand der beiden Diagramme interpretiert werden, dass durch die größeren Überströmbohrungen die Gemischzusammensetzung nicht optimal vonstatten geht. Darum muss der Motor für einen stabilen Betrieb dieser Vorkammer mit einem etwas höheren Lambda gefahren werden.

Der Anstieg der HC-Emissionen bei kleineren Überströmbohrungen ist die Auswirkung des Betriebes mit höherem Luftüberschuss, da das Luft-Kraftstoff-Gemisch bei der Verbrennung höhere Verluste der unvollkommenen Verbrennung aufweist. Zwar steht dem Verbrennungskonzept mit kleinen Überströmbohrungen ein höherer Zündimpuls zur Verfügung, der das Anbrennen im Hauptbrennraum unterstützt, verliert aber diesen Vorteil wegen des höheren Luftüberschusses.

Den HC-Emissionen kann entgegenwirkt werden, in dem die Ladungsbewegung im Hauptbrennraum erhöht wird.

In der Abbildung 38 stellt die schwarze Linie eine Vorkammer (VK-1) mit den kleinsten Bohrungsdurchmesser und die blaue Linie eine Vorkammer (VK-3) mit den größten Bohrungsdurchmesser dar.

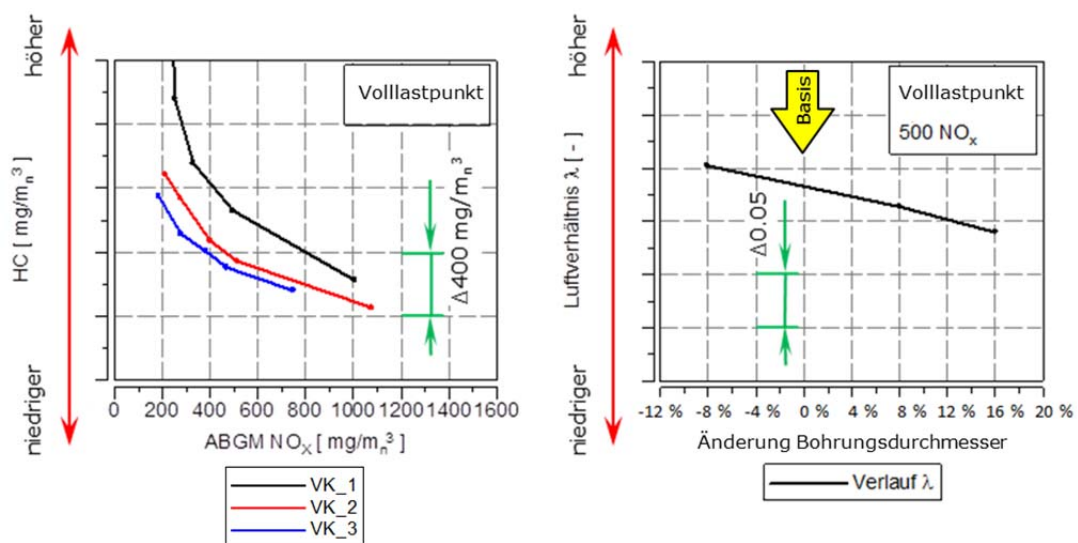


Abbildung 38: HC-Emissionen und Lambda

Diesen Trade Off aus HC-Emissionen Umsatzpunkt (MFB50%) und Gemischzusammensetzung (λ) gilt es zu optimieren. Die grundlegende Untersuchung des Bohrungsdurchmessers zeigt, dass für die weitere Optimierung an Vorkammern, ein Bohrungsdurchmesser in einem Bereich der VK-1 bis maximal VK-2 (rote Linie) anzustreben sind. Bohrungen über der Vk-2 sind mit späten Umsatzpunkten und niedrigeren Wirkungsgraden verbunden. Somit wurden weitere Optimierungen an Vorkammern in dieser Diplomarbeit im Bereich von VK-1 und VK-2 durchgeführt.

Die Erhöhung des Impulseintrages kann auch durch die Reduktion der Bohrungsanzahl durchgeführt werden, da laut der Kontinuitätsgleichung nur der Strömungsquerschnitt verändert werden muss, um die Strömungsgeschwindigkeit zu beeinflussen. Die Wirkung ist in den meisten Fällen die gleiche, wie bei einer Veränderung der Bohrungsdurchmesser.

5.4.3 Halsdurchmesser

Die Variation des Halsdurchmessers hat dieselbe Auswirkung wie eine Variation der Bohrungsdurchmesser. Wird der Halsdurchmesser verkleinert, so wird die Gemischbildung erschwert und das λ in der Vorkammer nimmt ab, was wiederum zu schlechten Zündbedingungen führt. Beim Ausströmen der Brenngase nach dem ZZP wird eine höhere Geschwindigkeit im Hals erreicht, die zu einem höheren Impulseintrag in den Hauptbrennraum führt.

Für ungespülte Vorkammern sollte der Hals wegen der Gemischbildung eher größer ausgeführt werden. Der Impuls kann bei der ungespülten Vorkammer besser über die Überströmbohrungen reguliert werden. Da der Halsbereich einer Vorkammer länger als der Bohrungsbereich ist, hat eine Halsdurchmesserveränderung einen größeren Einfluss auf die Strömungswiderstände. Bei der gemischgespülten Vorkammer kann der Halsdurchmesser wie bei den Überströmbohrungen kleiner gestaltet werden.

In Abbildung 36 kann in der Side View die graphische Darstellung einer 3D-CFD-Simulation der Geschwindigkeit betrachtet werden. Die UGVK_D09 ist eine ungespülte Vorkammer und zeigt geringere Strömungsgeschwindigkeiten im Halsbereich auf, da der Halsdurchmesser größer gestaltet wurde. Bei der GGVK_D07 kann eine Reduktion des Halsdurchmessers wahrgenommen werden. Klar ersichtlich ist, dass die gemischgespülte Vorkammer (GGVK_D07) hohe Geschwindigkeiten im Halsbereich aufweist. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten werden durch die spezielle Form der Vorkammer im oberen Bereich der Vorkammer verringert (starke Diffusor-Wirkung). Diese Art der Vorkammererweiterung kann nur bei der gemischgespülten Vorkammer durchgeführt werden, da schon durch den Spülvorgang (externe Gaseinblasung) ein Gemisch mit niedrigem λ an der Zündkerze vorliegt.

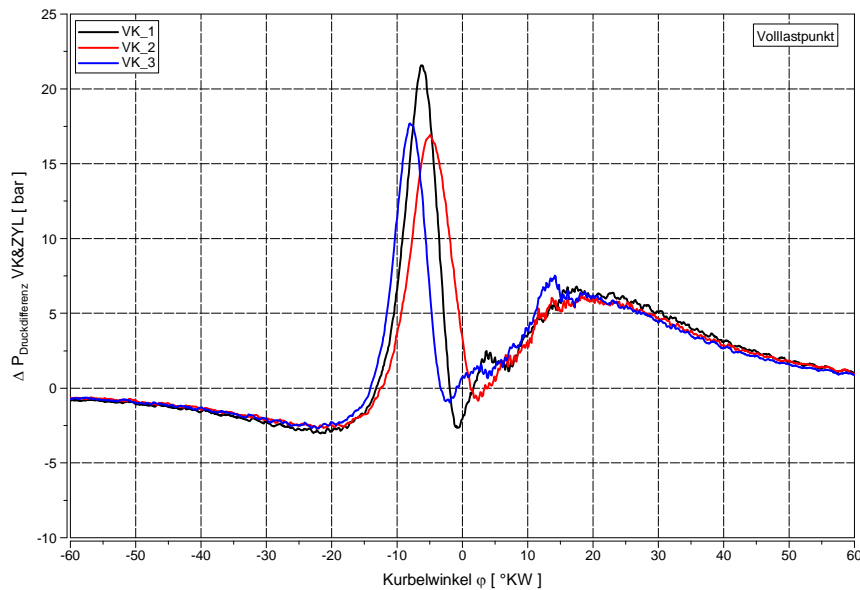


Abbildung 39: Druckdifferenz Vorkammer und Zylinder

Die Abbildung 39 zeigt die erwartete Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum (Zylinder). Die Vorkammer mit der größten Druckdifferenz ist jene Vorkammer mit dem kleinsten Halsdurchmesser, bedingt durch die höheren Strömungswiderstände. In der Abbildung 39 ist die schwarze Linie eine Vorkammer (VK-1) mit dem kleinsten Halsdurchmesser und die blaue Linie (VK-3) mit dem größten Halsdurchmesser.

Schon frühere Untersuchungen haben gezeigt [8], dass Bohrungsdurchmesser und Halsdurchmesser in einem bestimmten Verhältnis vergrößert oder verkleinert werden sollten, um eine optimale Funktion zu garantieren. Ein Erfahrungswert besagt, dass die Halsquerschnittsfläche ca. 1-1.2 % größer sein soll als die Summe aller Bohrungseinströmflächen. Für die weitere Optimierung der Vorkammern wurde dieser Erfahrungswert herangezogen, da dieser in der Vergangenheit schon gute Ergebnisse erzielte.

5.4.4 Vorkammerhöhe

Der Spülvorgang bei der ungespülten Vorkammer ist sehr von deren Geometrie abhängig. Wie schon am Beginn dieses Kapitels beschrieben, strömt die Frischladung aus dem Hauptbrennraum über die Überströmbohrungen in die Vorkammer ein. Der Massenstrom wälzt sich im oberen Bereich der Vorkammer und strömt über der Mitte der Vorkammer zum Vorkammerhals. Die Abbildung 27 beschreibt diesen Vorgang mit Hilfe von Streamlines, die das Strömungsfeld besser sichtbar machen.

Die Drehbewegung im oberen Vorkammerbereich kann durch die Höhe der Vorkammer beeinflusst werden. Im optimalen Fall sollten sich die Strömungsgeschwindigkeiten im Zündkerzenbereich durch teilweise Selbstausschlag verringern. Ist die Strömungsgeschwindigkeit trotzdem zu hoch, kann mit einer größeren Vorkammerhöhe die Geschwindigkeit gesenkt werden. Durch eine höhere Vorkammerhöhe gelangt, aber auch weniger Frischladung in den Zündkerzenbereich. Dies zeigt sich in einem höheren Luftverhältnis, höheren Variationskoeffizienten und in einem späteren

Umsatzpunkt. Die Abbildung 40 zeigt den Einfluss der Vorkammerhöhe auf die eben beschriebenen Parameter. Die Tendenz der Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit mit der Höhe der Vorkammer ist eindeutig ersichtlich. Auch der negative Einfluss auf die anderen Parameter wird gut abgebildet.

Da die Höhe der Vorkammer schon in früheren Untersuchungen optimiert wurde und konstruktiv keine Änderung der Vorkammerhöhe möglich ist, wurde die Vorkammerhöhe der Vorkammer UGVK_D09 weiter verfolgt.

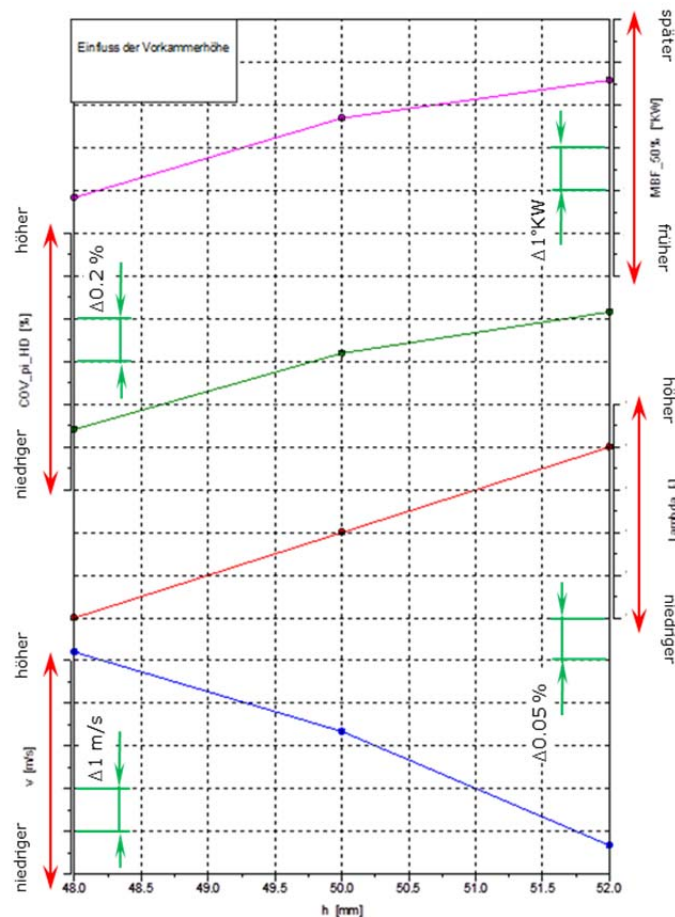


Abbildung 40: Einfluss der Vorkammerhöhe [22]

5.4.5 Winkel der Überströmbohrungen

Die Winkel der Überströmbohrungen bestimmen den Eindringwinkel der Brennfackeln. Dieser muss so gewählt werden, dass die Brennfackeln den Brennraum gut erfassen können. Die Brennfackeln sollen an ihrem Eindringen in den Hauptbrennraum nicht gehindert werden. Die Brennfackeln sollen in den freien Brennraum brennen und nicht an Bauteilwände stoßen. Der optimale Ausströmwinkel ist stark von der Konstruktion des Brennraumes abhängig. Auch unterschiedliche Kolbenformen benötigen andere Ausströmwinkel. Hier zeigte sich bei gleicher Kolbenform und Brennraumgestaltung, dass es einen optimalen Winkel der Überströmbohrungen gibt.

Die Abbildung 41 zeigt unterschiedliche Bohrungswinkelvariation einer 3D-CFD-Simulation. Bei der Vorkammer in der linken Abbildung laufen die Brennfackeln in die Kolbenmulde und entflammen so den Brennraum sehr gut. Die Vorkammer in der

rechten Abbildung, hat eine Brennfackelausbreitung eher in Richtung Zylinderkopf. Durch die Strömungsbedingungen im Brennraum werden die Brennfackeln Richtung Feuerplatte verdrängt. Dies bedeutet einen hohen Wärmeeintrag in den Zylinderkopf, der nicht erwünscht ist. Die Brennfackeln werden in Form der Temperaturverteilung dargestellt.

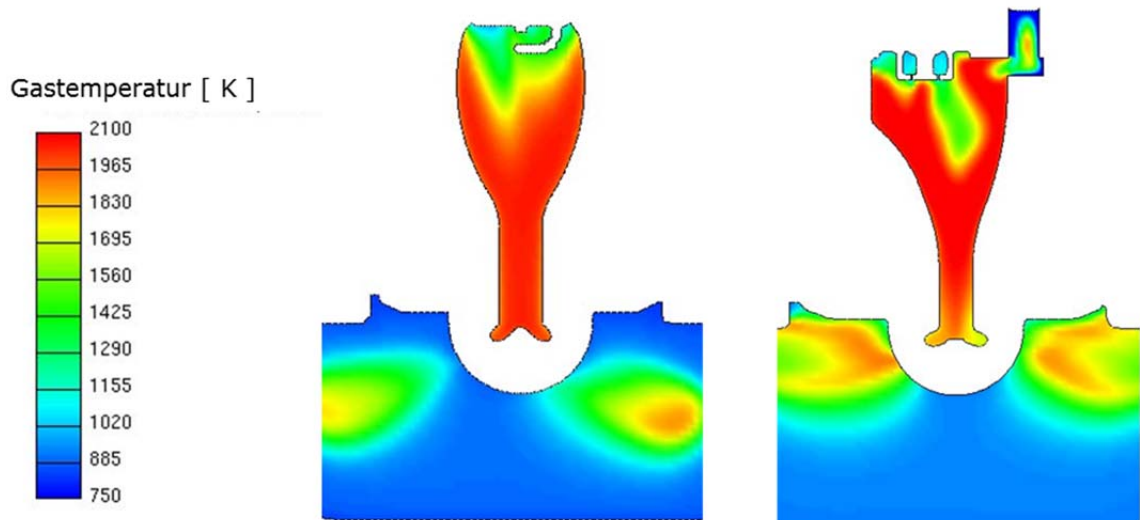


Abbildung 41: Brennfackelwinkel-Variation

6. Bewertungskriterien für die Vorkammeroptimierung

Die 3D-CFD-Simulation stellt ein wesentliches Hilfsmittel bei Vorkammerentwicklungen dar, da anhand der ermittelten Ergebnisse der Ablauf der Verbrennung in der Vorkammer besser verstanden und optimiert werden kann. Durch die Möglichkeit zu jedem Zeitpunkt ($^{\circ}\text{KW}$) physikalische und thermische Größen auszuwerten, können Optimierungsschritte durchgeführt werden, die nur auf Basis von Messtechnik nicht möglich wären. Gerade die Auswertung des Gesamtzustandes in Vorkammer und Brennraum zum Zündzeitpunkt macht Aussagen über den weiteren Verlauf der Verbrennung möglich.

Die 3D-CFD-Simulation liefert eine Vielzahl an Daten, die Aufschluss über den Zustand im Brennraum zu jeden beliebigen Zeitpunkt geben. Es gibt verschiedene Ansätze, um mittels der 3D-CFD-Simulation eine Verbrennungsoptimierung durchzuführen. Die wohl am häufigsten angewendete Methode ist die Vorausberechnung bzw. Vorooptimierung von Verbrennungskonzepten. Hier werden für die Initialisierung meist Messwerte herangezogen. Wie schon in Kapitel 3 beschrieben, sind im Programmpaket AVL FIRE verschiedene Verbrennungsmodelle umgesetzt. Das Verbrennungsmodell wird nach dem Zündzeitpunkt aktiv und muss für eine realistische Aussage mit einer Messung abgestimmt werden. Die Abstimmung der Verbrennungsparameter ist für die Vorausberechnung einer 3D-CFD-Simulation in den meisten Fällen nur mit Annahmen und der Verwendung von Erfahrungswerten aus älteren Berechnungen möglich.

Diese Art der Vorausberechnung mittels 3D-CFD-Simulation wurde in dieser Diplomarbeit näher betrachtet. Es sollte untersucht werden, welche Ausgabewerte der 3D-CFD-Simulation für eine Beurteilung eines neuen Vorkammerkonzeptes herangezogen werden können, ohne eine aufwändige Abstimmung der 3D-CFD-Rechnung mittels Messergebnissen durchführen zu müssen. Ziel war es, anhand von Kriterien eine Beurteilung eines Verbrennungskonzeptes über eine 3D-CFD-Simulation durchführen zu können, ohne Messungen am Forschungsmotor ausführen zu müssen.

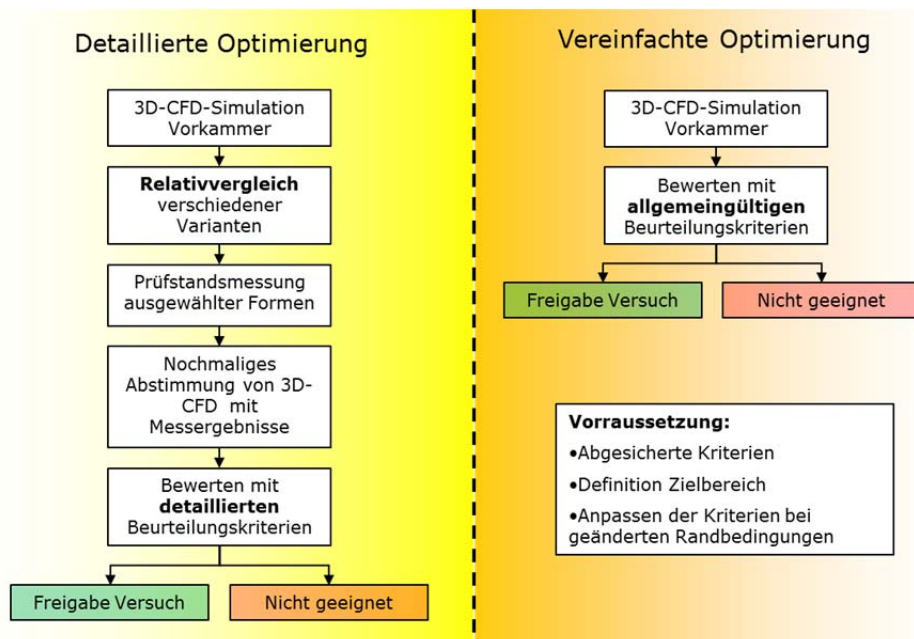


Abbildung 42: Entwicklungskette

Die Abbildung 42 zeigt eine Gegenüberstellung der Entwicklungskette ohne Anwendung der Beurteilungskriterien (links im Bild) und der Entwicklungskette mit Anwendung der Beurteilungskriterien (rechts im Bild).

6.1. Entwicklung eines Beurteilungsverfahrens

Um den Entwicklungsprozess eines neuen Vorkammerkonzeptes zu beschleunigen, ist es sinnvoll, Tendenzen vorab durch die Verwendung von 3D-CFD-Ergebnissen abzuschätzen.

An dieser Stelle der Diplomarbeit muss betont werden, dass eine Beurteilung der 3D-CFD-Ergebnisse ohne Abstimmung der Simulation keine quantitativen Aussagen liefert. Diese Kriterien sollen daher eine Abschätzung ermöglichen, um die Entscheidung für eine Weiterverfolgung eines Verbrennungskonzeptes zu erleichtern.

Die Wahl der Kriterien kann nur im intensiven Vergleich von Messung und 3D-CFD-Simulation gefunden werden. In Abbildung 43 ist schematisch der Entwicklungsprozess eines Brennverfahrens dargestellt. Üblicherweise beginnt die Entwicklungskette mit einer Grundauslegung eines neuen Vorkammerkonzeptes. Sind die geometrischen Daten der Vorkammer definiert, kann mit der Modellimplementierung in die 3D-CFD-Simulation begonnen werden.

Für die 3D-CFD-Simulation sind Inputdaten nötig, wie z.B. Daten für die Initialisierung und Randbedingungen, die aus Messungen oder aus älteren Berechnungen herangezogen werden. Diese Initialisierung beeinflusst das Ergebnis der 3D-CFD-Simulation erheblich, kann aber für die erste Vorausberechnung nicht umgangen werden. Für die Beurteilung der Konzepte in der Entwicklungskette sind die zu Grunde gelegten Kriterien entscheidend, um eine Vorauswahl treffen zu können.

In der Regel werden fünf Kriterien für die Beurteilung herangezogen:

- Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze
- Lambda an der Zündkerze
- Restgasgehalt in der Vorkammer
- Restgasgehalt an der Zündkerze
- Temperatur an der Zündkerze

Die Werte für diese Kriterien werden kurz vor Zündzeitpunkt den 3D-CFD-Ergebnissen entnommen. Man erkennt, dass diese Kriterien fast ausschließlich auf den Bereich der Zündkerze beschränkt sind und die Werte von der zeitlichen Abfolge auf den Bereich vor der Aktivierung des Verbrennungsmodelles betrachtet werden. Die fünf Kriterien haben einen großen Einfluss auf den weiteren Verbrennungsablauf und haben dadurch eine dominante Aussagekraft.

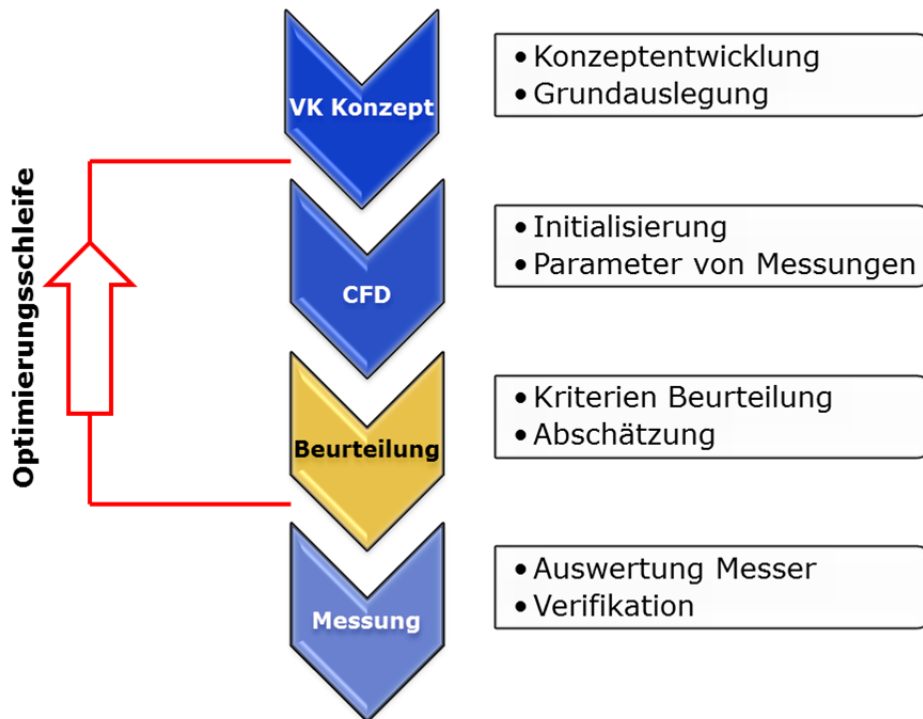


Abbildung 43: Optimierungsprozess Vorkammerentwicklung

Die Suche nach neuen Beurteilungskriterien soll einerseits den Entwicklungsprozess verkürzen, da Optimierungsschleifen verringert werden und soll andererseits die Aussagekraft der 3D-CFD-Simulation qualitativ verbessern.

Um das Potential von verschiedenen 3D-CFD-Größen abschätzen zu können, müssen die Ergebnisse der Simulation die gleich Tendenz wie die Messung aufweisen.

In Abbildung 44: wird die Vorgehensweise der Kriterienbeurteilung dargestellt. Die Vorgehensweise wurde aus drei Bereichen aufgebaut. Aus den Bereichen Messergebnisse und 3D-CFD-Simulation soll sich der Bereich Beurteilungskriterien 3D-CFD-Simulation ergeben. Diese drei Bereiche interagieren miteinander.

Die grünen Pfeile stellen die Vorgehensweisen dar, die notwendig sind, um relevante Kriterien zu erhalten. Im ersten Schritt muss eine 3D-CFD-Simulation mittels Prüfstandsmessdaten abgeglichen werden. Die Initialisierung mit bekannten Werten soll eine Basis für alle weiteren 3D-CFD-Simulationen schaffen und wird für alle 3D-CFD-Rechnungen unverändert angewendet. Die vollständige Beschreibung der Randbedingungen und Initialwerte kann dem Kapitel 3 entnommen werden. Diese Vorgehensweise der einmaligen Initialisierung von Messergebnissen kann nur deshalb durchgeführt werden, da sich die Vorkammerkonzepte bezüglich Randbedingungen und Initialisierungen nur geringfügig voneinander unterscheiden.

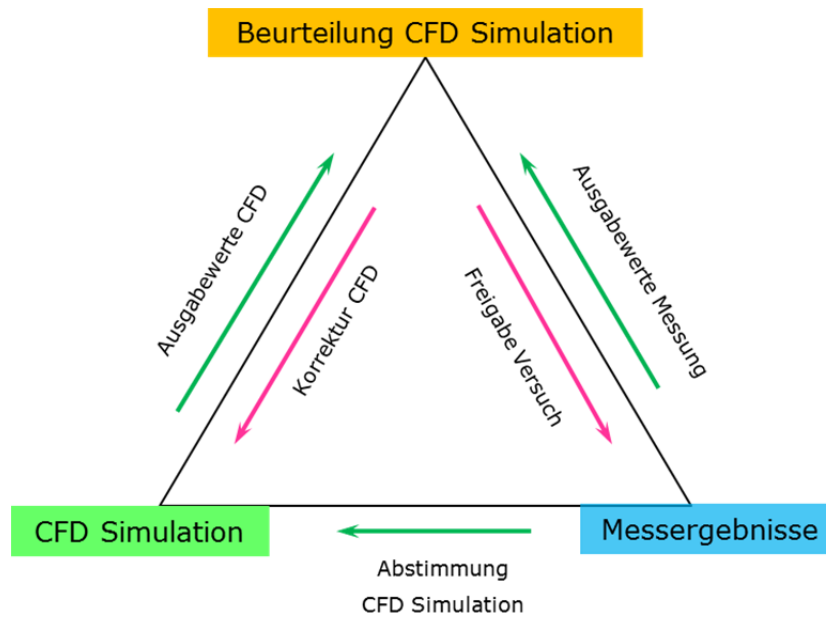


Abbildung 44: Vorgehensweise zur Bestimmung von Beurteilungskriterien

Im zweiten Schritt werden die Ausgabewerte der 3D-CFD-Simulation mit den Messergebnissen verglichen. Zeichnet sich für eine bestimmte 3D-CFD-Ausgabegröße die gleiche Tendenz ab wie für eine Größe aus den Prüfstandsmessdaten, so kann diese Größe als relevantes Kriterium herangezogen werden. Die Input-Daten der verschiedenen Bereiche sind grün dargestellt.

Als Ergebnis sollen die Beurteilungskriterien einerseits Korrekturdaten für eine verbesserte 3D-CFD-Simulation liefern und andererseits eine Beurteilung ermöglichen, die entscheidet, ob diese Vorkammerkonzepte weiter auf den Prüfstand untersucht werden sollen. Die Output-Daten wurden mit magentafarbenen Pfeilen gekennzeichnet. Ebenfalls ist mit diesen Kriterien eine Analogie-Bildung der verschiedenen 3D-CFD-Simulationen möglich.

Einen direkten Vergleich von 3D-CFD-Ergebnissen mit den Prüfstandsmessergebnissen ist in den meisten Fällen nicht möglich. Messergebnisse des Prüfstands sind meistens Daten, die aus Ergebnissen von verschiedenen Zustandsgrößen resultieren. Da keine Abstimmung der Verbrennungsmodelle durchgeführt wird, können die Brenn- oder Druckverläufe als Kriterien nicht direkt herangezogen werden. Vielmehr muss in erster Linie untersucht werden, welche grundlegenden Faktoren eines Vorkammerbrennverfahrens den Verbrennungsablauf beeinflussen. Diese Einflusskriterien wurden in Kapitel 5.4 beschrieben. Die Kriterien sollen aus diesen Grundlagenuntersuchungen festgelegt werden. Dazu müssen die vermessenen Vorkammern 3D-CFD simuliert und anschließend miteinander verglichen werden. Dazu ist es wichtig, die Randbedingungen bei der Messung und 3D-CFD-Simulation für alle Vorkammern gleich zu definieren.

6.2. Kriteriendefinition

Um eine 3D-CFD-Simulationsgröße als Beurteilungskriterium heranziehen zu können, müssen die Tendenzen zwischen 3D-CFD-Simulation und Messung übereinstimmen. Der Vergleich von absoluten Werten ist ohne genau Abstimmung der Simulation nicht zielführend, da in der Regel die Beträge von Messgrößen und 3D-CFD-Simulation voneinander abweichen. Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden aus insgesamt 50 Größen, die aus Mess- und Simulationsergebnissen von 17 Vorkammern abgeleitet wurden, Zusammenhänge und Trends ermittelt.

Untersuchte Vorkammervarianten	
Nummer	Vorkammerbezeichnung
1	E03_ti_2
2	E03_ti
3	E03_ti_1
4	C03b
5	C01b
6	C04b
7	C05b
8	UGVK9ccm_D09
9	C01c
10	UGVK9ccm_D09_kon_1
11	UGVK9ccm_D09_kon_5
12	GGVK9ccm_D05
13	GGVK9ccm_D07
14	GGVK9ccm_D17
15	GGVK12ccm_D01
16	GGVK12ccm_D02
17	GGVK12ccm_D03

Abbildung 45: Vorkammerübersicht, Werte bezogen auf die Basisvorkammer

Die Abbildung 45 zeigt eine Übersicht der Vorkammern, die für die Kriteriendefinition herangezogen wurden. Es werden die generellen Einflussgrößen der Vorkammergeometrie, wie Bohrungsvariation und Volumsvariation, untersucht, um Grundtendenzen zwischen Messung und Simulation ableiten zu können. Zusätzliche Vorkammergeometrien sollen als Datenbasis für eine Abschätzung des optimalen Kriterienbereiches fungieren. Für die Kriteriendefinition zeigte sich, dass die Veränderung der generellen Einflussgrößen (Überströmbohrungsdurchmesser und Vorkammervolumen) eindeutige Trends ergeben. Daher wurden für die Definition der Kriterien solche Vorkammern herangezogen. Die in diesem Kapitel dargestellten Diagramme wurden auf die Basis-Vorkammer bezogen und besitzen einheitenlose Achsen.

Die Abbildung 46 zeigt den Zusammenhang zwischen Umsatzpunkt (MFB50%) und der Geschwindigkeit an der Zündkerze von Messung und 3D-CFD-Simulation. Jeder Datenpunkt entspricht einer Vorkammer. Eine eindeutige Tendenz ist nicht abzuleiten. Betrachtet man geometrisch ähnliche Vorkammern, wie z.B. die Vorkammern der Bohrungsvariation (E03_ti,E03_ti1 und E03_ti2), so ist der Trend festzustellen, dass mit höheren Geschwindigkeiten an der Zündkerze zeitigere Umsatzpunkte der Verbrennung erreicht werden. Diese Tendenz lässt sich auch an den Vorkammern der Volumsvariation nachvollziehen (C03b, C04b, C01b und C05b). Betrachtet man die gemischgespülten Vorkammern getrennt von den ungespülten Vorkammern, so zeichnet sich auch hier diese Tendenz ab. Aus dieser Erkenntnis kann nun abgeleitet werden, dass eine separate Betrachtung der Vorkammergeometrien für die Definition der Beurteilungskriterien notwendig ist.

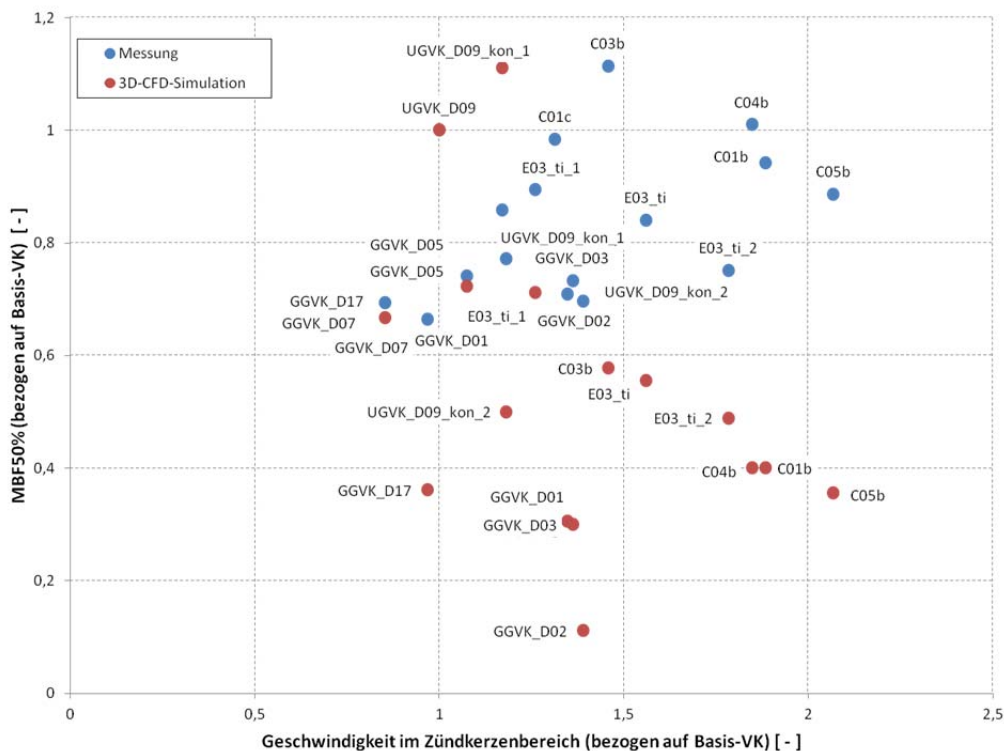


Abbildung 46: Daten Basis

Durch die unterschiedlichen Eigenschaften der verschiedenen Vorkammerkonzepte müssen in erster Linie ungespülte und gemischgespülte Vorkammern bei der Betrachtung getrennt werden. In Abbildung 47 wurden ungespülte Vorkammern auf den Einfluss der turbulenten kinetischen Energie (TKE) bezogen auf den Umsatzpunkt (MFB50 %) betrachtet. Verglichen werden die Messergebnisse (blau dargestellt) mit den Ergebnissen aus der Simulation (rot dargestellt). Fügt man nun allen Messergebnissen eine Trendlinie hinzu, so wird ersichtlich, dass die Tendenz des MFB 50% über die TKE für Messung und 3D-CFD-Simulation nicht gleich sind. Demnach kann die Größe TKE nicht als Beurteilungskriterium herangezogen werden. Separiert man nun die Betrachtung der TKE auf geometrisch ähnliche Vorkammern, so kann sehr wohl die gleiche Tendenz wie bei der 3D-CFD-Simulation festgestellt werden. Die rot-unterbrochenen Linien zeigen die Trendfunktionen von Vorkammern mit ähnlicher

Geometrie. Diese Vorgangsweise wurde mit allen 50 Simulationsergebnissen und Messergebnissen für die 17 Vorkammern durchgeführt und auf Schlüssigkeit der Trendverläufe von Messung und Simulation untersucht.

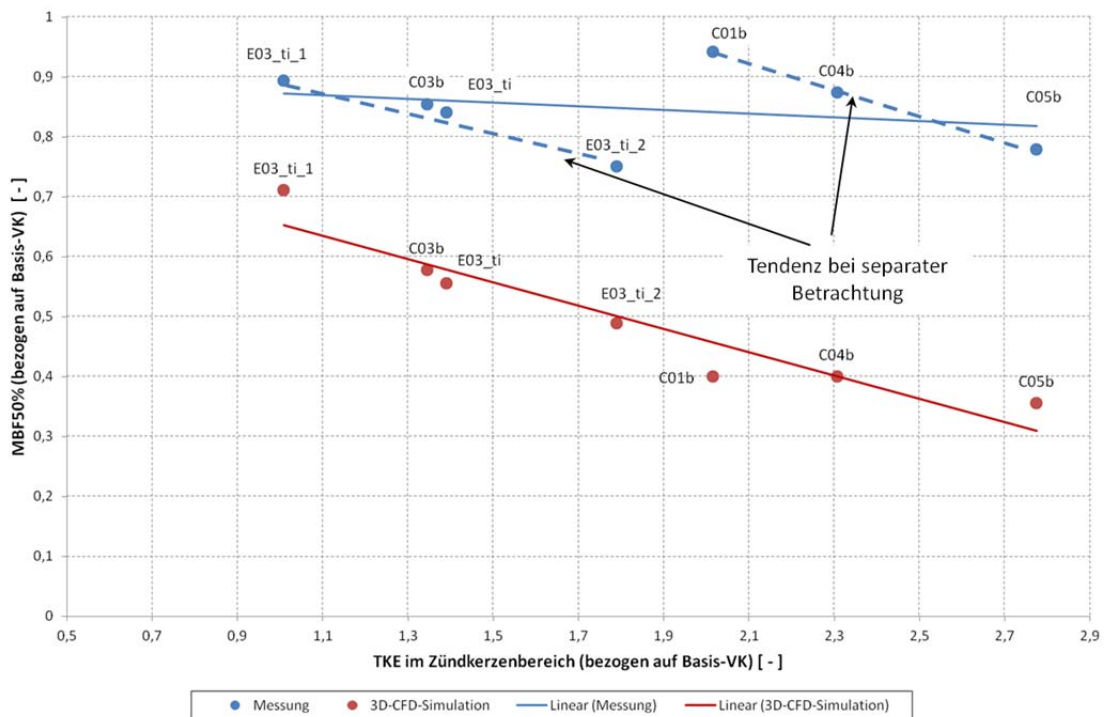


Abbildung 47: Trendverlauf getrennter Vorkammerbetrachtung

6.2.1 Geschwindigkeit an der Zündkerze

Die Vorgehensweise der Kriteriendefinition soll anhand der Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze erklärt werden. Für alle weiteren Kriterien wurde die gleiche Vorgehensweise angewendet.

Die Geschwindigkeit an der Zündkerze ist eine 3D-CFD-Simulationsgröße die durch Mittelung der Geschwindigkeit in einem definierten Volumen nahe der Zündkerze ausgewertet wird (siehe Abbildung 48).

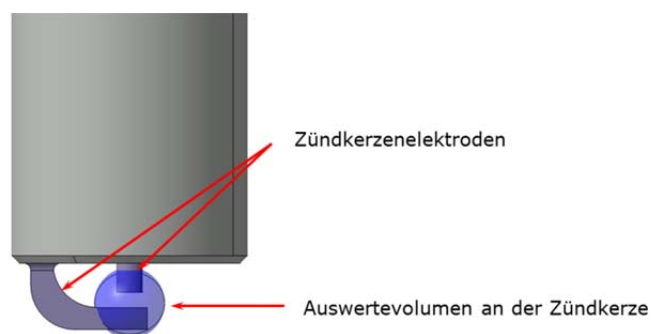


Abbildung 48: Auswertevolumen an der Zündkerze

Hohe Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze bewirken in der Regel eine gute Ausbreitung der Flammenfront und somit einen guten Verbrennungsablauf. Werden die Geschwindigkeiten zu hoch, so wird das Anbrennverhalten schlechter. Bei zu hohen Geschwindigkeiten wird der Zündfunke zwischen den Zündkerzenelektroden ausgelenkt oder sogar abgerissen. Dies wirkt sich negativ auf die Verbrennung aus.

Des Weiteren erhöht sich mit steigender Strömungsgeschwindigkeit der Verschleiß der Zünderlektroden. Daher ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze ein wichtiges Kriterium für die Beurteilung der 3D-CFD-Simulation.

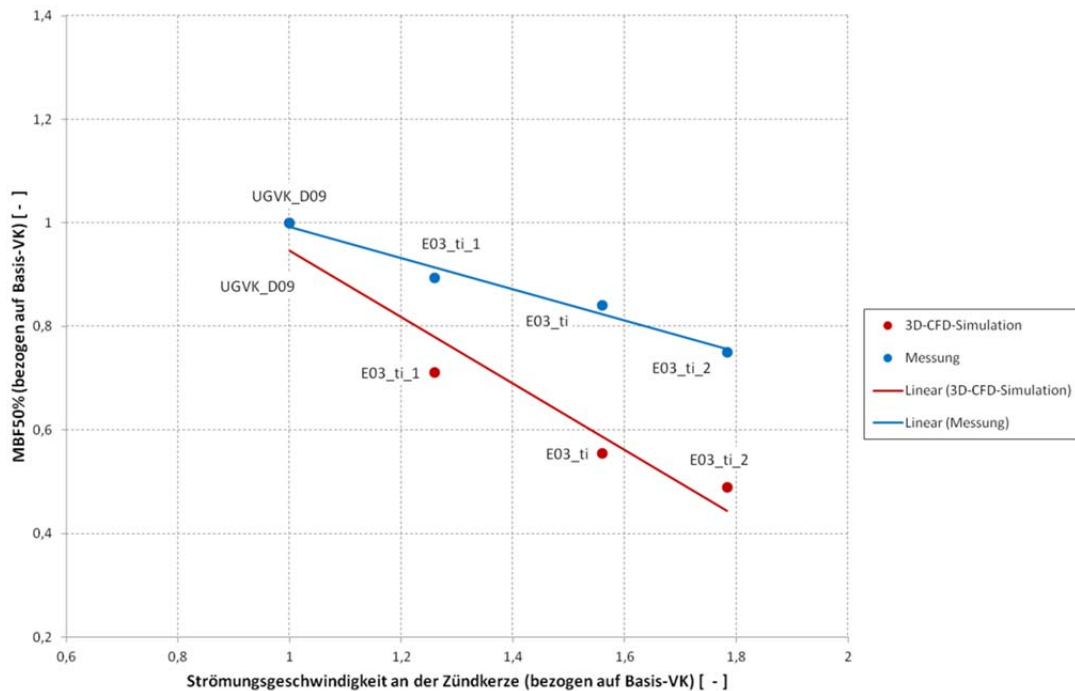


Abbildung 49: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze

Die Strömungsgeschwindigkeit im Brennraum kann durch Messungen nicht bestimmt werden. Ein Abgleich ist daher nicht möglich. Eine höhere Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze führt aber zu einem besseren Anbrennverhalten und somit zu einer früheren Lage des Umsatzpunkts MFB50%. Es kann daher, mittels Gegenüberstellung, der Umsatzpunkt von Simulation und Messung die Geschwindigkeit an der Zündkerze als Beurteilungskriterium herangezogen werden.

Die Abbildung 49 zeigt die Gegenüberstellung der Umsatzpunkte von Messung und Simulation, bezogen auf die Geschwindigkeit an der Zündkerze, für verschiedene ungespülte Vorkammern. Es ist zu erkennen, dass sich mit steigender Zündkerzengeschwindigkeit der Umsatzpunkt in frühere °KW-Bereiche verschiebt. Diese Tendenz zeichnet sich in der Messung und in 3D-CFD-Simulation ab. In Abbildung 49 sind die Trendlinien des MFB50% über die einzelnen Vorkammern dargestellt. Die Trendlinie der 3D-CFD-Simulationsergebnisse (rote Linie) zeigt eine stärkere Steigung als die Trendlinie der Messung (blaue Linie). Das verwendete Verbrennungsmodell bei der 3D-CFD-Simulation interpretiert eine gesteigerte Strömungsgeschwindigkeit mit einem schnelleren Anbrennverhalten. Der Einfluss des Zündfunkenabrisses oder der starken Zündfunkenauslenkung wird in diesem

Verbrennungsmodell nicht berücksichtigt. Daher ist der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit bei der Simulation stärker ausgeprägt.

Die Einflussgröße Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze kann demzufolge als Beurteilungskriterium herangezogen werden. Um diese Größe als Kriterium anwenden zu können, muss zusätzlich ein optimaler Wertebereich definiert werden, in dem eine gute Funktion der Vorkammer erwartet wird. Dazu werden alle vermessenen Vorkammern mit ihren Messergebnissen ausgewertet.

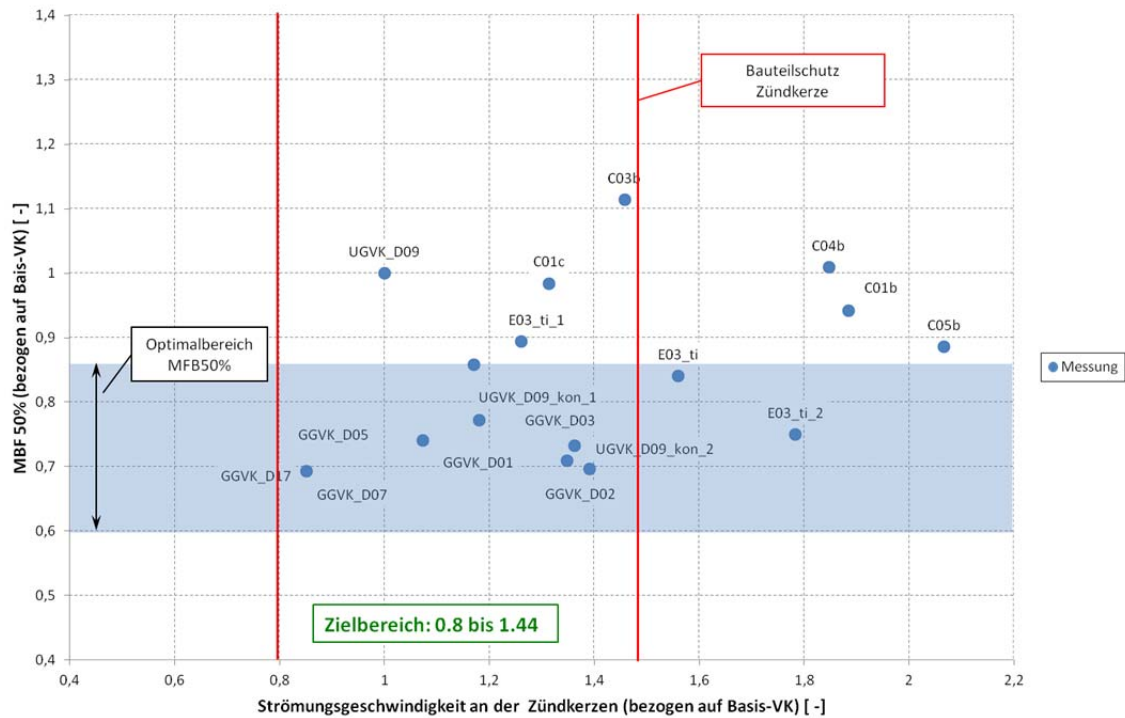


Abbildung 50: Zielbereichsdefinition Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze

In Abbildung 50 sind die Messergebnisse des MFB50% über die Geschwindigkeit an der Zündkerze dargestellt. Die Lage des gemessenen Umsatzpunktes MFB50% wird als Maß der Funktionalität der Vorkammer herangezogen. Das optimale Kurbelwellenfenster ist in einem bestimmten Bereich definiert [22]. In dieser Bandbreite sollte der MFB50% des jeweiligen Vorkammerkonzeptes liegen, um gute Wirkungsgrade zu erzielen. Dieser Bereich wurde in Abbildung 50 blau hinterlegt. Der Bereich der Kriteriumsgröße wird mit senkrechten roten Linien begrenzt.

Die untere Grenze für dieses Kriterium ist eine konzeptbedingte Grenze, da sich Strömungsgeschwindigkeiten unter 0.8 für dies Art von Vorkammern nicht einstellen. Die obere Grenze wird nicht durch die Lage des MFB50 % bestimmt, sondern durch den Bauteilschutz der Zündkerze festgelegt. Die Obergrenze wird von der Motorenherstellerseite angegeben. Somit kann für das Kriterium Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze der Zielbereich von 0.8 bis 1.44 festgelegt werden. Die gewählte Zielbereichsdefinition erfolgt rein empirisch und kann nicht auf berechnete Absolutgrößen gestützt werden.

6.2.2 Luftverhältnis λ an der Zündkerze

Das Luftverhältnis λ an der Zündkerze ist ein wichtiges Kriterium für die Beurteilung von Vorkammerkonzepten. Sie kann mittels 3D-CFD-Simulation ermittelt werden.

Hier wird derselbe Bereich, wie bei dem Kriterium Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze, erfasst und ausgegeben (Abbildung 48, blau markierter Bereich).

Niedrige Luftverhältnisse an der Zündkerze bewirken ein gutes Anbrennverhalten der Vorkammer und sind die Grundlage für eine gut ablaufende Vorkammerverbrennung.

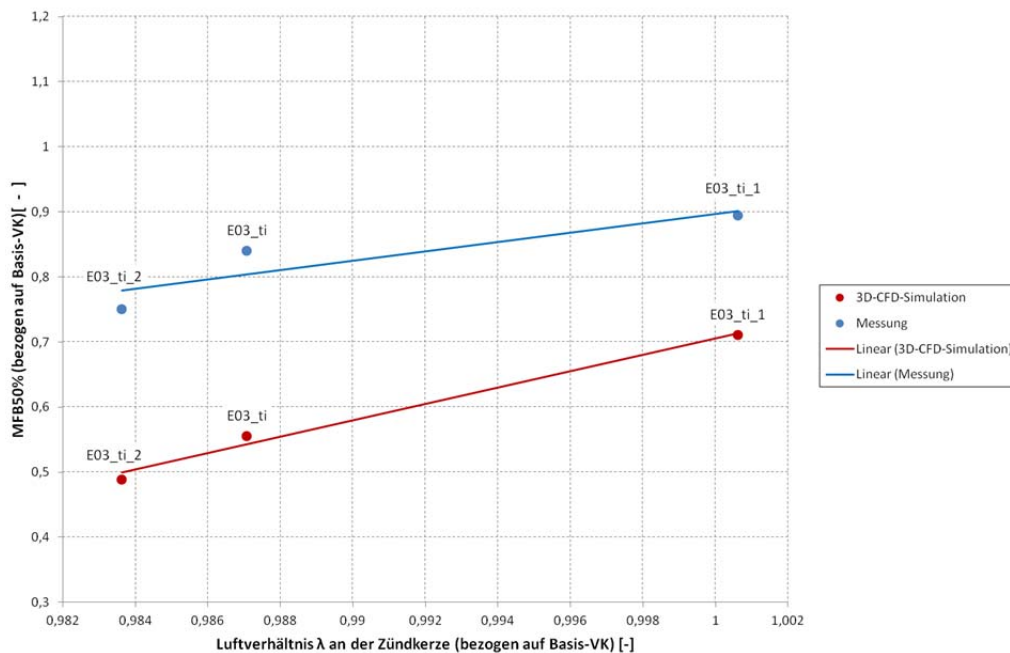


Abbildung 51: Einfluss Luftverhältnis an der Zündkerze auf den MFB50%

Die Abbildung 51 zeigt die Abhängigkeit des Umsatzpunktes MFB50% von dem Luftverhältnis an der Zündkerze. Ein geringes Luftverhältnis im Zündkerzenbereich bewirkt ein schnelles anbrennen der Vorkammer. Durch die rasche Brennstoffumsetzung in der Vorkammer wird auch der Hauptbrennraum früher entflammt und der Umsatzpunkt wird in frühere °KW Bereiche verschoben. Die Tendenz der früheren Umsatzpunkte bei niedrigem Luftverhältnissen und damit fettem Gemisch an der Zündkerze wird von Messung und Simulation gut wieder gespiegelt. Somit kann das Luftverhältnis an der Zündkerze als Kriterium für die Beurteilung der Funktionalität herangezogen werden.

Für die Bestimmung des Zielbereiches wird der gemessene MFB50% von allen 17 untersuchten Vorkammern mit dem Luftverhältnis an der Zündkerze verglichen. Der MFB50% beschreibt die erste Phase der Verbrennung.

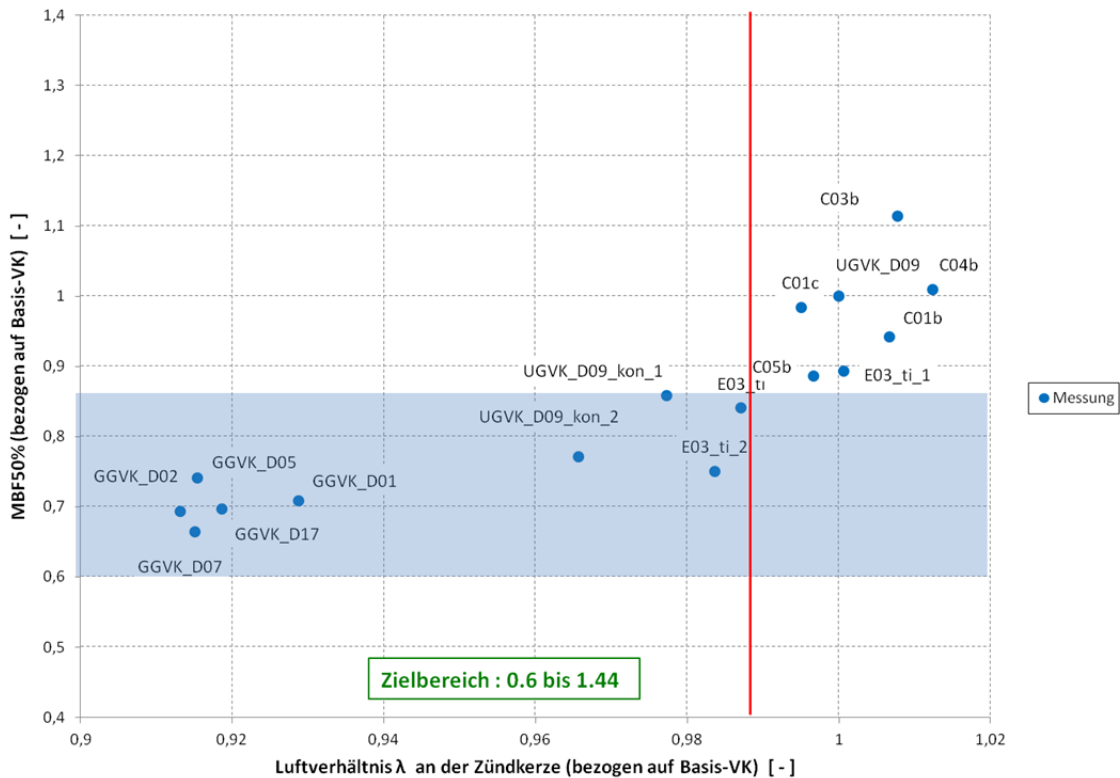


Abbildung 52: Zielbereichsdefinition Luftverhältnis an der Zündkerze

Die Abbildung 52 stellt den gemessenen MFB50% über das Luftverhältnis an der Zündkerze aus der 3D-CFD-Simulation dar. Höhere Luftverhältnisse bewirken ein verzögertes Anbrennen der Vorkammer. Dieser Trend wird durch die Messergebnisse bestätigt. Der Unterschied zwischen den Konzepten ungespülter Vorkammer und gemischgespülter Vorkammer wird in diesem Diagramm auch ersichtlich. So weisen ungespülte Vorkammern höhere Luftverhältnisse auf, als gemischgespülte Vorkammern. Der blau eingefärbte Bereich in der Abbildung 52 zeigt einen Richtwert für die Lage des MFB50%. Liegt der MFB50% einer Vorkammer im definierten Bereich, so kann von einer günstigen Lage des MFB50 % ausgegangen werden. Bei einem Luftverhältnis (bezogen auf die Basis-Vorkammer) von über 1.44 steigt die Lage des MFB50% stark an. Mittels dieser Argumentation kann für den Zielbereich des Kriteriums Luftverhältnis an der Zündkerze ein Bereich von kleiner 1.44 festgelegt werden.

6.2.3 Temperatur an der Zündkerze

Die Temperatur an der Zündkerze ist ein 3D-CFD-Ergebnis, das aus dem Auswertevolumen laut Abbildung 48 abgeleitet wurde. Sie repräsentiert die Gastemperatur um die Zündkerzenelektroden.

Die Temperatur an der Zündkerze spielt eine wichtige Rolle für die ablaufende Reaktionskinetik bei der Verbrennung und beeinflusst damit den Zündverzug. Die Reaktionskinetik ist abhängig von der Konzentration der beteiligten Spezies, von der Anwesenheit von Katalysatoren, Inhibitoren und von der Temperatur. Der Geschwindigkeitskoeffizient der Reaktionskinetik kann durch den Arrhenius-Ansatz entsprechend Gleichung (21) beschrieben werden [15].

$$k = A_{kon} \cdot e^{-E_a/(R_m \cdot T)} \quad (21)$$

k :	Geschwindigkeitskoeffizient Reaktionskinetik	[verschieden]
A_{kon} :	Konstante	[-]
E_a :	Aktivierungsenergie	[J/kmol]
R_m :	Allgemeine Gaskonstante	[J/kmol K]
T:	Temperatur	[T]

Anhand des Arrhenius Ansatzes kann man den nichtlinearen Temperatureinfluss der Reaktionskinetik erkennen. Die Reaktionskinetik hat auch einen großen Einfluss auf den Zündverzug.

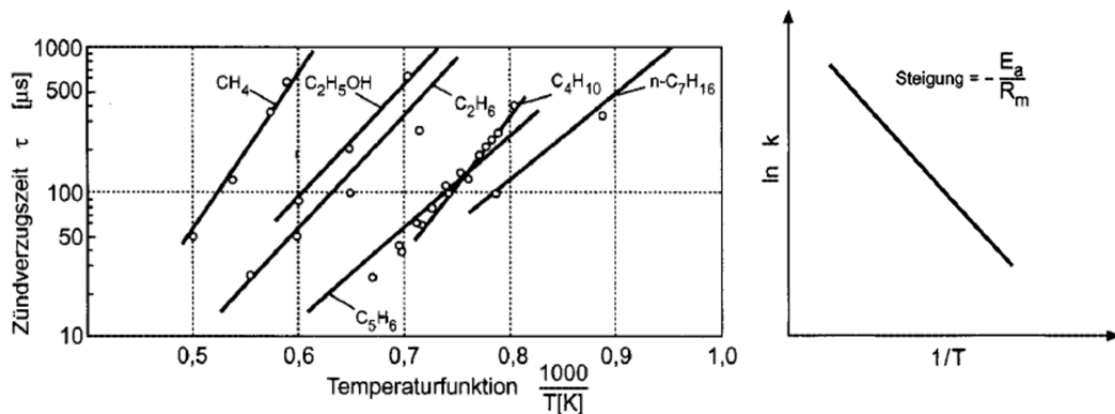


Abbildung 53: Einfluss der Temperatur auf Zündverzugszeit und Geschwindigkeitskoeffizienten der Reaktionskinetik [15]

Die Abbildung 53 zeigt den Einfluss der Temperatur auf den Zündverzug von verschiedenen Kraftstoffen. Alle Kraftstoffe zeigen die Tendenz, dass mit steigender Temperatur die Zündverzugszeit sinkt. Grund für diesen Trend ist die Zunahme des Geschwindigkeitskoeffizienten mit steigender Temperatur. Dies führt zu einer Beschleunigung der ablaufenden Prozesse.

Höhere Temperaturen im Zündkerzenbereich führen aber auch zu starken Verschleißerscheinungen an der Zündkerze und müssen daher vermieden werden. Eine Zündkerzentemperatur von mehr als 220 °C sollte nach Herstellerangaben nicht erreicht werden. Die Messung erfolgt dabei am Sechskant der Zündkerze, wie in Abbildung 55 dargestellt.

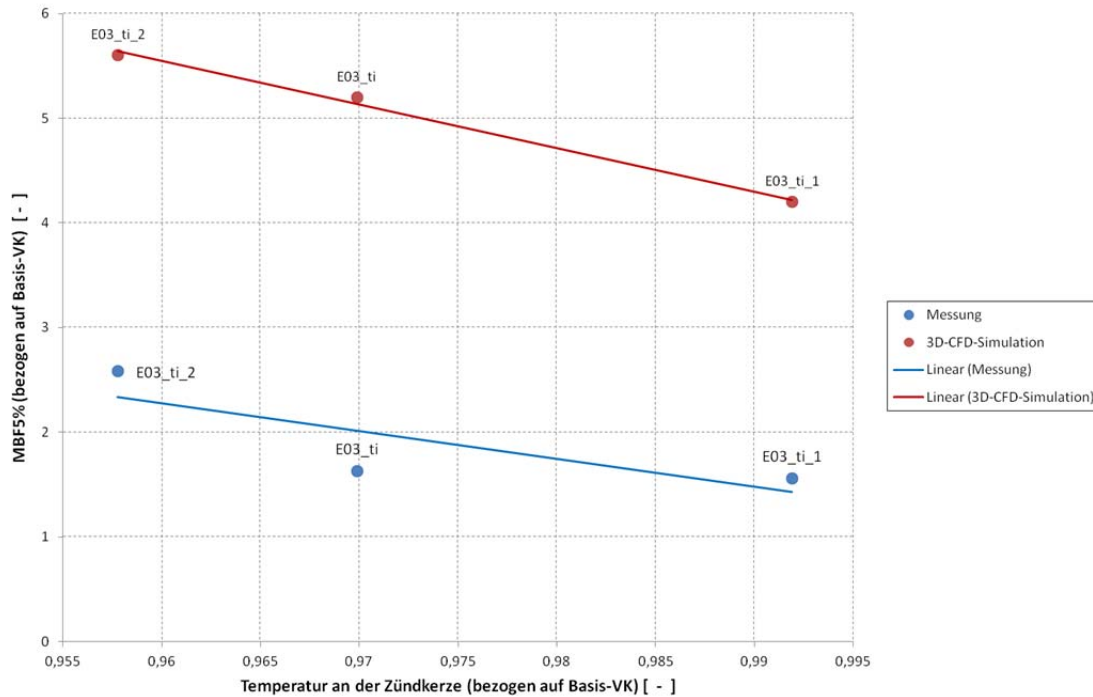


Abbildung 54: Einfluss Zündkerzentemperatur MBF5%

Der Einfluss der Zündkerzentemperatur auf den MBF5% ist in Abbildung 54 dargestellt. Die beiden Kurven zeigen denselben Trend zwischen Messung und Simulation. Demzufolge kann die Zündkerzentemperatur als Kriterium zur Beurteilung eines Vorkammerkonzeptes herangezogen werden.

Für die Definition des Zielbereiches wurde die gemessene Zündkerzentemperatur mit den 3D-CFD-Ergebnisse der Temperatur an der Zündkerzenelektrode verglichen. Die gemessene Temperatur an der Zündkerze wird mit einem Thermoelement, das im Bereich des Zündkerzensechskantes appliziert ist, gemessen. Diese Temperaturgröße ist als Bauteiltemperatur deutlich niedriger als die simulierte Gastemperatur.

In Abbildung 55 ist die applizierte Zündkerze mit eingeklebtem Thermoelement abgebildet. Die Zündkerzentemperaturmessung spielt eine wichtige Rolle für den Entwicklungsprozess, da der Einfluss der Temperatur auf die Lebensdauer der Zündkerze erheblich ist. Um kurze Wartungsintervalle zu vermeiden, strebt jedes Vorkammerkonzept niedrige Zündkerzentemperaturen an.

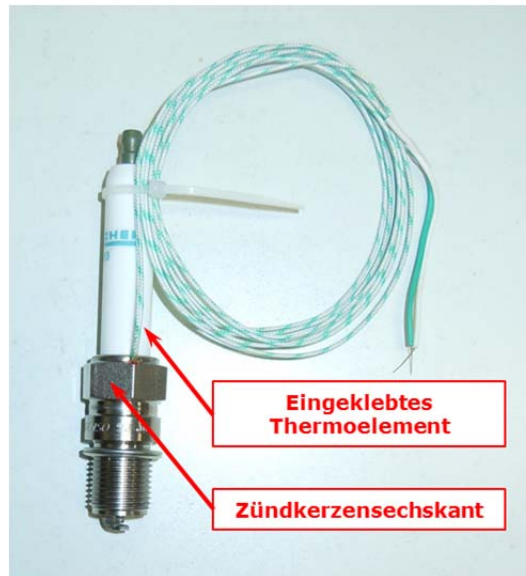


Abbildung 55: Applikation Thermoelement an Zündkerze

Die Abbildung 56 zeigt den Zusammenhang der gemessenen Bauteiltemperatur an der Zündkerze mit den ausgewerteten Simulationsergebnissen von verschiedenen Vorkammern. Die maximale normierte Bauteiltemperatur (bezogen auf Basis-VK) der Zündkerze soll bei neuen Vorkammerkonzepten 1.1 (gemessen am Zündkerzensechskant) nicht überschritten werden. Dies ist eine Auflage der Motorenhersteller. Mittels der zugefügten Trendlinie kann auf eine maximale Gastemperatur im Zündkerzenbereich von ca. 1.44 rückgeschlossen werden. Somit ergibt sich für das Kriterium Temperatur an der Zündkerze ein Zielbereich mit einer Obergrenze von 1.44.

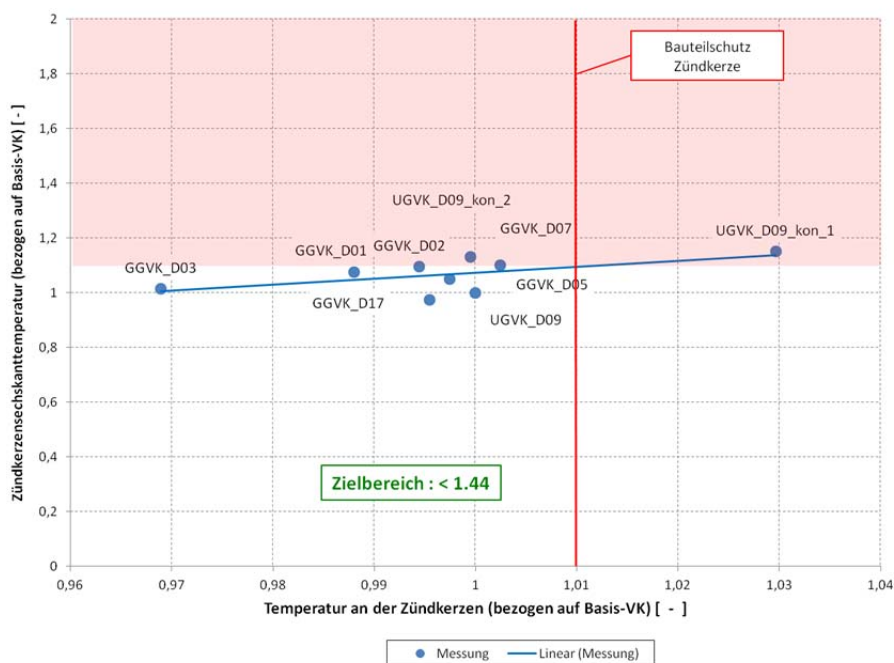


Abbildung 56: Zielbereichsdefinition Zündkerzentemperatur

6.2.4 Turbulente kinetische Energie im Zündkerzenbereich

Die Turbulenzbetrachtung auf Basis der turbulenten Schwankungsbewertung (k-ε-Modell), wurde für die turbulente Strömungsbeschreibung in den 3D-CFD-Simulationen angewendet. Die turbulente kinetische Energie (TKE) kann als Maß der Turbulenzenintensität herangezogen werden und ist wie folgt definiert.

$$TKE = \frac{1}{2} \left((v'_x)^2 + (v'_y)^2 + (v'_z)^2 \right) \quad (22)$$

TKE: Turbulente kinetische Energie [m²/s²]

v'_x, v'_y, v'_z : Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit in x,y,z-Richtung [m/s]

Sie wird aus der turbulenten Schwankungsbewegung berechnet und ist eine spezifische Energie. Hohe Werte der TKE beschreiben Strömungsfelder mit hoher turbulenter Intensität.

Für die Verbrennung sind turbulente Strömungsfelder von Vorteil, da die laminare Flammenfront verzerrt oder sogar aufgerissen und die Verbrennung beschleunigt wird. Der Verbrennungsablauf in einem Verbrennungsmotor ist durch die turbulente Flammenausbreitung geprägt. Gerade bei mageren Gemischen ist es wichtig, eine hochturbulente Flammenausbreitung zu generieren, um eine schnelle Kraftstoffumsetzung bei der Verbrennung zu erreichen [15].

Hohe Werte an TKE im Zündkerzenbereich zum ZZP bewirken ein gutes Anbrennverhalten und daher eine frühe Lage des MFB50%.

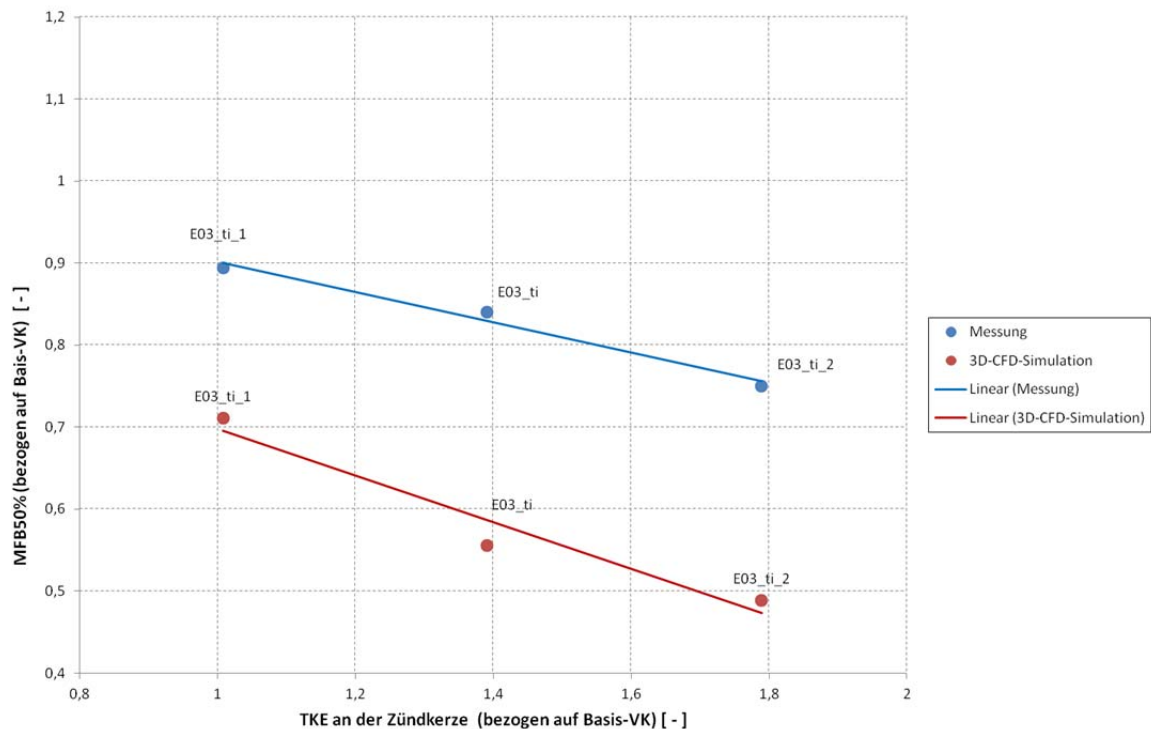


Abbildung 57: Einfluss der TKE auf den MBF50%

Die Abbildung 57 zeigt den Zusammenhang zwischen TKE und dem MBF50% im Vergleich mit Messung und 3D-CFD-Simulation. Die TKE ist eine simulierte Größe, die im Auswertevolumen nahe den Zündkerzenelektroden zum ZKP gemittelt wird (Abbildung 48). Mit steigender TKE wird die Lage des MBF50% in frühere °KW-Bereiche verschoben. Dieser Trend ist bei den Messergebnissen und bei den simulierten Größen zu erkennen. Demnach kann der, weiter oben im Text beschriebene, Zusammenhang zwischen TKE und MFB50% sowohl in Messung, als auch in der nachgerechneten Simulation wieder gegeben werden.

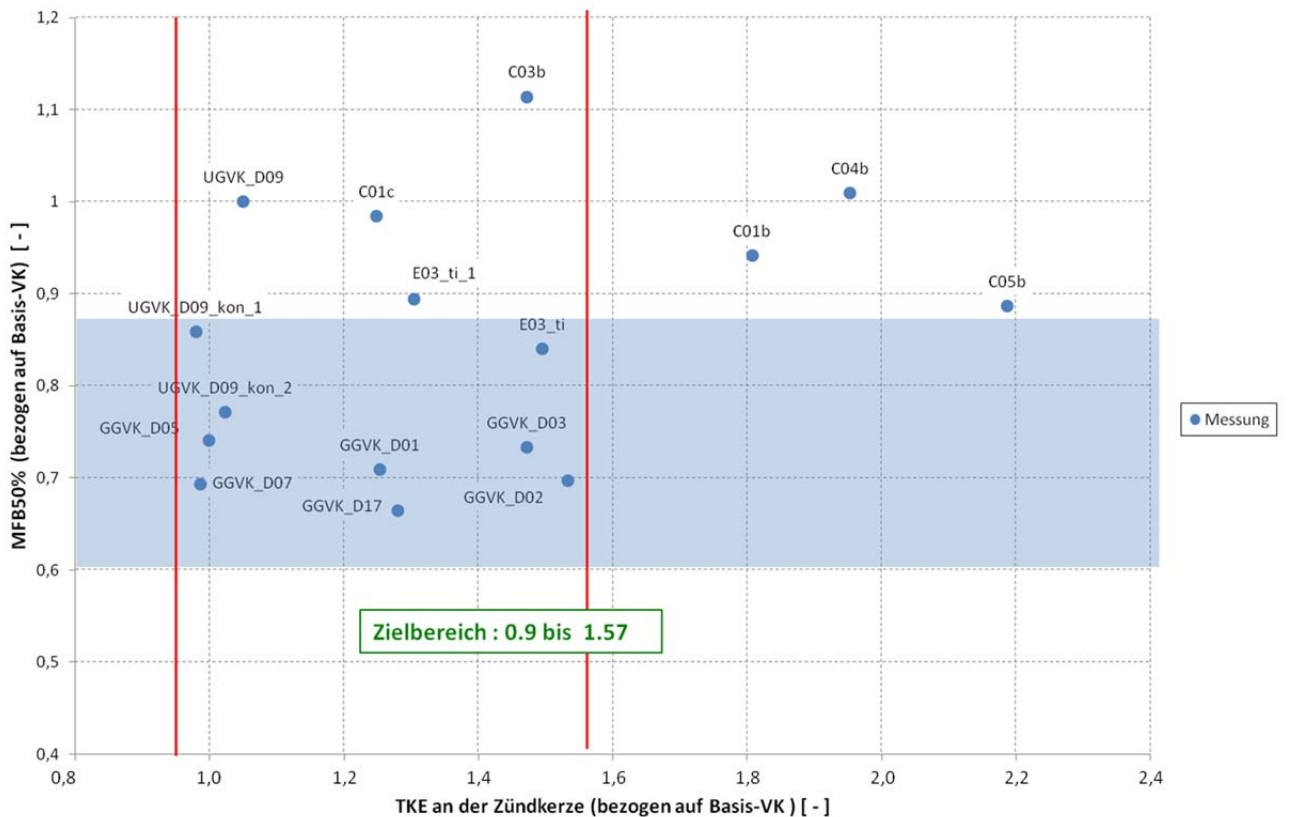


Abbildung 58: Zielbereichsdefinition TKE an der Zündkerze

Für die Zielbereichsdefinition werden wieder alle 17 vermessenen Vorkammern bezüglich ihrer gemessenen MFB50% und den Simulationsergebnissen der TKE verglichen. Wieder wird eine Kurbelwinkelbandbreite (mit blauer Farbe hinterlegt) für die Definition des Optimalbereiches des MFB50% gewählt. Erkennbar ist, dass bei einer Überschreitung von einem normierten TKE Wert von ca. 1.57 sich fast keine Vorkammer in dem definierten Kurbelwinkelband befindet. Bei TKE Werten über 1.57 nimmt die Strömungsgeschwindigkeit derart zu, dass ein schnelles Ausbreiten der Flammenfront verhindert wird. Daher kann eine empirische Obergrenze der TKE von 1.57 festgelegt werden.

6.2.5 Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum

Die Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum ist ausschlaggebend für den Impulseintrag der Brennfackeln in den Hauptbrennraum. Große Impulseinträge bewirken eine gute Umsetzung des Brennstoffes im Hauptbrennraum und sind für eine optimale Verbrennung anzustreben. Eine Variation der Druckdifferenzen kann durch eine Variation der Überströmbohrungsdurchmesser oder durch die Variation des Vorkammervolumens bewirkt werden. Um die Druckdifferenz als Kriterium für die Vorkammerbeurteilung heranziehen zu können, muss sich bei der Variation von Bohrungsdurchmesser und Vorkammervolumen in der 3D-CFD-Simulation die gleiche Tendenz zeigen, wie in der Messung. In Abbildung 59 wird der Einfluss des Bohrungsdurchmessers auf die maximale Druckdifferenz zwischen Messung und 3D-CFD-Simulation dargestellt. Die Tendenz des Differenzdruckverlaufes wurde mittels Trendlinien abgebildet.

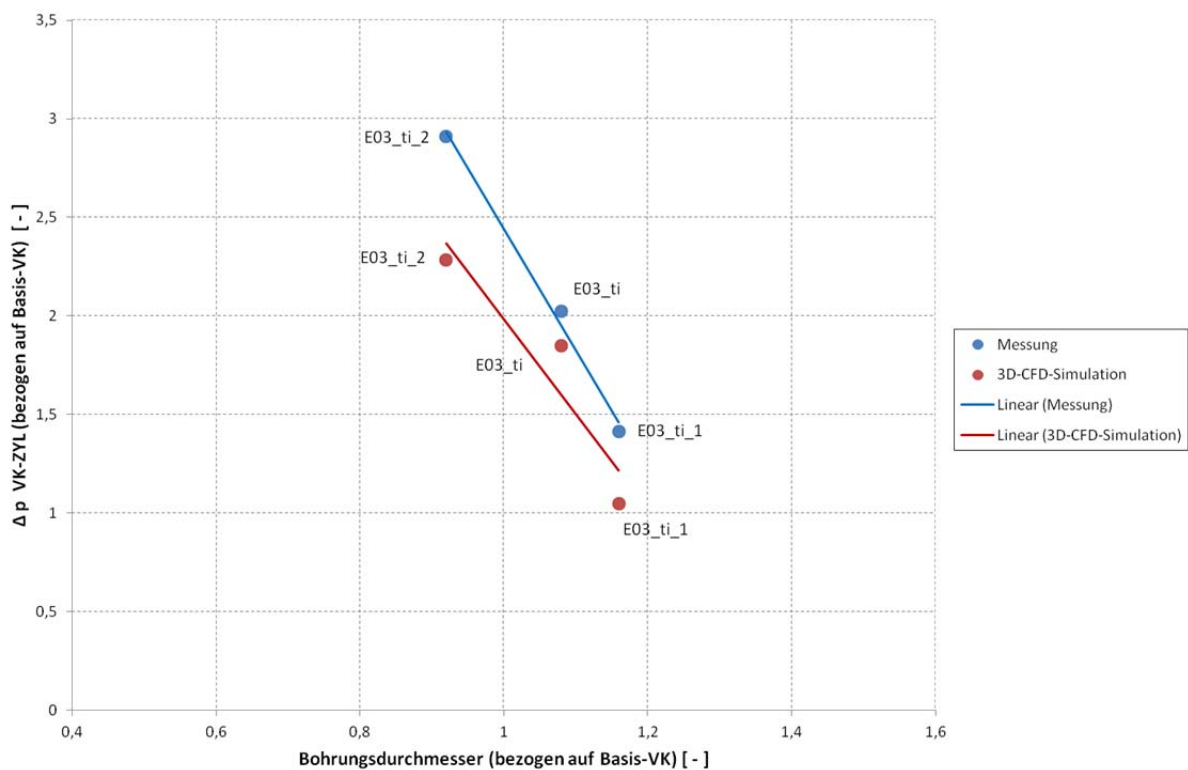


Abbildung 59: Einfluss Bohrungsdurchmesser auf das Druckverhältnis

Bei Betrachtung des Vorkammervolumens über den Differenzdruckverlauf, wie in Abbildung 60 dargestellt, wird eine ähnliche Tendenz sichtbar. Mit steigendem Vorkammervolumen steigt der Differenzdruck in der Vorkammer an. Auch hier zeigt der Einfluss der Änderung des Vorkammervolumens in der 3D-CFD-Simulation den selben Trend wie in der Messung. Es konnte daher festgestellt werden, dass die Simulation diese Einflüsse tendenziell gut widerspiegelt und als Beurteilungskriterium herangezogen werden kann.

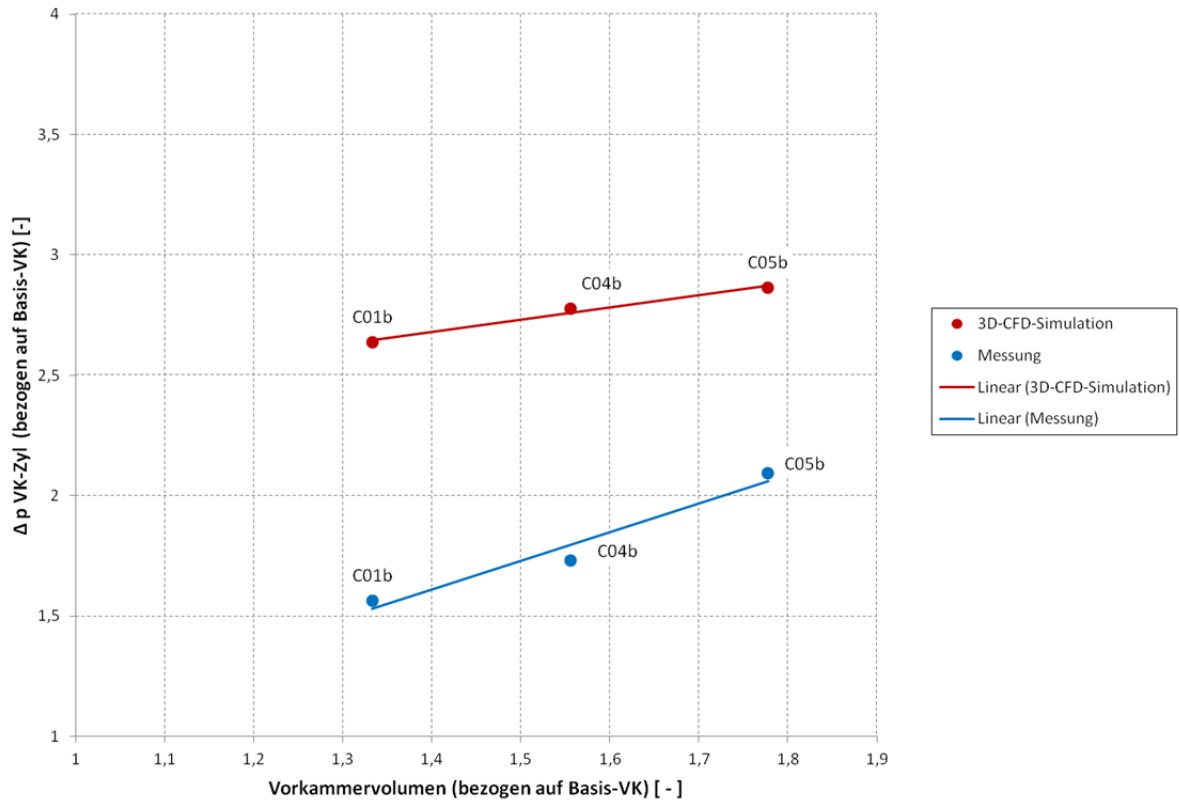


Abbildung 60: Einfluss Vorkammervolumen auf das Druckverhältnis

Für die Zielbereichsfestlegung wird wieder die Kurbelwinkelbandbreite (mit blauer Farbe hinterlegt, Abbildung 61) als Zielbereich herangezogen. Unter einem Wert der normierten Druckdifferenz von 0.47 kann der optimale Bereich des MFB50% nicht eingehalten werden.

Zu hohe Druckdifferenzen verursachen ohne Anpassung des Luftverhältnisses hohe NO_x -Emissionen, aufgrund von hoher lokaler Temperaturspitzen im Brennfackelbereich. Auch der Erosionsverschleiß von Vorkammern nimmt bei steigenden Druckdifferenzen zu. Es ergibt sich daher ein Zielbereich der Druckdifferenz von 0.47 bis 0.94.

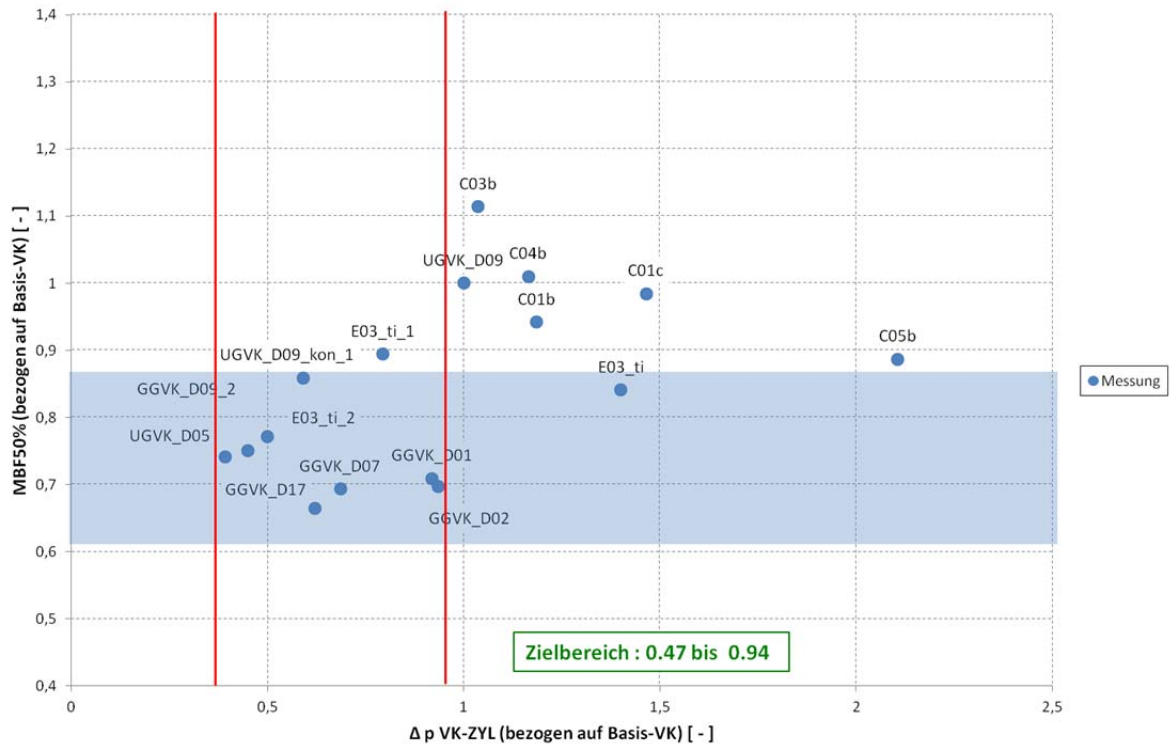


Abbildung 61: Zielbereichsdefinition Druckdifferenz

6.2.6 Energie in der Vorkammer

Die Energie in der Vorkammer kann durch die Kraftstoffmasse (CH_4) beschrieben werden. Sie ist für die Drucküberhöhung nach der Zündung verantwortlich. Die Vorkammerenergie kann auch als Zündenergie verstanden werden und gibt Aufschluss über den maximal möglichen Impulseintrag. Die Berechnung der Vorkammerenergie zum Zündzeitpunkt erfolgt indem die Spezies CH_4 im gesamten Vorkammervolumen summiert und mit dem Heizwert von CH_4 multipliziert wird. Je höher die Zündenergie, desto höher wird der Impulseintrag in den Hauptbrennraum. In Abbildung 62 ist der Einfluss der Vorkammerenergie auf den MFB50% dargestellt. Mit steigender Vorkammerenergie wird der MFB50% zu früheren Lagen verschoben. Messung und 3D-CFD-Simulation zeigen die gleiche Tendenz und können daher als Beurteilungskriterium herangezogen werden.

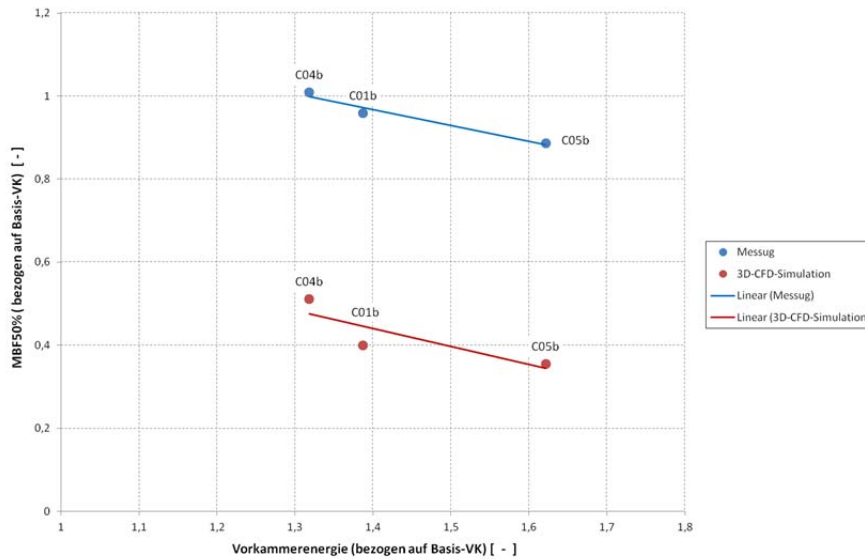


Abbildung 62: Einfluss Vorkammerenergie auf den MFB 50%

Für die Zielbereichsdefinition wird wiederum mit der Kurbelwinkelbandbreite der optimalen Lage des MFB50% die nötige Energie abgeschätzt. Vorkammerenergien (bezogen auf die Basis-VK) unter 1.12 (zum ZZP) sind wegen des geringen Impulseintrages nicht anzustreben. In Abbildung 63 ist zu erkennen, dass Vorkammern mit einem Energieinhalt von unter 1.12 höhere Umsatzpunkte aufweisen. Bei Energieinhalten von über 1.39 in der Vorkammer ist keine eindeutige Tendenz mehr feststellbar. Hohe Energieinhalte von Vorkammern bewirken einen Anstieg der Zündkerzentemperatur, die die Lebensdauer der Zündkerze herabsetzt. Daher wurde die obere Grenze der Vorkammerenergie mit 1.39 definiert. Der Zielbereich für das Kriterium Vorkammerenergie wurde von 1.12 bis 1.39 festgelegt.

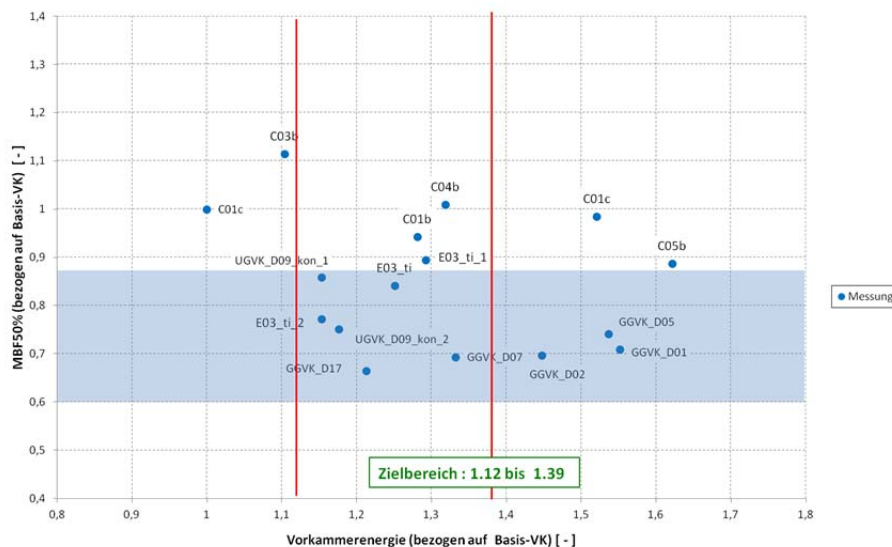


Abbildung 63: Zielbereichsdefinition Vorkammerenergie

6.2.7 Strömungsgeschwindigkeit in den Bohrungen

Die Strömungsgeschwindigkeit der Überströmbohrungen kann als Maß des eingebrachten Impulses in den Hauptbrennraum gesehen werden. Da der Impuls essentiell von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt, kann diese Simulationsgröße für die Abschätzung des Impulses herangezogen werden. Wie schon bei den anderen Kriterien beschrieben, wirkt sich ein hoher Impuls positiv auf den MFB50% aus. Diese Bohrungsgeschwindigkeit wurde dem MFB50% der Messung und der Simulation gegenübergestellt. Auch hier kann dieselbe Tendenz zwischen Messung und Simulation festgestellt werden.

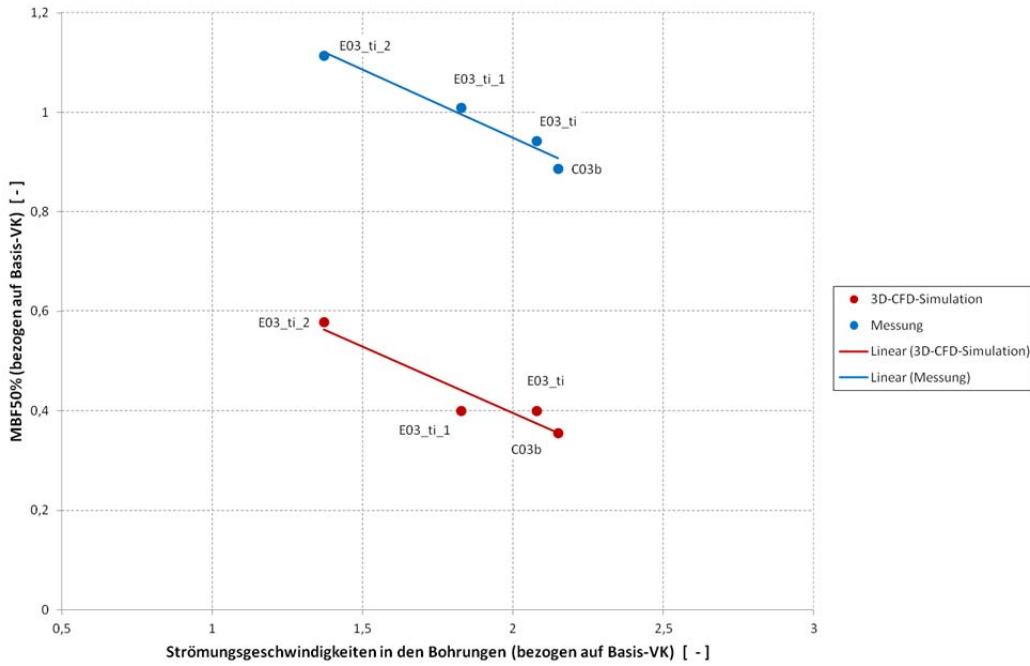


Abbildung 64: Einfluss Bohrungsgeschwindigkeit auf den MFB50%

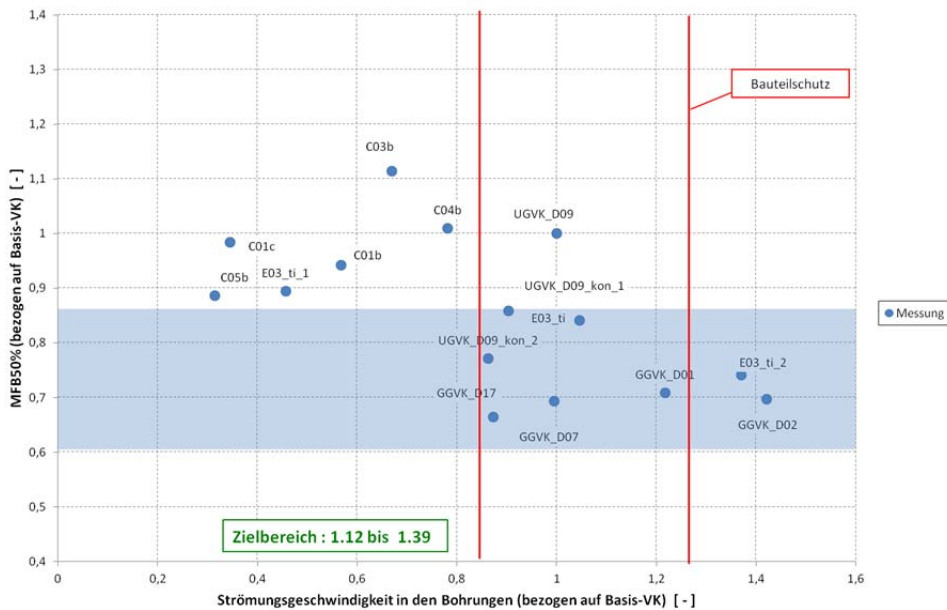


Abbildung 65: Zielbereichsdefinition Geschwindigkeit in den Bohrungen

Die Strömungsgeschwindigkeit ist hauptsächlich durch den Erosionsverschleiß begrenzt. Die maximale, genormte Strömungsgeschwindigkeit wird von den Motorherstellern auf 1.24 beschränkt [23]. Bei Strömungsgeschwindigkeiten über 1.24 weisen Vorkammern sehr hohe Verschleißerscheinungen auf. Die untere Grenze der Strömungsgeschwindigkeit ist konzeptbedingte. Die Brennfackeln benötigen eine Mindestgeschwindigkeit, um in den Hauptbrennraum einzudringen. Die untere Strömungsgeschwindigkeit liegt bei ca. 30 m/s.

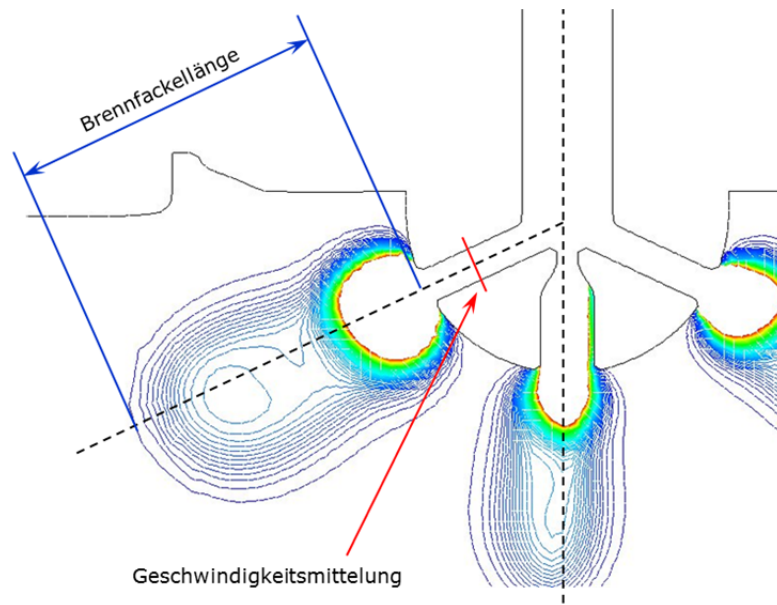


Abbildung 66: Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit in den Überströmbohrungen

Die Abbildung 66 zeigt die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit in den Überströmbohrungen. Es wurde die Geschwindigkeit bei einer definierten Brennfackellänge im Bohrungsquerschnitt, an vier Messstellen ausgewertet und gemittelt.

6.2.8 Luftverhältnis in der Vorkammer

Das Luftverhältnis in der Vorkammer gibt Auskunft über den Gütegrad des Ausspülvorganges der Vorkammer. Ist der Spülvorgang in einer Vorkammer gut optimiert, so spiegelt sich dies durch ein niedriges Luftverhältnis in der Vorkammer wieder. Ein niedriges Luftverhältnis wirkt sich wiederum positiv auf den Verbrennungsablauf aus. Ein niedriges Luftverhältnis bewirkt eine frühe Lage der Verbrennung, die aus thermodynamischer Sicht positiv beurteilt wird. In Abbildung 67 wird die Tendenz von Luftverhältnis in der Vorkammer über den Umsatzpunkt MFB50% dargestellt.

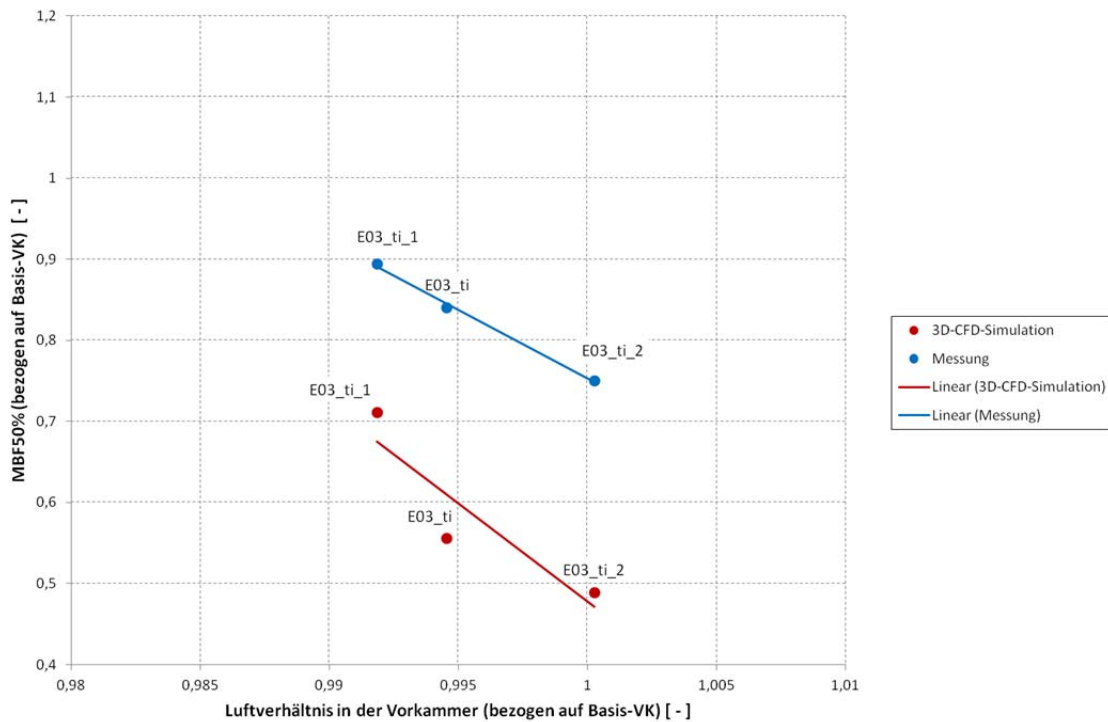


Abbildung 67: Einfluss Luftverhältnis in der Vorkammer auf MFB50%

Für die Zielbereichsdefinition wurde abermals mit Hilfe des Kurbelwinkelbereiches der optimalen Lage des MFB50% der Zielbereich festgelegt. In Abbildung 68 ist das Luftverhältnis über den MFB50% von den 17 vermessenen Vorkammern aufgetragen. Die Vorkammern trennen sich in zwei Gruppen: Vorkammern mit niedrigem Luftverhältnis und Vorkammern mit höherem Luftverhältnis.

Konzeptbedingt weisen die gemischgespülten Vorkammern niedrigere Luftverhältnisse auf, als die ungespülten Vorkammern. Über einem genormtes Luftverhältnis von 0,995 läuft die Verbrennung eindeutig schlechter ab und die Umsatzpunkte verschieben sich in spätere °KW Bereiche. Daher kann als Obergrenze für diesen Zielbereich ein Luftverhältnis von 0,995 festgelegt werden.

Die untere Grenze ist schwer definierbar, da sie von dem Luftverhältnis im Hauptbrennraum abhängt und sich von Vorkammerkonzept zu Vorkammerkonzept unterscheidet. Da die hier untersuchten Brennverfahren für Gasmotoren ein Magerkonzept darstellen, kann der untere Grenzbereich des Luftverhältnis auf 0,995 begrenzt werden.

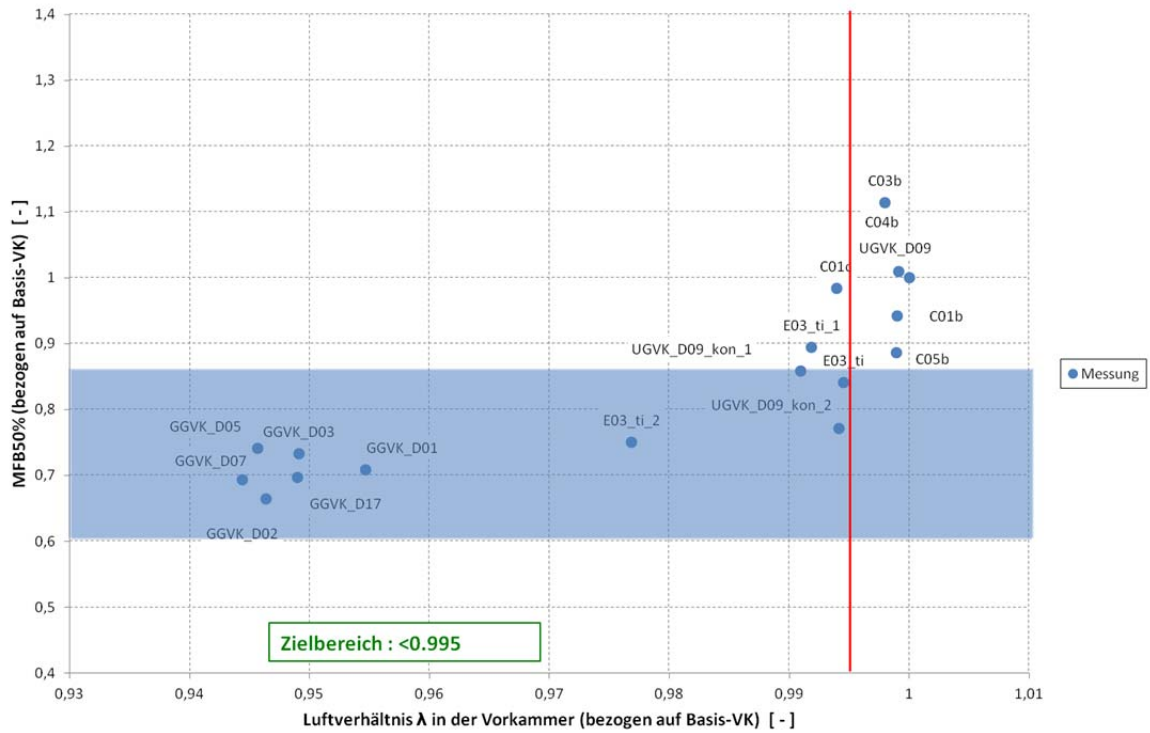


Abbildung 68: Zielbereichsdefinition Luftverhältnis in der Vorkammer

6.3. Auswertemethode

Die in Kapitel 6.2 definierten Kriterien sollen nun zusammengefasst und beispielhaft an einer Vorkammer angewendet werden. Es wurden insgesamt acht Kriterien für die Vorkammerbeurteilung definiert. Diese sind auf ihre Aussagekraft untersucht und in ihre Zielbereiche eingeteilt worden. Die Abbildung 69 zeigt in tabellarischer Form die schließlich gewählten Kriterien.

Übersicht Beurteilungskriterien		
Beurteilungskriterium	Abkürzung	Zielbereich
Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze	v_{ZK}	0.80 bis 1.44
Luftverhältnis λ an der Zündkerze	λ_{ZK}	0.50 bis 0.96
Temperatur an der Zündkerze	T_{ZK}	< 1.02
TKE an der Zündkerze	TKE_{ZK}	0.9 bis 1.57
Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder	Δp_{VK-ZYL}	0.47 bis 0.94
Energie in der Vorkammer	E_{VK}	1.12 bis 1.39
Strömungsgeschwindigkeit in den Bohrungen	$V_{Bohrung}$	0.86 bis 1.24
Luftverhältnis λ in der Vorkammer	λ_{VK}	0.52 bis 0.99

Abbildung 69: Übersicht der Kriterien

Die Zielbereichsdefinition der Kriterien hilft die 3D-CFD-Simulationsergebnisse einer Vorkammer besser beurteilen und ihre Funktionsweise abschätzen zu können.

Für eine optimale Vorkammerfunktion sollten sich die Beurteilungskriterien innerhalb des beschränkten Zielbereiches befinden. Eine weitere Beurteilung (oder eine Art Ranking) innerhalb des Zielbereiches für ein Vorkammerkonzept kann nicht vorgenommen werden. Beispielsweise kann zwischen zwei Vorkammerkonzepten, die sich mit ihren Beurteilungskriterien in den definierten Zielbereichen befinden, nicht spezieller unterschieden werden. Eine Ausnahme stellen die Kriterien Luftverhältnis in der Vorkammer und Luftverhältnis im Zündkerzenbereich dar. Hier kann eine weitere Beurteilung im Zielbereich vorgenommen werden, da ein niedrigeres Luftverhältnis in der Regel zu einer besseren Vorkammerfunktion führt.

Netzdiagramm:

Für die Darstellung der Bewertungskriterien wurde das Netzdiagramm herangezogen. Mit Hilfe dieses Diagrammtyps lassen sich die acht Kriterien für eine Vorkammer übersichtlich in ihre Zielbereiche einordnen. Er ermöglicht eine schnelle, qualitative Abschätzung der Vorkammerfunktion. Auch für den Vergleich von verschiedenen Vorkammerkonzepten eignet sich dieser Diagrammtyp gut.

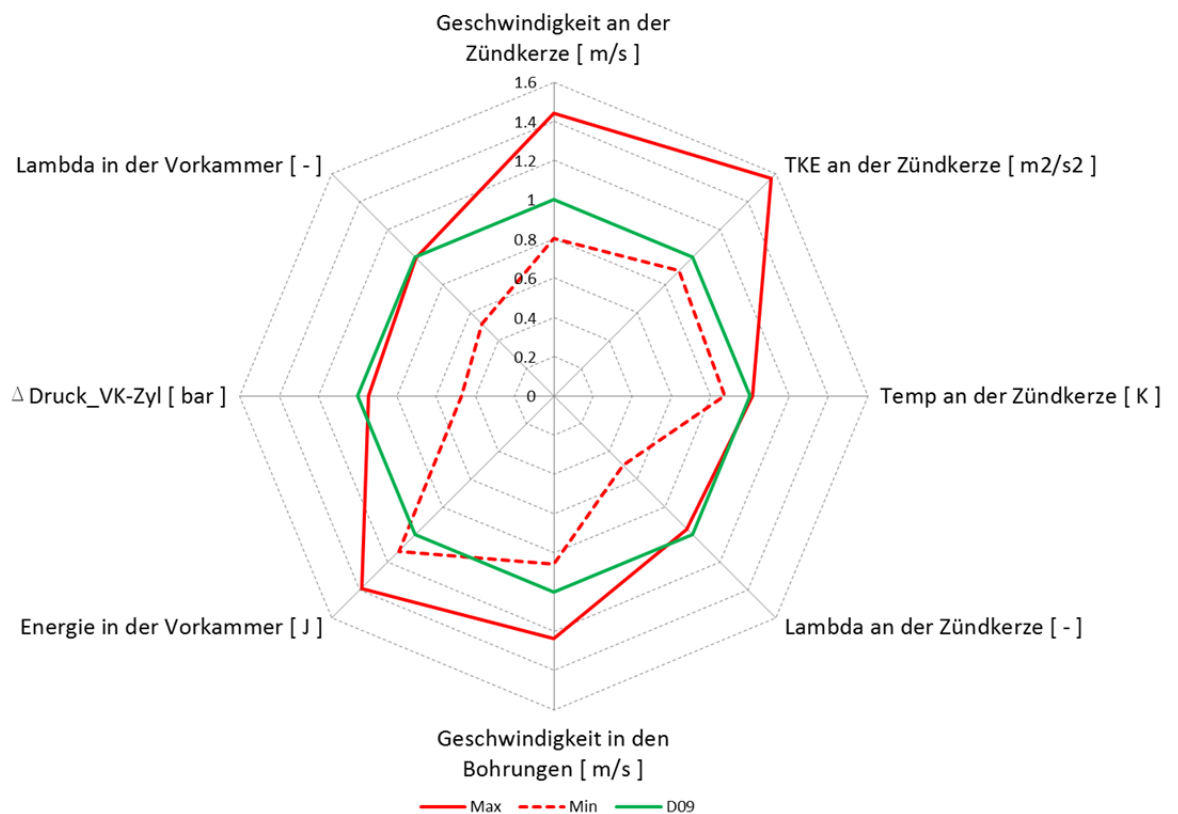


Abbildung 70: Netzdiagramm

Die Abbildung 70 zeigt ein Netzdiagramm für die Einteilung der Kriterien. Die acht Kriterien spannen das Netzdiagramm auf. Der definierte Zielbereich wurde mit roten Linien im Diagramm abgegrenzt (die rote, durchgezogene Linie entspricht der Maximum-Grenze und die rote, unterbrochen Linie entspricht der Minimum-Grenze).

Um ein übersichtliches Diagramm gestalten zu können, mussten die Kriterien auf Basisgrößen bezogen werden, da der Wertebereich der einzelnen Kriterien stark unterschiedlich ist.

Als Bezugsbasis diente die ungespülte Vorkammer mit der Bezeichnung UGVK_D09. Diese Vorkammer wurde am Institut entwickelt und war Ausgangsbasis für weitere Entwicklungsschritte in dieser Diplomarbeit. In der Abbildung 70 wurde diese Vorkammer in Form einer grünen Linie dargestellt und hat bei jedem Beurteilungskriterium den Einheitswert eins. Mit Hilfe der Einführung der Basis-Vorkammer wurden die Beurteilungskriterien einheitenlos gestaltet und somit die Vergleichbarkeit verschiedener Vorkammerkonzepte erleichtert.

Anhand einer Vorkammerauswertung soll nun die Vorgehensweise bei einer Vorkammerbewertung dargestellt werden. Die betrachtete Vorkammer ist eine gemischgespülte Vorkammer, die im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelt wurde. In Abbildung 71 wird die Geometrien dieser Vorkammern der Basis-Vorkammer gegenüber gestellt.

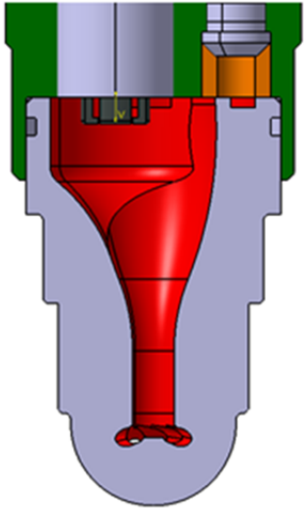
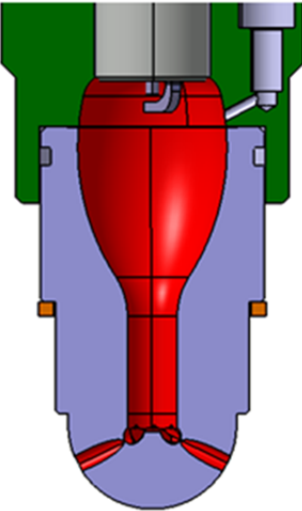
VK Merkmale		
Vorkammerbezeichnung	GGVK_D10	UGVK_D09
Bemerkung	<ul style="list-style-type: none"> • Radiale Zündkerzenanbalsung • Zweites Vorkammervolumen zentrisch unter Zündkerze 	<ul style="list-style-type: none"> • schräge Zündkerzenanbalsung • Zentrisches Vorkammervolumen • Basis/Vergleich
CAD Darstellung		

Abbildung 71: Vorkammergegenüberstellung

Beide Vorkammern wurden einer 3D-CFD-Simulation unterzogen und ausgewertet. Die Abbildung 72 zeigt die tabellarische Gegenüberstellung der Beurteilungskriterien für die Basis-Vorkammer und die Vorkammer GGVK_D10.

Auswertung GGVK9ccm_D10		Vorkammernbezeichnung	
Kriterien	Zielbereich	GGVK_D10	UGVK_D09
V_{ZK}	0.80 bis 1.44	1.13	1.00
λ_{ZK}	0.50 bis 0.96	0.91	1.00
T_{ZK}	< 1.02	1.12	1.00
TKE_{ZK}	0.9 bis 1.57	0.40	1.00
Δp_{VK-ZYL}	0.47 bis 0.94	1.38	1.00
E_{VK}	1.12 bis 1.39	1.22	1.00
$V_{Bohrung}$	0.86 bis 1.24	1.10	1.00
λ_{VK}	0.52 bis 0.99	0.94	1.00

Abbildung 72: Auswertung der Kriterien

Normiert man nun die Bewertungskriterien der Vorkammern und trägt sie in das Netzdiagramm ein, so entsteht das Diagramm in Abbildung 73. Der grüne Linienzug entspricht der Basis-Vorkammer und platziert sich zentrisch im Diagramm. Es ist zu erkennen, dass die Basis-Vorkammer bei drei Kriterien den definierten Zielbereich nicht erfüllt. Beispielsweise ist die Energie in der Vorkammer kleiner als der vorgegebene Zielbereich. Auch beim Kriterium der Druckdifferenz zwischen Zylinder und Vorkammer und dem Kriterium Lambda an der Zündkerze wird die Obergrenze überschritten. Alle anderen Kriterien liegen im Zielbereich. Die überschrittenen Kriterienbereiche vermindern die Vorkammerfunktion und sollten in weiteren Optimierungsschritten verbessert werden.

Der blaue Linienzug entspricht der gemischgespülten Vorkammer (GGVK_D10). Diese Vorkammer weist ebenso drei Kriteriumsüberschreitungen auf, die sehr weit von den Zielbereichsgrenzen entfernt sind. Der Wert der turbulenten kinetischen Energie (TKE) an der Zündkerze fällt stark unter den Grenzwert ab. Dies würde ein schlechtes Entzünden der Vorkammerladung zur Folge haben. Auch im Überschreiten der maximalen Temperatur im Zündkerzenbereich zeichnet sich eine schlechtere Vorkammerfunktion ab. Die hohe Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder wird zu hohen Stickoxidemissionen bei der Verbrennung führen.

Durch die Einordnung der Vorkammer in das Netzdiagramm, kann nun eine qualitative Aussage über die Vorkammerfunktion getroffen werden. In diesem Beispiel verfügt die Basis-Vorkammer über ein größeres Erfolgspotential als die GGVK_D10. Für eine Versuchsdurchführung am Forschungsmotor würde die GGVK_D10 keine Freigabe erhalten, da die Zielbereiche bei manchen Kriterien stark unter- bzw. überschritten wurden.

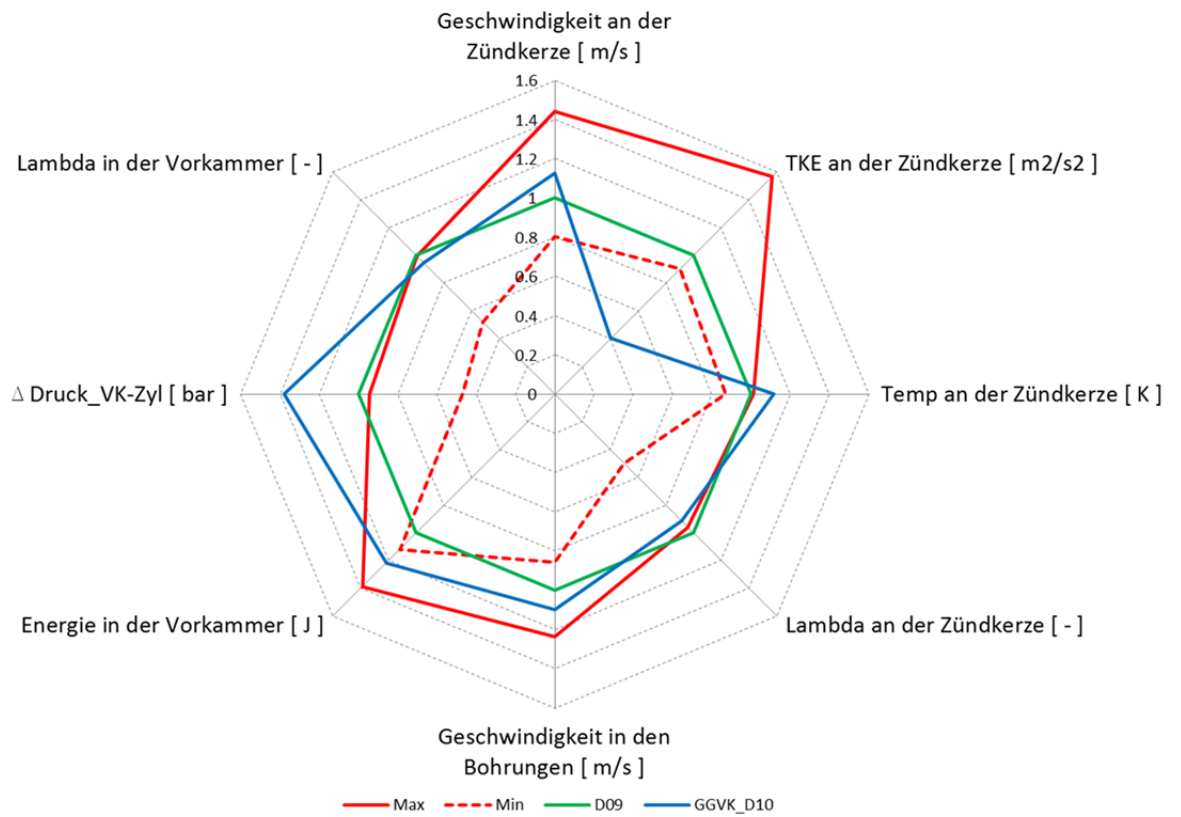


Abbildung 73: Netzdiagramm mit GGVK9ccm_D10

Mit Hilfe des Netzdiagramms können Beurteilungskriterien übersichtlich dargestellt werden und liefern, wie aus dem angeführten Beispiel hervorgeht, sehr rasch eine qualitative Aussage über die Vorkammerfunktion. Die Netzdiagramm-Methode wurde bei der Entwicklung und Optimierung von Vorkammern in dieser Diplomarbeit erfolgreich angewendet.

7. Optimierte Vorkammern

Dieses Kapitel soll die Vorgehensweise bei der Vorkammeroptimierung dokumentieren. Als Ausgangsbasis standen zwei Vorkammervarianten zur Verfügung. Die ungespülte Vorkammer UGVK_D09 und die gemischgespülte GGVK_D05. Diese Vorkammern wurden am Institut für Verbrennungskraftmaschinen durch die Kombination aus 3D-CFD-Simulation und Prüfstandsversuchen entwickelt. Die Vorkammer UGVK_D09 wurde schon im Kapitel 6 als Bezugsbasis für das Netzdiagramm vorgestellt. Die Abbildung 74 zeigt in Form eines Netzdiagramms den Entwicklungsstand der Vorkammern an Beginn der Diplomarbeit. Bei der Vorkammer GGVK_D05 zeigt das Netzdiagramm zwei Zielbereichsüberschreitungen. Diese Vorkammer erfüllt den Zielbereich der TKE und den Bereich der Vorkammer Energie nicht.

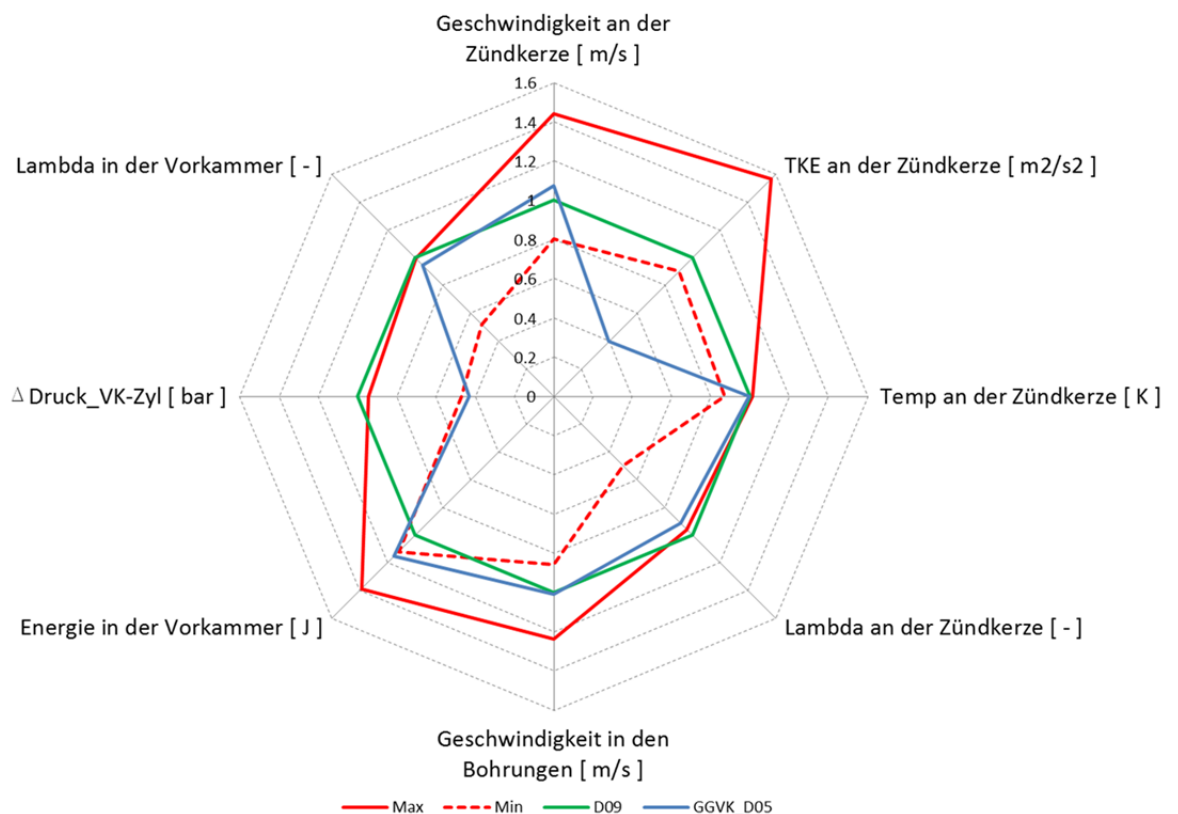


Abbildung 74: Entwicklungsstand bei Diplomarbeitsbeginn

Es galt als Aufgabe, mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation und der entwickelten Vorkammerbeurteilung, eine Optimierung der Vorkammer durchzuführen.

Es sollten folgende Verbrennungskonzepteigenschaften verbessert werden:

- Wirkungsgrad
- Verbrennungsstabilität
- Magergrenze
- Klopfgrenze
- Induzierter Mitteldruck

Der Optimierungsprozess wurde (konzeptbedingt) separiert: in den ungespülten Vorkammeroptimierungsprozess und in den gemischgespülten Vorkammeroptimierungsprozess.

7.1. Optimierung ungespülte Vorkammer

Um die Funktionalität der ungespülten Vorkammer verbessern zu können, muss in erster Linie strömungstechnisch dafür gesorgt werden, dass die Restgasausspülung in der Vorkammer optimiert wird. Das Netzdiagramm in Abbildung 74 zeigt bei der Vorkammer UGVK_D09 ein zu hohes Luftverhältnis an der Zündkerze und birgt daher ein Optimierungspotential.

Der grundsätzliche Nachteil der ungespülten Vorkammer gegenüber der gemischgespülten Vorkammer ist der große Anteil an Restgas im Zündkerzenbereich, der schwer ausgespült werden kann. Das Restgas in der Vorkammer kann nur mit Frischladung aus dem Brennraum verdünnt werden oder in Bereiche verschoben werden, die für den Verbrennungsablauf günstiger sind. Diese Erkenntnis kann auch aus den Ergebnissen in Kapitel 5.4 gezogen werden. Daher liegt der Optimierungsschwerpunkt bei der ungespülten Vorkammer im Strömungsfeld. Für die Optimierung der UGVK_D09 waren insgesamt sechs 3D-CFD-Simulationen mit anschließender Kriterienauswertung notwendig. Es werden im Folgenden nun die besten zwei Varianten vorgestellt.

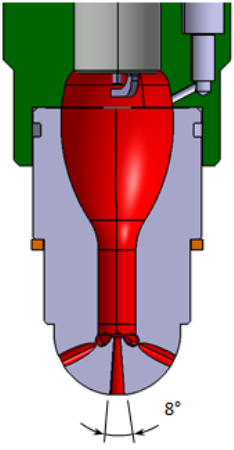
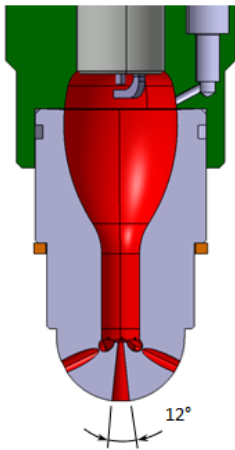
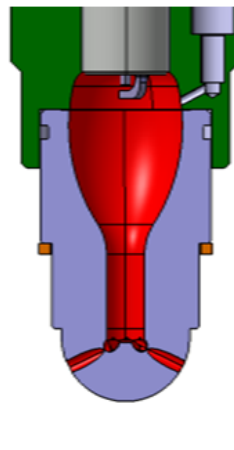
VK Merkmale			
Vorkammerbezeichnung	UGVK_D09_kon01	UGVK_D09_kon02	UGVK_D09
Bemerkung	<ul style="list-style-type: none"> gleiche VK-Geometrie wie Basis zusätzliche konische Bohrung in Drehachse Bohrungswinkel 8° 	<ul style="list-style-type: none"> gleiche VK-Geometrie wie Basis zusätzliche konische Bohrung in Drehachse Bohrungswinkel 12° 	<ul style="list-style-type: none"> zentrisches VK-Volumen Basis
CAD Darstellung			

Abbildung 75: Konstruktionsmerkmale der Vorkammern

Die Abbildung 75 zeigt die Gegenüberstellung der drei Vorkammergeometrien. Die Geometrie der Vorkammer UGVK_D09 wurde mit einer zusätzlichen Bohrung in Drehrichtung (z-Richtung) erweitert. Ziel war es, beim Spülvorgang den Impulseintrag in die Vorkammer zu erhöhen. Bei ungespülten Vorkammern dringt die Frischladung

aus dem Hauptbrennraum über die Überströmbohrungen in das Vorkammervolumen ein. Durch eine tangentielle Überströmbohrungsanordnung wird dem Strömungsfeld eine Drallbewegung aufgezwungen, die bis in den Zündkerzenbereich erhalten bleibt. Die Frischladung strömt nun (in Drallbewegung) über den Vorkammerhals in den Vorkammerkörper. Durch die langsame Durchmessererweiterung im unteren Vorkammerkörper strömt die Frischladung der Wand entlang, in Richtung Zündkerze. Im Zündkerzenbereich angekommen, dreht das Strömungsfeld in Form einer Abwärtsbewegung die Strömungsrichtung um und das Restgas wird aus dem Zündkerzenbereich ausgeschoben (Kapitel 5). Durch die zusätzliche Bohrung soll dieser Strömungsvorgang verstärkt werden.

Die zusätzliche Bohrung wurde konisch ausgeführt, um einerseits den Einströmvorgang in den Vorkammerhals strömungstechnisch zu verbessern und andererseits den Zündimpuls nach ZZP durch eine Reduktion der Bohrungsgeschwindigkeit in den Hauptbrennraum zu verringern. Der Unterschied zwischen den Vorkammern UGVK_D09_kon01 und UGVK_D09_kon02 ist der Öffnungswinkel. Gefertigt wurde die kegelige Bohrung mittels Funkenerosionsverfahren.

7.1.1 Simulationsergebnisse

Alle drei Vorkammergeometrien wurden einer 3D-CFD-Simulation unterzogen. Die Simulationsergebnisse wurden mit Hilfe der Bewertungsstrategie analysiert und in ein Netzdiagramm eingezeichnet. Für einen direkten Vergleich der 3D-CFD-Simulationsergebnisse war es notwendig, alle Randbedingungen und Initialzustände für alle Vorkammern exakt gleich anzunehmen. Auch bei der Netzgenerierung wurde darauf geachtet, dieselbe Vernetzungsstrategie und Zellenanzahl zu verwenden. Die Zündkerzenelektroden wurden schematisch im Netzgitter um den ZZP implementiert.

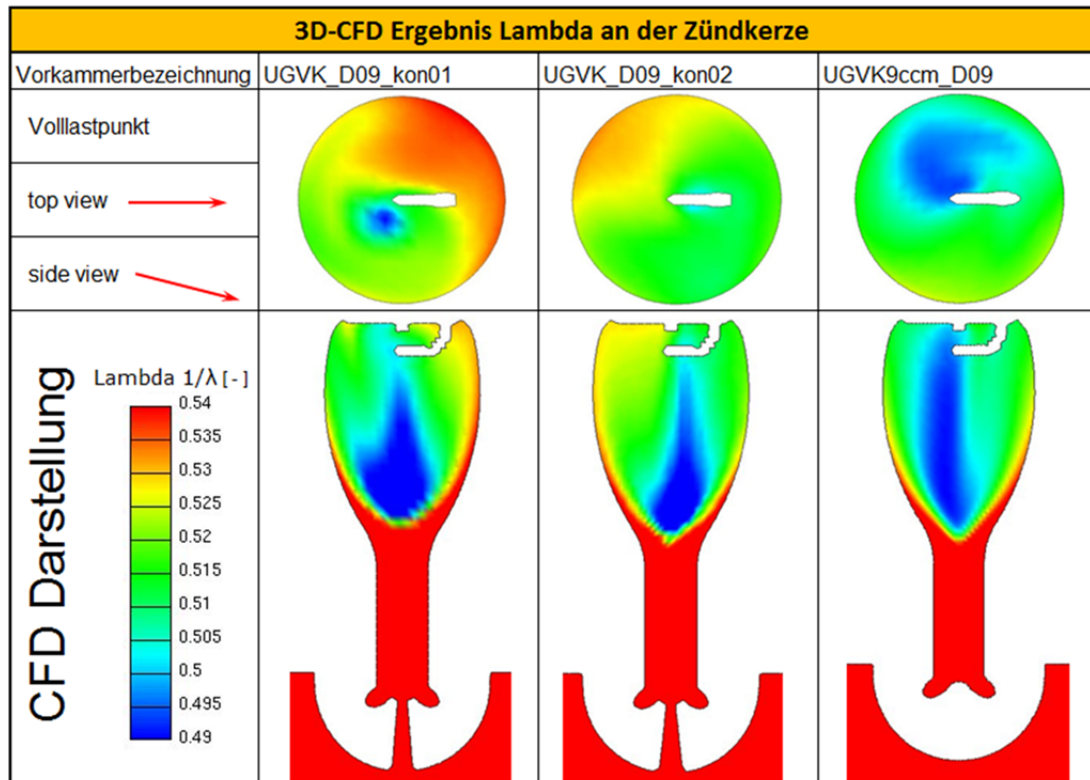


Abbildung 76: Lambdaverteilung in der Vorkammer

Die Abbildung 76 zeigt den Vergleich der Luftverhältnisverteilung der drei gegenübergestellten Vorkammern (dargestellt in $1/\lambda$ Equivalence Ration zum ZZP v.OT).

Rot eingefärbte Bereiche stellen Regionen mit niedrigen Luftverhältnissen dar, umgekehrt kennzeichnen blau eingefärbte Bereiche Regionen mit hohen Luftverhältnissen. Bereiche mit hohem Luftverhältnis deuten auf hohe Restgaskonzentration hin. Die erwähnte Restgaskonzentration entsteht durch Abgase, die aus dem letzten Arbeitsspiel nicht vollständig aus der Vorkammer ausgeschoben wurden. Zu Beginn des Spülvorganges strömt nun das Luft-Kraftstoffgemisch aus dem Hauptbrennraum in den Vorkammerkörper ein (roter Bereich der Grafik).

Die Vorkammern mit zusätzlicher Bohrung weisen im Zündkerzenbereich ein niedriges Luftverhältnis auf, da das Restgas in untere Vorkammerbereiche geschoben wurde. Besonders im Fall der UGVK_D09_kon02 kann ein geringer Restgasbereich festgestellt werden, der sich durch ein niedriges Luftverhältnis im Zündkerzenbereich bemerkbar macht. Die zusätzliche Bohrung der Vorkammern hat eine Absenkung des Luftverhältnisses im Zündkerzenbereich bewirkt. Die wandnahen Bereiche zeigen Luftverhältnisse mit niedrigem Lambda auf, die bis in die oberen Vorkammerbereiche erhalten bleiben. Die unsymmetrische Verteilung der Gemischzone ist auf die Drallbewegung des Strömungsfeldes zurückzuführen.

Hingegen kann bei der UGVK9ccm_D09 ein eher mageres Gemisch im Zündkerzenbereich festgestellt werden. Auch der Restgasanteil ist eher gering. Dies spiegelt sich in einem niedrigen Luftverhältnis in der Zündkerze wieder. Das wandnahe Luftverhältnis steigt in den oberen Vorkammerregionen stark an. Des Weiteren ist zu

erkennen, dass das Strömungsfeld beim Vorkammerhalsaustritt einen schnellen Anstieg des Luftverhältnisses in diesem Bereich bewirkt. In der Top View der Vorkammer UGVK9ccm_D09 erkennt man ein großes Restgasgebiet (blau eingefärbt) um die Zündkerze. Durch die Drallbewegung des Strömungsfeldes wird es in radialer Richtung geringfügig verzerrt.

Aus der Betrachtung der Luftverhältnisverteilung kann nun geschlossen werden, dass der Spülvorgang bei den Vorkammern mit zusätzlicher Bohrung optimaler vonstatten geht als bei der UGVK9ccm_D09 Vorkammer.

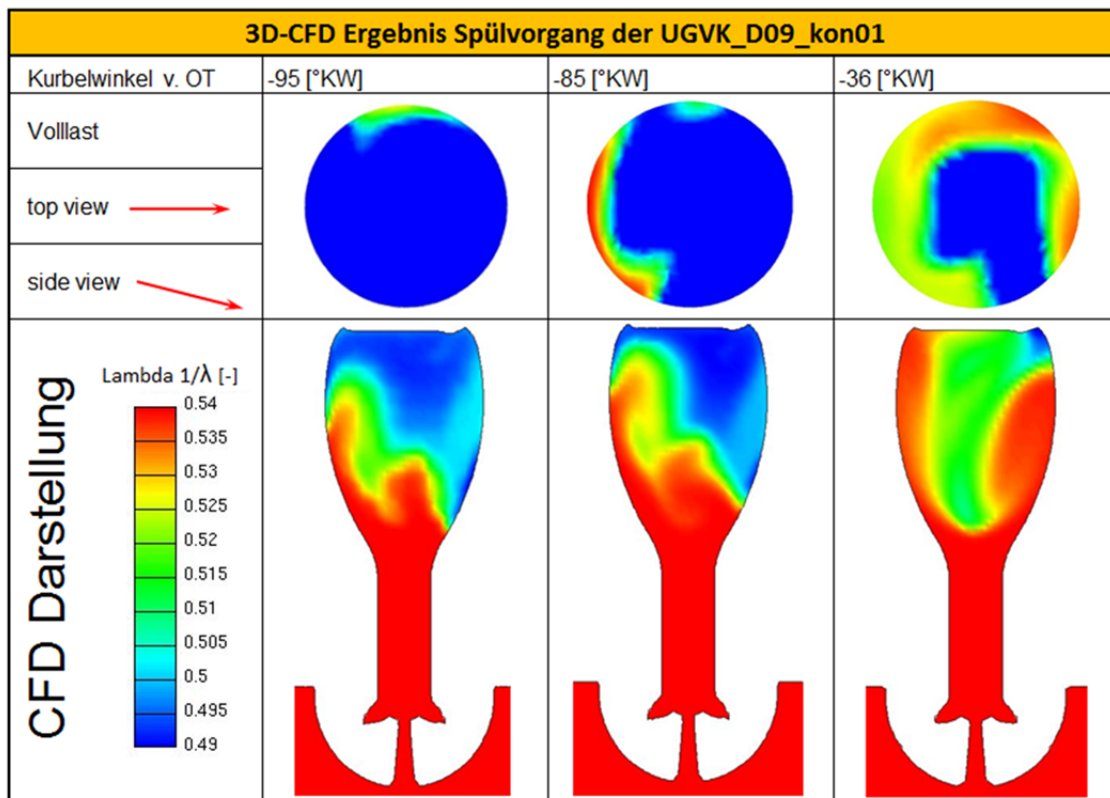


Abbildung 77: Spülvorgang ungespülte Vorkammer

Der Spülvorgang wird in Abbildung 77 in Form von drei Simulationsgraphiken bei unterschiedlichen °KW erklärt. In diesem Netzbereich (-84 °KW) wurden die Zündkerzenelektroden nicht mitmodelliert. Die zusätzliche Bohrung bewirkt in der ersten grafischen Darstellung des Luftverhältnisses (-95 °KW) eine symmetrische Frischgasregion direkt über dem Vorkammerhals. Durch den zusätzlichen Impulseintrag in die Mitte der Vorkammer wird eine zentrische Einbringung des Luft-Kraftstoffgemisches in die Vorkammer bewirkt. Des Weiteren kommt es entlang der linken Vorkammerwand zu einem stark ausgeprägten Frischgasbereich. In der Top View Grafik ist erkennbar, dass entlang des hinteren Vorkammerbereiches eine kleine Frischgaszone sichtbar wird.

Bei -84 °KW (v.OT) erkennt man einen weit fortgeschrittenen Spülvorgang. Das frische Luft-Kraftstoffgemisch aus dem Hauptbrennraum ist weit in den Vorkammerkörper eingedrungen. Auffallend ist die asymmetrische Lambda-Verteilung um die Drehachse, die den Restgasanteil in den rechten oberen Vorkammerbereich

verdrängt. Als Folge des drallbehafteten Strömungsfeldes stellt sich die beschriebene Lambdaverteilung ein. Die Frischladung ist an der linken Seite der Vorkammer schon weit Richtung Zündkerze fortgeschritten. Direkt über den Vorkammerhals verteilt sich die bei -95°KW eingebrachte Frischladung gleichmäßig.

In der Top View-Grafik hat sich in Folge der Drallbewegung die Frischgaszone in den vorderen Vorkammerbereich verschoben. Auch hier bewegt sich die Frischladung Richtung Zündkerze.

Bei -36°KW wurde der Restgasbereich in die Vorkammermitte geschoben. Die asymmetrische Lambdaverteilung ist teilweise ausgeglichen. In der Top View-Grafik, bei -36°KW , kann das nahezu zentrisch liegende Restgas erkannt werden. Die rechteckige Form der Restgaswolke entspricht nicht der Realität und ist auf den Netzaufbau zurückzuführen. Die zentral liegende Restgaswolke wird in weiterer Folge entlang der Drehachse in Richtung Vorkammerhals geschoben. Bei ZPP stellt sich die in Abbildung 76 dargestellte Lambdaverteilung für die Vorkammer UGVK_D09_kon01 ein. Der bei -36°KW dargestellte Restgasbereich im Zentrum der Vorkammer führt bei ZPP zu einer Verdünnung des Frischgases und bewirkt eine Erhöhung des Luftverhältnisses im Zentrum der Vorkammer.

Der Spülvorgang konnte eindeutig zu Gunsten der Lambdaverteilung verbessert werden. Ein niedriges Lambda zum ZPP ist ein wichtiges Kriterium für eine gute Funktion der Vorkammer. Durch gezielte Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im Zentrum des Vorkammerhalses stellt sich die beschriebene Lambdaverteilung ein.

Die Abbildung 78 zeigt den Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung der Vorkammer UGVK_D09_kon01 mit der Basis Vorkammer UGVK_D09 und soll nun getrennt beschrieben werden.

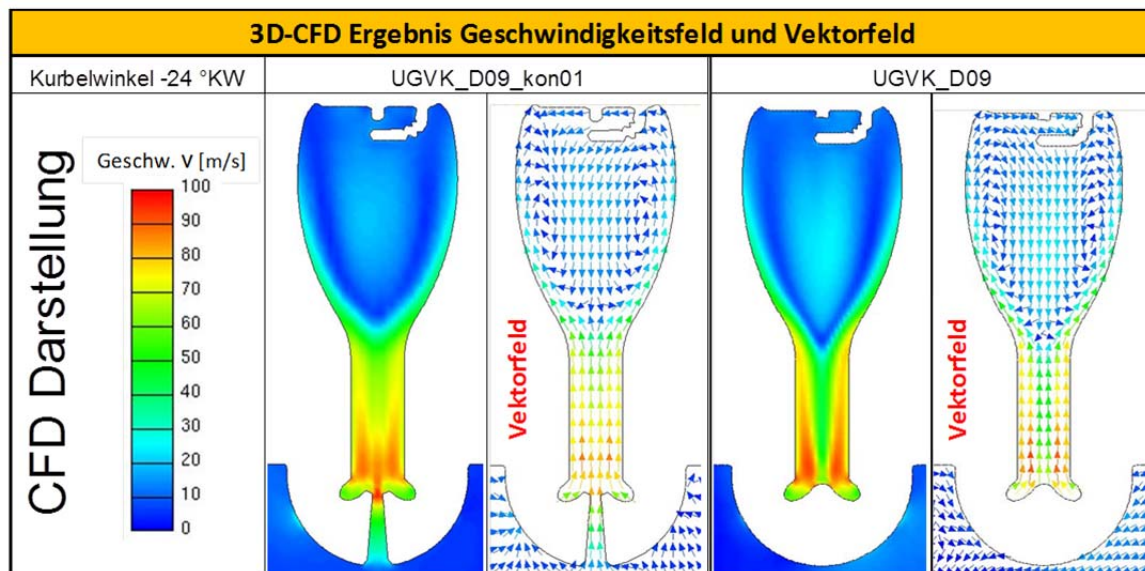


Abbildung 78: Geschwindigkeitsfeld

UGVK9ccm_D09:

Die Vorkammer UGVK_D09 zeigt im unteren Halsbereich, beim Spülvorgang, hohe Strömungsgeschwindigkeiten in der Wandnähe auf. Im Halszentrum fällt eine eher niedrigere Geschwindigkeit auf, die durch die drallbehaftete Strömung im Vorkammerhals generiert wird. Die Drallachse der Vorkammerhalsströmung befindet sich in der Drehachse der Vorkammer. Das Geschwindigkeitsfeld im Vorkammerhals führt im unteren Bereich des Vorkammerkörpers außerdem zu höheren Wandgeschwindigkeiten.

Auch aus dem Vektorfeld, sichtbar in den Vektorfeldern in Abbildung 78, ist dieses Strömungsverhalten widergespiegelt. Hier erkennt man deutlich die geringere Strömungsgeschwindigkeit im Halszentrum (gekennzeichnet durch grün gefärbte Vektoren). Weiters kann aus dem Vektorfeld die beschriebene Abwälzbewegung im oberen Vorkammerbereich graphisch dargestellt werden. Es ist die Aufwärtsbewegung links und rechts, nahe der Vorkammerwand, sichtbar. Im oberen Bereich der Vorkammer dreht sich das Strömungsfeld um und strömt in die Mitte der Vorkammer in Richtung Vorkammerhals. Es bilden sich links und rechts, symmetrisch von der Drehachse, zwei Wirbelfelder aus, die ihre Drehachse senkrecht zur Rotationsachse der Vorkammer besitzen.

UGVK D09 kon01:

Bei der UGVK_D09_kon01 wurde die Einströmung in die Vorkammer um eine zusätzliche Bohrung erweitert. Dadurch sinkt die Einströmgeschwindigkeit der regulären Überströmbohrungen in den Vorkammerhals und die wandnahe Strömungsgeschwindigkeit nimmt ab. Lokal gesehen kann aber in der Vorkammerhalsmitte eine prinzipielle Geschwindigkeitserhöhung festgestellt werden. Diese Geschwindigkeitssteigerung in Halsmitte hat den zentrischen Frischladungseintrag in das Vorkammervolumen zur Folge, wie schon beim Spülvorgang beschrieben.

Beim Übergang des Vorkammerhalses in den Vorkammerkörper ist die gemittelte Geschwindigkeit höher als bei der Basis-Vorkammer. Dies führt zu einem höheren Frischgasmassenstrom in die Vorkammer. Die wandnahe Geschwindigkeit ist in diesem Bereich gesunken.

Wird das Geschwindigkeitsvektorfeld der Vorkammer betrachtet, so wird auch hier ersichtlich, dass die Geschwindigkeit im Zentrum des Vorkammerhalses gestiegen ist. Hingegen ist in den wandnahen Bereichen des Vorkammerhalsaustrittes die Strömungsgeschwindigkeit im Gegensatz zur Basis gesunken. Bei der Vorkammer UGVK_D09_kon1 ist das abwärtsströmende Vektorfeld breiter ausgeprägt, als bei der Basis Vorkammer. Dies bewirkt eine gute Restgasausblasung aus dem Zündkerzenbereich, wie schon in Abbildung 77 gezeigt wurde.

In Abbildung 79 wird der Luftverhältnisverlauf im Zündkerzenbereich der drei ungespülten Vorkammern über den Kurbelwinkel dargestellt. Es ist feststellbar, dass die Basis Vorkammer (schwarze Linie) sehr früh eine Luftverhältnisabnahme verzeichnet. Dies begründet sich in eine höhere Strömungsgeschwindigkeit im wandnahen Bereich bei Austritt aus dem Vorkammerhals (Abbildung 78). Das

Strömungsfeld der UGVK_D09 bewirkt einen sehr raschen Transport der Frischladung in den Zündkerzenbereich. Die Vorkammern mit der zusätzlichen Bohrung (rote und blaue Linie) weisen erst später eine Luftverhältnisabnahme auf. Erst in der Nähe des ZZP (ca. -28°KW) sinkt das Luftverhältnis dieser Vorkammern unter das Niveau der Basis Vorkammer. Die Frischladung bei diesen Vorkammern strömt zwar mit niedrigerer Strömungsgeschwindigkeit in Richtung Zündkerze, bewirkt aber durch den höheren Massenstrom in die Vorkammer eine deutliche Luftverhältnisabnahme. Nicht nur im Zündkerzenbereich ist das Luftverhältnis bei den neuentwickelten Vorkammern gesunken, auch im globalen gemittelten Lambda der Vorkammer kann eine Absenkung festgestellt werden.

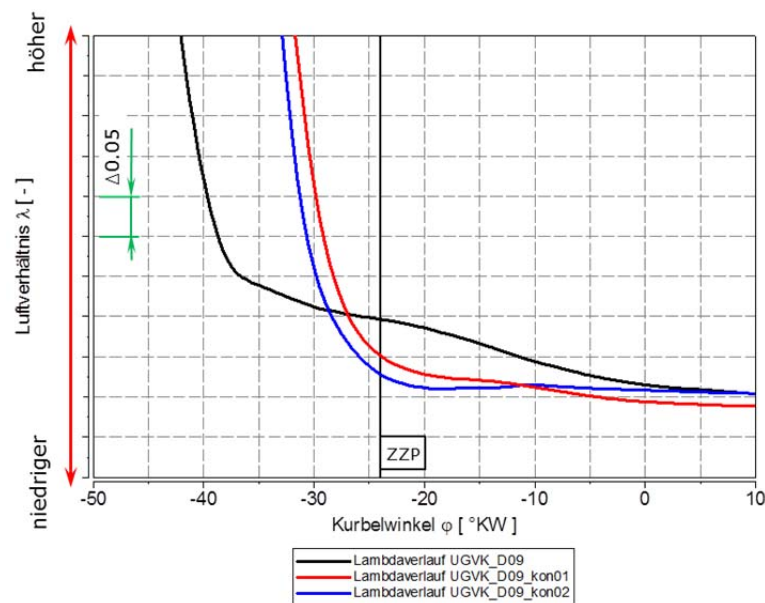


Abbildung 79: Lambdaverlauf an der Zündkerze

Die bisher betrachteten Simulationsergebnisse beschränkten sich auf den Bereich vor dem ZZP. Die graphische Analyse der Brennfackeln zeigt nun Simulationsergebnisse nach dem ZZP, die ein aktiviertes Verbrennungsmodell voraussetzen. Für diesen Fall wurde in Abbildung 79 die Gastemperatur dargestellt.

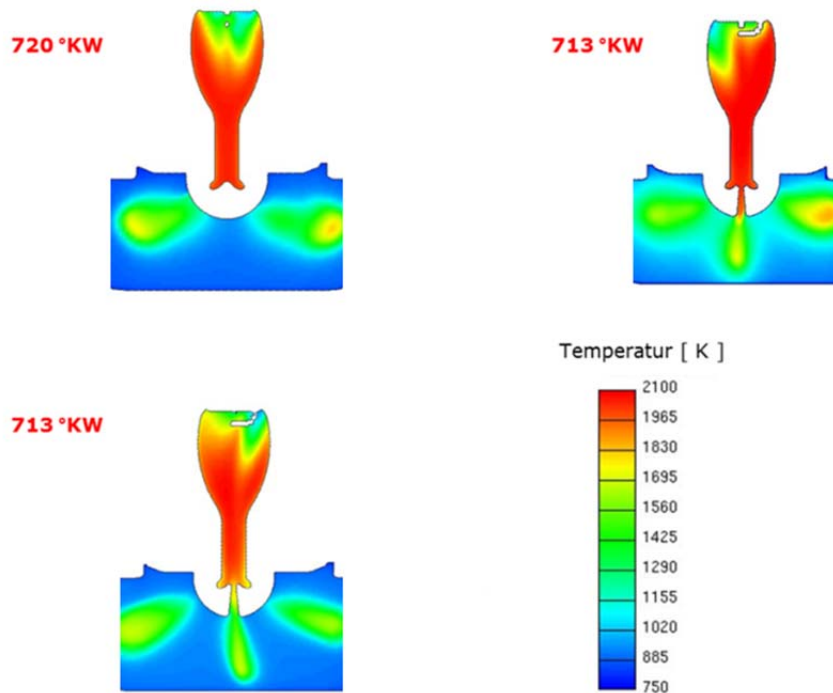


Abbildung 80: Darstellung der Brennfackeln

Die Abbildung 80 zeigt die Brennfackelnausbreitung der drei Vorkammern. Verglichen wurden die Brennfackeln bei der gleichen umgesetzten Brennstoffmasse in der Vorkammer. Daher ist die Brennfackellänge der Basis-Vorkammer bei 716 °KW dargestellt und bei den anderen Vorkammern bei 713 °KW. Dargestellt werden die Brennfackeln durch die Temperaturverteilung im Hauptbrennraum. Das Verbrennungsmodell bei der 3D-CFD-Simulation errechnet aus einem niedrigeren Luftverhältnis an der Zündkerze einen längeren Zündverzug. Die Basis-Vorkammer benötigt 3 °KW mehr für die gleiche Brennstoffmassenumsetzung in der Vorkammer, als die Vorkammern mit zusätzlicher Bohrung. Bei der Auswertung der Messergebnisse wurden die 3 °KW Zündverzug aus der Simulation auf maximal 1 °KW relativiert. Es wurde keine Abstimmung des Verbrennungsmodells durchgeführt.

Die zusätzliche Bohrung bewirkt eine senkrechte Brennfackel in den Hauptbrennraum, die ein schnelles Anbrennen des Luft-Kraftstoffgemisches bewirkt. Vergleicht man die Brennfackellänge und die Ausbreitungsrichtung der Fackeln für jede Vorkammer, so erkennt man, dass die Basis-Vorkammer lange radiale Fackeln besitzt. Bei den Vorkammern mit zusätzlicher Bohrung wird eine verkürzte Brennfackellänge festgestellt. Die zusätzliche Bohrung verringert den Impulseintrag in den Hauptbrennraum, da die Strömungsgeschwindigkeit in den Bohrungen verringert wurde (Kontinuitätsgleichung). Vor allem die geringere Brennfackelausbreitung in Richtung Zylinderwand führt zu einer höheren Klopfanfälligkeit, die in einem verkleinerten Betriebskennfeld der Vorkammer resultiert.

Bei der Vorkammer UGVK_D09_kon01 brennt die senkrechte Brennfackel direkt auf den Kolbenboden. Dies ist für die Bauteilstandfestigkeit nachteilig. Daher wurde durch eine gezielte Diffusorerweiterung (12°) bei der UGVK_D09_kon02 die

Strömungsgeschwindigkeit in diesem Bereich reduziert, um den Impulseintrag zu verringern. Die Diffusorerweiterung hatte nur einen geringen Einfluss auf die Brennfackellänge und kann der Abbildung 80 entnommen werden.

Die 3D-CFD-Simulation der drei Vorkammern wird nun mit Hilfe der entwickelten Bewertungsstrategie (Kapitel 6.3) beurteilt. Dazu werden die acht Beurteilungskriterien für alle drei Vorkammern ausgewertet.

Auswertung UGVK		Vorkammernbezeichnung		
Kriterien	Zielbereich	UGVK_D09_kon01	UGVK_D09_kon02	UGVK_D09
V_{ZK}	0.80 bis 1.44	1.170	1.181	1.00
λ_{ZK}	0.50 bis 0.96	0.900	0.966	1.00
T_{ZK}	< 1.02	1.030	1.000	1.00
TKE_{ZK}	0.9 bis 1.57	1.120	0.447	1.00
Δp_{VK-ZYL}	0.47 bis 0.94	0.450	0.420	1.00
E_{VK}	1.12 bis 1.39	1.153	1.153	1.00
$V_{Bohrung}$	0.86 bis 1.24	1.035	1.060	1.00
λ_{VK}	0.52 bis 0.99	0.991	0.994	1.00

Abbildung 81: Auswertung der Kriterien für die untersuchten VK

Die Abbildung 81 zeigt tabellarisch die zusammengefassten Kriterien der drei Vorkammern, die in weiterer Folge in das Netzdiagramm eingetragen wurden. Als Basis für das Netzdiagramm wird wieder die UGVK_D09 herangezogen.

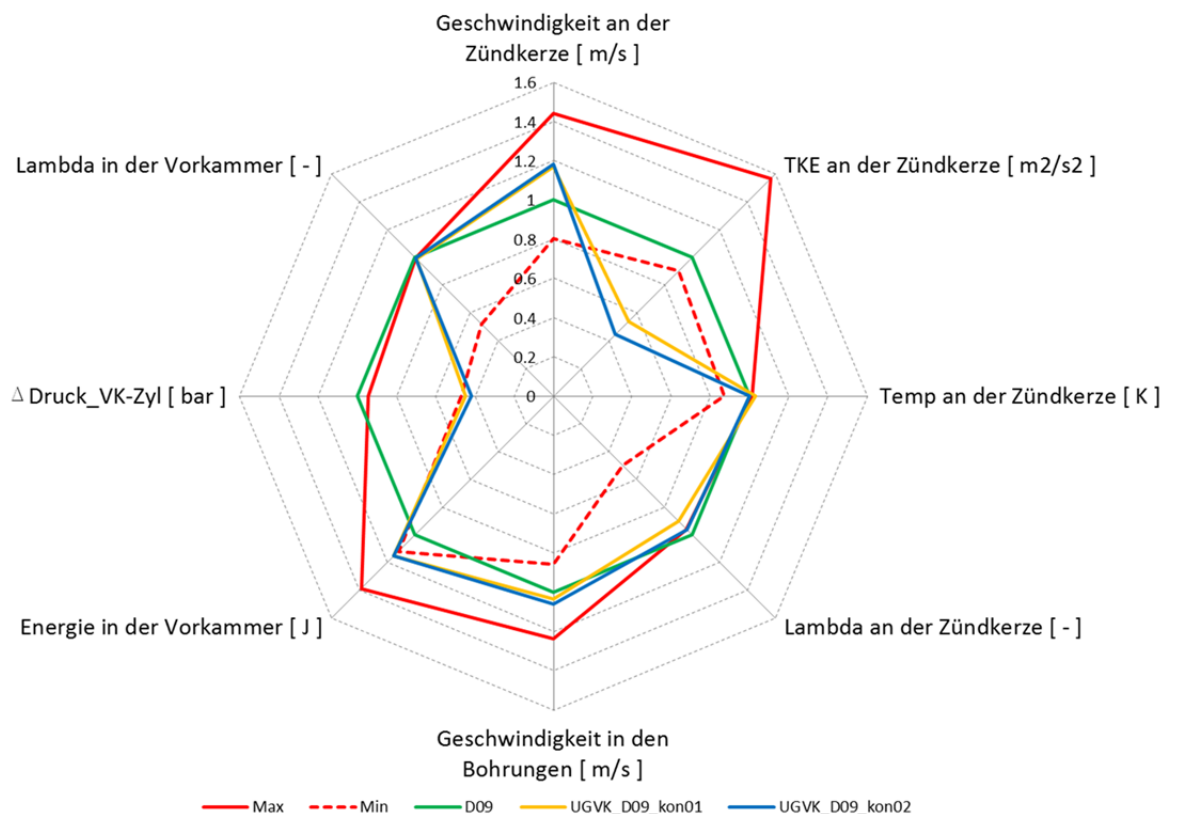


Abbildung 82: Kriterienvergleich der untersuchten Vorkammern

Betrachtet man das Netzdiagramm in Abbildung 82, so können zwei gravierende Überschreitungen des definierten Zielbereiches der optimierten Vorkammern wahrgenommen werden.

Die Auswirkung des unterschrittenen TKE Grenzwertes kann teilweise durch das höhere Lambda an der Zündkerze und in der Vorkammer entschärft werden. Für die Druckdifferenz trifft dies nicht zu. Zwar kann die Druckdifferenz durch einen höheren Energieinhalt der Vorkammer leicht kompensiert werden, aber durch den dominanten Einfluss der Überströmbohrungsfläche (durch die zusätzliche Bohrung erhöht sich die Überströmfläche) fällt der Kriterienwert Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder unter den Zielbereich. Die Druckdifferenz hat enorme Auswirkungen auf den Impulseintrag (Kapitel 6.2) und beeinträchtigt somit die Vorkammerfunktion. Die Überschreitung der Zündkerzentemperatur bei der UGVK_kon01 ist für den Verbrennungsablauf nicht beeinträchtigend, es kann aber zu einer deutlichen Reduzierung der Zündkerzenlebensdauer kommen.

Betrachtet man das Gesamtbild des Netzdiagramms mit der Einordnung der acht Kriterien und ihre Lage in dem definierten Zielbereich, so kann auf eine gute Funktion der Vorkammer geschlossen werden. Für die genauere Untersuchung der Vorkammern muss eine Versuchsmessung am Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt werden.

7.1.2 Interpretation Messdaten

Die Vorkammern UGVK_D09_kon01 und UGVK_D09_kon02 wurden am Einzylinder-Forschungsmotor vermessen. Dabei wurden die Vorkammern mit dem Prüfablauf des Kennfeldes und der Lastschleife untersucht. Die Versuchsdurchführung und Randbedingungen wurde bereits im Kapitel 4 beschrieben. Als Vergleichsbasis wurde die Basis-Vorkammer auch einer Kennfeldmessung unterzogen. Als Betriebspunkt für die nachfolgenden Messergebnisse wurde ein Volllastpunkt ausgewählt.

Wirkungsgrad bezogene Daten

Die Abbildung 83 zeigt die Veränderung des MFB50% und des Luftverhältnis über die Änderung der NO_x-Emission. Der 50% Umsatzpunkt und das Luftverhältnis sind starke Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad. Die neu konzipierten Vorkammern weisen einen früheren Umsatzpunkt auf, der sich sehr positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Der frühe MFB50% resultiert aus dem niedrigerem Luftverhältnis im Zündkerzenbereich. Durch das höhere Luftverhältnis der Frischladung der neu konzipierten Vorkammern kann der thermodynamische Wirkungsgrad angehoben werden, wodurch wiederum der Wirkungsgrad des neuen Verbrennungskonzeptes steigt. Die Vorkammer UGVK_D01_kon01 weist die frühesten Umsatzpunkte auf. Bei allen Messergebnissen ist bemerkbar, dass die Basis-Vorkammer über 1700 NO_x betrieben werden konnte und daher eine höhere Klopfgrenze aufweist. Betrachtet man das Luftverhältnis, so kann erkannt werden, dass mit abnehmendem Lambda die NO_x-Emissionen steigen. Dieser Effekt der Schadstoffbildung wurde im Kapitel 2.2 beschrieben.

Die optimierten Vorkammern konnten maximal bis 1000 NO_x betrieben werden, da diese Konzepte eine geringere Klopfgrenze aufweisen. In den Simulationsergebnissen wurde die geringere Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder schon als Problem erörtert (Überschreitung des Zielbereiches im Netzdiagramm).

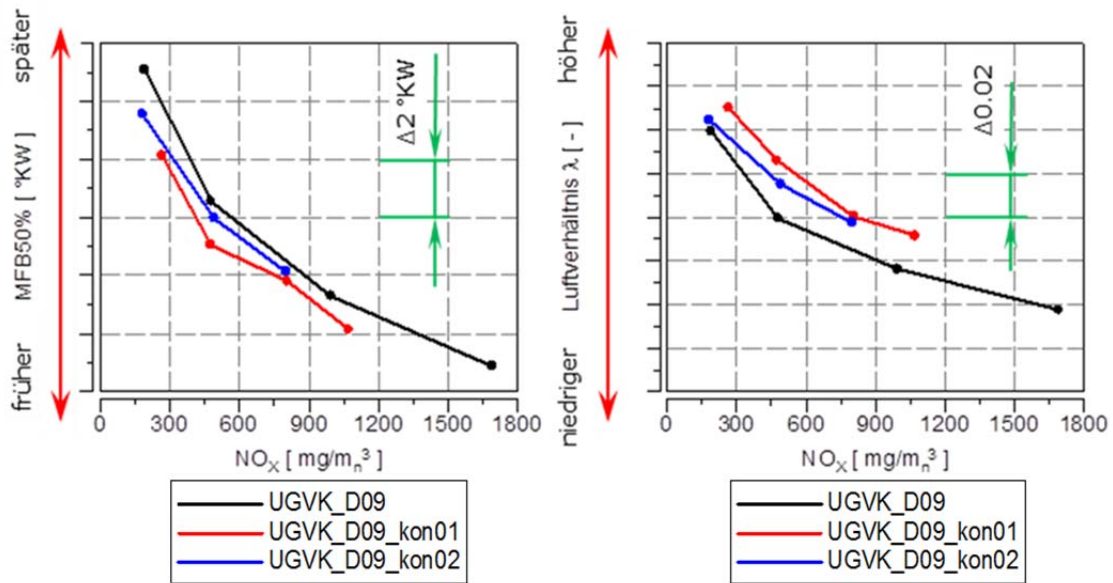


Abbildung 83: Auswertung MFB50% und Luftverhältnis

Verbrennungsablauf

Die Messgrößen MFB5%, MFB50% und MFB90% geben Aufschluss über den Ablauf der Verbrennung. Der MFB5% und MFB90% sind in Abbildung 84 dargestellt. Die Vorkammern UGVK_D09_kon01 und UGVK_D09_kon02 weisen einen geringen Zündverzug auf, der durch frühe Lagen des MFB5% bemerkbar wird und führen in der Regel zu frühen Lagen des MFB50%. Bemerkbar ist, dass die UGVK_D09_kon02 (blaue Linie) eine sehr frühe Lage des MFB5% aufweist, aber der MFB50% später liegt, als bei der UGVK_D09_kon01 (rote Linie). Das schnelle Anbrennen in dieser Vorkammer, wirkt sich sehr positiv auf die Magergrenze aus.

Es werden Betriebspunkte unter 200 NO_x möglich. Nach dem schnellen Anbrennen des Hauptbrennraumes verzögert sich die Umsetzung des Brennstoffes im Gegensatz zu der UGVK_D09_kon01. Möglicherweise ist der Impulseintrag der UGVK_D09_kon02 durch die Diffusorerweiterung der zusätzlichen Bohrung die Ursache für dieses Brennverhalten. Dieses Phänomen wurde nicht weiter untersucht.

Die prinzipielle frühere Lage des MFB5% für die optimierten Vorkammern kann auf das reduzierte Luftverhältnis durch die Optimierung mittels der 3D-CFD-Simulation zurückgeführt werden. So erklärt sich auch der frühere MFB5% der UGVK_D09_kon02, da diese Vorkammer das niedrigste Luftverhältnis im Zündkerzenbereich in der 3D-CFD-Simulation aufweist.

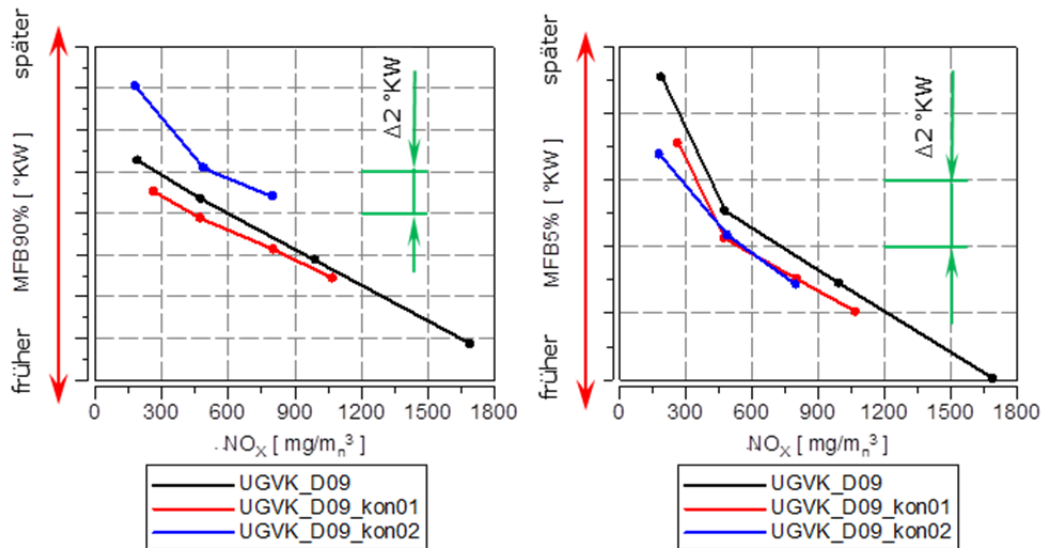


Abbildung 84: Auswertung MFB90% und MFB5%

Betrachtet man den MFB90%, weist die UGVK_D09_kon02 eine eher verschleppte Verbrennung auf. Dies wirkt sich negativ auf den Wirkungsgrad und die Emissionen aus. Hingegen zeigt die UGVK_D09_kon01 einen frühen Abschluss der Verbrennung. Es kann auf einen sehr kompakten Brennverlauf geschlossen werden, der eine positive Auswirkung auf den Wirkungsgrad hat.

Emissionen

Den Messergebnissen der Schadstoffe HC und CO kann entnommen werden, dass die konzipierten Vorkammern eine höhere Schadstoffbildung aufweisen (Abbildung 85). Der Betrieb mit höherem Lambda verursacht vor allem höhere HC-Emissionen. Die verschleppte Verbrennung der UGVK_D09_kon02 führt zu einem Anstieg der der CO-Emissionen. Die höheren HC-Emissionen reduzieren einen Teil des gewonnenen Wirkungsgrades.

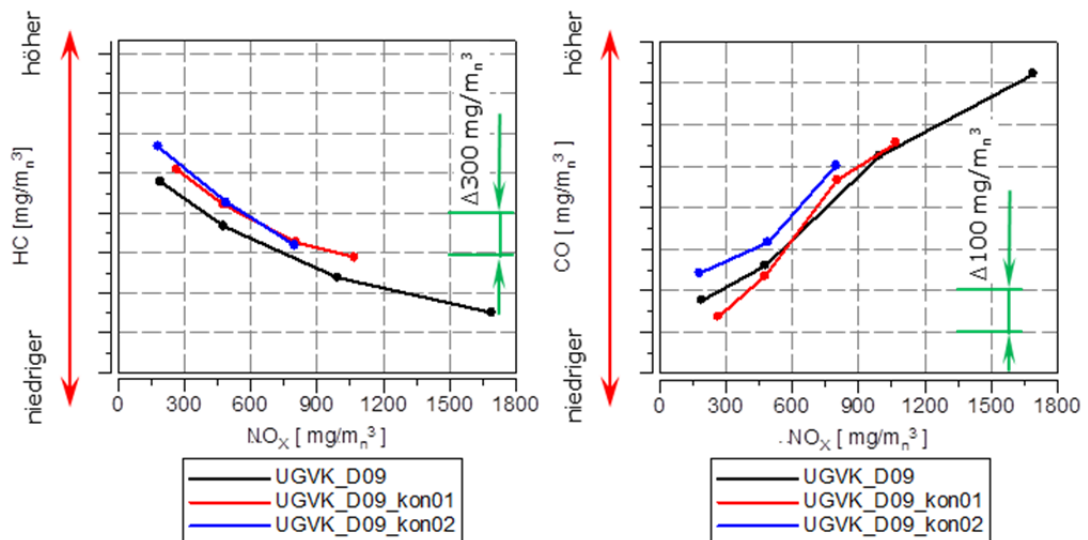


Abbildung 85: Auswertung HC- und CO-Emissionen

Zündkerzentemperatur und Variationskoeffizienten

Der Abbildung 86 kann entnommen werden, dass die Zündkerzentemperatur der Vorkammern gestiegen ist. Diese Erkenntnis zeigte auch die 3D-CFD-Simulation. Für die UGVK9ccm_D09_kon01 ist die gemessene Zündkerzentemperatur über der zulässigen Höchsttemperatur und sollte in weiteren Optimierungsschritten abgesenkt werden. Auch diese Feststellung deckt sich mit der 3D-CFD-Simulation, da die UGVK_D09_kon01 mit der simulierten Gastemperatur den Zielbereich überschritten hat.

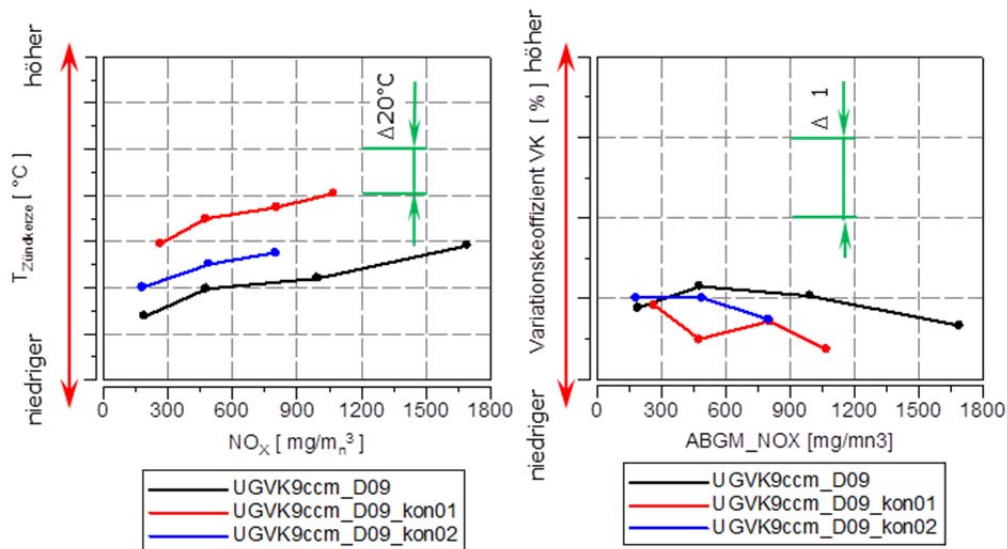


Abbildung 86: Auswertung Zündkerzentemperatur und VK

Der Variationskoeffizient (VK) ist bei den optimierten Vorkammern leicht gesunken und signalisiert eine stabilere Verbrennung. Vor allem in sehr mageren Betriebspunkten ($\text{NO}_x < 300 \text{ mg}/\text{m}_n^3$) ist der VK kleiner als bei der Basis-Vorkammer. Demnach sind die optimierten Vorkammern besonders für den Magertrieb (Betrieb mit großem Luftverhältnis) geeignet.

Kennfeld

Die gezeigten Messergebnisse beziehen sich auf einen konstanten ZZZP und einen konstanten indizierten Mitteldruck. Wird nun der ZZZP variiert, so kann ein Kennfeld eines Verbrennungskonzeptes erzeugt werden. Die Abbildung 87 zeigt eine Gegenüberstellung der Kennfelder für die drei Vorkammervarianten. In diesem Fall wird ein Kennfeld über den ZZZP und Stickoxidemissionen aufgespannt. Begrenzt wird das Kennfeld durch die Magergrenze und die Klopfgrenze. Die Klopfgrenze gibt die maximal mögliche NO_x -Emission an, bei der nicht mehr als 5% Klopfhäufigkeit auftritt. Die Klopfhäufigkeit ist eine statistische Ausgabegröße der Prüfstandsauswertung, die eine Beurteilung des Klopfverhaltens liefert. Wie schon im Kapitel 4 beschrieben, ist die NO_x -Bewertung eine indirekte Aussage zum Luftverhältnis, da mit steigendem Luftverhältnis die NO_x -Emissionen sinken und umgekehrt.

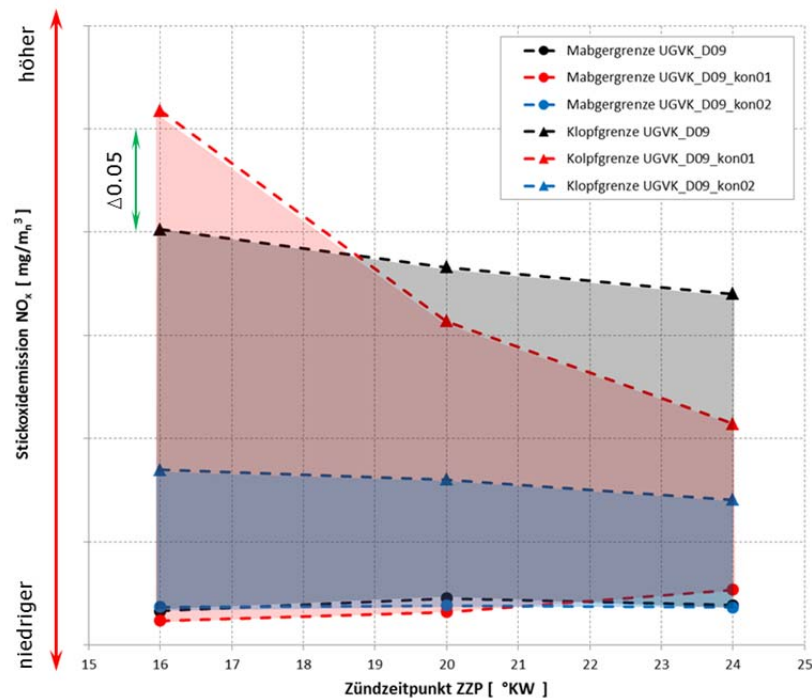


Abbildung 87: Kennfeldvergleich

Die betrachteten Messergebnisse waren auf einen konstanten ZPP bezogen. Bei diesem ZPP waren die Magergrenzen der neu konzipierten Vorkammern deutlich niedriger. Bei abnehmendem ZPP kann eine Spreizung des Kennfeldes bei jeder Vorkammer wahrgenommen werden. Mit späterem ZPP kann die Klopfwahrscheinlichkeit der ottomotorischen Verbrennung reduziert werden (übliches Vorgehen bei der Klopfregelung). Durch einen späteren ZPP wird zwar die Kennfeldbreite größer, doch ist diese Maßnahme auch mit einer Wirkungsgradminderung verbunden.

Die UGVK_D09_kon01 weist bei einem ZPP von 16 °KW eine große Kennfeldbreite auf, da die Klopfgrenze bei hohen NO_x -Emissionen zu liegen kommt. Bei der UGVK_D09_kon02 ist die Kennfeldbreite im Gegensatz zu den anderen zwei Vorkammern beträchtlich kleiner.

Resümee

Die zusätzliche Bohrung in der Vorkammer bewirkt eine optimale Einströmung der Frischladung in den Vorkammerkörper. Das Luftverhältnis im Zündkerzenbereich und in der Vorkammer konnte gesenkt werden. Dadurch war es möglich, den MFB5% und den MFB50% in wirkungsgradgünstige Lagen zu verschieben. Auch das höhere, am Einzylinder-Forschungsmotor gefahrene Luftverhältnis, hilft, den Wirkungsgrad zu steigern. Vor allem im Magerbetrieb zeigt dieses Vorkammerkonzept ein stabiles Betriebsverhalten (niedrige Variationskoeffizienten). Bezüglich Klopfgrenze, CO- und HC-Emissionen müssen noch Optimierungsschritte durchgeführt werden. Diese Größen sind durch einen höheren Impulseintrag der Vorkammer in Richtung des Hauptbrennraumes zu reduzieren. In erster Linie sollte die Fläche der

Überströmbohrungen um den Flächenanteil der zusätzlichen, senkrechten Bohrung verringert werden, so dass die Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder steigt.

Eine steilere Gestaltung der Überströmwinkel könnte den Impulseintrag in den Hauptbrennraum erhöhen und somit das Ausbrennverhalten dieses Bereiches verbessern. Der fehlende Impulseintrag in den Hauptbrennraum wird durch die senkrechte Überströmbohrung kompensiert. Der höhere Brennfackelimpuls in Richtung Hauptbrennraum würde auch die HC-Emissionen senken.

Für eine weitere Optimierung sollte nicht nur die Vorkammer betrachtet werden, sondern auch alle anderen Komponenten die einen Einfluss auf den Verbrennungsablauf haben.

Die Messergebnisse bestätigen die Aussage der Beurteilungskriterien aus der 3D-CFD-Simulation. Aus dem Netzdiagramm ist ersichtlich, dass die Drucküberhöhung zu gering für diese Vorkammerkonzepte ausgeführt ist. Auch die simulierte Gastemperatur und deren Überschreitung des Zielbereiches bei der UGVK_D09_kon01 wurden mit den Messergebnissen bestätigt.

7.2. Optimierung gemischgespülte Vorkammer

Die gemischgespülte Vorkammer unterscheidet sich von der ungespülten Vorkammer durch eine externe Zufuhr eines Luft-Kraftstoffgemisches. Durch ein integriertes Rückschlagventil wird das externe Luft-Kraftstoffgemisch in die Vorkammer eingeleitet und spült das Restgas aus dem Zündkerzenbereich aus (Kapitel 5). Der Entwicklungsstand vor Beginn der Diplomarbeit war die gemischgespülte Vorkammer GGVK_D05, die für weitere Optimierungsschritte als Basisvariante herangezogen wurde. Zunächst wurde die Vorkammer auf Optimierungspotential analysiert und einer 3D-CFD-Simulation unterzogen. Die GGVK_D05 zeigte Optimierungspotential im Bereich der Gaseinblasung und der Vorkammerform. Durch das zusätzliche Rückschlagventil für die Gemischeinblasung ist es notwendig, die Zündkerze exzentrisch aus der Vorkammerdrehachse zu platzieren. Die exzentrisch platzierte Zündkerze führt aber zu einem schlechteren Verbrennungsablauf in der Vorkammer. Daher war es für weitere Optimierungsschritte notwendig, eine Vorkammerform zu entwerfen, die ein exzentrisches Vorkammervolumen besitzt, um ausreichend Luft-Kraftstoffgemisch im Bereich der Zündkerze platzieren zu können.

Ein weiterer Optimierungsbereich war die Gemischzufuhr für den Spülvorgang. Durch eine strömungsoptimierte Gemischzufuhr kann das Restgas aus dem Zündkerzenbereich ausgeblasen und ein frisches Luft-Kraftstoffgemisch mit niedrigem Luftverhältnis in den Zündkerzenbereich eingebracht werden.

Es wurden bei diesem Optimierungsprozesse insgesamt 23 gemischgespülte Vorkammern untersucht, wobei zwei Vorkammern aus diesem Entwicklungsprozess vorgestellt werden sollen.

Die Abbildung 88 zeigt die konstruktiven Merkmale von drei gemischgespülten Vorkammern, die GGVK_D07, GGVK_D17 und GGVK_D05. Wie schon beschrieben, handelt es sich bei der GGVK_D05 um die Basis-Vorkammer, die zu Vergleichszwecken dienen soll. Die Position des Rückschlagventils für die Gemischzufuhr wurde für alle

Vorkammervarianten nicht verändert. Der prinzipielle Aufbau einer gemischgespülten Vorkammer kann aus dem Kapitel 5 der Abbildung 29 entnommen werden.

Die GGVK_D07 ist durch eine direkte Gaseinblasung gekennzeichnet. Durch eine Nutfräsung im oberen Vorkammerbereich strömt das Frischgasgemisch aus dem Rückschlagventil Richtung Zündkerze (Top View).


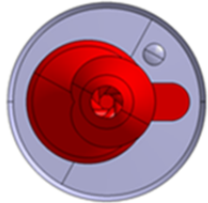
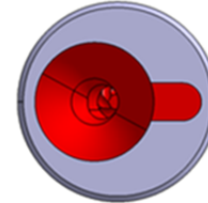
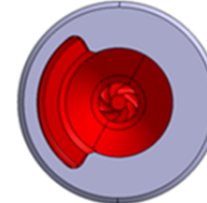

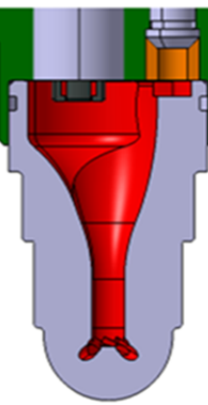
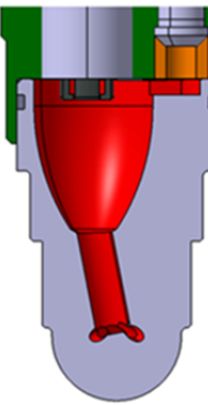
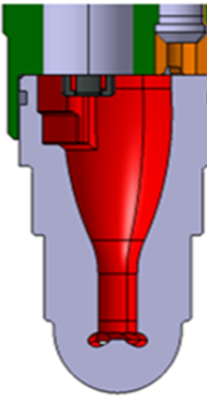
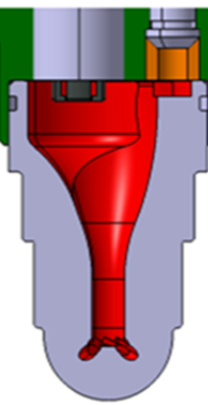
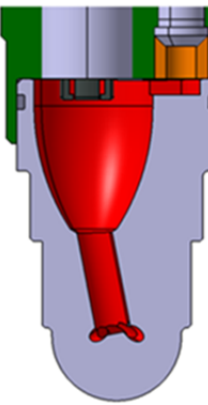
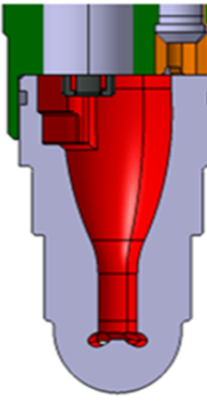
VK Merkmale			
Vorkammerbezeichnung	GGVK_D07	GGVK_D17	GGVK_V11
Bemerkung	<ul style="list-style-type: none"> • Direkte Zündkerzenanbalsung • Zweites Vorkammervolumen zentrisch unter Zündkerze 	<ul style="list-style-type: none"> • Direkte Zündkerzenanbalsung • Vorkammervolumen zentrisch • Geneigter Hals 9° 	<ul style="list-style-type: none"> • Schräge Zündkerzenanbalsung • Ausfräsung für ZK • Basis/Vergleich
top view 			
side view 			
CAD Darstellung			

Abbildung 88: Vorkammer Merkmale

Das Problem der exzentrisch platzierten Zündkerze wird durch ein zusätzliches exzentrisches Vorkammervolumen kompensiert. Das zusätzliche Vorkammervolumen vereint sich mit dem zentrischen Vorkammervolumen im unteren Bereich der Vorkammer. Damit wurde unmittelbar unter der Zündkerze ein zentrischer Vorkammerbereich für den Verbrennungsablauf geschaffen.

Bei der Vorkammer GGVK_D17 wird hingegen das gesamte Vorkammervolumen exzentrisch zur Vorkammerdrehachse gefertigt. Durch einen 9° schrägen Vorkammerhals wird bei der Zündung die Flammenfront wieder zentrisch in den Hauptbrennraum eingeleitet. Die Gemischeinblasung wurde in der gleichen Art konstruktiv ausgelegt, wie bei der Vorkammer GGVK_D07. Die Gaszufuhr wurde durch die exzentrische Verlagerung des Vorkammervolumens um 5 mm länger.

Um den Impulseintrag der neu entwickelten Vorkammern in den Hauptbrennraum zu erhöhen, wurde der Vorkammerhalsdurchmesser der Basis-Version verkleinert. Der höhere Impulseintrag soll die Klopfgrenze erhöhen (Vergrößern des Betriebskennfeldes).

Die Basis-Vorkammer besitzt ein zentrisch liegendes Vorkammervolumen mit Ausfräsungen an der linken Vorkammerwand für die Zündkerze. Das Luft-Kraftstoffgemisch wird über eine Einfräsung in der Zündkerzenhülse in die Vorkammer eingebracht. In der Abbildung 88 ist die Gemischzufuhr in der Zündkerzenhülse schematisch durch einen orangenen Linienzug dargestellt. Die Gaszufuhr bei der GGVK_D05 ist schräg ausgeführt, um den Gemischstrahl in Form einer Drallbewegung um die Zündkerze in die Vorkammer einzubringen.

7.2.1. Simulationsergebnisse

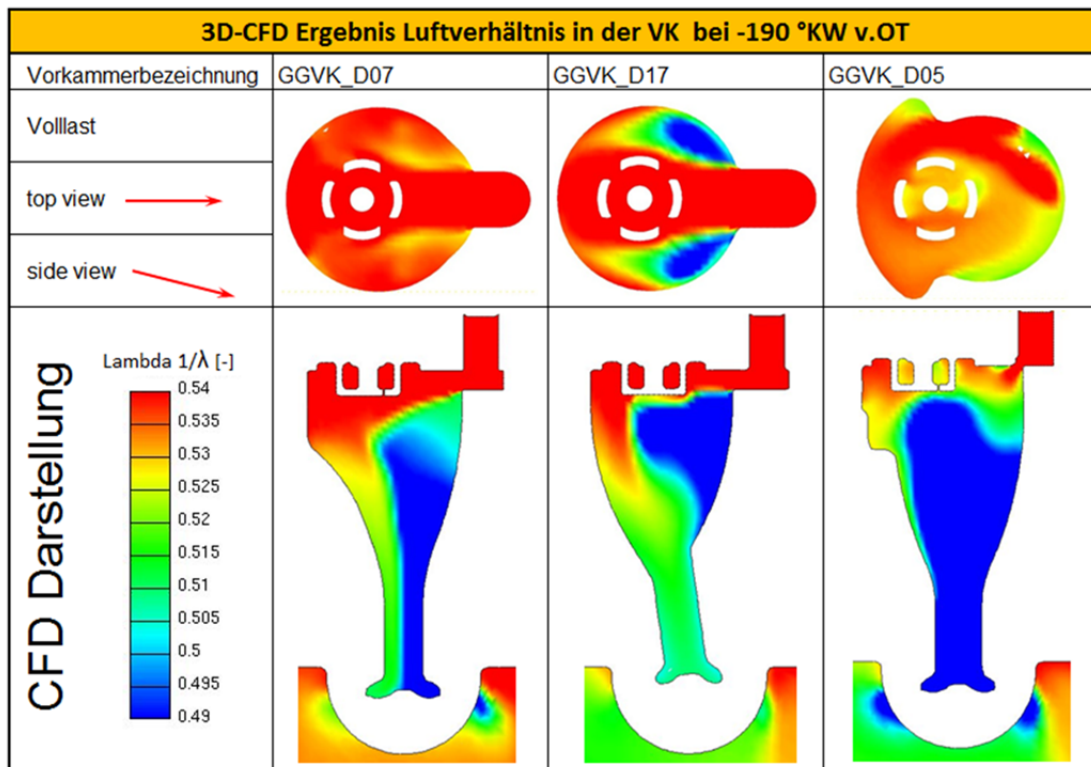


Abbildung 89: Gegenüberstellung der Luftverhältnisse

Die Abbildung 89 zeigt das Luftverhältnis in der Vorkammer bei weit fortgeschrittenem Spülvorgang (-190 °KW v.OT). Die Vorkammer GGVK_D07 zeichnet sich durch eine direkte Anblasung der Zündkerze und einem daraus resultierenden niedrigerem Luftverhältnis an der Zündkerze aus. Durch die kurze Gemischzufuhr tritt der Gemischstrahl aufgefächert in die Vorkammer ein. Im Bereich der Zündkerze ergibt sich ein Gemisch mit niedrigem Luftverhältnis. In weiterer Folge wird das eingebrachte Gemisch, an der Vorkammerwand entlang, bis in den unteren Bereich des Vorkammerhalses befördert. Im oberen Vorkammerbereich ergibt sich ein niedriges globales Luftverhältnis, das ein gutes Anbrennen der Vorkammer ergibt. Durch die kontinuierliche Verrundung des exzentrischen Vorkammervolumens kommt es im oberen linken Bereich zu einem niedrigen Luftverhältnis, welches sich positiv auf die Verbrennung auswirkt. In der Top View ist ein sehr homogenes Gemisch mit niedrigem Luftverhältnis zu erkennen.

Bei der GGVK_D17 erfolgt die Gemischeinblasung nicht in der aufgefächerten Form, wie bei der GGVK_D07. Durch das Strömungsfeld in der Vorkammer, das durch den

schrägen Vorkammerhals hervorgerufen wird, entsteht direkt unter der Gemischzufuhr ein Bereich mit hohem Luftverhältnis. In diesen Bereich wird das Restgas aus dem letzten Arbeitsspiel verschoben. Der obere Bereich der Vorkammer ist mit einem höheren Luftverhältnis gekennzeichnet. Auch direkt unterhalb der Zündkerze entsteht ein Bereich mit hohem Luftverhältnis, der für die Flammenausbreitung nicht förderlich ist. In der Top View erkennt man links und rechts von der Gemischeinblasung Bereiche mit hohem Luftverhältnis. Die Frischgasladung wird bei dieser Vorkammerform weiter in den unteren Bereich der Vorkammer gefördert.

Hingegen wird bei der GGVK_D05 durch die drallbehaftete Gemischzufuhr, im oberen Bereich der Vorkammer, ein sehr homogenes Gemisch erreicht. Die Mittelung des Luftverhältnisses in der Nähe der Zündkerze zeigt aber ein hohes Lambda, im Gegensatz zu den anderen Vorkammern. Der untere Bereich der Vorkammer ist durch ein sehr hohes Luftverhältnis gekennzeichnet. Die Gemischspülung der Vorkammer erfolgt hier nicht optimal.

Die Abbildung 90 zeigt den Verlauf des Luftverhältnisses im Zündkerzenbereich während des Spülvorganges der drei gemischgespülten Vorkammern. Bei -250 °KW ist der Spülvorgang schon sehr weit fortgeschritten und es ist deutlich zu erkennen, dass die Vorkammer GGVK_D07 durch ein sehr niedriges Luftverhältnis gekennzeichnet ist. Bei dieser Vorkammer erfolgt die Gemischeinblasung optimal. Bei ca. -90 °KW v.OT steigt das Luftverhältnis im oberen Vorkammerbereich wieder an. Hier kommt es zu einer weiteren Vermischung des Luft-Kraftstoffgemisches und des Restgases, die durch den Spülvorgang der Kolbenbewegung hervorgerufen wurde (gleicher Spülvorgang wie bei der ungespülten Vorkammer).

Die Vorkammer GGVK_D17 weist ähnliche Tendenzen des Spülvorganges auf wie die GGVK_D07. Auch hier erfolgt eine schnelle Luftverhältnisabsenkung des Gemisches an der Zündkerze durch die direkte Einblasung. Über den gesamten Spülvorgang ist die GGVK_D17 durch ein höheres Luftverhältnis als die GGVK_D07 gekennzeichnet. Auch bei der GGVK_D17 verursacht der Spülvorgang der Kolbenbewegung einen leichten Anstieg des Luftverhältnisses

Die Vorkammer GGVK_D05 zeigt erst spät eine Absenkung des Luftverhältnisses. Dies ist auf die drallbehaftete Gemischeinblasung (wie schon bei Abbildung 89 erklärt) zurückzuführen. Nach ca. -200 °KW v.OT fängt das Luftverhältnis stark zu sinken an, bis unter den Luftverhältnisverlauf der GGVK_D17. Bei ca. -100 °KW fängt das Luftverhältnis wieder leicht zu steigen an. In diesem Bereich wird durch die Kolbenbewegung der Restgasanteil in den oberen Vorkammerbereich verschoben.

Erst kurz vor ZZZ haben alle drei Vorkammern annähernd dasselbe Luftverhältnis an der Zündkerze.

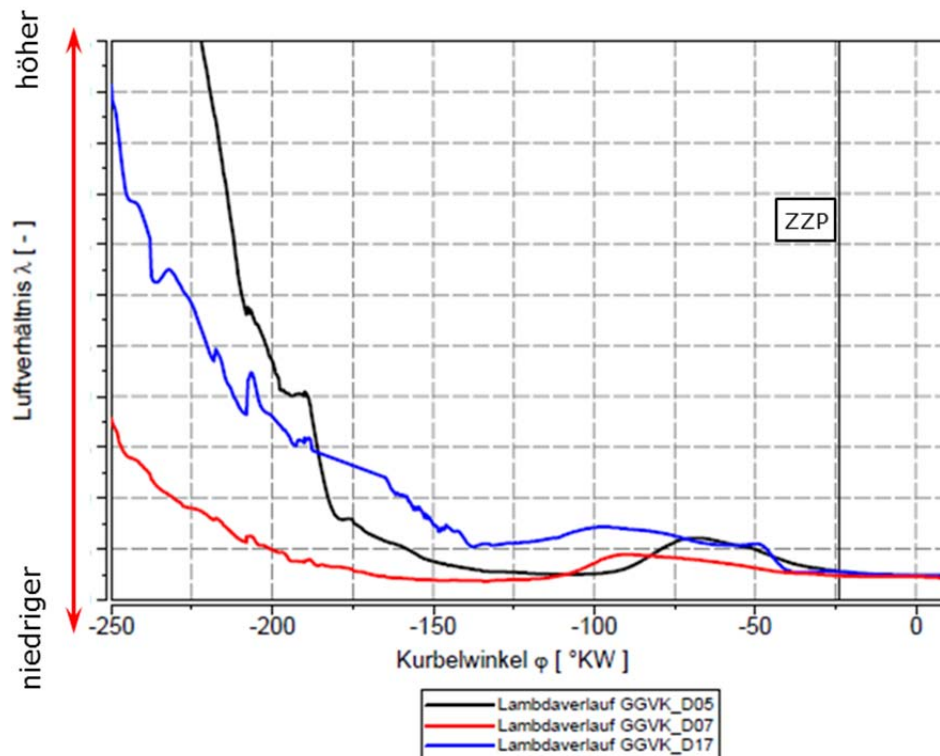


Abbildung 90: Lambdaverlauf im oberen Vorkammerbereich

Die Abbildung 91 zeigt den Spülvorgang von -300 °KW bis -206 °KW v.OT der GGVK_D17. Bei -300 °KW v.OT ist das Rückschlagventil geöffnet und das frische Gemisch strömt über die Gemischzufuhr in Richtung Zündkerze. Der geradlinige Luft-Kraftstoffstrahl aus der Gemischzufuhr ist in der Realität mehr aufgefächert und wird durch die Netzstruktur in der 3D-CFD-Simulation vereinfacht dargestellt. Die Frischladung trifft auf die Vorkammerwand gegenüber der Gemischzufuhr und strömt Richtung Vorkammerhals (-200 °KW v.OT). Bei -206 °KW v.OT wird im Bereich des Vorkammerhalses eine Art Tumblebewegung der eingebrachten Frischladung bemerkt. Das ausgeprägte Strömungsfeld verursacht im Bereich der Gemischeinblasung eine Wirbelbewegung, die den Restgasanteil unter die Zündkerze verschiebt (große Konzentrationen von Restgas sind in der graphischen Darstellung des Luftverhältnisses blau dargestellt).

Die Vorkammergeometrie der GGVK_D17 bewirkt eine zentrische Lage der Zündkerze über dem Vorkammervolumen, verursacht aber durch die schräge Vorkammerhalsstellung ein schlechtes Ausspülen des Restgases. Ein Teil des Restgases verlässt nicht über die Überströmbohrungen die Vorkammer, sondern wird durch die Tumblebewegung wieder Richtung Zündkerze gefördert.

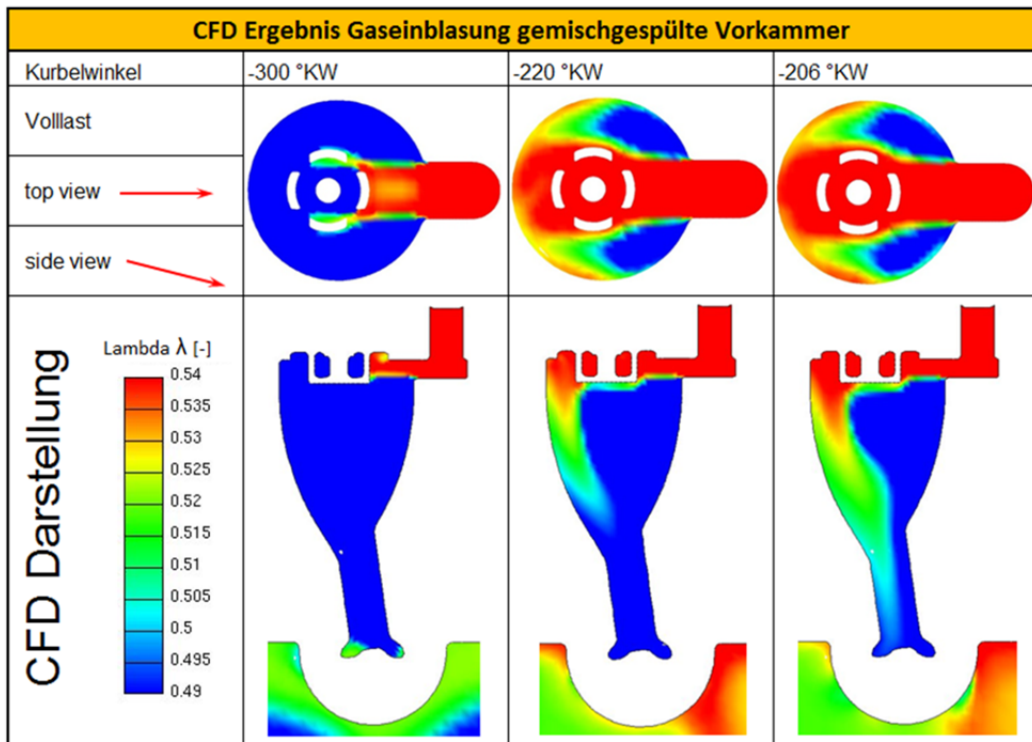


Abbildung 91: Spülvorgang der GGVK9ccm_D17

Wie schon beschrieben, wirkt sich die Geometrie der gemischgespülten Vorkammer auf den Verbrennungsablauf aus. Durch die exzentrische Zündkerzenposition wird die Flammenfront an den Vorkammerwänden Richtung zentrische Position der Überströmbohrungen umgelenkt. Daher birgt die Vorkammergeometrie der gemischgespülten Vorkammer ein hohes Optimierungspotential, um die Vorkammerfunktion zu verbessern. In der Abbildung 92 werden die Geschwindigkeitsfelder der Vorkammern GGVK_D07 und GGVK_D17 gegenüber gestellt.

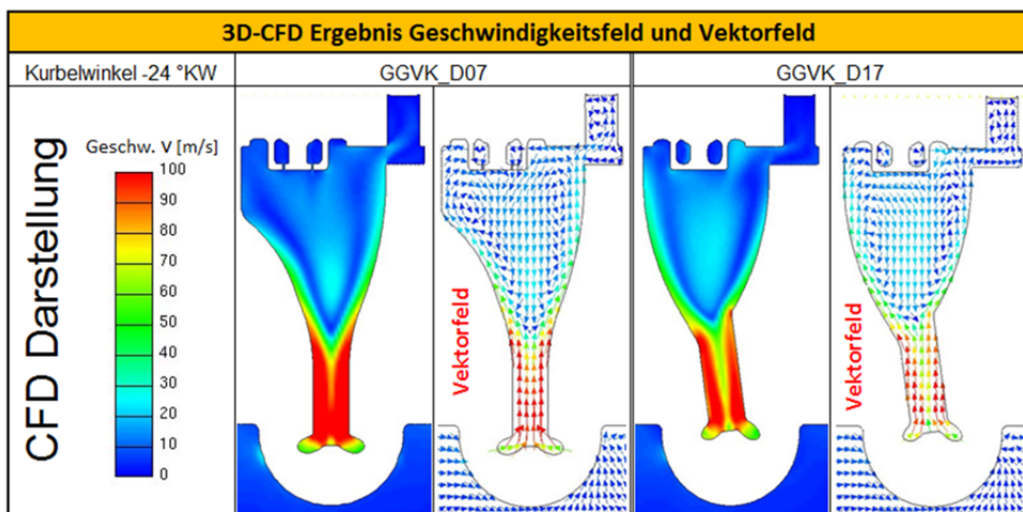


Abbildung 92: Geschwindigkeitsfeld

Beide Vorkammern weisen durch den kleinen Vorkammerhalsdurchmesser eine hohe Strömungsgeschwindigkeit kurz vor ZZP auf. Die Vorkammern sind, wie bei den ungespülten Vorkammern, mit drallerzeugenden Überströmbohrungen ausgestattet. Dadurch ergibt sich wieder im Zentrum des Vorkammerhalses eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit. Nach dem Ausströmen aus dem Vorkammerhals nimmt die Geschwindigkeit wieder ab und es bildet sich ein ähnliches Strömungsfeld, wie bei der ungespülten Vorkammer, aus. Es kommt zu einem wandnahen Strömungsfeld, das sich in Richtung Zündkerze ausbreitet. Im oberen Bereich der Vorkammer dreht das Strömungsfeld sich um und strömt in die entgegengesetzte Richtung.

Beim gemischgespülten Vorkammerkonzept kann der nachträgliche Spülungsvorgang durch die Kolbenbewegung eine Rückspülung des Restgases in den Zündkerzenbereich bewirken. Dieser Effekt kann durch die Vorkammergeometrie beeinflusst werden. Betrachtet man das Geschwindigkeitsvektorfeld der beiden Vorkammern in der Abbildung 92, so erkennt man eine Abwärtsbewegung des Strömungsfeldes direkt unter der Zündkerze bei der GGVK_D17. Das Restgas, das nach der externen Gemischeinblasung in der Vorkammer verbleibt, wird direkt unter die Zündkerze gefördert. Im Gegensatz zu der GGVK_D07 ist das abwärtsströmende Geschwindigkeitsfeld von der Drehachse der Zündkerze versetzt. Bei dieser Vorkammer wird das Restgas mehr zur Zündkerze verschoben.

Für die Ausbreitung der Flammenfront nach dem ZZP ist die GGVK_D17 durch die zentrische Lage der Vorkammergeometrie im Vorteil.

Die Abbildung 93 zeigt die Zusammenfassung der ausgewerteten Beurteilungskriterien aus der 3D-CFD-Simulation

Auswertung GGVK		Vorkammernbezeichnung		
Kriterien	Zielbereich	GGVK_D07	GGVK_D17	GGVK_D05
v_{ZK}	0.80 bis 1.44	0.852	0.967	1.073
λ_{ZK}	0.50 bis 0.96	0.913	0.915	0.915
T_{ZK}	< 1.02	1.002	0.995	0.997
TKE_{ZK}	0.9 bis 1.57	1.400	0.960	0.397
Δp_{VK-ZYL}	0.47 bis 0.94	0.920	0.600	0.430
E_{VK}	1.12 bis 1.39	1.332	1.213	1.150
$V_{Bohrung}$	0.86 bis 1.24	0.981	0.900	1.010
λ_{VK}	0.52 bis 0.99	0.790	0.946	0.946

Abbildung 93: Auswertung der Kriterien

Die Kriterien Luftverhältnis an der Zündkerze und Luftverhältnis in der Vorkammer sind bei allen Vorkammervarianten sehr niedrig. Das ist dem Konzept der gemischgespülten Vorkammer zu verdanken. Die Vorkammergeometrie hat wesentlichen Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze. Demnach konnte durch die Form der GGVK_D07 eine Reduktion der Zündkerzengeschwindigkeit bewirkt werden. Die Abbildung 94 zeigt die Einordnung der Kriterien in das Netzdiagramm. Als Bezugsbasis dient wieder die ungespülte Vorkammer UGVK9ccm_D09, die mit einem grünen Linienzug im Diagramm eingezeichnet ist. Die GGVK_D05 hat zwei Grenzüberschreitungen. Einmal wird die unterste Grenze des Differenzdruckes zwischen Vorkammer und Zylinder unterschritten und zum Anderen

wird die untere Grenze der turbulenten kinetischen Energie unterschritten. Die geringere Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder rührt einerseits aus dem geringeren Energieinhalt in der Vorkammer und andererseits aus der nicht optimalen Vorkammergeometrien. Der Nachteil der geringern Druckdifferenz macht sich in Folge durch einen nicht optimalen Verbrennungsablauf bemerkbar. Die Unterschreitung der TKE resultiert aus der exzentrischen Zündkerzenpositionierung und der Vorkammergeometrie.

Die Vorkammern GGVK_D07 und GGVK_D17 haben eine Zielbereichsüberschreitung bei der Druckdifferenz. Die Vorkammern erzeugen durch den kleiner dimensionierten Vorkammerhals und den hohen Energieinhalt in der Vorkammer eine große Druckdifferenz. Die zu hohe Druckdifferenz wird in weiterer Folge zu hohen NOx-Emissionen führen, aber den Verbrennungsablauf beschleunigen. Die GGVK_D17 weist eine geringere Bohrungsgeschwindigkeit auf, die aber noch im Zielbereich liegt.

Allgemein kann bei den gemischgespülten Vorkammern ein niedriges Luftverhältnis an der Zündkerze und in der Vorkammer beobachtet werden. Das Vorkammerkonzept gemischgespülte Vorkammer bewirkt durch seine externe Gemischzufuhr eine effiziente Restgasauspülung.

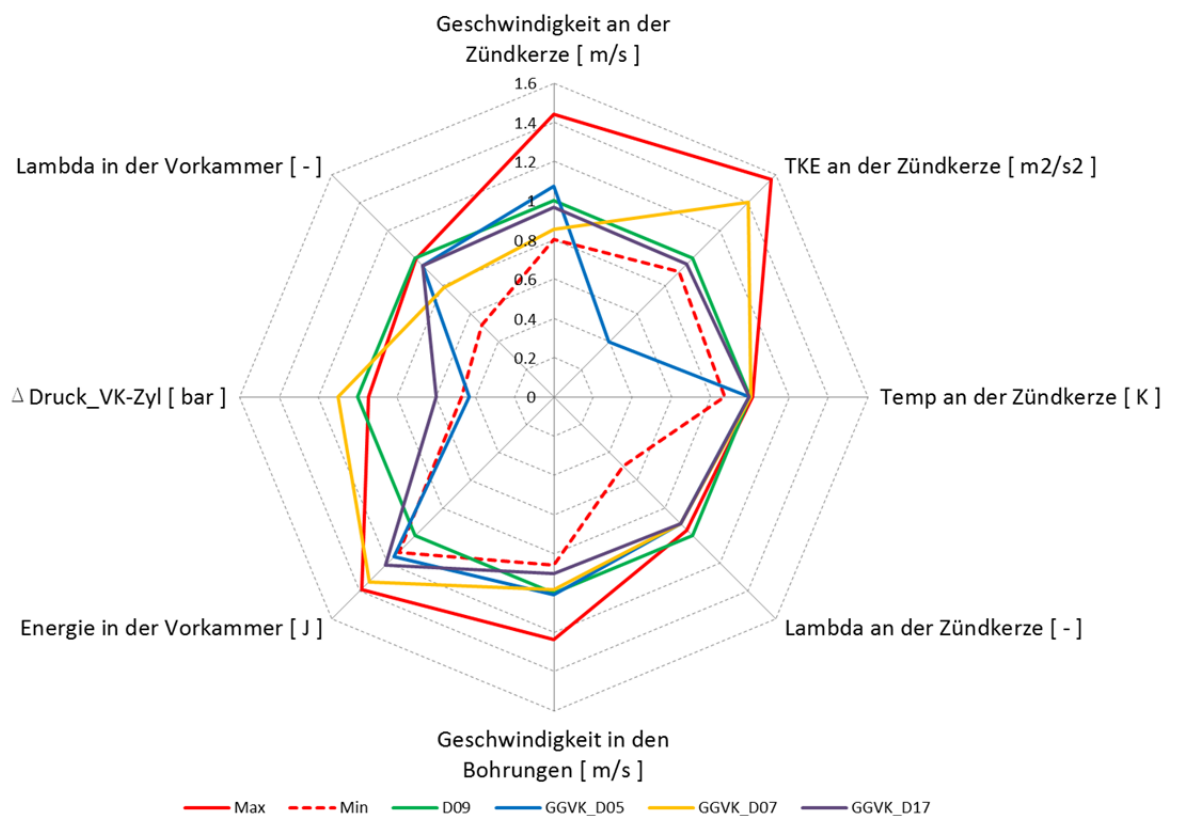


Abbildung 94: Kriterienvergleich Vorkammerkonzepte

7.2.2. Messergebnisse

Die Vorkammer GGVK_D07 und GGVK_D17 wurde, wie schon bei der ungespülten Vorkammer, am Einzylinder Forschungsmotor vermessen. Für die Messdurchführung wurde wieder ein drallfreier Zylinderkopf verwendet. Der Ablauf des Prüfprogramms ist im Kapitel 4 beschrieben.

Wirkungsgrad bezogene Daten

In der Abbildung 95 ist der Verlauf des MFB50% und das gefahrene Luftverhältnis über die NO_x -Emission dargestellt. Die neu entwickelten Vorkammern weisen eine frühe Lage des MFB50% auf, im Gegensatz zur Basis-Vorkammer. Auch das gefahrene Luftverhältnis ist bei diesen Vorkammern gestiegen. Daraus kann geschlossen werden, dass diese Vorkammern einen Wirkungsgradvorteil gegenüber der Basis verzeichnen. Besonders die GGVK_D07 besitzt eine frühe Lage des MFB50% und das höchste Luftverhältnis. Bei GGVK_D17 scheint der Wirkungsgradvorteil geringer zu sein, da die Lage des MFB50% nicht wesentlich früher liegt als die der Basis-Vorkammer. Der Vorteil des höheren Luftverhältnisses der GGVK_D17 wird zwar den thermodynamischen Wirkungsgrad steigern, aber die zugleich entstandenen HC- und CO-Emissionen führen zu hohen Umsetzungsverlusten und reduzieren so den Gesamtwirkungsgrad.

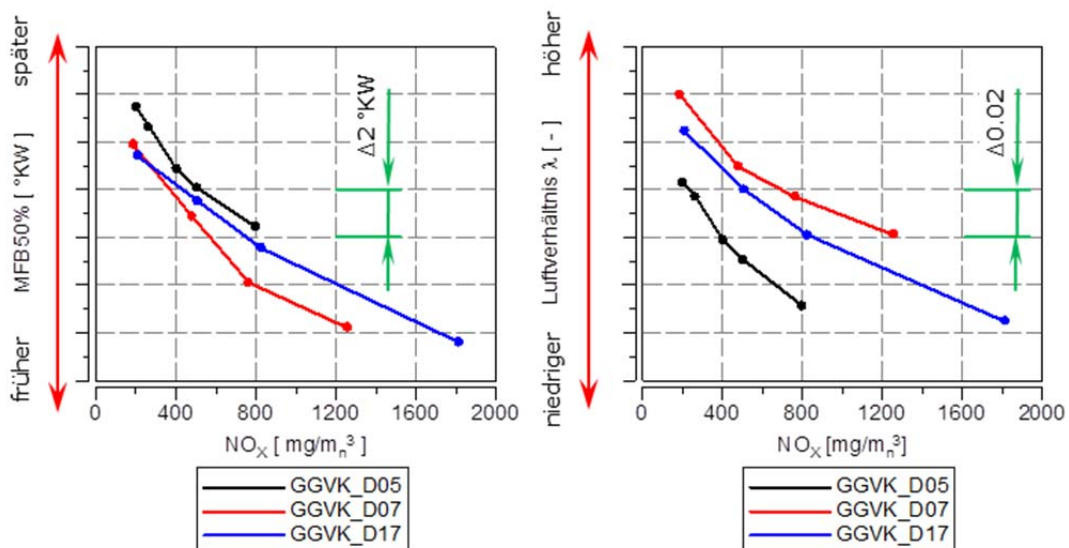


Abbildung 95: Auswertung MFB50% und Luftverhältnis

Die frühen Lagen und das hohe Luftverhältnis rühren, wie schon bei den Simulationsergebnissen gezeigt wurde, von einer höheren Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder her. Bemerkenswert ist auch die Steigerung der Klopfgrenze der GGVK_D07 und der GGVK_D17 gegenüber der Basis-Vorkammer. Es zeigt sich, dass bei allen Messergebnissen der Betrieb der Vorkammern bei hohen NO_x -Emissionen möglich ist. Die GGVK_D17 weist die höchste Klopfgrenze der optimierten Vorkammern auf. Die Klopfgrenze liegt ca. bei 1800 NO_x . Das Betriebskennfeld der Vorkammern wird durch die hohe Klopfgrenze erweitert.

Verbrennungsablauf

Der Verlauf des MFB5%, MFB50% und MFB90% über die NO_x -Emissionen gibt Aufschluss über den Verlauf der Verbrennung, wie in Abbildung 96 dargestellt. Die Vorkammer GGVK_D07 verzeichnet eine geringfügig frühere Lage des MFB5%, welche sich positiv auf den MFB50% auswirkt. Bei der Vorkammer GGVK_D17 kommt der MFB5% später als bei der Basis-Vorkammer zu liegen. Der Zündverzug ist bei der GGVK_D17 stärker ausgeprägt und verursacht ein schlechtes Anbrennverhalten. Die neu entwickelten Vorkammern sind durch eine verschleppte Verbrennung gekennzeichnet, die sich in einem späteren MFB90% widerspiegelt. Hier dürfte gerade in den Randzonen ein Durchbrennen des Luft-Kraftstoffgemisches im Hauptbrennraum ein Problem darstellen. Obwohl diese Vorkammern durch einen hohen Impulseintrag in den Hauptbrennraum gekennzeichnet sind, ist durch das hohe gefahrene Luftverhältnis λ ein schneller Verbrennungsablauf in Bereichen des Hauptbrennraumes nicht gegeben.

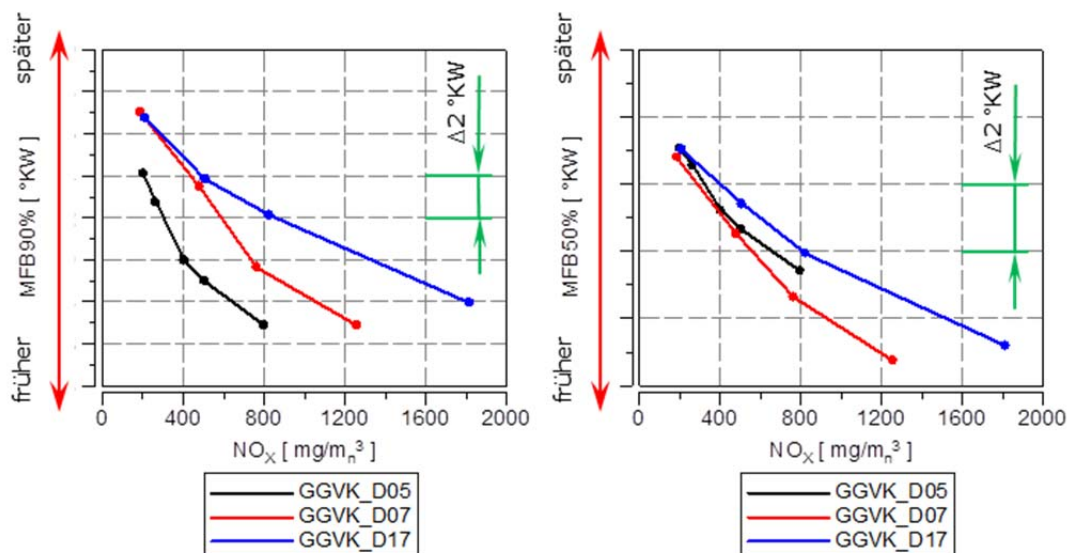


Abbildung 96: Auswertung MFB90% und MFB5%

Emissionen

Die verschleppte Verbrennung der GGVK_D07 und GGVK_D17, ersichtlich in Abbildung 96, bewirkt einen Anstieg der HC- und CO-Emissionen im Vergleich zur Basis-Vorkammer. Das hohe gefahrene Luftverhältnis λ bewirkt einerseits die verschleppte Verbrennung und andererseits die höheren Emissionen.

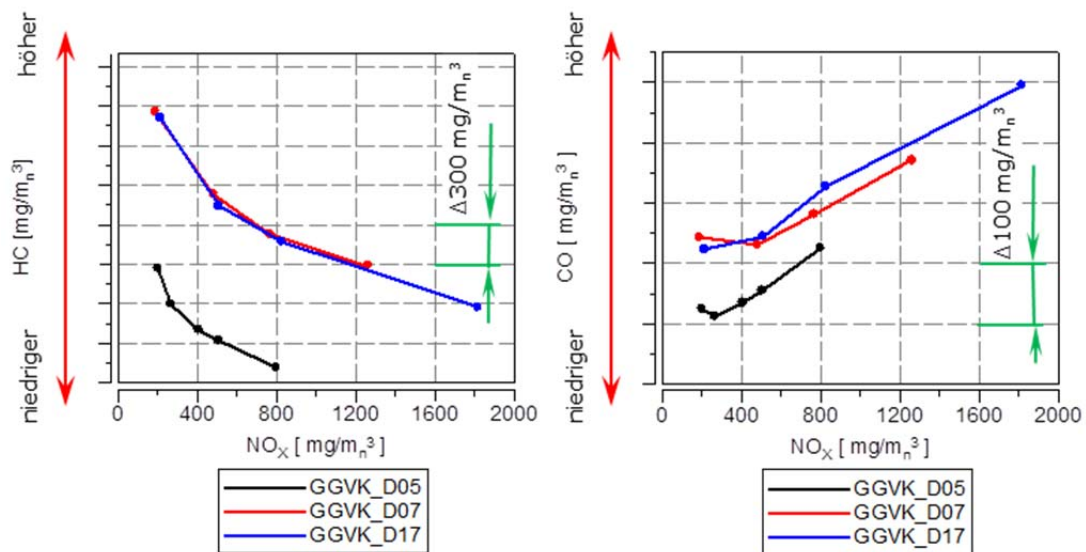


Abbildung 97: Auswertung HC- und CO-Emissionen

Durch den hohen Impulseintrag der Vorkammern in den Hauptbrennraum kommt es örtlich zu hohen Temperaturspitzen, die eine NO_x-Entstehung fördern. Daher musste für den Versuchsablauf das gefahrene Lambda erhöht werden, um die globale Verbrennungstemperatur zu senken. Der Zusammenhang zwischen NO_x-Bildung, HC-Emission und Wirkungsgradsteigerung ist mit einem Trade Off gekennzeichnet und macht es schwierig, das Optimum für den Wirkungsgrad und das Minimum der Emissionsentstehung zu erreichen.

Zündkerzentemperatur und Variationskoeffizienten

Trotz der verschleppten Verbrennung der optimierten Vorkammern, kann (Abbildung 98) ein konstant niedriger Variationskoeffizient erreicht werden. Die Basis-Vorkammer besitzt vor allem bei einem hohen Luftverhältnis, daher bei niedrigen NO_x einen hohen Variationskoeffizienten des Mitteldruckes, der auf einen unruhigen Verbrennungsablauf schließen lässt. Die gemessene Zündkerzentemperatur der neuen Vorkammervarianten ist höher, als bei der Basis-Vorkammer. Dies kann auf den höheren Energieinhalt in der Vorkammer zurückgeführt werden. Die gemessenen Zündkerzentemperaturen sind noch im Rahmen der Auflagen der Hersteller.

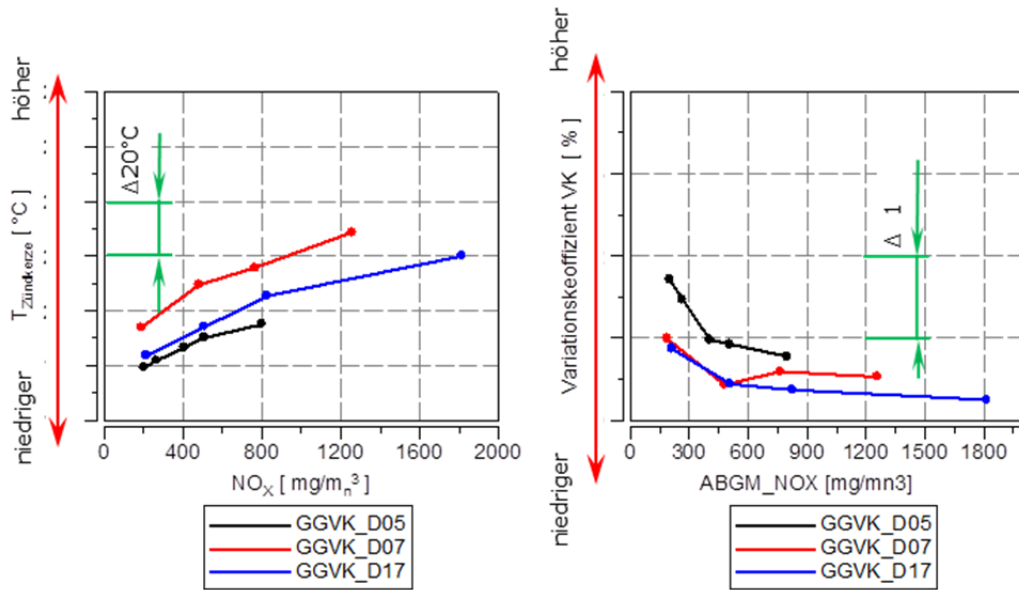


Abbildung 98: Auswertung Temperatur und Variationskoeffizient

Kennfeld

Die Abbildung 99 zeigt den Vergleich der Kennfelder der gemischgespülten Vorkammern. Das Kennfeld wird über den ZZZP und den betriebenen NO_x Emissionen aufgespannt. Begrenzt wird das Kennfeld über die Klopfgrenze und über die Magergrenze. Die Vorkammern GGVK_D07 und GGVK_D17 spannen die größten Kennfelder auf. Der hohe Impulseintrag dieser Vorkammern ermöglicht ein vergrößertes Betriebskennfeld.

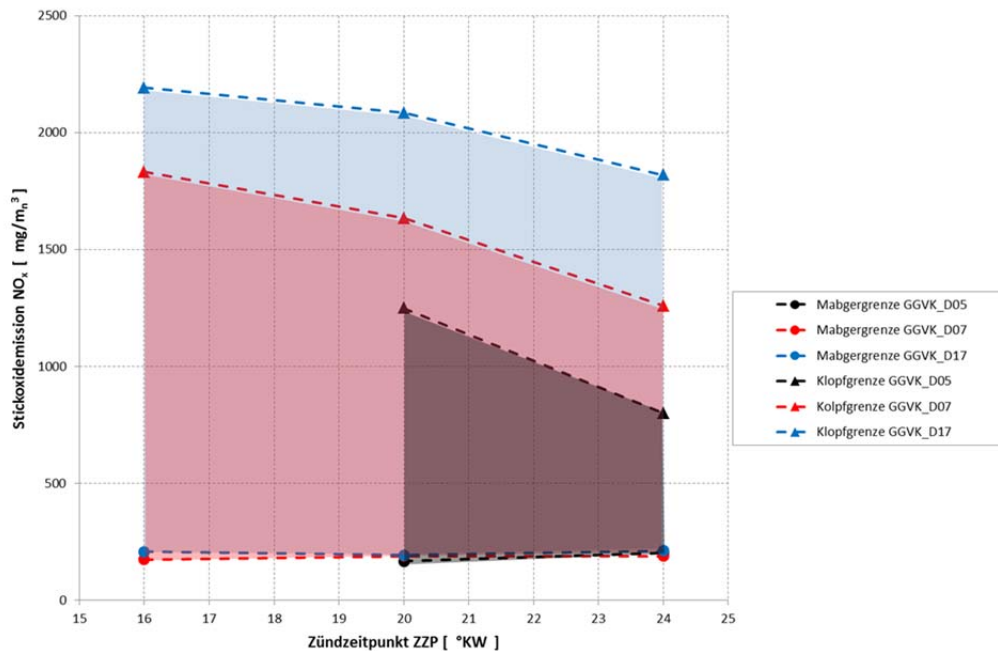


Abbildung 99: Kennfeldbereich

Resümee

Die externe Gaseinblasung bei der gemischgespülten Vorkammer bringt enorme Vorteile bei der Wirkungsgradsteigerung und bei der Optimierung des Verbrennungsablaufes gegenüber der ungespülten Vorkammer.

Die gemischgespülte Vorkammer verfügt über zwei Spülvorgänge. Der erste Spülvorgang wird durch die externe Gemischeinblasung erreicht und der zweite Spülvorgang durch die Kolbenbewegung (gleich der ungespülten Vorkammer). Die 3D-CFD-Simulation zeigte, dass der externe Spülvorgang das Restgas möglichst vollständig aus der Vorkammer ausspülen sollte, um so ein gutes Zündverhalten der Vorkammer zu garantieren. Wird das Restgas nicht vollständig ausgespült, so kann es durch den Spülvorgang der Kolbenbewegung zu einem Rückströmen des Restgases in den Zündkerzenbereich kommen (siehe GGVK_D05 und GGVK_D17). Dabei spielt die Vorkammerform eine wichtige Rolle, um ein gut ausgeprägtes Strömungsfeld zu erzeugen, das den externen Spülvorgang optimiert. Eine schräge Anordnung des Vorkammerhalses bewirkt eine Art Tumblebewegung im unteren Vorkammerbereich, die das Restgas bei der externen Spülung in den Zündkerzenbereich zurückfördert (siehe GGVK_D17).

Die Vorkammergeometrie der GGVK_D07 unterstützt ein Strömungsfeld, bei dem der Effekt der beiden Spülvorgänge verstärkt wird. Andererseits ermöglicht eine Schrägstellung des Vorkammerhalses auch eine zentrische Platzierung der Zündkerze über den Vorkammervolumen und bewirkt so eine ungehinderte Flammenausbreitung.

Bei der Vorkammer GGVK_D17 wirkt sich dies in einer höheren Klopfgrenze aus. Der Wirkungsgradvorteil bei den gemischgespülten Vorkammern resultiert aus dem hohen Impulseintrag, der wiederum auf das niedrigere Luftverhältnis in der Vorkammer zurückzuführen ist. Dies ist auch die Problematik bei der Optimierung der gemischgespülten Vorkammern, da der hohe Impulseintrag zu hohen NO_x -Emissionen führt und ihre Senkung nur durch ein höher gefahrenes Luftverhältnis erreicht werden kann. Dieses hohe Luftverhältnis führt aber wiederum zu einem hohen Ausstoß an HC-Emissionen. Dem kann nur durch eine höhere Generierung der Ladungsturbulenz entgegengewirkt werden.

Daher muss das gesamte Verbrennungskonzept für eine Optimierung betrachtet werden. Beispielsweise stellt die Kolbenform einen wichtigen Einflussfaktor auf das Vorkammerkonzept dar. Sie birgt bei dem gemischgespülten Vorkammerkonzept noch viel Optimierungspotential.

Die 3D-CFD-Simulation und die Einordnung der Beurteilungskriterien lieferten auch bei der gemischgespülten Vorkammer eine gute Abschätzung der Vorkammerfunktion. Die Überschreitung des Zielbereiches für die Druckdifferenz signalisierte schon in vorhinein eine hohe Klopfgrenze, aber auch gesteigerte HC-Emission.

Für weitere Optimierungsschritte der Vorkammern GGVK_D07 und GGVK_D17 müsste in erster Linie der Impulseintrag in den Hauptbrennraum verringert werden. Dies könnte in Form eines größeren Vorkammerhalsdurchmessers oder durch größere Überströmbohrungen verwirklicht werden. Dadurch wird zwar die Klopfgrenze dieser Vorkammer herabgesenkt, dies kann aber zu Gunsten der Reduktion der HC- und CO-Emissionen in Kauf genommen werden. Der Wirkungsgrad der Vorkammer könnte durch einen früheren ZZP weiter gesteigert werden, der aber wiederum auf Kosten

einer niedrigeren Klopfgrenze erfolgt. Möglicherweise könnte mit einem früheren ZZP die verschleppte Verbrennung dieser Vorkammern reduziert werden. Auf alle Fälle muss eine Anpassung der Kolbenform an die neuen Vorkammerkonzepte durchgeführt werden.

8. Abgeleitete Schlussfolgerungen und Empfehlungen

Ziel dieser Diplomarbeit war, mit Hilfe einer neu entwickelten Beurteilungsstrategie 3D-CFD-Simulationsergebnisse in frühen Stadien bewerten zu können, ohne eine langwierige Abstimmung anhand von Messergebnissen durchzuführen. Die entwickelte Beurteilungsstrategie soll den Entwicklungsprozess von Vorkammerbrennverfahren beschleunigen. Mit Hilfe dieser Beurteilungsstrategie wurde ein ungespültes und gemischgespültes Vorkammerkonzept optimiert.

Für die Beurteilung von 3D-CFD-Simulationsergebnissen wurden acht Beurteilungskriterien eingeführt, die durch einen definierten Zielbereich die Vorkammerfunktion beschreiben sollen. Die Beurteilungskriterien und ihre Zielbereiche wurden durch ausführlichen Vergleich von Prüfstandmessungen und 3D-CFD-Simulationen bestimmt. Bei diesem Vergleich zeigte sich, dass die Initialisierung und die Bestimmung der Randbedingungen der Simulation enormen Einfluss auf die Resultate ausüben. Vor allem die Abbildung der Verbrennung in der 3D-CFD-Simulation weist, ohne intensive Abstimmung, starke Abweichungen zwischen Simulation und Messergebnissen auf. Durch die Anwendung der Beurteilungskriterien kann diese Problematik entschärft werden, da die Beurteilung der 3D-CFD-Simulation mittels Kriterien schon vorab eine Tendenzenabschätzung liefert. Für diese systematischen qualitativen Aussagen ist kein Abgleich der 3D-CFD-Simulation mit Prüfstandsmessungen notwendig. Diese Vorgehensweise ist legitim, da die verschiedenen Vorkammerkonzepte sehr ähnlich sind. So verändern sich die Geometrie und die Randbedingungen bei neu entwickelten Vorkammerkonzepten nur geringfügig und es herrschen ähnliche Bedingungen. Kommt es zu größeren konstruktiven Veränderungen bei neuen Vorkammerkonzepten, so müssen die Zielbereiche angepasst werden.

Dieser Beurteilungsprozess von 3D-CFD-Simulationen ermöglicht eine frühzeitige Aussage bei der Bewertung eines neuen Vorkammerkonzeptes und macht so auch die nötigen Prüfstandsversuche besser einschätzbar.

Für eine weitere Optimierung und Verfeinerung der abgeleiteten Zielbereiche sollten eine größere Anzahl von simulierten und vermessenen Vorkammern miteinander verglichen werden. Dieser Vorgang ist sehr kosten- und zeitintensiv und wurde im Rahmen dieser Diplomarbeit für 17 Vorkammern durchgeführt. Für eine zukünftige Verbesserung der Allgemeingültigkeit sollte die Anzahl der untersuchten Vorkammern aber noch erhöht werden. Stehen für die Zielbereichsdefinition zusätzliche Simulations- und Messwerte zur Verfügung, könnte der Bewertungsvorgang an 3D-CFD-Simulationsergebnisse unabhängig vom Vorkammerkonzept durchgeführt werden. So wurden in dieser Arbeit allgemeingültige Kriterien für die ungespülten Vorkammern und gemischgespülten Vorkammern definiert.

Bei der Vorkammeroptimierung zeigte sich, dass die Einordnung der Beurteilungskriterien von entwickelten Vorkammern in einem Netzdiagramm eine Tendenzabschätzung liefert, die von der Prüfstandsmessung bestätigt werden konnte. Die Messungen für diese Arbeit wurden am Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt, wobei für jede Vorkammervariante ein Kennfeld und eine Lastschleife mit reinem Methangas durchgeführt wurde.

Bei der Optimierung der ungespülten Vorkammer durch eine zusätzliche Bohrung wurde der Spülvorgang deutlich verbessert. Es konnte der Wirkungsgrad und die Verbrennungsstabilität erhöht werden. Das kleinere Betriebskennfeld und der höhere Emissionsausstoß könnten bei einer weiteren Optimierung durch eine Verringerung der Überströmbohrungsfläche und durch eine Optimierung der Kolbenfläche zusätzlich verbessert werden.

Bei der gemischgespülten Vorkammer wurde die Optimierung in zwei Schritten durchgeführt. Im ersten Schritt wurde die Gemischeinblasung in das Vorkammervolumen verbessert. Im zweiten Schritt wurde die Vorkammergeometrie an die Gaseinblasung angepasst. Auch hier lieferte die Einordnung der Beurteilungskriterien, resultierend aus der 3D-CFD-Simulation, eine Grundtendenz der Vorkammerfunktion, die von den Messergebnissen bestätigt werden konnte. Durch die Optimierung der Gemischeinblasung und der Vorkammergeometrie wurde eine Wirkungsgradsteigerung und eine Vergrößerung des Betriebskennfeldes um das Doppelte erreicht. Auch der Variationskoeffizient des Mitteldruckes konnte deutlich gesenkt und die Verbrennungsstabilität erhöht werden. Vor allem konnte ein stabiler Betrieb an der Magergrenze erreicht werden. Die höheren HC- und CO-Emissionen sind das Resultat einer zu hohen Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Zylinder und können durch eine Erweiterung des Überströmbohrungsdurchmessers erreicht werden.

Die 3D-CFD-Simulation ist ein wichtiges Werkzeug bei der Vorkammeroptimierung und ist aus dem Entwicklungsprozess nicht mehr wegzudenken. Durch richtiges Einschätzen und Anwenden des Simulationstools können, wie in dieser Diplomarbeit gezeigt, Vorkammerbrennverfahren gezielt optimiert werden.

Die wesentliche Verbesserung durch diese Arbeit, gegenüber den bisher üblichen Methoden, liegt in der Möglichkeit, durch das Einordnen von Simulationsergebnissen anhand der definierten Beurteilungskriterien schon vor der ersten Prüfstandsvermessung Aussagen zum Betriebsverhalten eines Vorkammerkonzeptes machen zu können.

9. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Welt Energiemix [5]	13
Abbildung 2: Elektrischer Energiefluss für Österreich [6]	14
Abbildung 3: Einteilung von Wärmekraftmaschinen nach ihren Wirkungsgraden [1]	15
Abbildung 4: Schaltplan eines BHKW [8].....	16
Abbildung 5 Energiefluss der Verbrennungskraftmaschine [15] [24]	17
Abbildung 6 Jahresdauerlinie des thermischen Energiebedarfs [7]	18
Abbildung 7: Jahresdauerlinie des elektrischen Energiebedarfs [7]	18
Abbildung 8: Auszug Emissionsgesetzgebung für gasförmige Kraftstoffe der TA-Luft [13]	22
Abbildung 9: Vergleich NO _x Grenzwerte der verschiedenen Abgasgesetzgebungen [13]	23
Abbildung 10: Schadstoffemissionen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [8] [9]	24
Abbildung 11: Flammentemperatur in Abhängigkeit des Luftverhältnisses [4]	24
Abbildung 12: Einfluss Luftverhältnis auf den Gemischheizwert [15]	26
Abbildung 13: Schematische Darstellung Finite-Volumen-Methode [17].....	32
Abbildung 14: Anwendung 3D-CFD-Simulations-Paket AVL FIRE.....	33
Abbildung 15: Oberflächen Bereiche des Kontrollvolumens	34
Abbildung 16: Deklarierte Oberfläche Kontrollvolumen Vorkammer.....	35
Abbildung 17: Vergleich Zylinderdruckverlauf	36
Abbildung 18 Einzylinder-Forschungsmotor	39
Abbildung 19: Kennfeldmessung.....	40
Abbildung 21 Diagramm Veränderung von ϵ und $\eta_{th,v}$ durch das Vorkammervolumen	42
Abbildung 22: Verbrennungskonzept Vorkammer (Prinzipdarstellung)	44
Abbildung 23: 4-Takt Verfahren mit Vorkammer (Prinzipdarstellung)	44
Abbildung 24: Verbrennungsablauf bei einem Vorkammerkonzept	45
Abbildung 25: Druckverlauf eines Verbrennungskonzeptes mit Vorkammer.....	47
Abbildung 26: Ablauf bei der Vorkammervverbrennung [25]	47
Abbildung 27: Aufbau einer ungespülten Vorkammer.....	48
Abbildung 28: Streamlines bei Spülung	49
Abbildung 29: LambdaVerteilung in der Vorkammer	50
Abbildung 30: Grundsätzlicher Aufbau einer gemischgespülten Vorkammer	51
Abbildung 31: Vergleich Spülvorgang UGVL und GGVK	52
Abbildung 32: 3D-CFD-Simulation Gaseinblasung GGVK9ccm_D07	53

Abbildung 33: Einfluss der Zündenergie auf den MBF50%	54
Abbildung 34: Einflussfaktoren auf das Verbrennungskonzept.....	55
Abbildung 35: Druckdifferenz und Umsatzpunkt mit steigendem Vorkammervolumen	56
Abbildung 36: Zündkerzentemperatur	57
Abbildung 37: Geschwindigkeits- und Drallausbildung in Vorkammern	59
Abbildung 38: Einfluss der Bohrungsdurchmesser auf den MFB50%.....	60
Abbildung 39: HC-Emissionen und Lambda	61
Abbildung 40: Druckdifferenz Vorkammer und Zylinder.....	63
Abbildung 41: Einfluss der Vorkammerhöhe [22]	64
Abbildung 42: Brennfackelwinkel-Variation	65
Abbildung 43: Entwicklungskette.....	66
Abbildung 44: Optimierungsprozess Vorkammerentwicklung.....	68
Abbildung 45: Vorgehensweise zur Bestimmung von Beurteilungskriterien.....	69
Abbildung 46: Vorkammerübersicht, Werte bezogen auf die Basisvorkammer	70
Abbildung 47: Daten Basis.....	71
Abbildung 48: Trendverlauf getrennter Vorkammerbetrachtung	72
Abbildung 49: Auswertevolumen an der Zündkerze	72
Abbildung 50: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze.....	73
Abbildung 51: Zielbereichsdefinition Strömungsgeschwindigkeit an der Zündkerze. 74	
Abbildung 52: Einfluss Luftverhältnis an der Zündkerze auf den MFB50%.....	75
Abbildung 53: Zielbereichsdefinition Luftverhältnis an der Zündkerze.....	76
Abbildung 54: Einfluss der Temperatur auf Zündverzugszeit und Geschwindigkeitskoeffizienten der Reaktionskinetik [15]	77
Abbildung 55: Einfluss Zündkerzentemperatur MBF5%	78
Abbildung 56: Applikation Thermoelement an Zündkerze	79
Abbildung 57: Zielbereichsdefinition Zündkerzentemperatur	79
Abbildung 58: Einfluss der TKE auf den MBF5%	80
Abbildung 59: Zielbereichsdefinition TKE an der Zündkerze	81
Abbildung 60: Einfluss Bohrungsdurchmesser auf das Druckverhältnis	82
Abbildung 61: Einfluss Vorkammervolumen auf das Druckverhältnis	83
Abbildung 62: Zielbereichsdefinition Druckdifferenz.....	84
Abbildung 63: Einfluss Vorkammerenergie auf den MFB 50%.....	85
Abbildung 64: Zielbereichsdefinition Vorkammerenergie	85
Abbildung 65: Einfluss Bohrungsgeschwindigkeit auf den MFB50%	86

Abbildung 66: Zielbereichsdefinition Geschwindigkeit in den Bohrungen	86
Abbildung 67: Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit in den Überströmbohrungen	87
Abbildung 68: Einfluss Luftverhältnis in der Vorkammer auf MFB50%	88
Abbildung 69: Zielbereichsdefinition Luftverhältnis in der Vorkammer	89
Abbildung 70: Übersicht der Kriterien	89
Abbildung 71: Netzdiagramm	90
Abbildung 72: Vorkammergegenüberstellung	91
Abbildung 73: Auswertung der Kriterien	92
Abbildung 74: Netzdiagramm mit GGVK9ccm_D10	93
Abbildung 75: Entwicklungsstand bei Diplomarbeitenbeginn	94
Abbildung 76: Konstruktionsmerkmale der Vorkammern	95
Abbildung 77: Lambdaverteilung in der Vorkammer	97
Abbildung 78: Spülvorgang ungespülte Vorkammer	98
Abbildung 79: Geschwindigkeitsfeld	99
Abbildung 80: Lambdaverlauf an der Zündkerze	101
Abbildung 81: Darstellung der Brennfackeln	102
Abbildung 82: Auswertung der Kriterien	103
Abbildung 83: Kriterienvergleich der Vorkammern	103
Abbildung 84: Auswertung MFB50% und Luftverhältnis	105
Abbildung 85: Auswertung MFB90% und MFB5%	106
Abbildung 86: Auswertung HC- und CO-Emissionen	106
Abbildung 87: Auswertung Zündkerzentemperatur und VK	107
Abbildung 88: Kennfeldvergleich	108
Abbildung 89: Vorkammer Merkmale	110
Abbildung 90: Gegenüberstellung der Luftverhältnisse	111
Abbildung 91: Lambdaverlauf im oberen Vorkammerbereich	113
Abbildung 92: Spülvorgang der GGVK9ccm_D17	114
Abbildung 93: Geschwindigkeitsfeld	114
Abbildung 94: Auswertung der Kriterien	115
Abbildung 95: Kriterienvergleich Vorkammerkonzepte	116
Abbildung 96: Auswertung MFB50% und Luftverhältnis	117
Abbildung 97: Auswertung MFB90% und MFB5%	118
Abbildung 98: Auswertung HC- und CO-Emissionen	119

Abbildung 99: Auswertung Temperatur und Variationskoeffizient..... 120
Abbildung 100: Kennfeldbereich..... 120

10. Literaturverzeichnis

- [1] Steimle Fritz, M. Stingle: Kraft-Wärme-Kopplung. Hamburg, Vulkan-Verlag, 1995
- [2] Helmut Eichseder: Funktionsentwicklung VKM, Vorlesungsskriptum, 2008, TU-Graz
- [3] Friedemann Zacharias: Gasmotoren, 2001, Vogel-Verlag und Druck
- [4] Jürgen Karl: Wärmetechnik I, Vorlesungsskriptum, 2008, TU-Graz
- [5] Energie-Statistik weltweit, E-Control Austria www.e-control.at
- [6] Energie-Statistik Österreich 2009, E-Control Austria www.e-control.at
- [7] Karl W. Schmitz, G. Schaumann: Kraft-Wärme-Kopplung, 1996, Springer-Verlag
- [8] Eduard Schneßel: Alternatives Vorkammerbrennverfahren für Großmotoren, Dissertation, 2007, TU-Graz
- [9] Gerhard Kogler: Alternative Verbrennungskonzepte für Großgasmotoren
- [10] Maniatis Karl, H. Hartmann: Thermische Biomassenutzung, VDI Bericht, 1997, VDI-Verlag
- [11] Theodor Sams: Schadstoff und Emissionsminimierung bei Kfz, Skriptum, 2010
- [12] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft TA Luft, 2002
- [13] Andreas Wimmer, C. Redtenbacher: Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren , Paper, 2010
- [14] Werner Weber, B. Meckel: Blockheizkraftwerk Technik und Entwicklung, Wirtschaftlichkeit, Betriebserfahrung, VDI-Bericht, 1997, VDI-Verlag
- [15] Franz Pischinger, K. Zimmer: Rationelle Energienutzung durch Verbrennungsmotoren in stationären Anlagen, VDI Bericht 259, 1976, VDI-Verlag
- [16] Günter Offner: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Skriptum, 2010 ,
- [17] Wassim Abu Abed, M. Höcker: Finite Volumen Methode zur Lösung Advektions Diffusionsgleichungen, Masterarbeit, 2007, Universität Hannover
- [18] Walter Maile, R. Tangemann: Numerische Methoden in Strömungslehre und Wärmeübertragung, Skriptum, 2004, TU-Graz
- [19] Hans-Jochen-Bartsch: Taschenbuch mathematischer Formeln, 2004, Fachbuchverlag Leipzig.
- [20] AVL Swift Version 8 CFD-Solver v8.4, Solver Beschreibung des Softwarepackets AVL FIRE,2005,
- [21] Raimund Almbauer, P.Sturm: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Skript, 2009
- [22] Christiner Peter, H. Schlick: 1. Zwischenbericht Verbrennungskonzept BR4D Meilenstein 1, Interner Bericht , 2011
- [23] Christiner Peter, H. Schlick: 2. Zwischenbericht Verbrennungskonzept BR4D Meilenstein 1, Interner Bericht , 2011
- [24] Rudolf Pischinger, M. Klell: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag-Wien, 2002

- [25] Viggo Lauritz Norum: Analysis of a Ignition and Combustion in Otto Lean_Burn Engines with Prechamber, PHD Thesis, NTNU Trondheim, 2008
- [26] R.P. Roetlisberger, D. Favrat: Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part I. Numerical simulation, Paper, 2002
- [27] Daniel Olsen, M. Lisowski: Prechamber NOx formation in low BMEP 2-stroke cycle natural gas engines, Paper, 2004
- [28] R.P. Roetlisberger, D. Favrat: Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters, Swiss Federal Institute of Technology of Lausanne, CH-1015 Lausanne, Paper, 2002
- [29] Alberto A. Boretti, H. C. Watson: The lean burn direct injection jet ignition gas engine, University of Ballarat, PO Box 663, Ballarat, Victoria 3353, Australia, Paper, 2009
- [30] Helmut Eichlseder: Verbrennungskraftmaschinen, Vorlesungsskriptum, 2005, TU-Graz
- [31] Udo Günther Riegler, J. Warnatz: Berechnung der Verbrennung und der Schadstoffbildung in Ottomotoren unter Verwendung detaillierter Reaktionsmechanismen, Dissertation, 1999, TU-Stuttgart