

Danksagung

Die hier vorliegende Arbeit wurde am Large Engines Competence Center (LEC) des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz im Zeitraum vom Mai 2013 bis Jänner 2014 erstellt.

Zuallererst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer für die Möglichkeit bedanken, mich nicht nur im Rahmen dieser Diplomarbeit, sondern auch schon im Zuge einer vorhergehenden Projektarbeit, in ein für mich damals doch noch relativ neues Themengebiet einzuarbeiten, welches sich mit zunehmender Vertiefung in die Materie als immer komplexer, aber dadurch auch fortwährend spannender und interessanter erwiesen hat.

Allen Kollegen am LEC sei für ihre freundschaftliche Aufnahme und Hilfestellung bei den verschiedensten Problemstellungen, egal ob fachlicher oder organisatorischer Natur, gedankt. Mein besonderer Dank gilt dabei meinem Betreuer, Herrn Dr. techn. Hubert Winter, auch für die außerordentliche Geduld, die er nicht nur während meiner Einarbeitungszeit in das CFD-Programm an den Tag gelegt hat, und dafür, dass er stets wertvolle Anregungen zu allen Fragestellungen und Problemen während meiner Arbeit parat hatte.

Danke sagen möchte ich aber auch meiner ganzen Familie, ganz besonders meinen Eltern, für ihre Unterstützung und Geduld während meiner gesamten Ausbildung.

Graz, im Jänner 2014

Martin Kober

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

In Zeiten von sich verknappenden fossilen Energieressourcen stellen Großgasmotoren eine zunehmend attraktivere Alternative zu stationären Dieselmotoren dar, weshalb sich auch immer mehr namhafte Hersteller diesem Motorkonzept zuwenden. Aufgrund seiner Wirkungsgradvorteile werden dabei vorwiegend Magermotoren gebaut. Um dabei ein sicheres Entflammen der mageren Ladung und ein schnelles Durchbrennen der großen Brennräume zu erreichen, werden diese Motoren oftmals mit einer Vorkammer als Zündkraft verstärkendes Element entworfen.

In dieser Arbeit wird die Gestaltung von gasgespülten Vorkammern von kerzengezündeten Großgasmotoren mit Hilfe einer 3D-CFD-Simulation untersucht. Es wurde ein Simulationsmodell eines in Serie befindlichen Großgasmotors erstellt und dann verschiedene geometrische Merkmale an einem CAD-Modell des Brennraumes variiert und diese Modelle in dem 3D-CFD-Programm AVL-Fire einer Vergleichsrechnung unterzogen. Um zu aussagekräftigen Ergebnissen zu kommen, wurde versucht, die verschiedenen sich überlagernden Wirkungen der einzelnen Konstruktionsmerkmale zu separieren, weshalb bei der Variation darauf geachtet wurde, dass alle Vorkammervarianten dasselbe Volumen aufweisen. Auf diese Weise konnte der Einfluss der einzelnen Bereiche der Vorkammer auf die Strömungsverhältnisse und die Verbrennung in der Vorkammer und im Hauptbrennraum dargestellt und bewertet werden. Die variierten Elemente umfassten Länge und Durchmesser des Vorkammerhalses, Anzahl, Durchmesser und Ausrichtung der Überströmbohrungen, sowie die Form der Vorkammer selbst. Es zeigte sich, dass durch Änderung eines Merkmales oftmals sich gegenseitig konkurrierende Effekte verstärkt wurden, wobei dann herausgearbeitet wurde, welche Effekte stärker betroffen sind. Durch diese Arbeit konnten einige Erkenntnisse für die Auslegung und Konstruktion von zukünftigen Großgasmotoren gewonnen werden.

Inhalt

Danksagung	2
Eidesstattliche Erklärung	3
Kurzfassung	4
1. Einleitung und Zielsetzung	6
2. Simulationsumgebung	8
3. Abstimmung der Basisversion	10
4. Simulation der Variationsreihen	14
4.1. Variation der Halslänge	15
4.2. Variation der Halslänge bei konstanter Vorkammerhöhe	27
4.3. Variation der Vorkammer-Flaschenform.....	30
4.4. Übergang auf einen konischen Hals.....	35
4.5. Variation des Halsdurchmessers.....	37
4.6. Variation des Überströmbohrungen.....	42
4.7. Kombinationen von Hals und Überströmbohrungen	47
4.8. Variation des Neigungswinkels der Überströmbohrungen	54
5. Zusammenfassung der Ergebnisse	56
6. Abbildungsverzeichnis	59
7. Tabellenverzeichnis	60
8. Literaturverzeichnis	61

1. Einleitung und Zielsetzung

Die allerersten einsatzfähigen Verbrennungsmotoren waren Gasmotoren, wie zum Beispiel der von Nikolaus Otto 1876 vorgestellte stationäre Flugkolbenmotor. Da das Hauptaugenmerk beim Verbrennungsmotor aber sehr bald auf mobile Anwendung gelegt wurde, konnte sich der Gasmotor in der Folge lange Zeit nur in Nischenanwendungen behaupten. Flüssigkraftstoffe wie Benzin und Diesel haben gegenüber gasförmigen Kraftstoffen einen weitaus höheren volumetrischen Energieinhalt. So liegt der volumetrische Heizwert von Dieselmotorkraftstoff bei atmosphärischem Normaldruck bei ca. 35 MJ je Liter, während dieser Wert bei Erdgas zwischen 0,022 und 0,037 MJ je Liter beträgt. Erst seit den 1970er Jahren finden gasbetriebene Automobile wieder weitere Verbreitung, wozu in vielen Ländern auch steuerliche Begünstigungen für diese Fahrzeuge beitragen. Diese steuerliche Begünstigung fußt auf der besseren ökologischen Verträglichkeit von fossilen gasförmigen Kraftstoffen im Vergleich zu fossilen Flüssigkraftstoffen. So werden beim Betrieb mit Erdgas gegenüber dem Benzinbetrieb um bis zu 25% weniger Kohlendioxid CO₂ emittiert, über dessen schädlichen Einfluss auf den Klimawandel heute weitestgehend Konsens herrscht.

Ebenfalls seit den 70er Jahren des vorigen Jahrhunderts nimmt die Verbreitung von Großgasmotoren in Anlagen zur Strom- und Energieerzeugung zu. Neben den umweltpolitischen Aspekten war hier vor allem die Absicherung des eigenen Energiebedarfs für viele Staaten ein treibender Faktor. Während bei vielen alten Industriestaaten der Wunsch bestand, die Deckung ihres Energiebedarf etwas unabhängiger von den Öleinfuhren aus politisch unsicheren Förderländern zu gestalten, ist bei vielen aufstrebenden Nationen die Versorgung mit Erdgas gegenüber der mit Erdöl grundsätzlich besser gegeben. Prognosen bezüglich der Reichweite von Erdöl- bzw. Erdgasvorkommen gehen zwar von einer etwas größeren Reichweite von Erdgas aus, aber dennoch erwächst schon allein aus der Tatsache der sich verknappenden Rohstoffe die Forderung nach einer immer effizienteren Umsetzung der zur Verfügung stehenden Brennstoffe. Auch ein vermehrtes Hinwenden zu erneuerbaren Energieträgern in Form von Biokraftstoffen ändert nichts an der Forderung nach immer effizienteren Antrieben, da auch hier durch die Konkurrenz zum Nahrungs- und Futtermittelbereich ein ständiger Kostendruck gegeben ist.

Neben der, hauptsächlich aus wirtschaftlichen Erfordernissen geforderten Erhöhung des Wirkungsgrades, stellt die Verringerung von Emissionen von gesundheitsschädlichen Abgasbestandteilen die Motorenentwicklung vor ihre größten Herausforderungen. Hier hat der Gasmotor gegenüber dem Dieselmotor einen bedeutenden Vorteil auf Grund der im Vergleich verschwindend geringen Russproduktion. Dennoch müssen wegen der immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen die Emissionen der Motoren von Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffen, und vor allem von Stickoxiden, immer weiter gesenkt werden.

Moderne Großgasmotoren werden heute überwiegend für einen Betrieb im Magerbereich ausgelegt, was bedeutet, dass viel mehr Luft angesaugt wird, als für die vollständige Verbrennung der eingebrachten Brennstoffmenge erforderlich wäre. Der Grund hierfür liegt vor allem in den höheren Wirkungsgraden die auf diese Weise gegenüber Motoren mit

stöchiometrischer Verbrennung erzielt werden können. Die Gründe hierfür zeigen sich in der Gleichung des thermodynamischen Wirkungsgrades von Gleichraumprozessen:

Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses:
$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Wie aus der Formel ersichtlich, steigt der Wirkungsgrad mit dem Verdichtungsverhältnis ε und dem Isentropenexponenten κ des Brennstoff-Luft-Gemisches an. Bei einer großen Luftzahl λ , also einem mageren Gemisch, steigt κ sowohl aufgrund der Gemischzusammensetzung, als auch auf Grund der niedrigeren Verbrennungstemperatur. Außerdem kann wegen der niedrigeren Verbrennungstemperaturen beim Magerkonzept und der damit geringeren Klopfneigung auch das Verdichtungsverhältnis gegenüber einem Konzept mit stöchiometrischer Verbrennung erhöht werden.

Als nachteilig für ein Magerkonzept muss die aufwendigere Abgasnachbehandlung angeführt werden, da hier der effiziente und relativ kostengünstige 3-Wege-Katalysator, der nur bei $\lambda=1$ arbeitet, nicht verwendet werden kann. Andererseits werden mit zunehmender Luftzahl die Rohemissionen von Stickoxiden geringer, da bei mageren Gemischen die Verbrennungstemperaturen sinken. Die Rohemissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen steigen jedoch, da es hier zunehmend zu lokalen Flammenlöschungen kommen kann.

Technisch stellen beim Magerkonzept das Sicherstellen der Entflammung des mageren Gemisches sowie bei großen Motoren das schnelle Durchbrennen des großen Brennraums die größten Herausforderungen dar. Beiden Problemen kann wirkungsvoll mit der Konstruktion eines geteilten Brennraumes begegnet werden. Dabei wird zunächst in der kleinen Vorkammer das Gemisch gezündet, welches dann über die Überströmbohrungen in Form von Flammenfackeln in den Hauptbrennraum schießt, und dort zu einem schnellen Durchbrennen des restlichen Zylindervolumens führt. Die Zündung in der Vorkammer kann dabei konventionell mit einer Zündkerze oder auch mittels eines Diesel-Zündstrahles erfolgen. Erfolgt die Zündung durch eine Zündkerze, wird die Vorkammer zudem sehr häufig über eine eigene Versorgungsleitung mit reinem Brenngas angereichert, um hier optimale Zündbedingungen zu garantieren.

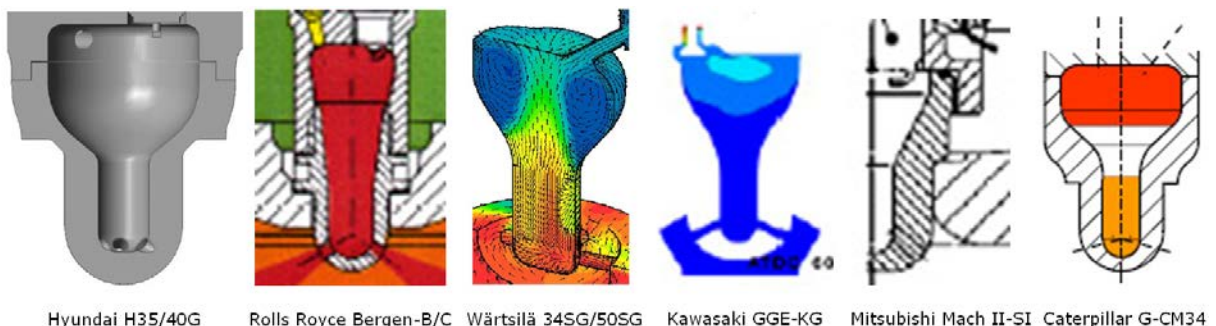


Abbildung 1: Beispiele für ausgeführte gasgespülte Vorkammern

Die Vorkammer stellt eine Kernkomponente bei vielen Großgasmotoren dar, dementsprechend ist dieser Bauteil auch recht häufig Gegenstand von Forschungsarbeiten, die auf Motorenkonferenzen oder in Fachzeitschriften veröffentlicht werden. Dabei vermeiden die diversen Hersteller es jedoch, konkrete Einzelheiten zu ihren Vorkammern bekannt zu geben. Betrachtet man das veröffentlichte Material zur Gestaltung von gespülten Vorkammern kerzengezündeter Großgasmotoren, fällt auf, dass diese vorzugsweise in Form einer auf dem Kopf stehenden Flasche ausgeführt sind. In der Ausführung dieser Flaschenform gibt es jedoch zum Teil erhebliche Unterschiede. Dies kann auf unterschiedliche Gesamtkonzepte der Motoren zurückzuführen sein, aber auch eine aus Geheimhaltungsgründen verzerrte Darstellung der wahren Gestalt der Vorkammern ist durchaus denkbar.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen nun mittels Variationsrechnungen in einem 3D-CFD-Programm die verschiedenen Konstruktionsdetails der flaschenförmigen, gasgespülten Vorkammer hinsichtlich ihrer Wirkungsweise näher untersucht und auf diese Weise auch eventuelle Verbesserungspotentiale bei ausgeführten Motoren gefunden werden.

2. Simulationsumgebung

Die verschiedenen Brennräume wurden mit Hilfe des CAD-Programmes „Catia V5R20“ konstruiert und als stl-Dateien abgespeichert, welche dann in das 3D-CFD-Programm importiert werden konnten.

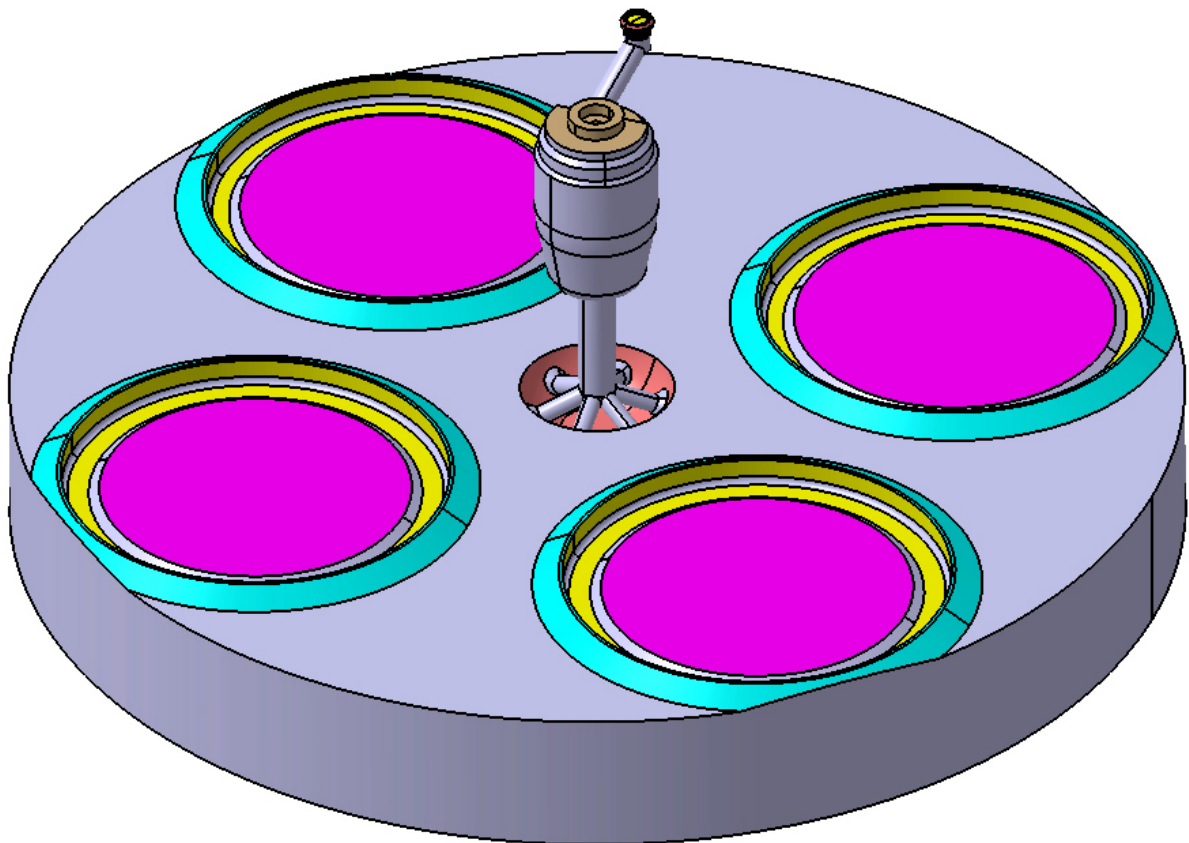


Abbildung 2: vereinfachtes CAD-Modell eines Brennraumes

Für den Ladungswechsel wurden keine bewegten Ventile modelliert, sondern im CFD-Modell die Ventilteller als Grenzflächen definiert, über die ein Massenfluss gehen kann. Die Daten für diesen Massenfluss stammen aus Prüfstandsmessungen und aus einer 1D-Simulation. Die sich durch diese Modellierung ergebenden Verfälschungen, nämlich dass es zum einen keine Bauteilbewegungen im Modell gibt, und zum anderen der Massenfluss über die Ventilteller, und nicht über die geöffneten Ventilspalten stattfindet, konnten hier hingenommen werden, da im Rahmen dieser Arbeit in erster Linie der Hochdruckteil interessiert hat. Die Druckunterschiede im Ladungswechselteil zwischen Simulation und Messung sind zudem relativ gering ausgefallen. Auch hinsichtlich der Durchmischung der Ladung bis zum Zündzeitpunkt zeigte diese Modellierung keine Einschränkungen.

Außerdem mussten im CAD-Modell kleinere Anpassungen vor allem im Bereich der Ventilsitze vorgenommen werden, um die Stabilität der CFD-Modelle zu gewährleisten.

In dem verwendeten CFD-Programm „AVL Fire v.2011“ wurde mit dem Gitter-Erzeugungspaket „Fame Engine Plus“ aus dem Oberflächenmodell ein Volumsmodell erstellt, mit welchem dann die eigentliche CFD-Berechnung stattfindet. In diesem Arbeitsschritt werden unter anderem vom Benutzer die Auswahl für die Grenzflächen, über die ein Massenfluss stattfindet, getroffen, die Feinheit der Gitterstruktur in den einzelnen Regionen ausgewählt, und Bereiche für die örtliche Auswertung der simulierten Daten festgelegt. Es muss hier also ein Kompromiss zwischen Rechendauer und der örtlichen Auflösung des Modells gefunden werden. In dieser Arbeit hatten die Modelle um die 400.000 Zellen, was zusammen mit einer zeitlichen Auflösung von 0,5°KW im Niederdruckteil und 0,2°KW im Hochdruckteil zu Rechenzeiten von ca. 60 Stunden pro Variante geführt hat. Das CFD-Programm lief dabei auf einem Linux-Rechner mit 12 Prozessoren mit je 3,47 GHz und 40GB Arbeitsspeicher.

Nachdem mit den getroffenen Einstellungen das Volumsmodell erstellt ist, wird die eigentliche CFD-Simulation aufgesetzt. Neben der Art der Simulation (kurbelwinkelgesteuert, stationär, zeitgesteuert) und der zeitlichen Auflösung werden dabei Startwerte und Randbedingungen (Drücke, Temperaturen, Turbulenz, Restgasanteil und dergleichen) für die verschiedenen Bereiche des Brennraumes vorgegeben. Außerdem können Modelle für physikalische Vorgänge wie zum Beispiel die Flammgeschwindigkeit oder den Wandwärmeübergang ausgewählt werden. Für die numerische Stabilität der Rechnung müssen Werte wie Unterrelaxationsfaktoren oder Konvergenzkriterien vorgeschrieben werden. Zuletzt können noch Einstellungen bezüglich der Simulationsüberwachung und der Datenauswertung vorgenommen werden.

Nach der Berechnung des Modells erfolgt die Auswertung der Simulation. Dazu werden 2D-Daten wie zum Beispiel der Brennverlauf, der Verlauf des Vorkammerdruckes oder der Verlauf der NO_x-Bildung ausgeschrieben und mit Hilfe eines Tabellenkalkulationsprogrammes grafisch aufbereitet. Zudem können im CFD-Programm selbst die Daten örtlich und kurbelwinkelaufgelöst, zum Beispiel durch Schnittbilder, dargestellt werden, was für die Interpretation der 2D-Daten oftmals aufschlussreiche Informationen liefert. Schlussendlich können noch mit Hilfe von selbstprogrammierbaren Post-Processing-Routinen die dreidimensionalen Daten in selbst definierten geometrischen und zeitlichen Bereichen gemittelt und aufbereitet werden.

3. Abstimmung der Basisversion

Als Ausgangsbasis für die weiteren Untersuchungen wurde ein Großgasmotor mit 6,24 Liter Hubvolumen pro Zylinder herangezogen. Der Motor läuft mit einer Drehzahl von 1500 U/min und besitzt eine gasgespülte Vorkammer mit Kerzenzündung, welche die magere Ladung im Hauptbrennraum (Luftzahl λ ca. 2) entflammt. Von dem Motor liegen am Institut umfangreiche Messprotokolle auf, die für den Aufbau des Simulationsmodelles und dessen Abstimmung verwendet werden konnten. Es wurden Daten aus Massenstrommessungen und Simulation bei den Ein- und Auslassventilen sowie dem Vorkammer-Gasventil in das CFD-Modell implementiert, ein exakt ermitteltes Verdichtungsverhältnis wurde schon im CAD-Modell berücksichtigt. Die verwendeten Wandtemperaturen der einzelnen Zylinderteile stammen aus Erfahrungswerten von früheren Messungen und aus FE-Simulationen. Für die Initialwerte der Dichte und der Turbulenz wurden Werte aus einem 1D-Modell bzw. aus einem 3D-Vollmodell des Motors herangezogen. Zum Abgleich dienten Messungen von Zylinder- und Vorkammerdruck, eine Zylindertemperaturmessung und ein aus der Zylinderdruckmessung ermittelter Brennverlauf. Als Brennstoff wurde reines Methan CH_4 mit den im CFD-Programm hinterlegten Stoffwerten angegeben.

Die Simulation erstreckt sich über einen gesamten Zyklus von 720°KW , der Startpunkt wurde bei 140°KW gewählt, also in einem Bereich, in dem die Verbrennung weitgehend abgeschlossen, aber das Auslassventil noch nicht geöffnet ist. Kurz vor dem Zündzeitpunkt erfolgt eine Reinitialisierung von Druck und Temperatur auf die Werte der Messung.

Für einzelne physikalische Vorgänge wurden folgende Modelle ausgewählt:

Laminare Flamengeschwindigkeit:	Metghalchi & Keck
Turbulenz:	k-zeta-f
Kompressibilität:	kompressibel
Wandbehandlung:	Hybrid Wall Treatment
Wandwärmeübergang:	Standard Wall Function
Transportmodell:	Standard
Verbrennung:	ECFM
Zündung:	Sphärisch, ohne Selbstzündung (kein Klopfen) Flammenkerndurchmesser 1mm Funkendauer 0,0003s
NOx:	Extended Zeldovich
Russ:	Lund Flamelet Model

Für die numerische Berechnung und Lösung der Gleichungen wurden folgende Einstellungen getroffen:

Diskretisierung:	SIMPLE-Algorithmus	
Differenzierungsschemata:	Impuls:	Central Differencing
	Kontinuität:	Central Differencing
	Turbulenz:	Upwind
	Energie:	Upwind
	Skalar:	Upwind
Linear Solver:	GSTB bei einer Toleranz von 0,005 nach 500 Iterationen für die Kontinuitätsgleichung, ansonsten reichen 50 Iterationen und eine Toleranz von 0,1 (Impuls, Turbulenz, Energie, Skalar)	
Konvergenzkriterien	0,0001 bei maximal 50 Iterationen pro °KW-Schritt bis 540 °KW, danach maximal 75 Iterationen	

Als Verbrennungsmodell wurde das Extended Coherent Flame Model ausgewählt. In diesem Verbrennungsmodell wird von Vorgängen mit großen Damköhler-Zahlen $Da = T_O/T_R$ ausgegangen, was bedeutet, dass die chemischen Reaktionen in der Verbrennungszone viel schneller ablaufen als die Vermischung der Reaktanten durch die turbulente Strömung. Der Fortschritt der Verbrennung wird also im Wesentlichen von den langsameren Vermischungsvorgängen bestimmt.

Ein CFM (Coherent Flame Model – in etwas „Modell der zusammenhängenden Flammen“) beschreibt eine relativ dünne laminare Flammenfront, welche die unverbrannte Zone von der vollständig verbrannten Zone trennt. Diese Flammenfront wird mittels einer mittleren laminaren Flammenfrontgeschwindigkeit S_l und einer mittleren laminaren Flammenfrontdicke δ_l beschrieben, wobei die Werte von S_l und δ_l nur vom Druck und der Temperatur in der Flammenfront und der Gemischzusammensetzung in der unverbrannten Zone abhängen [1].

Die Flammenfront selbst wird jedoch durch turbulente Strömungsvorgänge gefaltet: die ursprünglich glatt gedachte Flammenoberfläche, welche sich normal zur Oberfläche hin ausbreitet, besteht nun aus einer Vielzahl von kleinen Flammen, welche immer noch größtenteils miteinander zusammenhängen, aber auch schon einzelne Flammeninseln (flamelets) bilden.

Schließt man gedanklich die gefaltete laminare Flammenfront durch eine innere und eine äußere einhüllende Grenzfläche ein, kann diese Oberflächenstruktur durch die turbulente Flammenfrontoberflächendichte Σ (flame surface density, FSD) mit der Einheit $[m^2/m^3$ bzw. $1/m]$ beschrieben werden.

Es werden sodann Gleichungen für die Produktion und die Auslöschung dieser Flammenfrontoberfläche aufgestellt, welche über Konstanten vom Anwender für den jeweiligen Anwendungsfall beeinflusst werden können. In AVL-Fire geschieht dies über einen sogenannten „Stretch Factor“ für die Produktion, und den „Consumption Factor“ für die Auslöschung, wobei empfohlen wird, den Standardwert des Consumption Factors von 1 beizubehalten und die Stretchfaktoren in einem Bereich von 1 bis 4 zu wählen.

Mit den oben genannten Daten wurden die ersten Simulationsrechnungen umgesetzt, aber der Vergleich mit den Messdaten zeigte jedoch größere Unstimmigkeiten. Zum einen liefert ECFM im Brennverlauf statt eines erkennbaren Verbrennungsendes einen kaum abklingenden „Verbrennungsschwanz“, d.h. ab dem Unterschreiten eines dQ_B von ca. 200 J/deg bleibt die Verbrennung bis zum Ende der Simulation auf nahezu diesem Niveau bestehen, unabhängig von dem vorhergegangenen Verlauf der Verbrennung oder den Einstellungen, die im Verbrennungsmodell getroffen wurden. Erst ein nahezu vollständiges virtuelles Auslöschen der Flammen durch Eingabe eines Stretchfaktors von 0,001 brachte hier ein akzeptables Ergebnis. Zum anderen lieferte das Modell erhebliche Unterschiede im Druck- und Temperaturverlauf. Wurde nämlich der aus der Messung abgeleitete Brennverlauf nachgebildet, blieb das simulierte Zylinderdruckmaximum ca. 7% unter dem entsprechenden Messwert und die maximale Temperatur sogar bis zu 9% unter der gemessenen Temperatur. Umgekehrt musste zum Erreichen des Maximaldruckes der Brennverlauf um ca. 20% verstärkt werden. Die gemessene Temperatur allerdings konnte nicht einmal auf diese Weise erreicht werden, da durch die drastisch erhöhte Umsatzrate die im Zylinder enthaltene Brennstoffenergie bald verbraucht ist, worauf der Brennverlauf derart einbricht, dass die abfallende Flanke des gemessenen Brennverlaufes bei weitem nicht nachgebildet werden kann. Erst ab der oben erwähnten Grenze von 200 J/deg bildet sich wieder die nicht abklingende Verbrennung aus. Dadurch fällt auch der gerade noch erreichte Maximaldruck rapide ab und mit ihm die Zylindertemperatur. Da das Temperaturmaximum aber erst ca. 10°KW versetzt nach dem Druckmaximum auftritt, kann in der Simulation dieser Wert nicht mehr erreicht werden.

Es wurde eine Vielzahl von Einstellungen verändert, um das Auseinanderklaffen von Brenn- und Druckverlauf zu beheben, aber selbst eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um 0,5 brachte hier keine Verbesserung. Darum wurde in weiterer Folge der Energiegehalt des Brennstoffes künstlich angehoben, um so einen verstärkten Brennverlauf aufbauen zu können, der dann über die gesamte Verbrennungsdauer nicht einbricht, weil nun eben genügend Energiereserven vorhanden sind. In seiner Form (aber natürlich nicht in seiner Höhe) entspricht dieser simulierte Brennverlauf weitestgehend jenem Verlauf, welcher aus der Messung gewonnen wurde, die Druck- und Temperaturkurven entsprechen nun in Form und Höhe den entsprechenden Messergebnissen.

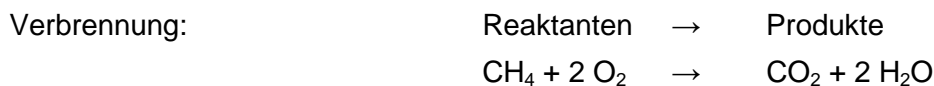
Die künstliche Energieanreicherung geschah hier über eine Eingabe einer erhöhten Standardbildungsenthalpie (Heat of Formation) von 74870 kJ/kmol. Ursprünglich wurde mit dem im Programm hinterlegten Wert für CH_4 gerechnet, welcher bei -74,87 kJ/mol liegen müsste. Dies ist die Energie, die frei wird, wenn man unter Standardbedingungen (1,013 bar und 25°C) aus C-Atomen und H_2 -Molekülen ein Mol CH_4 -Moleküle bildet. Das negative Vorzeichen deutet dabei daraufhin, dass bei diesem Vorgang Energie frei wird.

Im Vergleich dazu liegt die Standardverbrennungsenthalpie (diese entspricht dem negativen „Oberen Heizwert“ oder auch „Brennwert“) von CH₄ bei -55,498 MJ/kg und entspricht jener Energie, die frei wird, wenn man unter Standardbedingungen 1kg CH₄ vollständig in CO₂ und H₂O verbrennt und den Wasserdampf kondensieren lässt.

Den unteren Heizwert (oder auch nur als „Heizwert“ bezeichnet, lower calorific value) erhält man bei der Verbrennung eines Stoffes und anschließender Abkühlung ohne Kondensation. Für CH₄ liegt dieser Wert bei 50,013 MJ/kg.

Errechnet man sich die Reaktionsenthalpie der Methan-Verbrennung, so erhält man einen Wert von -890,23 kJ/mol CH₄:

Standardbildungsenthalpie von	CO ₂ :	-393.5 kJ/mol
	H ₂ O:	-285.8 kJ/mol
	O ₂ :	0 KJ/mol



(Standardbildungsenthalpie der Reaktanten) – (Standardbildungsenthalpie der Produkte) = Reaktionsenthalpie

$$(-393,5) + 2 \times (-285,8) - [(-74,87) + (0)] = -890,23 \text{ kJ/mol CH}_4$$

Dies entspricht einem oberen Heizwert von 55,498 MJ/kg (die molare Masse von CH₄ beträgt 16,04 g/mol).

Rechnet man nun mit einem Wert von +74,87 kJ/mol für CH₄ so ergibt sich eine Reaktionsenthalpie von -1039,97 kJ/mol CH₄:

$$(-393,5) + 2 \times (-285,8) - [(+74,87) + (0)] = -1039,97 \text{ KJ/mol CH}_4$$

Dies entspricht einem oberen Heizwert von 64,836 MJ/kg, der somit indirekt über die Eingabe einer „Heat of Formation“ von +74870 kJ/kmol in der Simulation verwendet wurde. Für den unteren Heizwert wurde entsprechend des beim Prüfstand verwendeten Erdgases ein unterer Heizwert von 48,6695 MJ/kg angegeben.

4. Simulation der Variationsreihen

Nachdem das Basismodell abgestimmt war, konnte mit der eigentlichen Simulationsaufgabe begonnen werden. Dazu wurde im Vorfeld ein Variationsumfang ausgearbeitet, der in weiterer Folge auf Grund von schon simulierten Ergebnissen fallweise noch erweitert wurde. Neben der Basisversion, die als Vergleichsbasis in allen Variationsreihen zu finden ist, wurden pro Reihe weitere drei bis sechs Varianten erstellt und berechnet. Die Variantenanzahl wurde dabei vor allem bei recht uneindeutigen Trends innerhalb einer Reihe je nach Bedarf erhöht. Die konstruktiven Abweichungen der einzelnen Varianten von der Basisversion mussten dabei allerdings im Rahmen bleiben, damit die Applizierbarkeit des zuvor für das Basismodell ausgearbeiteten Simulationsmodells einigermaßen gegeben ist. Hier steckt neben etwaigen Schwächen der einzelnen physikalischen Modelle des CFD-Programmes selbst (als Beispiel seien hier die Genauigkeit der Berechnung von Diffusorströmungen oder auch die Berechnung von Überschallströmungen genannt) die größte Unsicherheit bezüglich der Tragfähigkeit der Ergebnisse.

Schlussendlich ergab sich im Zuge dieser Arbeit folgender Variationsumfang:

Reihe 001:	Basisversion	
Reihe 002:	Variation der Halsdicke	3 Varianten
Reihe 003:	Variation der Halslänge Volumenausgleich durch die Höhe des Vorkammerkopfes	5 Varianten
Reihe 004:	Variation der Halslänge Volumenausgleich über den Durchmesser des Vorkammerkopfes	4 Varianten
Reihe 005:	Variation des Neigungswinkels der Überströmbohrungen	4 Varianten
Reihe 006:	Variation der Flaschenform der Vorkammer (Trichterradien)	6 Varianten
Reihe 007:	Variation der Überströmbohrungen (Anzahl und Durchmesser der Bohrungen)	6 Varianten
Reihe 008:	Übergang auf einen konischen Hals	3 Varianten
Reihe 009:	Kombinationen von verschiedenen Halsdicken und Bohrungsdurchmessern	6 Varianten

Beim Entwurf der Varianten selbst wurde darauf geachtet, dass das Volumen der gesamten Vorkammer (jedoch ohne Überströmbohrungen) sich mit jenem der Basisvariante deckt. In der Literatur [2][3][4] wird der Einfluss des Vorkammervolumens von mehreren Autoren einheitlich so beschrieben, dass größere Vorkammern zu stabileren Verbrennungen, aber auch zu höheren Stickoxidemissionen führen.

Das Simulationsmodell des Basismodells wurde fast zur Gänze in das Modell der jeweiligen Variante übernommen, lediglich die Lage des Zündfunken musste auf die jeweilige Elektrodenkoordinaten angepasst werden. Außerdem wurde der Umschaltzeitpunkt von Vorkammervverbrennung zu Hauptkammervverbrennung durch Abfrage des Verbrennungsumsatzes in einem Kontrollvolumen ermittelt. Sobald der Umsatz dabei eine Marke von 10% überschritten hat, wurde der Stretchfaktor der ECF-Verbrennung manuell von 1,75 auf 0,7 herabgesetzt. Dieses Umschalten geschieht in einem Bereich von ca. 701°KW bis 704°KW. Die Stretchfaktoren in den nachfolgenden Kurbelwinkelbereichen bleiben zunächst relativ konstant in einem Bereich von 0,5 bis 1,0 und wurden auch nicht entsprechend der Änderung des Umschaltzeitpunktes nachgezogen. Der Begründung hierfür liegt in der Annahme, dass die Geschwindigkeit, mit der sich die Verbrennung im Zylinder ausbreitet (und genau das beschreiben ja die Stretchfaktoren), auch von der Geometrie des Hauptbrennraumes abhängt, welche wiederum bei allen Varianten dieselbe ist. Zum Beispiel sinkt die Ausbreitungsgeschwindigkeit wenn die Flammenfront auf den Kolben oder die Zylinderwand trifft. Es wurde also zum Umschaltzeitpunkt im Wesentlichen nur das Gesamtniveau der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit schlagartig von Vorkammer- auf Hauptbrennraumverbrennung umgestellt.

Bei der Auswertung zeigten sich unter einigen der Variationsreihen besondere gegenseitige Abhängigkeiten oder auch Ähnlichkeiten in ihren Auswirkungen, sodass sie hier in weiterer Folge derart zusammengefasst behandelt werden sollen. So beschreiben die Reihen 003, 004, 006 und 008 vor allem die Form und Länge der Vorkammer, während die Reihen 002, 007, 009 und zum Teil auch die Reihe 005 vor allem über die durch Querschnittsänderungen veränderten Drosselungscharakteristika beeinflusst werden.

4.1. Variation der Halslänge

In der Simulationsreihe 003 wird der Einfluss der Länge des Vorkammerhalses der Vorkammer untersucht. Zu diesem Zweck wurden sechs Vorkammer-Varianten entworfen, bei denen die Halslänge ausgehend von der kürzesten Version um jeweils 20% verlängert wurde. Damit bei allen Vorkammervarianten dasselbe Gesamtvolumen gegeben ist, wurde zum Ausgleich die Höhe des Vorkammerkopfes angepasst. Mit Vorkammerkopf ist hier der zylindrische Bereich unter der Kerzenelektrode und dem Gaseinlasskanal bis zum Beginn der trichterförmigen Verengung zum Hals hin gemeint. Die Variante mit dem kürzesten Hals hat demnach den längsten Kopf. Da aber der Durchmesser des Kopfes wesentlich größer ist als der des Halses, bleibt die geometrische Form des Kopfes weitgehend erhalten - der Unterschied zwischen dem längsten und dem kürzesten Kopf beträgt lediglich ca. 14%, während die größte Halslänge genau doppelt so lang ist wie der Hals der ersten Variante. Durch die unterschiedlichen Halslängen und die gewählte Methode zum Volumenausgleich ergeben sich somit Vorkammern mit relativ stark ausgeprägten Bauhöhenunterschieden.

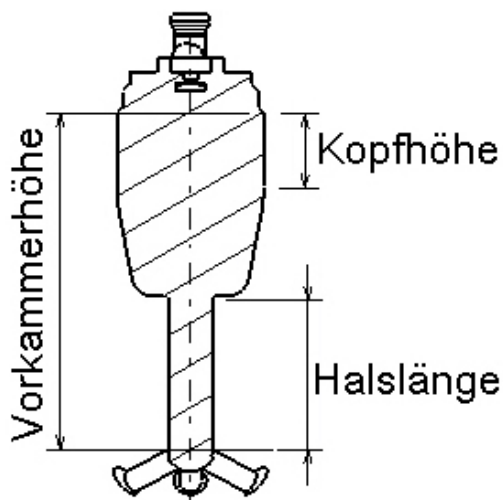


Abbildung 3: Variationsreihe 003 (Symbolbild)

Variante	Halslänge	Kopfhöhe	VK-Höhe
003a	100%	100,0%	100,0%
003b	120%	97,2%	105,5%
003c	140%	94,3%	111,0%
003d	160%	91,6%	116,5%
003e	180%	88,7%	122,0%
003f	200%	85,9%	127,5%

Tabelle 1: Variationsreihe 003

Bei der Auswertung der simulierten Brennverläufe der sechs Varianten zeigt sich ein uneinheitliches Ergebnis. Die Variante mit dem zweitlängsten Hals brennt im Hauptbrennraum schneller als alle anderen Bauformen, während ansonsten die Varianten mit den kürzeren Hälsen ein deutlich schnelleres Brennverhalten sowohl in der Vorkammer als auch dann im Hauptbrennraum aufweisen. Die mittleren bis langen Hälse liefern bis auf die oben genannte Ausnahme in etwa gleiche Brennverläufe, wobei jedoch ein leichter Trend zu schnelleren Verbrennungen mit längeren Hälsen ersichtlich ist.

Variante	Halslänge	Schwerpunkt der Verbrennung
003a	100%	-
003b	120%	+ 0,08°KW
003c	140%	+ 0,74°KW
003d	160%	+ 0,44°KW
003e	180%	- 0,15°KW
003f	200%	+ 0,54°KW

Tabelle 2: Schwerpunktlage der Verbrennung (Reihe 003)

Um die Ursachen dieses Simulationsergebnisses ausmachen zu können, muss die Verbrennung und die vorhandenen Strömungen genauer untersucht werden. Schon bei der Simulation selbst wurde der Verbrennungsfortschritt in einem Kontrollvolumen im Hauptbrennraum mitgeschrieben. Dieses quaderförmige Volumen mit den Abmessungen 50x50x16 mm befindet sich an der Oberseite des Zylinders direkt unter dem Zylinderkopf rund um die Zylinderachse. Es wird hier also im Wesentlichen der Bereich der Flammen-

fackeln, welche aus der Vorkammer herausschießen, abgedeckt. In der Simulation wurden nun bei einem Verbrennungsumsatz von 10% in diesem Volumen die Verbrennungsparameter von den Werten für die Vorkammer auf die der Hauptverbrennung umgestellt. Die Wahl dieses Kriteriums für den Umschaltzeitpunkt ist zwar willkürlich, aber es zeigt sich, dass hier die Vorkammerverbrennung im Wesentlichen abgeschlossen ist und die Hauptverbrennung beginnt. Außerdem werden um diesen Zeitpunkt, der sich in etwa bei 702°KW befindet, auch die höchsten Drücke der Vorkammerverbrennung und die höchsten Austrittsgeschwindigkeiten erreicht.

Variante	Halslänge	Umsatz bei 702°KW	10%-Umsatz im Kontrollvolumen
003a	100%	12,77%	701,6°KW
003b	120%	11,28%	701,8°KW
003c	140%	10,22%	702,0°KW
003d	160%	9,75%	702,2°KW
003e	180%	11,57%	701,8°KW
003f	200%	9,10%	702,4°KW

Tabelle 3: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 003)

In der oben stehenden Tabelle werden die Verbrennungsumsätze im Kontrollvolumen bei 702°KW einander gegenübergestellt. Bis auf die Variante 003e als herausstehende Ausnahme zeigt sich ein sehr deutlicher Trend: je kürzer der Hals, umso früher beginnt die Verbrennung im Hauptbrennraum. Was die Verbrennung in der Vorkammer selbst angeht, ist der Trend noch eindeutiger, denn hier ordnet sich sogar 003e in das Gesamtbild ein. Mit abnehmender Halslänge steigt der Grad des Verbrennungsumsatzes. So ist die Verbrennung bei der Variante 003a bei 702°KW in der Vorkammer schon nahezu abgeschlossen. Bei 003e dagegen scheint sich eine großräumige Wirbelstruktur in der Vorkammer ausgebildet zu haben, welche die Verbrennung bevorzugt in Richtung der Überströmbohrungen hinausschiebt und somit zu der schnellen Hauptverbrennung führt. Dieser Effekt dürfte sich, so er sich am Prüfstand überhaupt nachweisen lässt, aber nur bei bestimmten Konstellationen von Durchmesser-Längenverhältnissen der Vorkammer einstellen.

Im folgenden Bild sind die Ausströmgeschwindigkeiten beim jeweiligen 10%-Umsatzpunkt im Kontrollvolumen dargestellt. Die heißen Gase erreichen beim Ausströmen in den Hauptbrennraum im Hals Geschwindigkeiten von ca. 800 m/s, wobei die höchsten Geschwindigkeiten mit über 1000 m/s nach der Umlenkung in den Überströmbohrungen erreicht werden. Die Höhe dieser Geschwindigkeit wird in erster Linie von den Durchmessern des Halses und der Bohrungen bestimmt, allerdings zeigt sich, dass bei diesen Bedingungen erst ab der Variante mit Halslänge von 180% die Rohrströmung im Hals voll ausgebildet wird.

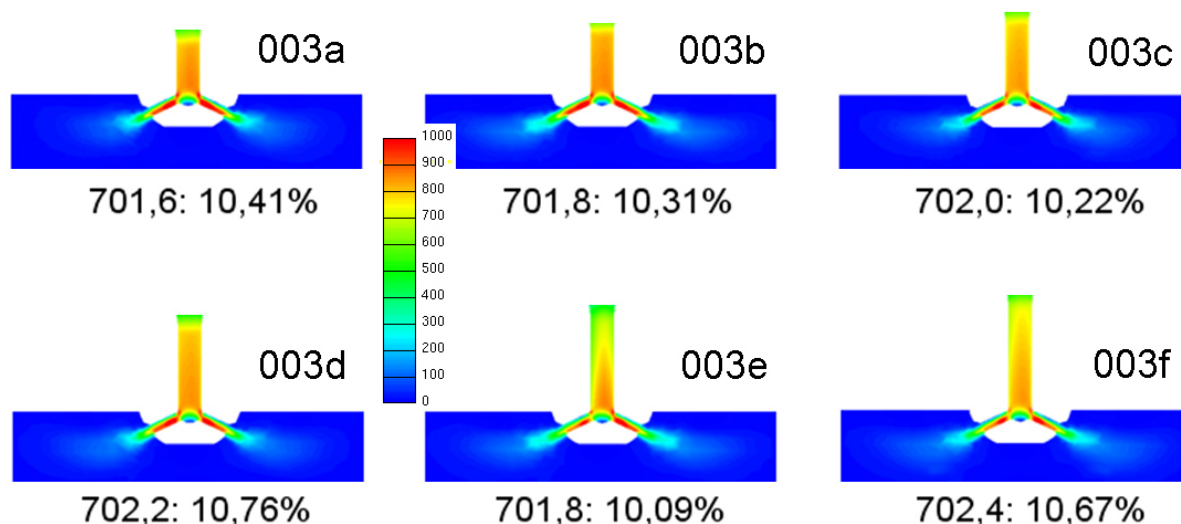


Abbildung 4: Geschwindigkeiten im Hals beim Ausströmvorgang

Beim Einströmen des mageren Gemisches aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer während des Kompressionstaktes erfährt die Strömung ihre höchste Geschwindigkeit im Hals und nicht wie vorhin beim Ausströmen in den Überströmbohrungen. In der nachfolgenden Abbildung, welche die Gegebenheiten zum Zündzeitpunkt bei 695°KW wiedergibt, kann man erkennen, dass die Strömung durch die Umlenkung nach den Überströmbohrungen nicht die gesamte zur Verfügung stehende Querschnittsfläche des Halses effektiv nutzt. Weiters sind die Einströmbedingungen bei allen Varianten zunächst gleich, da ja die Strömung hauptsächlich von dem sich hinaufbewegenden Kolben verursacht wird, und auch die Bohrungsgeometrien und Halsdurchmesser in allen Fällen gleich sind. Erst beim Austritt vom Hals in den Kopfbereich zeigen sich zwischen den einzelnen Varianten Unterschiede.

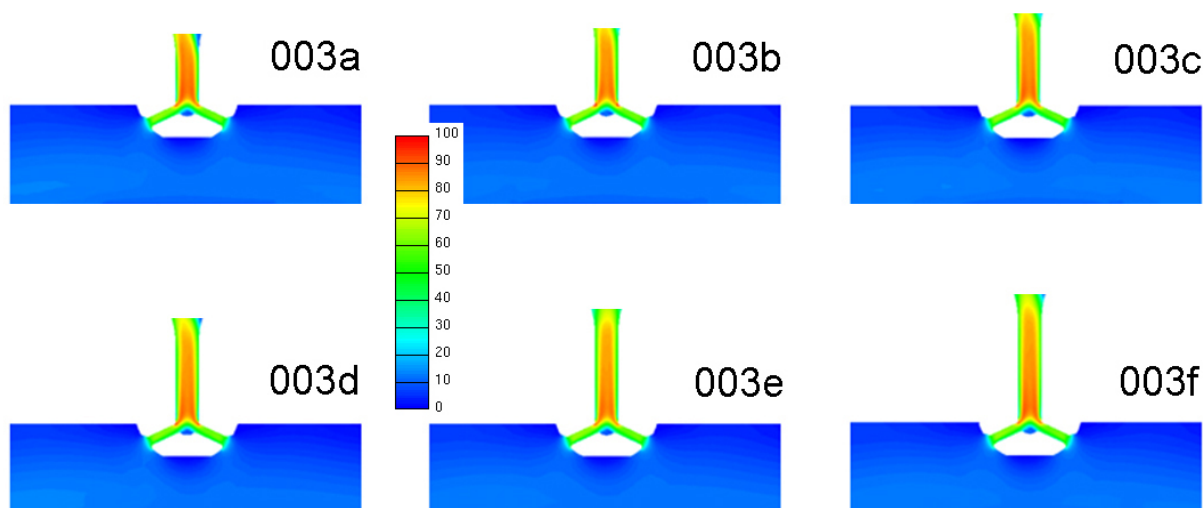


Abbildung 5: Geschwindigkeiten zum Zündzeitpunkt

Es soll nun der Einströmvorgang anhand der Variante mit dem kürzesten Hals zeitlich aufgelöst untersucht werden. Die höchste Geschwindigkeit im Hals wird um 690°KW mit ca. 90 m/s erreicht.

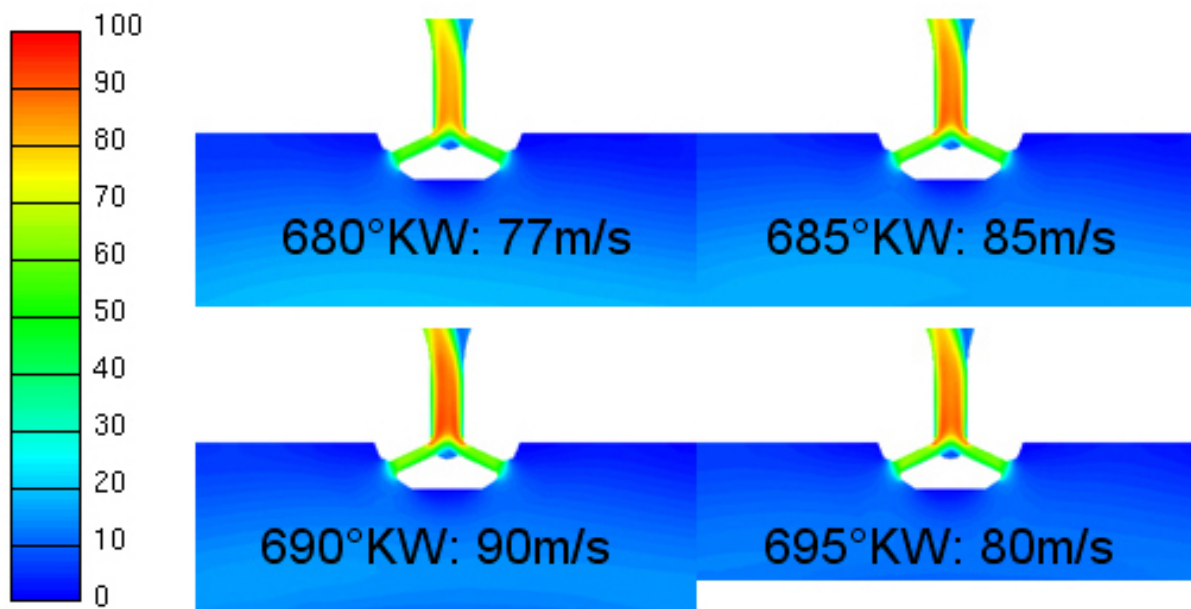


Abbildung 6: Geschwindigkeiten beim Einströmvorgang (Variante 003a)

Bei diesen Einströmgeschwindigkeiten verursacht ein um 20% verlängertes Halsstück ein späteres Eintreffen der Ladung im Vorkammerkopf in der Größenordnung der zeitlichen Auflösung, mit welcher die Simulation in diesem Kurbelwellenbereich betrieben wurde. Die eintreffende Ladung beginnt sich im Vorkammerkopf einzurollen und in weiterer Folge zu verwirbeln. Bei den Varianten mit kürzerem Hals kann dieser Vorgang also schon früher beginnen, und entsprechend höher ist hier dann auch das Turbulenzniveau zum Zündzeitpunkt.

Während kürzere Einströmwege bzw. generell kürzere Gesamthöhen der Vorkammern zu einer Erhöhung der Turbulenz im Bereich der Elektrode zum Zündzeitpunkt und somit in dem, der Simulation zugrunde liegendem, turbulenzgesteuerten Verbrennungsmodell ECFM zu einer schnelleren Verbrennung in der Vorkammer führen, soll auch noch untersucht werden, inwieweit der kürzere Ausströmweg zu einer beschleunigten Hauptverbrennung beiträgt. Da die Ausströmgeschwindigkeiten in etwa um den Faktor 10 höher liegen als die Einströmgeschwindigkeiten, liegt auch die Verspätung beim Ausströmen ca. bei einem Zehntel der Auflösung der Simulation – damit kann dieser Effekt hier kaum bewertet werden und hat wohl auch in der Realität nur untergeordnete Bedeutung. Allerdings wirkt ein längerer Hals auch wie eine Drossel auf die aus dem Vorkammerkopf drängende Ladung, weshalb der Druck im Vorkammerkopf bei den Varianten mit längerem Hals steigt, obwohl die Verbrennung selbst erst etwas später einsetzt.

Variante	Halslänge	Maximaldruck der Vorkammerverbrennung	Lage des Maximaldruckes
003a	100%	100,00%	-
003b	120%	99,65%	- 0,2°KW
003c	140%	94,95%	+ 0,2°KW
003d	160%	97,15%	+ 0,2°KW
003e	180%	105,10%	- 0,4°KW
003f	200%	101,57%	+ 0°KW

Tabelle 4: Vorkammerdrücke (Reihe 003)

Die Varianten mit kürzerem Hals weisen eine schnellere Verbrennung auf, was dann auch die höheren Vorkammerdrücke erklärt. Die gleiche Höhe des Maximaldruckes bei den Varianten 003a und 003b lässt sich vielleicht so erklären, dass hier ein Gleichgewicht zwischen der früheren Verbrennung und der verminderten Drosselwirkung des kurzen Halses gegeben ist.

Für die Hauptverbrennung im Zylinder selbst sind das Zusammenwirken der einzelnen Vorgänge innerhalb der Vorkammer weniger von Bedeutung, aber diese Vorgänge führen schlussendlich zu den in den Hauptbrennraum hinausschießenden Flammenfackeln, welche für die Verbrennung bei einer vorgegebenen Konfiguration von Zylindergeometrie und -ladung nunmehr die alleinige Einflussgrößen darstellen. Um eine Größe zum Vergleich dieser Flammenfackeln zu erhalten, wurde an den Austrittsmündungen der Überströmbohrungen jeweils ein Kontrollvolumen aufgespannt und darin der Austrittsimpuls ermittelt. Da sich die austretende Ladung nicht gleichmäßig auf die um den Umfang angeordneten Bohrungen verteilt, wurden die erhaltenen Verläufe noch zusätzlich über alle Bohrungen gemittelt.

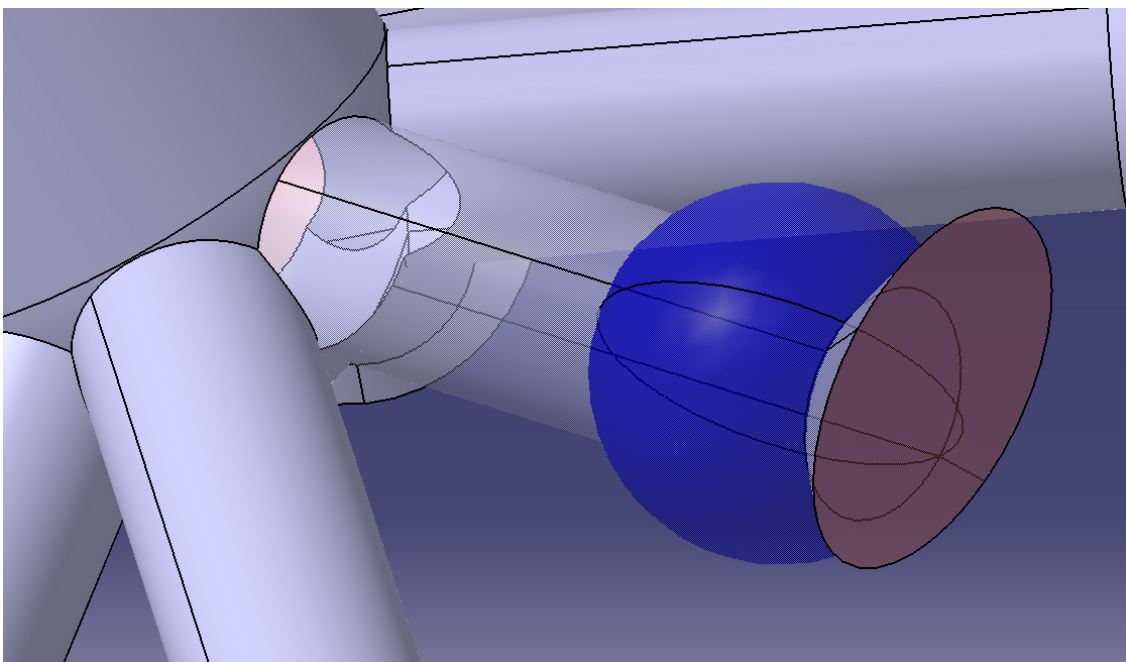


Abbildung 7: Kontrollvolumen zur Impulsermittlung

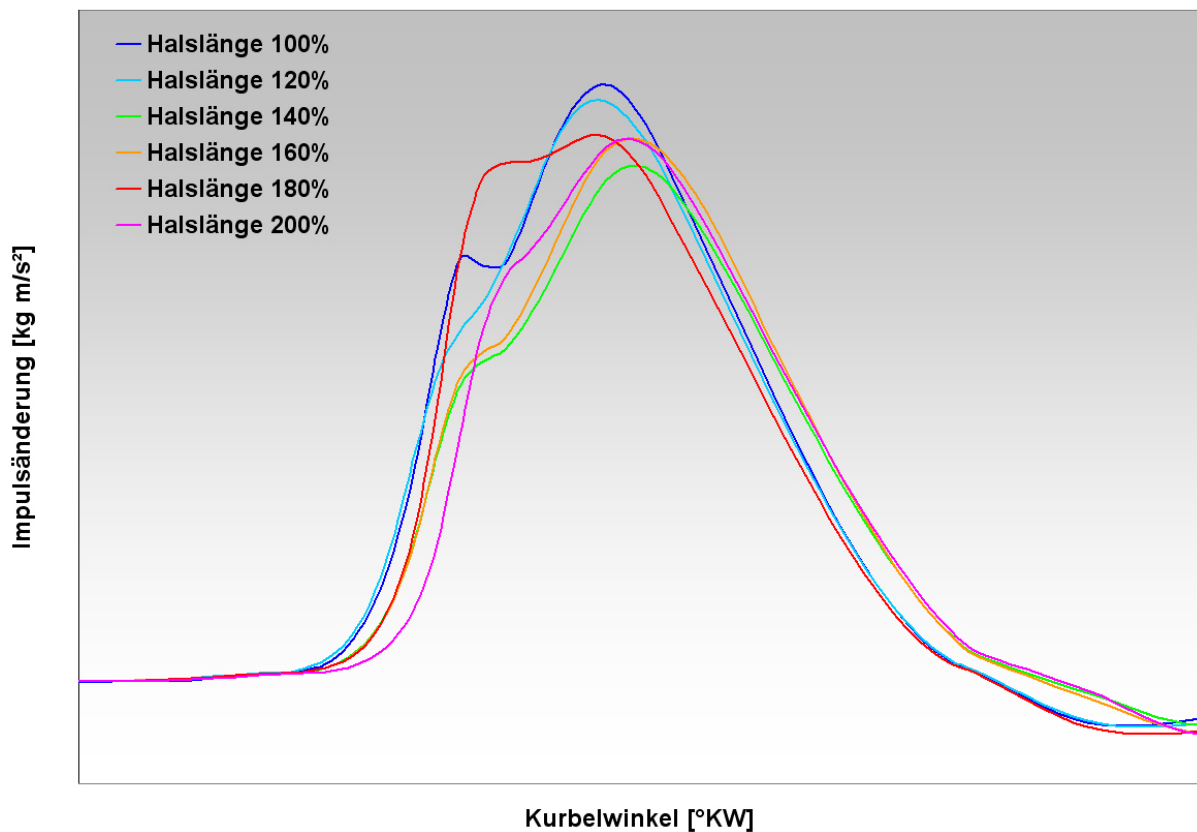


Abbildung 8: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 003)

Die Varianten mit kürzeren Hälsen zeigen dabei tatsächlich ein früheres Ausströmen und auch einen, durch den höheren Vorkammerdruck verursachten, höhere Spitzenimpuls bzw. eine höhere Spitzenkraft, womit sich die deutlich schnellere Hauptverbrennung bei diesen Varianten erklären lässt. Auf der anderen Seite weisen die Varianten mit langem Hals gegenüber den mittleren Varianten einen erhöhten Spitzenimpuls auf. Allerdings ist dieser nicht so viel höher, wie der bei diesen Varianten herrschende Vorkammerdruck erwarten lassen würde. Hier verursacht der längere Hals durch seine Drosselwirkung zunächst zwar diesen hohen Druck, vermindert dann aber auch eben durch diese Drosselwirkung ein volles Durchschlagen des vorhandenen Potentials auf die Flammenfackeln. Zudem zeigt sich eine Tendenz zum verzögerten Ausströmen. Insgesamt liefern die Varianten mit langem Hals gegenüber der mittleren nur eine leicht schnellere Gesamtverbrennung, sofern man hier die 180%-Variante außer Acht lässt.

Die Verbrennungs-Schwerpunktlagen liegen bei Motoren dieser Größenordnung bei ca. 7°KW nach OT, während die Simulation hier Ergebnisse von ca. 8°KW nach OT liefert. Diese späte Lage ist durch die mangelhafte Berechnung des Brennverlaufs ab ca. 750°KW durch das ECFM-Verbrennungsmodell bedingt. Diese Verschiebung der absoluten Lage wirkt aber bei allen Varianten gleich. Ab ca. 750°KW liefert die Simulation bei allen Varianten weitestgehend deckungsgleiche Brennverläufe.

Die Druckverläufe im Zylinder stellen sich entsprechend der jeweiligen simulierten Verbrennungsverläufe ein. Die Varianten mit schnellerer Verbrennung liefern auch einen höheren Maximaldruck (ca. 3% Unterschied zur geringsten simulierten Marke), der zudem auch nach vor verschoben zu liegen kommt.

Variante	Halslänge	Maximaler Zylinderdruck	Lage des Maximaldruckes
003a	100%	100,00%	-
003b	120%	99,84%	- 0,2°KW
003c	140%	97,77%	+ 0,2°KW
003d	160%	98,46%	+ 0,2°KW
003e	180%	100,69%	- 0,2°KW
003f	200%	98,17%	+ 0,4°KW

Tabelle 5: Zylinderdrücke (Reihe 003)

Dargestellt in Form eines Druck-Zylindervolumen- bzw. Druck-Kolbenposition-Diagramms lässt sich aus den Druckverläufen die abgegebene Arbeit errechnen. Dabei wird die eingeschlossene Diagrammfläche ermittelt, wobei die im Uhrzeigersinn umfahrenen Flächen positiv gezählt werden, während die gegen den Uhrzeigersinn umlaufenen Teilflächen abgezogen werden müssen. Der Ladungswechselteil durchlebt hier aufgrund der Turbo-Aufladung des Motors einige Wechsel, weshalb dieser Bereich in der Grafik unten noch extra vergrößert dargestellt ist. Es lässt sich anhand der vergrößerten Darstellung auch erkennen, dass die Unterschiede in den Druckverläufen der einzelnen Varianten außer im Hochdruckteil verschwindend ausfallen.

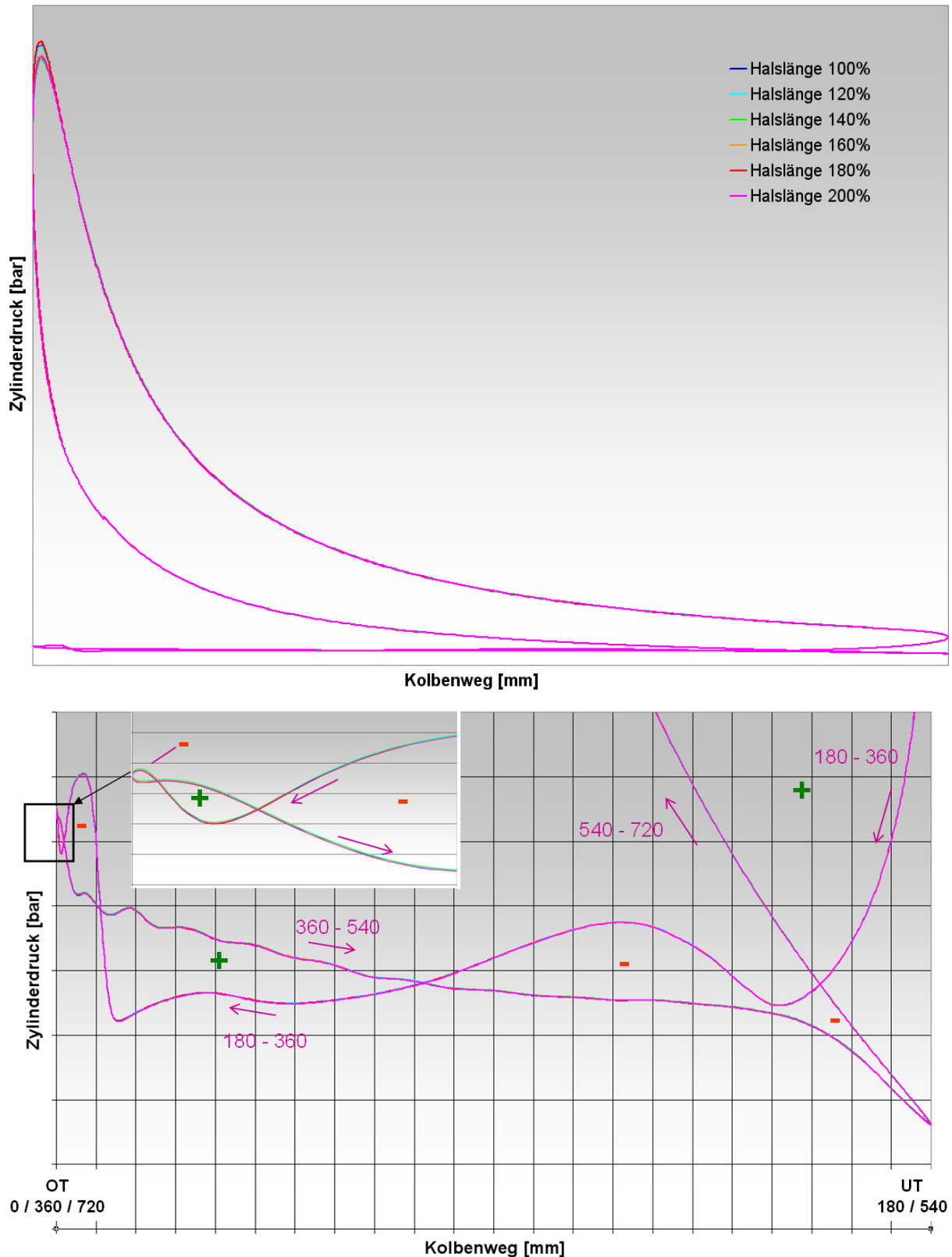


Abbildung 9: pV-Diagramm und Ladungswechselschleife (Reihe 003)

Das Ergebnis dieser Auswertung ist insofern überraschend, als dass die Variante mit dem geringsten Maximaldruck die höchste Arbeit erzielt. Der Grund hierfür liegt in der nach

früh verschobenen Lage der Druckverläufe der anderen Varianten. Hier kann aber durch eine spätere Zündung Abhilfe geschaffen werden.

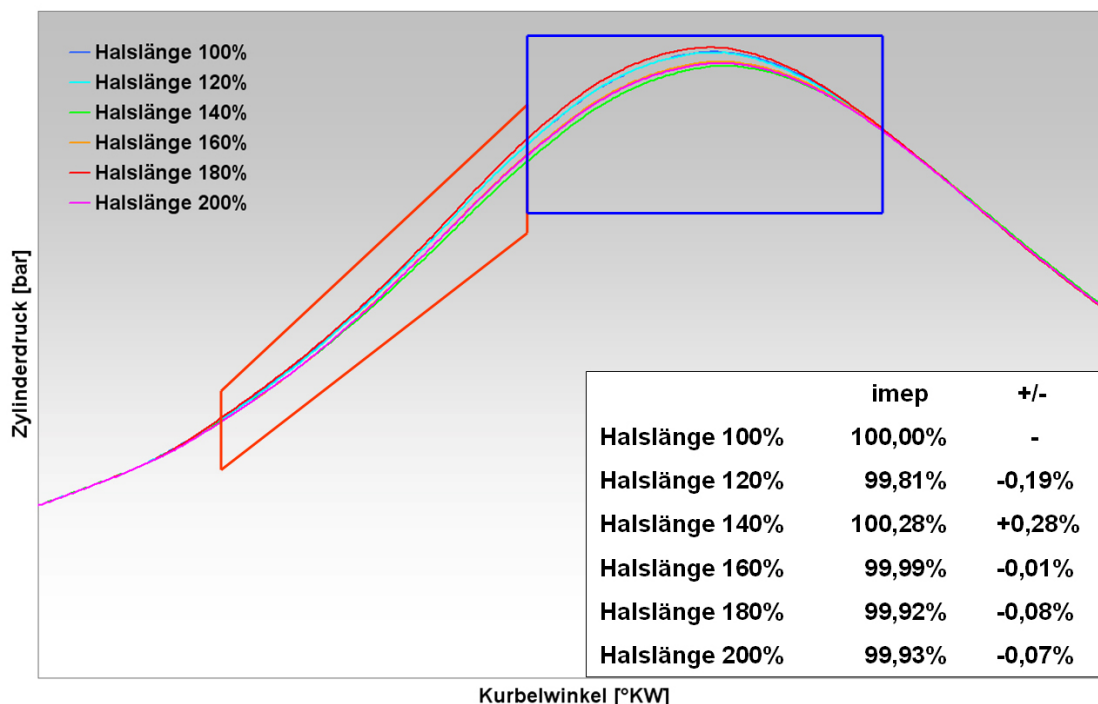


Abbildung 10: Mitteldrücke (Reihe 003)

Eine weitere Analyse ergab zudem, dass die nach früh verschobenen Varianten nicht schon im Bereich vor OT (720°KW) ihren größten Arbeitsverlust erleiden. Dieser wird durch den Arbeitsgewinn im Bereich von 720°KW bis etwa 740°KW mehr als wettgemacht. Viel mehr schlägt sich hier der etwas kleinere Druck der früh brennenden Varianten ab ca. 740°KW im Ergebnis nieder, da hier der Kolben einen wesentlich größeren Weg zurücklegt als in der Todpunktnähe bei 720°KW.

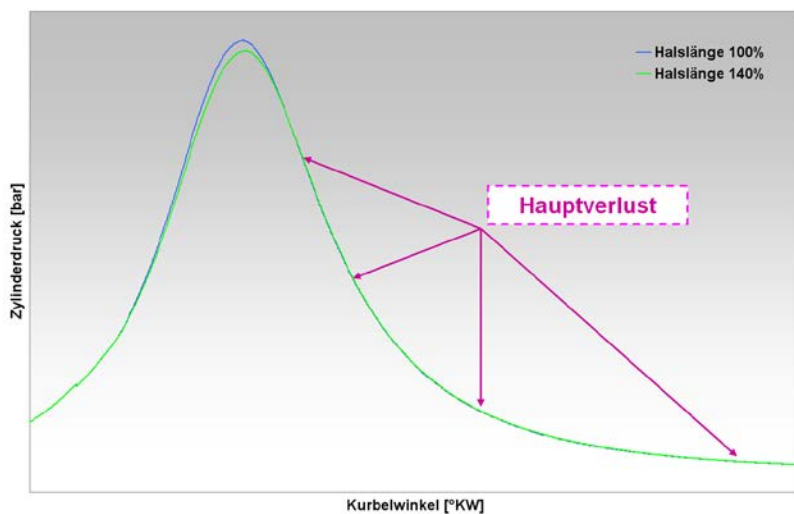


Abbildung 11: Zylinderdruckvergleich 003a zu 003c

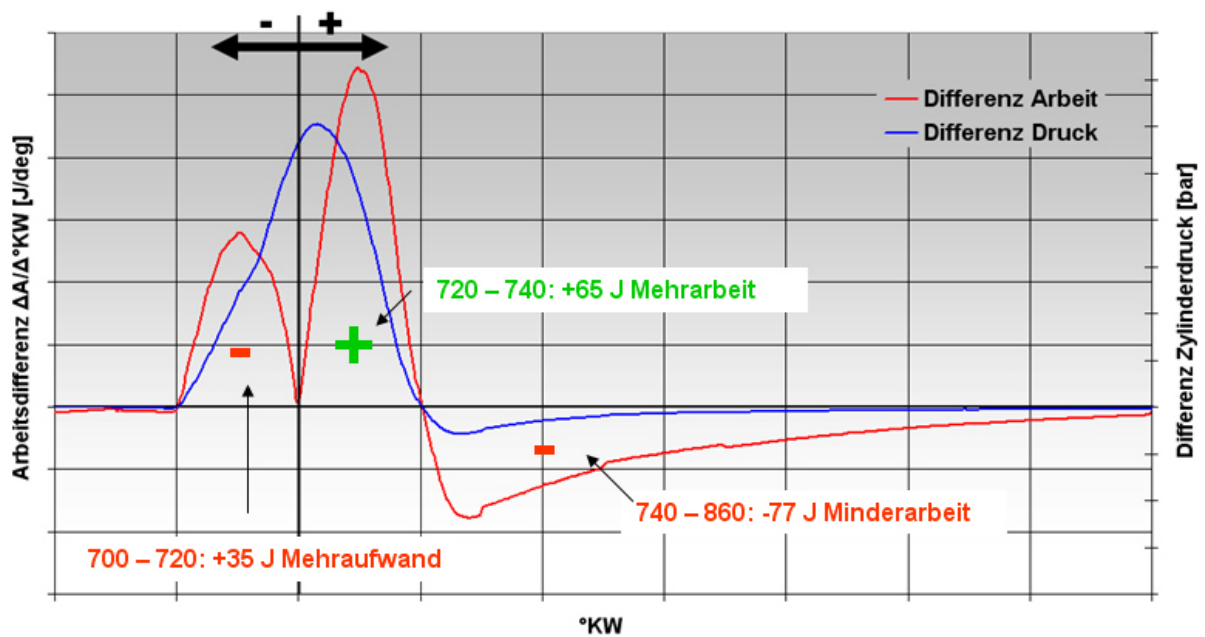


Abbildung 12: Vergleich der Arbeit 003a zu 003c

Bei den früh brennenden Varianten steigt entsprechend den Zylinderdruckverläufen auch die Zylindertemperatur früher an und das Temperatur-Maximum liegt etwas früher. Die Maximaltemperatur wird dabei jedoch nicht wesentlich erhöht.

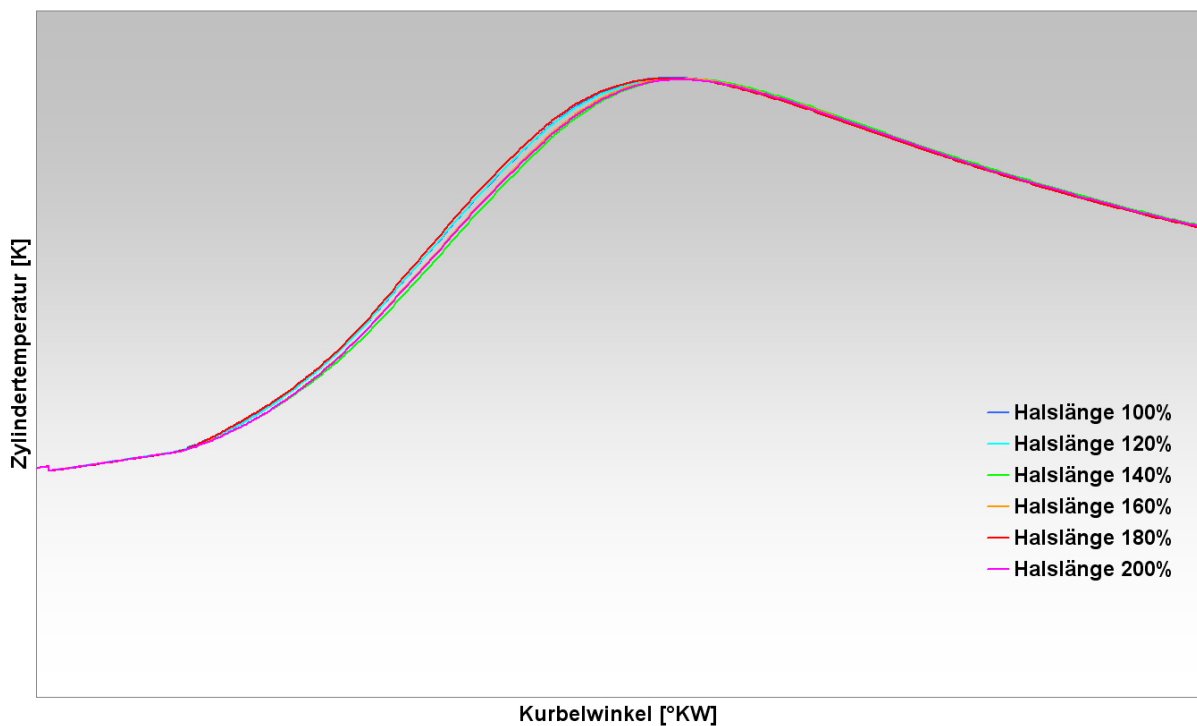


Abbildung 13: Temperatur im Zylinder (Reihe 003)

Die Bildung von Stickoxiden hängt stark von den herrschenden Temperaturen ab, und so weisen die schnell brennenden Varianten auch erhöhte NO_x-Konzentrationen auf, da die zur Bildung notwendigen hohen Temperaturen schon früher erreicht werden und somit auch über einen längeren Zeitraum vorherrschen. Die Flammenfackeln selbst weisen bei den einzelnen Varianten in etwa dasselbe Temperaturniveau und Verteilung auf.

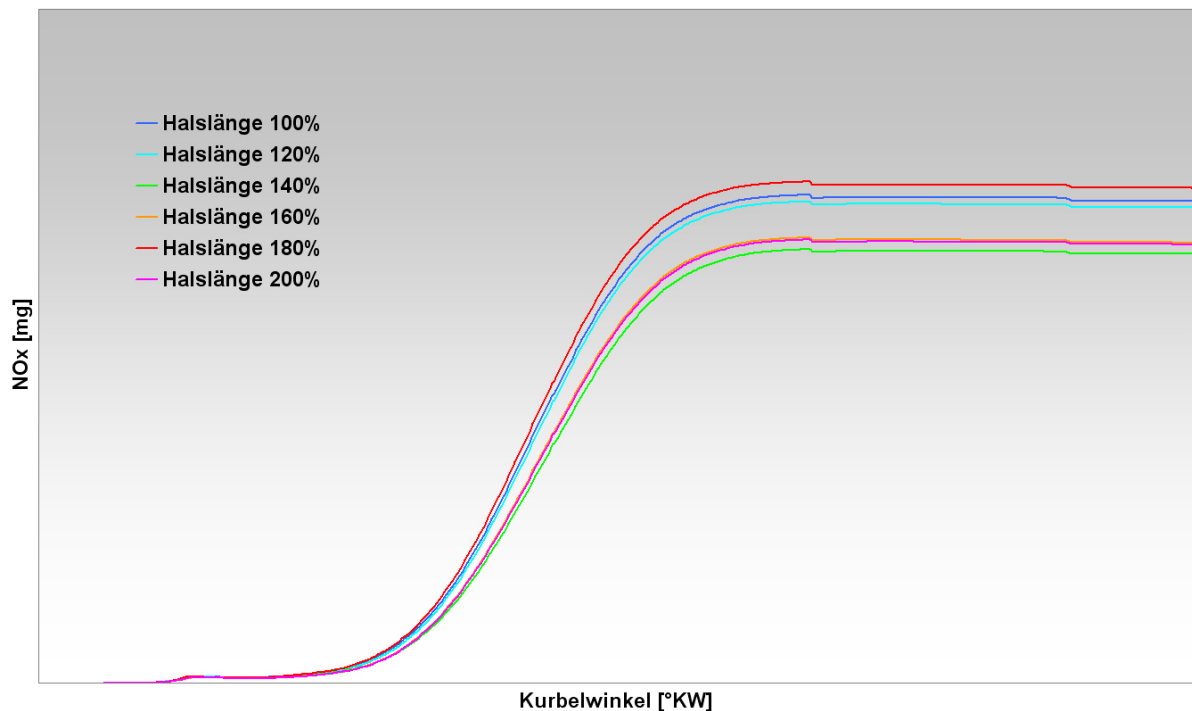


Abbildung 14: NO_x-Produktion (Reihe 003)

Um die schnell brennenden Varianten bei geringeren NO_x-Werten und besseren Wirkungsgraden zu betreiben kann man den Zündzeitpunkt verschieben oder versuchen, das Gemisch im Zylinder weiter abzumagern. Die erstere Methode wird üblicherweise am Motorprüfstand angewendet, wo auf diese Weise relativ rasch der optimale Zündzeitpunkt ermittelt werden kann. Dies soll hier nun anhand der Simulation auch exemplarisch anhand der Variante mit Halslänge 100% versucht werden. Allerdings ergeben sich hier Unsicherheiten hinsichtlich des Brennverlaufs vor allem im hinteren Bereich ab ca. 740°KW. Durch die schon erwähnten Problem des ECFM-Verbrennungsmodells wurde die Simulation hier derart abgestimmt, dass alle Brennverläufe spätestens ab 750°KW zusammenlaufen (ansonsten kommt es wieder zu dem „Verbrennungsschwanz“), während sich aus Messungen am Prüfstand eher parallelverschobene Brennverläufe ergeben. Hier in der Simulation ist diese Parallelverschiebung eben nur bis ca. 740°KW gegeben, weshalb die später gezündeten Varianten auch eine kürzere Gesamtverbrennungsdauer aufweisen. Wollte man dieses Verhalten korrigieren, müsste man nachträglich nach eigener Abschätzung die Verbrennungsparameter derart verändern bis sich ein „gewünschtes“ Ergebnis bildet.

Variante	Halslänge	Zündzeitpunkt	NOx
003a	100 %	-	100,00%
003a2	100 %	+ 1,0 °KW	91,30%
003a3	100 %	+ 1,2 °KW	89,49%
003a4	100 %	+ 2,0 °KW	82,36%
003c	140 %	-	89,19%

Tabelle 6: Verschiebung des Zündzeitpunktes der Variante 003a

4.2. Variation der Halslänge bei konstanter Vorkammerhöhe

Auch die Variationsreihe 004 wurde entworfen um den Einfluss der Halslänge auf die Verbrennung bewerten zu können. Wieder wurde der Hals ausgehend von der kürzesten Version um jeweils 20% verlängert, allerdings erfolgte nun der Volumenausgleich derart, dass die Bauhöhe der gesamten Vorkammer konstant gehalten und dafür der Vorkammerkopfdurchmesser entsprechend vergrößert wurde. Auf diese Weise wurden die Vorkammerköpfe der Varianten mit kurzen Hälsen relativ schmal und lang, während die Vorkammerköpfe bei langen Hälsen eher gedungen und bauchig ausfielen.

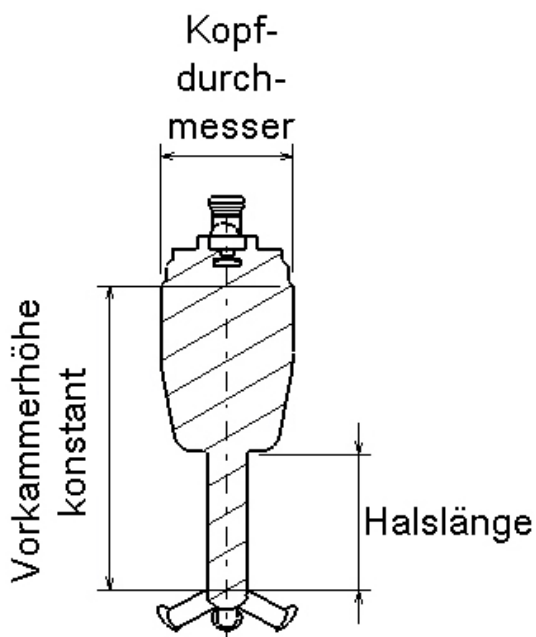


Abbildung 15: Variationsreihe 004 (Symbolbild)

Variante	Halslänge	Kopfdurchmesser
004a	100%	100,0%
004b	120%	106,6%
004c	140%	115,5%
004d	160%	127,5%
004e	180%	145,3%

Tabelle 7: Variationsreihe 004

Bei den Gesamtbrennverläufen ergaben sich innerhalb dieser Reihe geringere Unterschiede als bei der vorhergehenden Simulationsreihe 003, aber der Trend, dass kürzere Hälse zu schnellerer Verbrennung in der Vorkammer führen ist auch hier gegeben. Vor allem die Auswertung des Umsatzes im Kontrollvolumen bei 702° KW zeigt diese Tendenz sehr deutlich.

Variante	Halslänge	Umsatz bei 702°KW	10%-Umsatz bei
004a	100%	13,13%	701,6°KW
004b	120%	11,24%	701,8°KW
004c	140%	10,22%	702,0°KW
004d	160%	9,74%	702,2°KW
004e	180%	8,87%	702,2°KW

Tabelle 8: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 004)

Da der Weg von den Einströmbohrungen bis zur Elektrode der Zündkerze hier bei allen Varianten gleich weit ist, fällt dieser Einfluss hier weitgehend weg. Es ist aber zu beachten, dass sich die Durchmesserhältnisse entlang dieser Weglänge bei den einzelnen Varianten unterschiedlich gestalten und somit auch die Aufteilung der Strömungsgeschwindigkeiten. Offenbar wirkt sich auch hier eine kürzere Halslänge insofern aus, als dass mit der Verwirbelung im Vorkammerkopf schon früher begonnen werden kann, und so zum Zündzeitpunkt ein gleichmäßigeres und höheres Turbulenzniveau in der Kerzennähe vorliegt. Auch für den Ausströmvorgang gilt wieder, dass die längeren Hälse mit ihrer größeren Drosselwirkung das Ausströmen etwas verzögern und so aber auch den Druck in der Vorkammer erhöhen.

Vergleicht man nun die Brennverläufe der jeweiligen Varianten mit gleich langen Hälsen aus der Reihe 004 mit jenen der Reihe 003, so zeigt sich tendenziell, dass die jeweils kürzere und gedrungener Vorkammer zu einer schnelleren Hauptverbrennung führt, wobei die Umsätze im Kontrollvolumen ja bei beiden Variationsreihen in etwa gleich ausgefallen sind. Betrachtet man die Impulsverläufe der Flammenfackeln, so fällt auf, dass die bauchigeren Varianten oft einen ausgeprägten Höcker im Impulsverlauf zeigen. Verflacht der Übergang zwischen dem Hals- und dem Kopfdurchmesser, so reduziert sich auch die Neigung zur Ausbildung eines derartigen Höckers im Impulsverlauf.

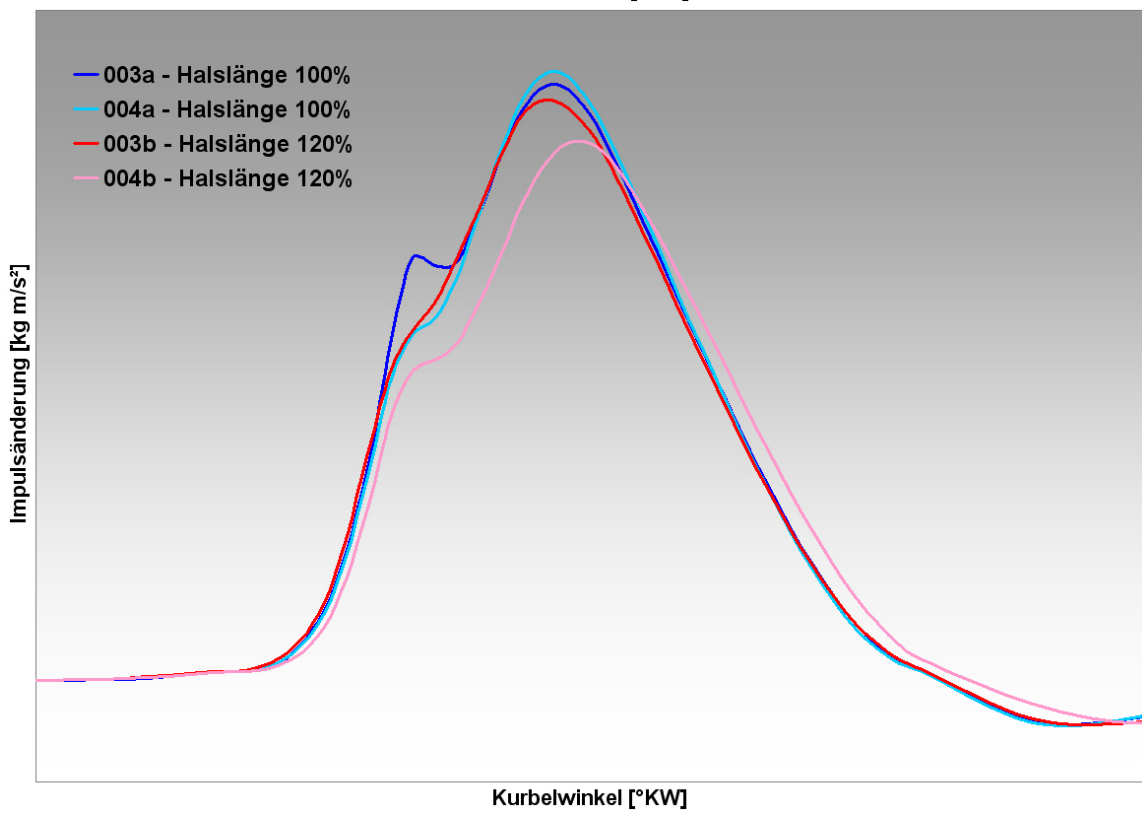
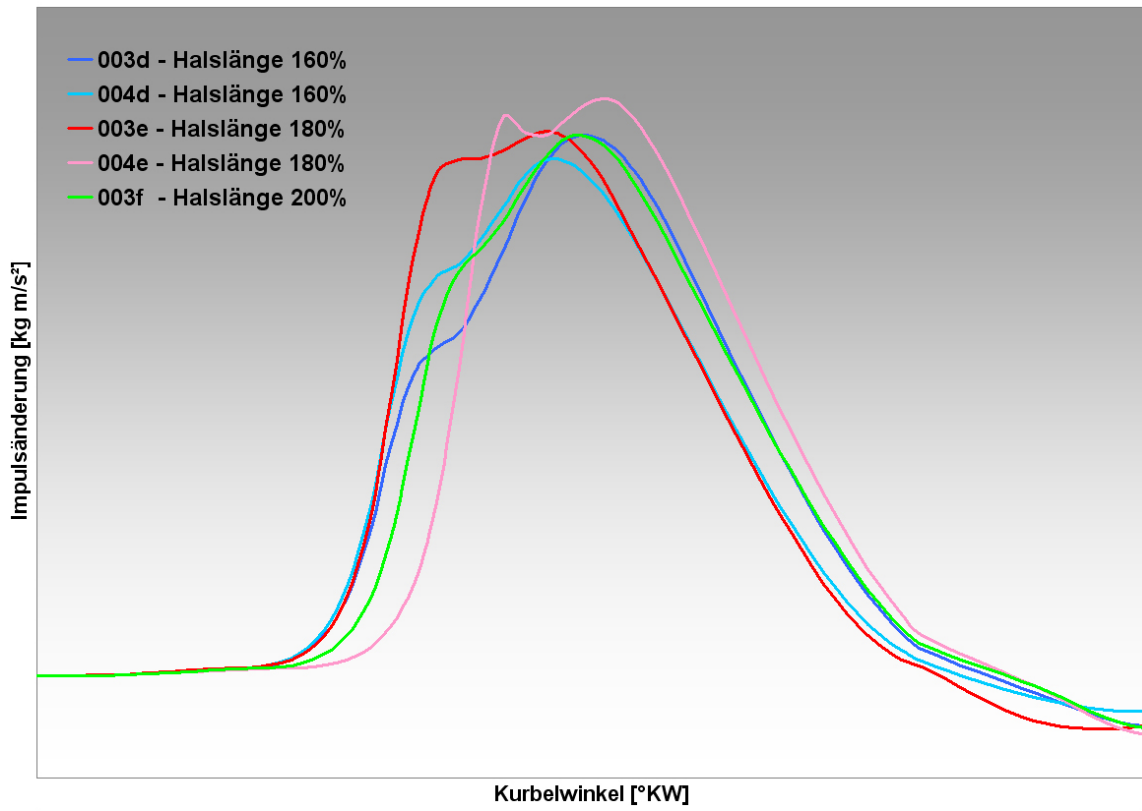


Abbildung 16: Impulsvergleich 003-004

Überträgt man diese Beobachtung auf die Brennverläufe, so führen starke und frühe Flammenfackeln erwartungsgemäß zu schnellen Hauptverbrennungen, wobei allerdings eine frühere Impulsspitze für eine schnelle Hauptverbrennung maßgeblicher zu sein scheint, als ein hoher Maximalimpuls. Auch ein früher Impulshöcker fördert somit eine schnelle Hauptverbrennung. So weist zum Beispiel die Variante 003a einen ausgeprägten Impulshöcker auf und brennt dann im Hauptbrennraum merkbar schneller als die vergleichbare Variante 004a. Variante 004d wieder zeigt nahezu denselben Brennverlauf wie die korrespondierende Variante 003d, obwohl 003d einen deutlich höheren Maximal- und Gesamtimpuls entwickelt. Auch hier scheint die frühe Impulsüberhöhung bei 004d den niedrigeren Gesamtimpuls zu kompensieren. Die Varianten mit besonders langen Hälse 003f und 004e zeigen hier einen deutlich verzögerten Ausströmbeginn, der dann trotz hohen Gesamtimpulses zu einer relativ langsamen Hauptverbrennung führt.

4.3. Variation der Vorkammer-Flaschenform

In der Reihe 006 soll nun der Übergang vom Halsteil zum Vorkammerkopf untersucht werden. Dazu wurden die beiden Rundungen, welche im Wesentlichen diesen trichterförmigen Bereich bilden, von sehr großen Radien hin zu kleinen Radien verändert. Die Halslänge war hier bei allen Varianten gleich und der Volumenausgleich geschah wieder durch Anpassung der Vorkammerkopfhöhe. Es entstanden nun Varianten mit sehr sanften bis hin zu sehr abrupten Übergängen, wobei die Variante mit dem jähesten Übergang die kürzeste Bauhöhe aufweist, da durch die Verkleinerung der Radien die Gesamtbauhöhe stärker schrumpft, als diese durch die gleichzeitige Verlängerung der Kopfhöhe wieder wächst.

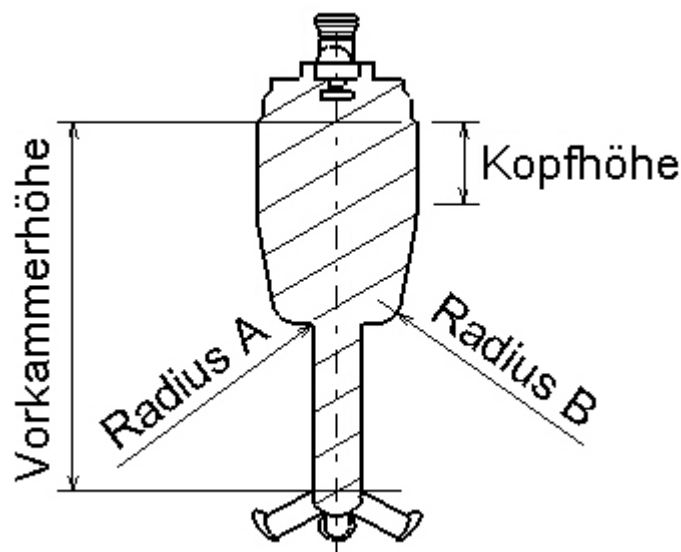


Abbildung 17: Variationsreihe 006 (Symbolbild)

Variante	Radius A	Radius B	Kopfhöhe	Vorkammerhöhe
006a	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
006b	83,33%	87,50%	115,83%	97,41%
006c	66,67%	75,00%	133,09%	94,55%
006d	50,00%	62,50%	152,27%	91,28%
006e	41,67%	50,00%	170,25%	89,00%
006f	25,00%	37,50%	195,73%	84,73%
006g	16,67%	25,00%	222,64%	81,38%

Tabelle 9: Variationsreihe 006

Was den Brennverlauf angeht, ergab sich auch innerhalb dieser Variationsreihe kein einheitlicher Trend. So brennen die mittleren Varianten 006d und 006e mit Abstand am schnellsten. Die besonders sanft gerundete Variante 006a ist auch noch recht schnell, während alle anderen Varianten in etwa den gleichen, vergleichsweise langsamen, Gesamtbrennverlauf aufweisen. Auch innerhalb der Vorkammer und im Kontrollvolumen zeigt sich dieses Ergebnis, wobei insgesamt die Unterschiede weniger groß sind als beispielsweise bei der Reihe 003.

Variante	Radius A	Radius B	Umsatz bei 702°KW	10%-Umsatz bei
006a	100,00%	100,00%	11,44%	702,0°KW
006b	83,33%	87,50%	10,61%	702,0°KW
006c	66,67%	75,00%	10,22%	702,0°KW
006d	50,00%	62,50%	12,27%	701,8°KW
006e	41,67%	50,00%	11,78%	701,8°KW
006f	25,00%	37,50%	10,29%	702,0°KW
006g	16,67%	25,00%	11,18%	702,0°KW

Tabelle 10: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 006)

Auch hier zeigt sich, dass jene Varianten, die schon früh Flammenfackeln erzeugen, in Folge auch den schnelleren Brennfortschritt im Hauptbrennraum verursachen. Allerdings wird hier die Höcker-Form der Impulskurve nicht unbedingt so gezeichnet, wie es die Ergebnisse der Reihe 004 vermuten hätte lassen, wo ja eher starke Änderungen vom Kopfdurchmesser auf den Halsdurchmesser zur Ausbildung dieses Höckers geführt haben. Demnach sollten hier die kurzen Varianten mit den abrupten Übergängen dieses

Verhalten zeigen. Allerdings ist zu beachten, dass hier im Gegensatz zur Reihe 004 auch die Gesamthöhe der Vorkammer von Variante zu Variante unterschiedlich ist.

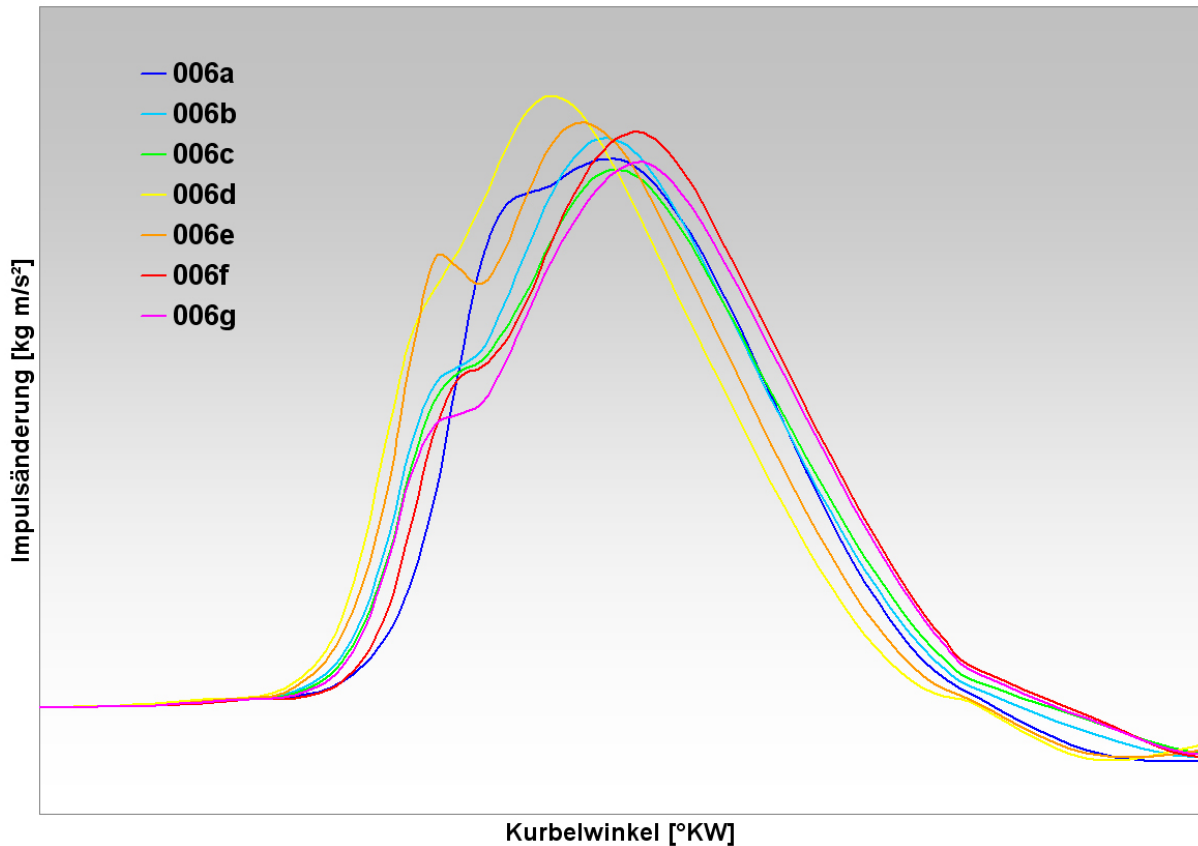


Abbildung 18: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 006)

Als mögliche Ursachen für das Ausbilden des Impulshöckers oder auch Impulsdelle bei ca. einem Viertel der Ausströmkurve können eine Gegenströmung aus dem Hauptbrennraum, ein Einknicken des Druckanstieges im Vorkammerkopf oder auch Rohrströmungseffekte gelten. Auch der Massenflussverlauf im Vorkammerhals weist schon dieselbe Höckerform auf, die den Impulsverlauf in den Überströmbohrungen kennzeichnet. Zusätzlich liegt hier der Höcker etwas früher, was auf eine Ursache stromaufwärts, also im Vorkammerkopf schließen lässt. Da aber die Druckverlaufskurven in der Vorkammer kein derartiges Verhalten zeigen, und auch in den Strömungsfeldern des Hauptbrennraums zum Überströmzeitpunkt keine Gegenbewegung erkennbar ist, bleiben nur noch Reflexionsvorgänge der Druckwellen innerhalb der Vorkammer als Erklärung übrig.

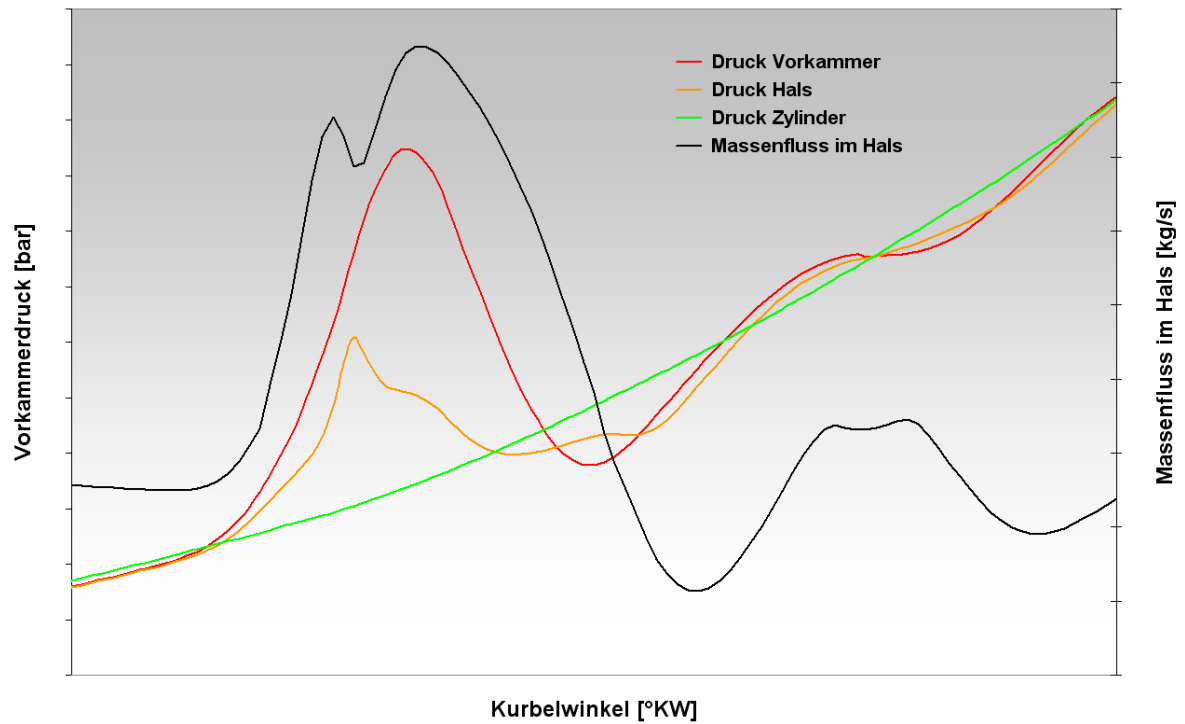


Abbildung 19: Verhältnisse im Hals beim Ausströmvorgang (Variante 006e)

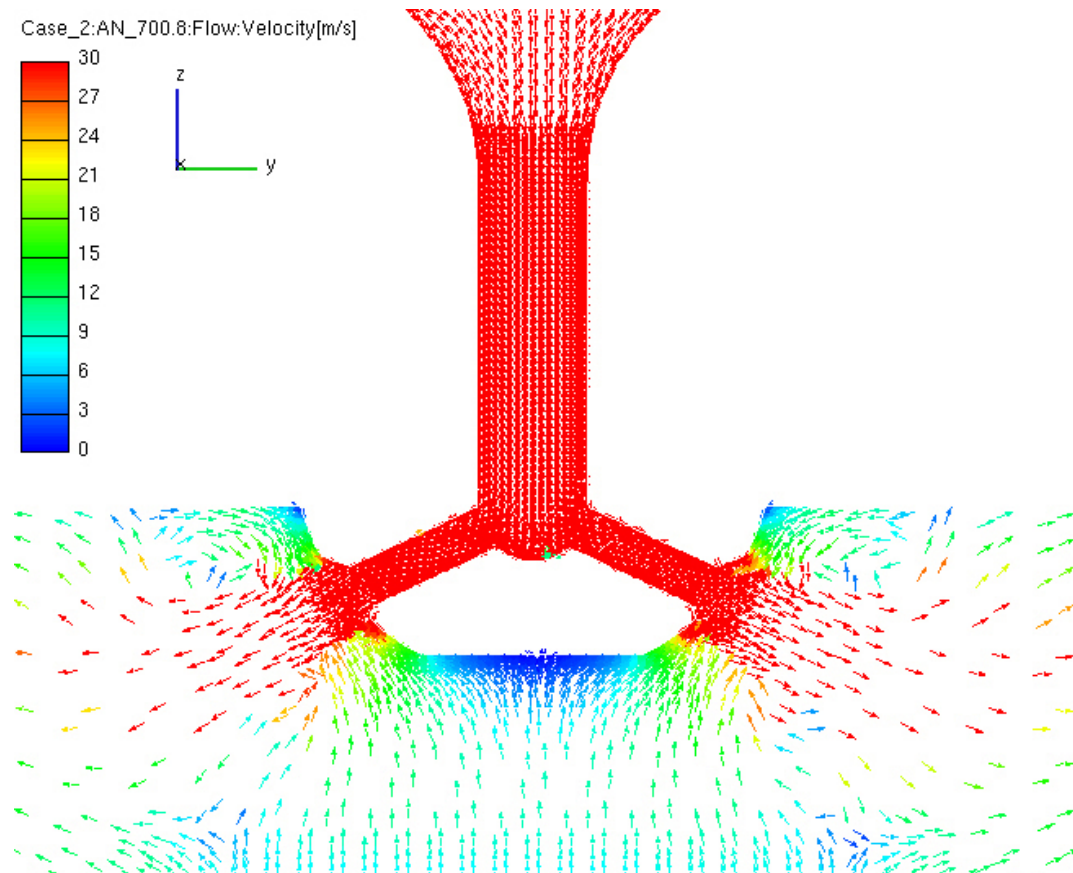


Abbildung 20: Strömungsverhältnisse im Hauptbrennraum genau zum Zeitpunkt des Impulshöckers (Variante 006e)

Da innerhalb der Variationsreihe kein eindeutiger Trend erkennbar ist, lässt sich hier eine Überlagerung von verschiedenen Einflüssen vermuten, namentlich die Wirkung des hier variierten trichterförmigen Überganges und die Wirkung der veränderlichen Gesamthöhe der Vorkammer. Beide Ursachen dürften direkt auf die Höhe des Turbulenzgrades und die Verteilung der Turbulenz in der Vorkammer wirken, aber auch indirekt über die veränderten Rohrströmungseffekte Einfluss, vor allem auf den Ausströmvorgang in den Hauptbrennraum, nehmen. Um den Einfluss der Trichtergestaltung besser bewerten zu können, sollen nun einzelne Paarungen von Vorkammervarianten mit in etwa gleicher Bauhöhe aus den Variationsreihen 003 und 006 miteinander verglichen werden. Da die Bauhöhe bei diesen Paarungen jeweils nahezu gleich ist, hat hier die Variante mit dem jeweils sanfteren Trichter auch den kürzeren Hals von den beiden.

Es wurden verglichen: 006f mit 003a, 006e mit 003b und 006a mit 003d

Variante	006f	003a
Vorkammerhöhe	100%	100,56%
Halslänge	100%	71,43%
Radius A	100%	266,67%
Radius B	100%	200,00%
Umsatz bei 702°KW	10,29%	12,77%

Variante	006e	003b
Vorkammerhöhe	100%	100,76%
Halslänge	100%	85,71%
Radius A	100%	160,00%
Radius B	100%	150,00%
Umsatz bei 702°KW	11,78%	11,28%

Variante	006a	003d
Vorkammerhöhe	100%	99,24%
Halslänge	100%	114,29%
Radius A	100%	66,67%
Radius B	100%	75,00%
Umsatz bei 702°KW	11,44%	9,75%

Tabelle 11: Vergleichsdaten 003-006

Es wurden die ermittelten Brennverläufe und auch die Umsätze im Kontrollvolumen dieser drei Paarungen gegenübergestellt, wobei sich ergibt, dass eine sanfte Trichtergestaltung für die Hauptverbrennung beschleunigend wirkt. Ferner scheint eine sanfte Trichtergestaltung stärker beschleunigend auf die Gesamtverbrennung zu wirken als die Verkürzung des Vorkammerhalses bzw. die Verringerung der Bauhöhe.

4.4. Übergang auf einen konischen Hals

In gewisser Weise stellt die Variationsreihe 008 eine Erweiterung der Reihe 006 dar, da auch hier die Trichterradien vergrößert wurden, und zwar recht stark. Allerdings wurde nun zugleich der zylinderförmige Hals verkürzt. Da zum Volumenausgleich auch die Kopfhöhe angepasst werden musste, fällt auch die Gesamthöhe mit kürzer und dicker werdendem Hals-Trichter-Bereich etwas kleiner aus.

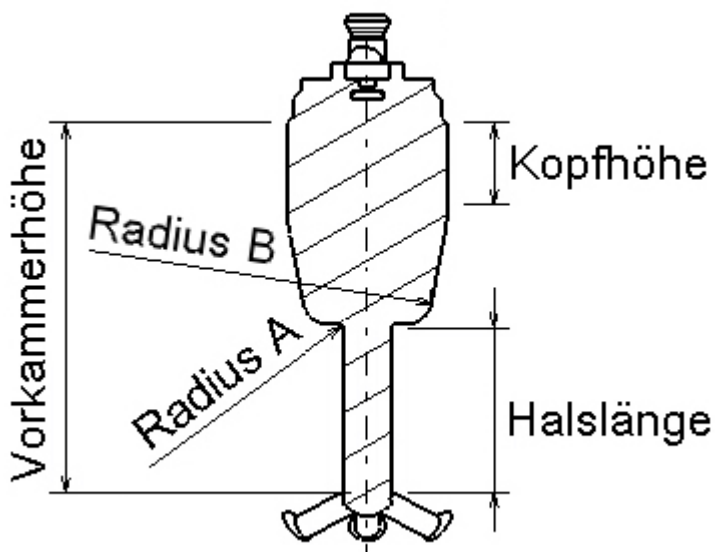


Abbildung 21: Variationsreihe 008 (Symbolbild)

Variante	Halslänge	Radius A	Radius B	Kopfhöhe	Vorkammerhöhe
008a	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
008b	71,43%	183,95%	100,00%	90,80%	98,50%
008c	42,86%	285,70%	100,00%	79,87%	96,72%
008d	14,29%	405,35%	100,00%	67,47%	94,70%

Tabelle 12: Variationsreihe 008

Wie schon zuvor vermutet, wirkt sich eine schnelle konische Verbreiterung tatsächlich stark beschleunigend auf die Verbrennung in der Vorkammer und im Hauptbrennraum aus. Die Werte für den Umsatz im Kontrollvolumen zeigen dies sehr deutlich, und auch die Schwerpunktlagen der Verbrennung wandern stark nach vorne.

Variante	Halslänge	Radius A	Radius B	Umsatz bei 702°KW	10%-Umsatz bei	Schwerpunkt der Verbrennung
008a	100,00%	100,00%	100,00%	10,22%	702,0°KW	-
008b	71,43%	183,95%	100,00%	12,86%	701,8°KW	-1,05°KW
008c	42,86%	285,70%	100,00%	15,59%	701,2°KW	-1,59°KW
008d	14,29%	405,35%	100,00%	17,70%	701,2°KW	-1,33°KW

Tabelle 13: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 008)

Verursacht werden die schnellen Hauptverbrennungen durch die sehr früh austretenden Flammenfackeln. Der maximale Austrittsimpuls fällt gegenüber den höchsten Werten der Reihe 006 nochmals um ca. 10% höher aus und liegt vor allem um mehr als 1°KW früher. In den Verläufen des Austrittsimpulses und des Hals-Massenstromes zeigen sich zudem auch keine Höcker oder Dellen mehr. Allerdings verliert man mit dem zylindrischen Halsstück auch etwas an der in Umfangsrichtung vergleichmäßigenden Wirkung auf die durch die Bohrungen in die Hauptkammer austretenden Flammenfackeln.

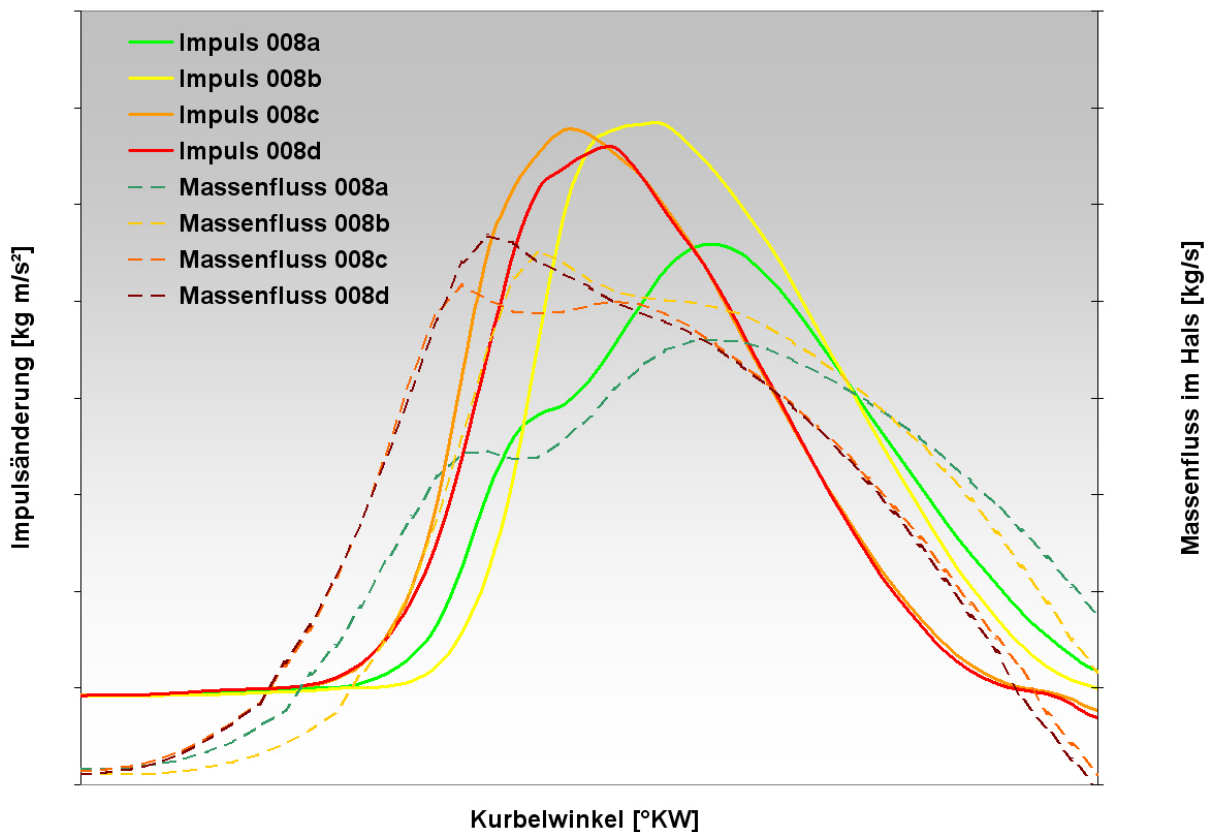


Abbildung 22: Impuls und Massenstrom beim Ausströmvorgang (Reihe 008)

4.5. Variation des Halsdurchmessers

In der Reihe 002 wurde der Halsdurchmesser verändert und der Volumenausgleich wieder durch Anpassung der Vorkammerhöhe erzielt, wodurch auch die gesamte Vorkammerhöhe leicht variiert.

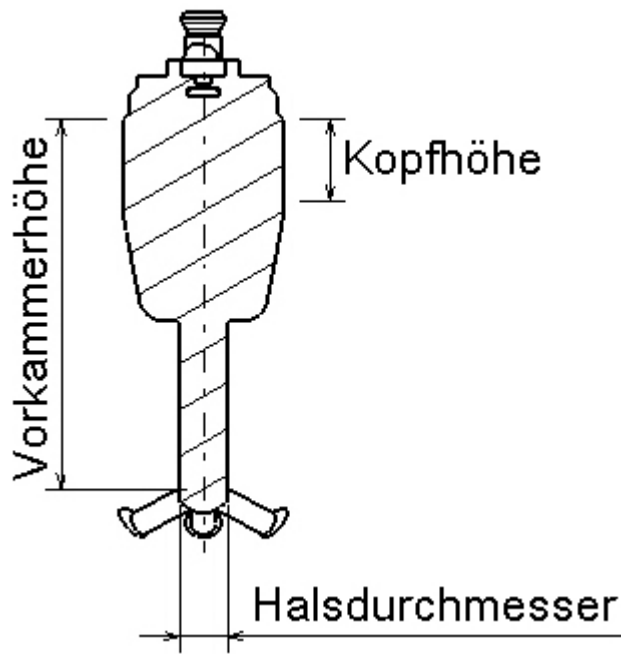


Abbildung 23: Variationsreihe 002 (Symbolbild)

Variante	Halsdurchmesser	Kopfhöhe	Vorkammerhöhe
008a	100,00%	100,00%	100,00%
008b	87,50%	115,52%	103,78%
008c	75,00%	129,31%	107,23%
008d	62,50%	141,21%	110,35%

Tabelle 14: Variationsreihe 002

Bei der Auswertung der simulierten Daten zeigte sich, dass eine Veränderung des Halsdurchmessers oft nur mit einer zugleich einhergehenden Änderung der Bohrungsgeometrie zu Veränderungen im Brennverlauf führen wird. Denn während die Variante mit dem dünnsten Hals zu einer merkbar früheren Hauptverbrennung führt, liefern die drei dickeren Varianten nahezu denselben Brennverlauf. Mit kleiner werdendem Halsquerschnitt verstärkt sich die sperrende Wirkung des Halses beim Ausströmen und der Druck in der Vorkammer steigt während der Vorkammervverbrennung gegenüber den anderen Varianten sehr stark an. Andererseits bleibt der Vorkammerdruck bei den zwei dickhalsigen Varianten auf demselben Niveau, was darauf hinweist, dass hier der Querschnitt der Überströmbohrungen das alleinig bestimmende Drosselelement geworden ist. Beim Einstromvor-

gang jedoch kommt es durch eine Verengung des Halses zu einer Beschleunigung der Halsströmung, während eine Vergrößerung des Halsdurchmessers zu einem Absinken der Strömungsgeschwindigkeit im Hals führt. Damit einhergehend ändert sich auch das Turbulenzniveau in der Vorkammer.

Variante	Halsdurchmesser	max. Druck der Vorkammervverbrennung	Lage des Druckmaximums der Vorkammer-Verbrennung	Schwerpunktlage der Verbrennung
008a	100,00%	100,00%	-	-
008b	87,50%	102,35%	+0,4°KW	+0,22°KW
008c	75,00%	118,04%	-0,2°KW	-0,16°KW
008d	62,50%	152,94%	-1,2°KW	-1,14°KW

Tabelle 15: Ergebnisse der Variationsreihe 002

Die Temperatur in der Vorkammer steigt bei der dünnsten Variante ebenfalls sehr schnell und stark an, sinkt dann aber deutlich unter das Niveau der zunächst kühleren Varianten. Dieses Verhalten, nämlich dass die Varianten mit starker Vorkammervverbrennung zunächst eine hohe, aber nur kurz anhaltende, Temperaturspitze zeigen, und dann über den ganzen restlichen Kurbelwinkelbereich unter das Temperaturniveau der langsamer brennenden Varianten fallen, zeigte sich auch bei allen anderen Variationsreihen. Der Grund hierfür dürfte sein, dass es nach dem Austreten der heißen Vorkammerladung zu einer Spülung mit kühlerer Zylinderladung aus dem Bereich direkt unter der Vorkammer kommt. Je stärker und schneller die Vorkammervverbrennung ist, umso früher kommt es auch zu diesem Spülvorgang, der kühlend auf die Vorkammerbauteile wirkt. Laut dieser Simulation würde somit die Temperaturbelastung der Zündkerzen bei starker Vorkammervverbrennung sogar geringer ausfallen.

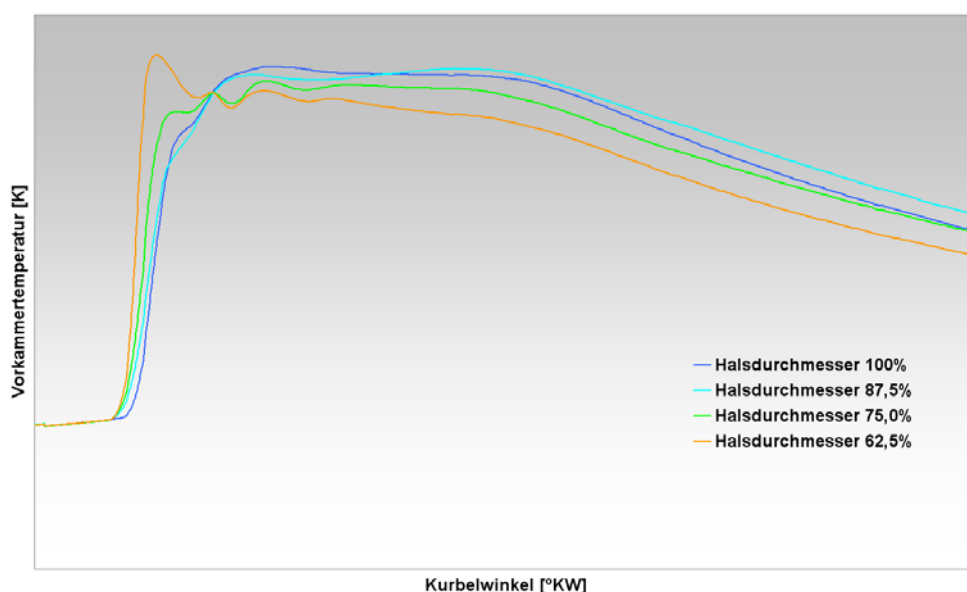


Abbildung 24: Vorkammertemperatur (Reihe 002)

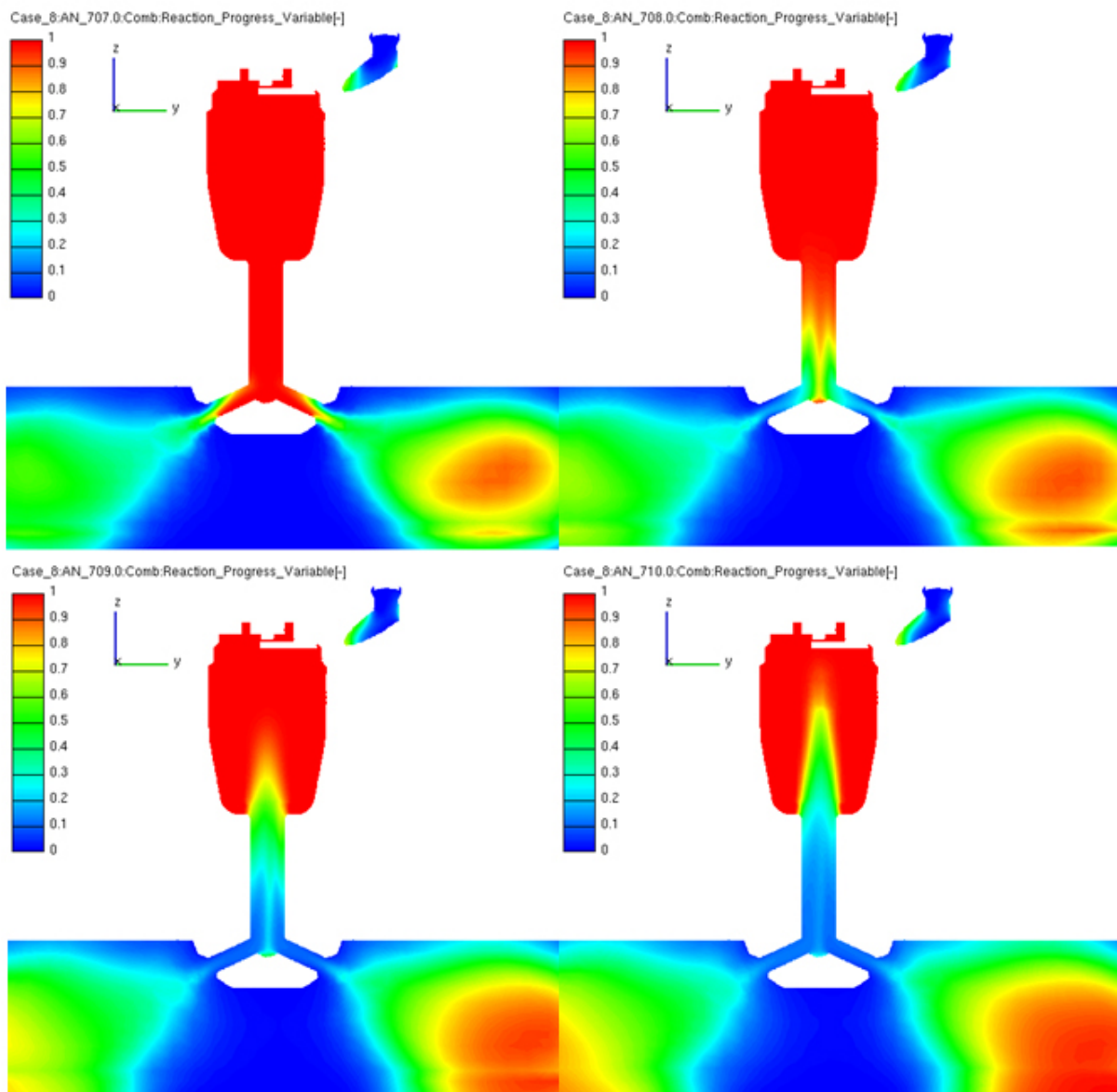


Abbildung 25: Zwischenspülung nach dem Austreten der Flammenfackeln

Bei der Variante mit dem dünnsten Hals kommt es durch die schnelle Vorkammervverbrennung auch zu einem frühen Überströmen in den Hauptbrennraum, der durch die sperrende Wirkung des dünnen Halses auch nicht sonderlich verzögert wird. Allerdings fällt der Maximalimpuls im Vergleich zu anderen Variationsreihen sogar etwas geringer aus. Hier zeigt sich dann die drosselnde Wirkung des dünnen Halses, vor allem, wenn man sich den hohen Vorkammerdruck (152,94%) bei dieser Variante in Erinnerung ruft. Der sehr schnelle Brennverlauf bei dieser Variante bestätigt aber wiederum die Beobachtung, dass ein frühes Überströmen mehr noch als eine starke Flammenfackel zu schnellen Hauptverbrennungen führt.

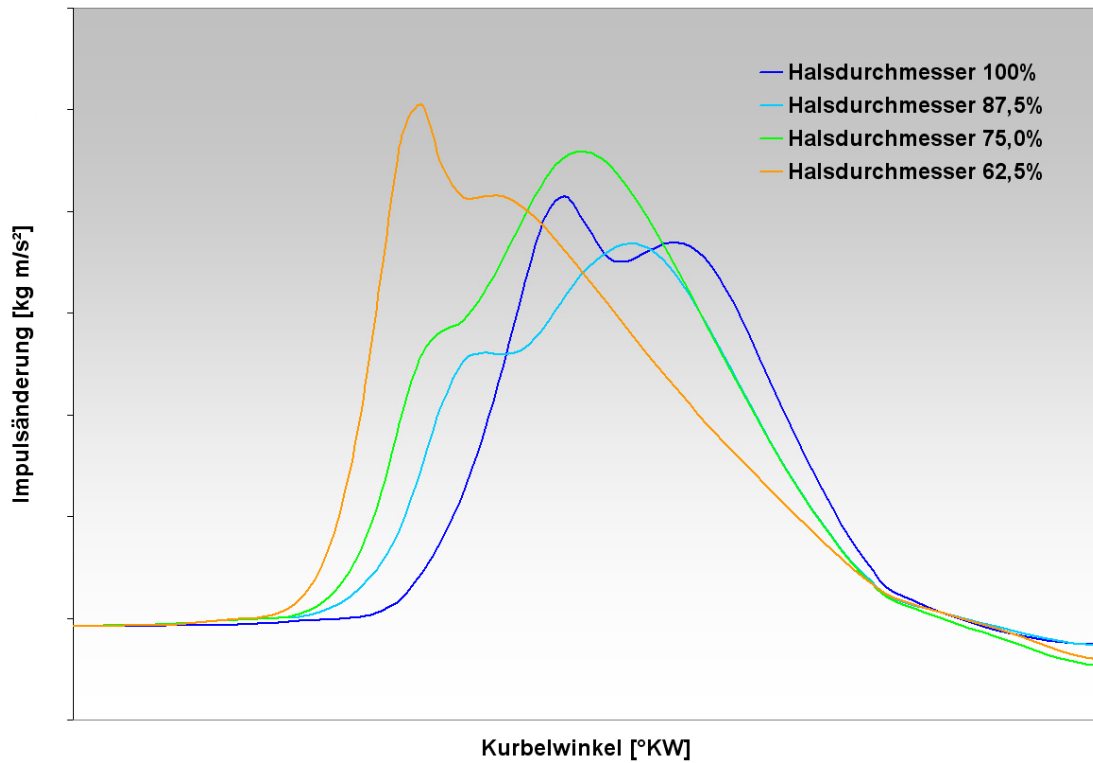


Abbildung 26: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 002)

Entsprechend des Brennverlaufes steigen auch Druck und Temperatur im Zylinder früher und auf ein höheres Niveau an, was auch zu einer entsprechend hohen NO_x-Bildung führt. Durch Verschiebung des Zündzeitpunktes nach hinten liefert die Simulation zunehmend geringere NO_x-Produktion, der Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und NO_x-Bildung ergab sich dabei als äußerst linear.

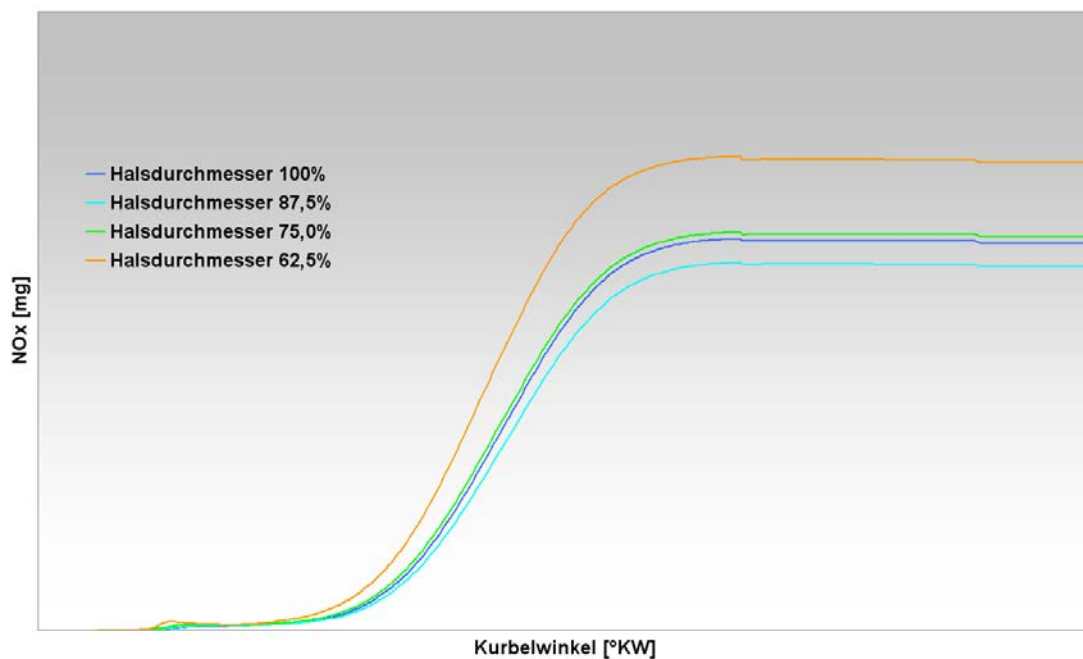


Abbildung 27: NO_x-Bildung (Reihe 002)

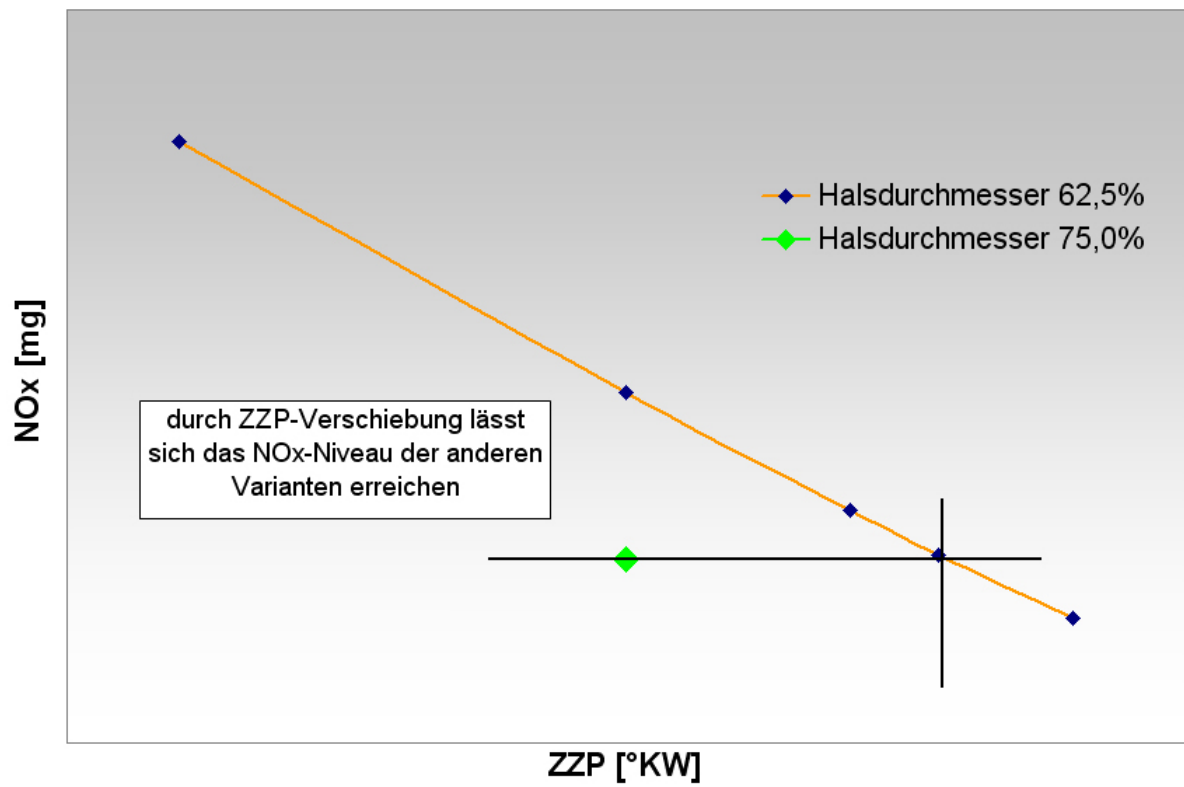


Abbildung 28: Verschiebung des Zündzeitpunktes (Variante 002d)

4.6. Variation des Überströmbohrungen

In der Variationsreihe sollte der Einfluss der Anzahl und des Durchmessers der Überströmbohrungen untersucht werden. Es wurden Variantengruppen mit sechs, acht und zehn Überströmbohrungen erstellt und dazu jeweils noch der Bohrungsdurchmesser verändert. Dabei wurde darauf geachtet, dass sich zwischen den Gruppen jeweils Paarungen mit gleich großem Gesamt-Überströmquerschnitt und Paarungen mit gleichem Bohrungsdurchmesser ergeben.

Variante	Anzahl der Bohrungen	Bohrungsdurchmesser	Überströmquerschnitt
007a	6	100,00%	75,00%
007b	6	115,60%	100,00%
007c	8	85,60%	73,27%
007d	8	100,00%	100,00%
007e	8	112,00%	125,44%
007f	10	89,60%	100,00%
007g	10	100,00%	125,00%

Tabelle 16: Variationsreihe 007

Die Anzahl der Bohrungen haben auf den Gesamt-Brennverlauf relativ wenig Einfluss. Es zeigte sich, dass die Varianten mit der größeren Anzahl an Bohrungen zwar direkt nach dem Überströmen der Vorkammerladung in den Zylinder kurzzeitig einen schnelleren Verbrennungsfortschritt zeigen (während eines Zeitraumes von etwa 3°KW bis 5°KW), dass dann aber die vielen einzelnen Flammenfackeln auch bald zusammenwachsen. In dieser Phase bricht der Verbrennungsfortschritt der Viel-Loch-Varianten etwas ein und die übrigen Varianten holen hier ihren Rückstand wieder auf (diese Phase dauert ca. 10°KW bis 12°KW).

Die Auswirkungen einer veränderten Anzahl von Überströmbohrungen dürften auch stark abhängig von der Größe des Hauptbrennraumes sein. Im Zuge dieser Arbeit wurde dieser Aspekt jedoch nicht weiter untersucht.

Die Variante 007c brennt in der Vorkammer selbst zwar geringfügig schwächer als die anderen 8-Loch-Varianten, erzeugt aber durch die verengten Bohrungsquerschnitte mehr Druck, was zu etwas stärkeren Flammenfackeln führt, die in dieser Form im Hauptbrennraum zu einem konstant schnellen Verbrennungsfortschritt verursachen. Hier wurde offenbar ein Optimum in der Eindringtiefe der Fackeln und dem Abstand der einzelnen Fackeln zueinander gefunden.

Variante	Bohrungen	Bohrungsdurchmesser	max. Druck der Vorkammerverbrennung	Lage des Druckmaximums der Vorkammerverbrennung	10%-Umsatz im Kontrollvolumen	Schwerpunktlage der Verbrennung
007a	6	100,00%	93,50%	+1,0°KW	702,6°KW	-0,03°KW
007b	6	115,60%	96,11%	+0°KW	701,6°KW	+0,09°KW
007c	8	85,60%	104,94%	-0,2°KW	702,4°KW	-0,78°KW
007d	8	100,00%	100,00%	-	702,0°KW	-
007e	8	112,00%	101,51%	+0°KW	702,0°KW	+0,16°KW
007f	10	89,60%	105,49%	-0,4°KW	702,0°KW	-0,19°KW
007g	10	100,00%	108,85%	-0,6°KW	701,4°KW	-0,11°KW

Tabelle 17: Ergebnisse der Variationsreihe 007

In der Vorkammer selbst generieren die Varianten mit der größeren Bohrungsanzahl generell höhere Vorkammerdrücke, deren Maxima auch etwas früher zu liegen kommen. Die Flammenfackeln wiederum sind bei den Varianten mit weniger Bohrungen stärker ausgebildet. Dies ist aber eben dadurch bedingt, dass sich der Gesamtimpuls auf weniger Einzelfackeln aufteilen kann. Das Überströmen selbst geschieht bei den Varianten mit wenigen Bohrungen eher später, was durch eine stärkere Sperrwirkung dieser Bohrungsgeometrie und die kleineren Vorkammerdrücke erklärbar ist. Die Stärke der Flammenfackeln der 10-Lochvarianten deckt sich in etwa mit denen der 8-Lochvarianten. Dies lässt sich wieder aus den höheren Vorkammerdrücken der 10-Loch-Varianten erklären, die tendenziell frühere Lage der Ausströmung ist wahrscheinlich auch zusätzlich durch die geringere Sperrwirkung der 10-Loch-Konfiguration verursacht.

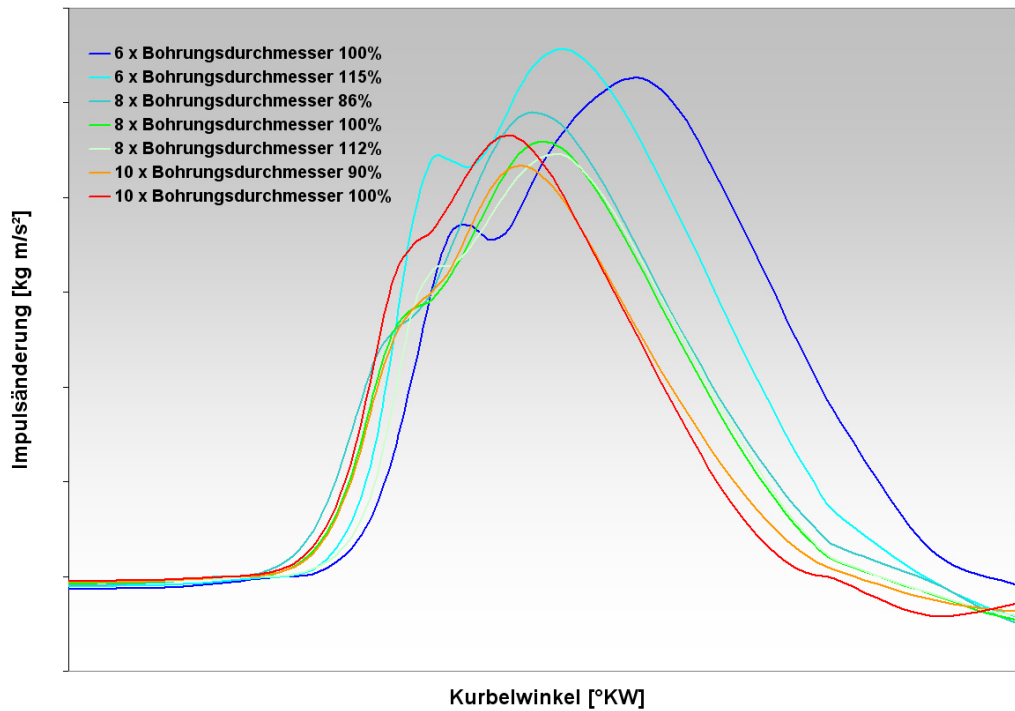


Abbildung 29: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 007)

Die höheren Vorkammerdrücke bei den Varianten mit vielen Überströmbohrungen entstehen durch stärkere Verbrennung in der Vorkammer, die wiederum durch ein höheres Turbulenzniveau bedingt ist. Offenbar wird beim Einströmvorgang durch die größere Anzahl von Einzelströmungen, die sich dann im Vorkammerhals vereinen und vermischen mehr Turbulenz erzeugt.

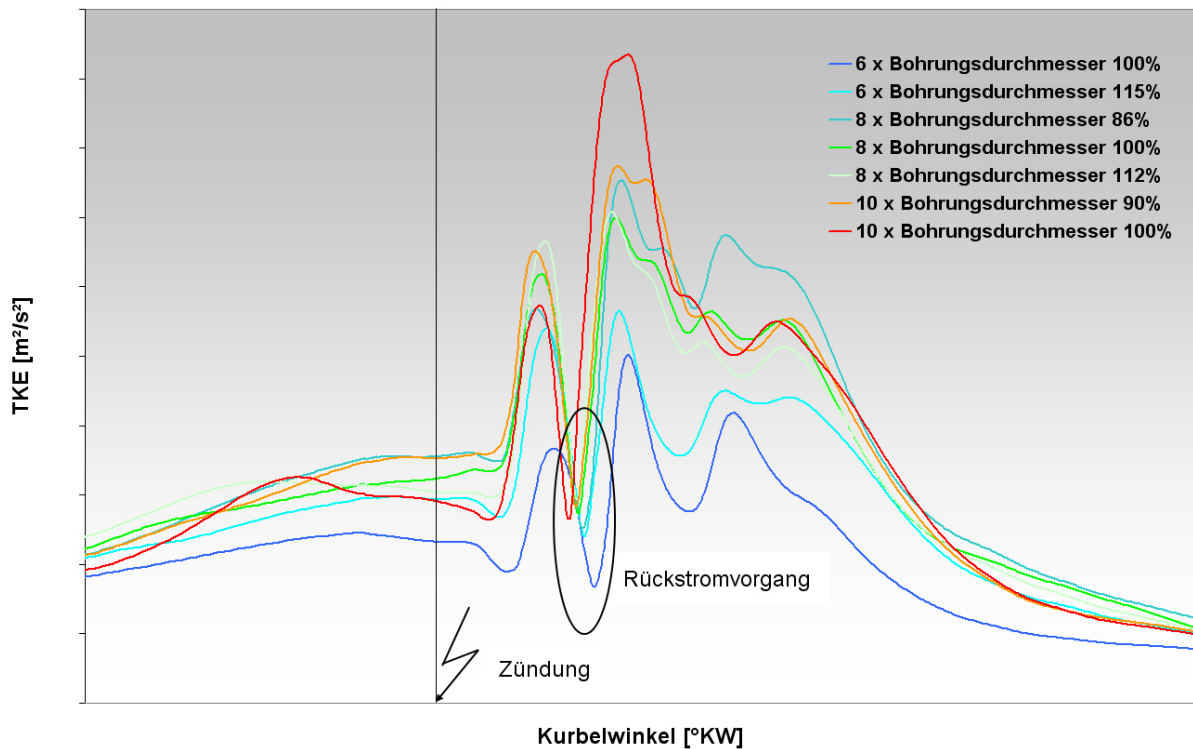


Abbildung 30: Turbulenzniveau in Kerzennähe (Reihe 007)

Zum Durchmesser der Einströmbohrungen lässt sich festhalten, dass innerhalb jeder Gruppe mit gleicher Bohrungsanzahl jeweils die Variante mit dem größten Bohrungsdurchmesser die stärkste Verbrennung in der Vorkammer aufweist. Dies lässt sich wieder mit dem höheren Turbulenzniveau erklären. Dabei ist anzumerken, dass beim Einströmvorgang die Bohrungsquerschnitte voll beaufschlagt sind, während sich im Hals nur im inneren Kern des Querschnittes eine schnelle Strömung ausbildet. Grund hierfür ist die Umlenkung der Strömung zwischen den Bohrungen und dem Hals. Beim Ausströmvorgang verhält es sich genau umgekehrt: hier ist der Halsquerschnitt voll beaufschlagt, während in den Bohrungen nur die untere Hälfte des Querschnitts schnell durchströmt wird. Wird nun der Bohrungsdurchmesser vergrößert, muss sich beim Einströmen auch mehr Masse in dem Halsstück vermengen, was höhere Geschwindigkeiten und Turbulenz erzeugt. Beim Ausströmen wiederum ist der ausströmende Massenfluss zunächst durch den Hals bestimmt. Sind nun wie hier die Bohrungen ausreichend groß gestaltet, dass nach der Umlenkung vom Hals in die Bohrungen genügend Querschnittsfläche vorhanden ist, hat eine weitere Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers keine wesentliche Auswirkung mehr auf die Strömung und den austretenden Massenfluss. Es wird dann eben noch weniger von der angebotenen Querschnittsfläche effektiv von der Strömung genutzt.

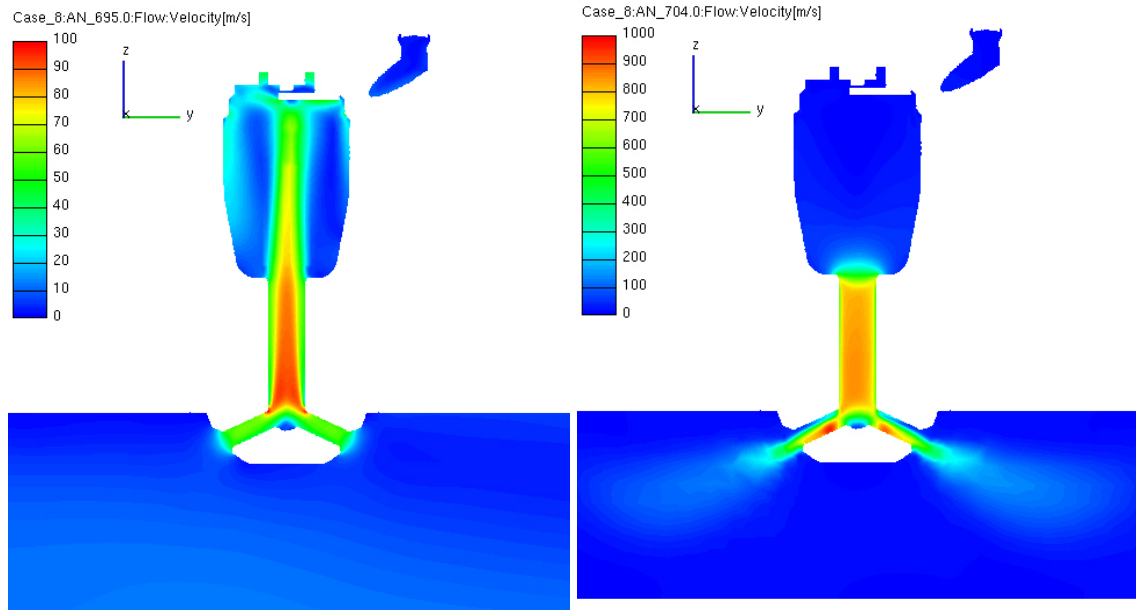


Abbildung 31: Geschwindigkeitsverteilung beim Ein- und Ausströmvorgang

Es wurde ferner untersucht, ob auf es aufgrund der unterschiedlichen Bohrungsausführungen zu unterschiedlichen Spülungsergebnissen während des Ladungswechsels kommt, aber es ergaben sich bezüglich des Restgasgehaltes in der Vorkammer hier keine wesentlichen Änderungen.

4.7. Kombinationen von Hals und Überströmbohrungen

Im Folgenden soll das Zusammenspiel von Hals- und Bohrungsdurchmesser anhand von Schnittbildern aus der Simulation dargestellt werden, welche beim 10%-Umsatzpunkt der jeweiligen Varianten, also ungefähr auf dem Höhepunkt des Ausströmvorganges, aufgenommen wurden.

Verringert man bei konstantem Halsdurchmesser den Durchmesser der Überströmbohrungen, so nimmt die Strömungsgeschwindigkeit im Hals stark ab und der Druck im Hals steigt. Es wird also durch die Verengung des Querschnittes die Strömung beim Austreten aufgehalten. Umgekehrt fallen hier der Geschwindigkeitsanstieg und die Druckabnahme im Hals beim Erweitern des Bohrungsdurchmessers nur relativ gering aus. Dieses Verhalten lässt sich gut anhand der Schnitte quer durch die Überströmbohrungen nachvollziehen, bei denen man erkennen kann, dass die Überströmbohrungen bei Varianten mit Bohrungsdurchmesser 100% bzw. 112% nur etwa zur Hälfte genutzt werden, während der Querschnitt bei Bohrungsdurchmesser 85,6% fast vollständig mit hohen Geschwindigkeiten beaufschlagt ist. Der Druck oben im Vorkammerkopf, welcher den Ausströmvorgang antreibt, unterscheidet sich hier zwischen den einzelnen Varianten nur wenig.

Verändert man nun bei konstanten Bohrungsdurchmessern den Querschnitt des Halses, so erkennt man, dass bei der Verringerung des Halsdurchmessers der Druck im Vorkammerkopf stark ansteigt, und bei Erweiterung des Halsdurchmessers sinkt der Vorkammerdruck relativ stark ab. Die Geschwindigkeit im Hals steigt bei dessen Verengung stark an und sinkt stark, wenn man den Halsdurchmesser vergrößert. Die Geschwindigkeit ist nach der Umlenkung in den Bohrungen immer höher als zuvor im Hals, und liegt in seinem Niveau etwas über dem der jeweils herrschenden Halsgeschwindigkeit. Der Grad der Querschnittsausnutzung in den Überströmbohrungen nach der Umlenkung bleibt dabei weitgehend konstant. Unabhängig von der Höhe des Druckes im Vorkammerkopf liegt der Druck am Ende des Halses vor der Umlenkung in die Bohrungen auf ungefähr demselben Niveau. Die Umwandlung von Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie erfolgt bei der Variante mit dem kleinen Halsdurchmesser vor allem entlang des Halses, während bei den beiden Varianten mit mittlerem und großem Halsdurchmesser der größte Teil der Umwandlung schon beim Übergang vom Vorkammerkopf zum Hals erfolgt. Außerdem ist ersichtlich, dass bei der dünnhalsigen Variante mit ihrem hohen Vorkammerdruck der Druckabbau bis zum Ende des Halses so weit geht, dass der Druck vor der Umlenkung sogar etwas geringer ist als bei der dickhalsigen Version. Auch geht der Druckabbau hier in den Bohrungen so stark weiter, dass der Druck in den Bohrungen weit unter das Niveau des gerade herrschenden Zylinderdruckes fällt und Überschallgeschwindigkeit erreicht wird, während bei der Dickhals-Variante die Druckunterschiede vom Vorkammerkopf über den Hals und die Bohrungen bis in den Zylinder hinein relativ gering ausfallen.

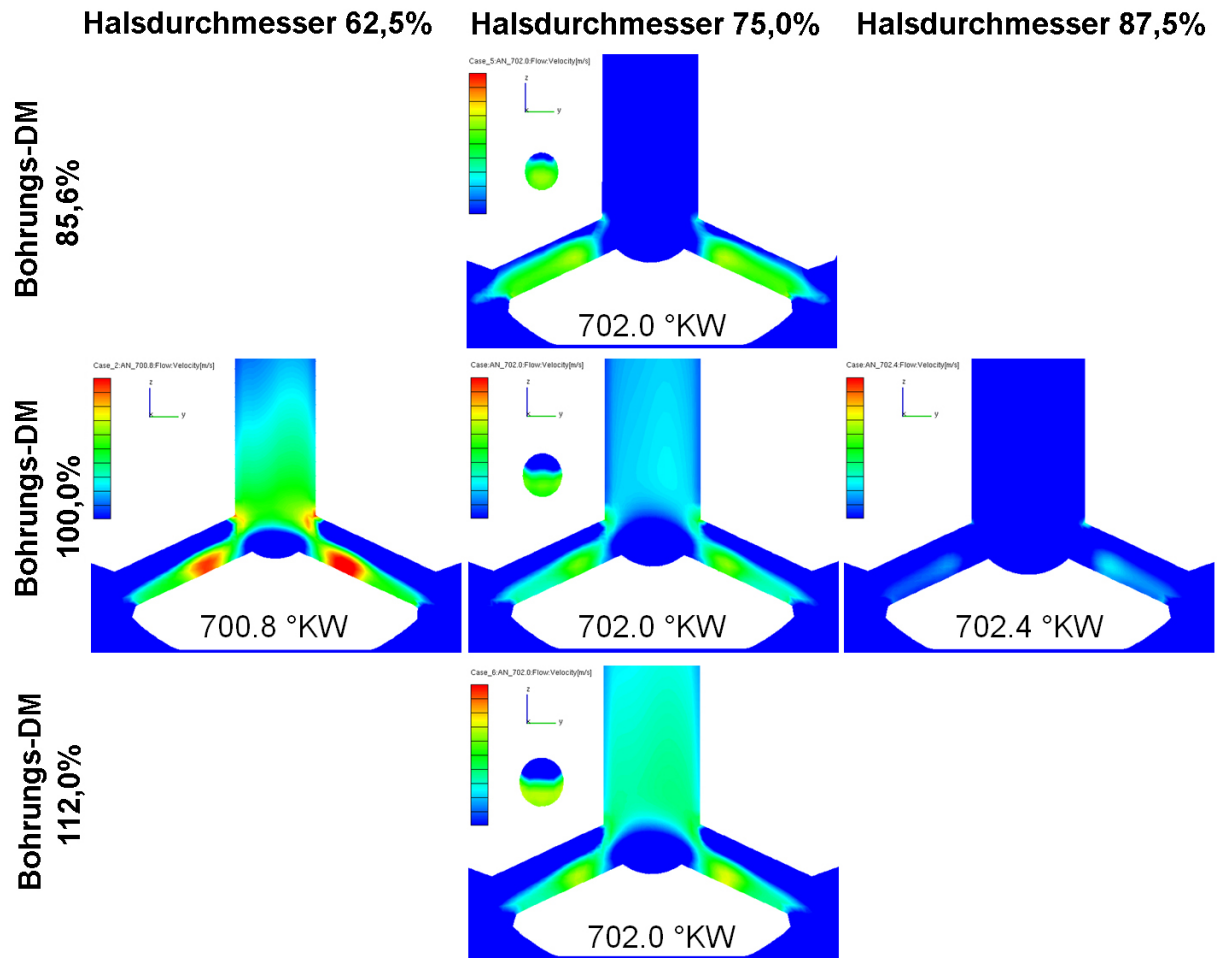


Abbildung 32: Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs-Konfigurationen

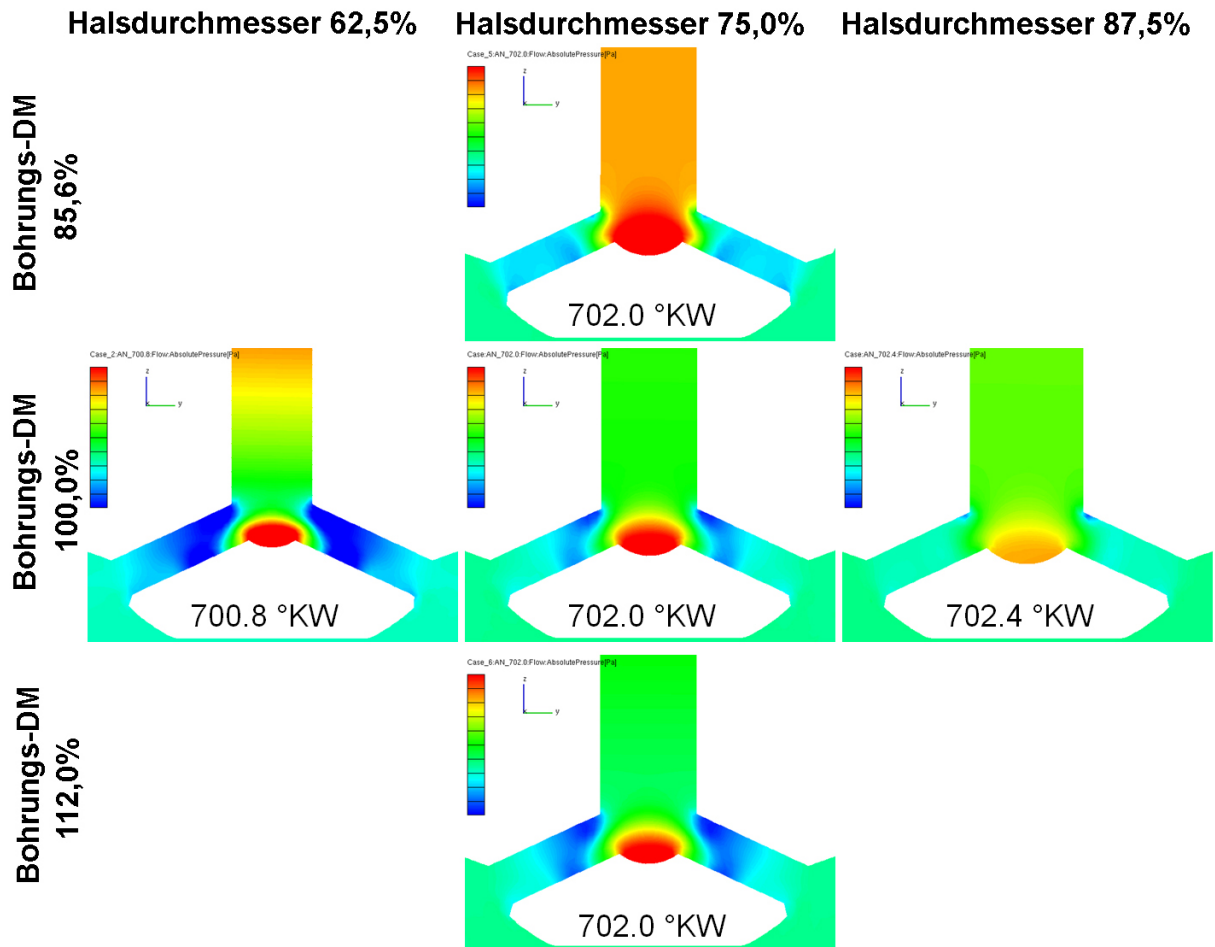


Abbildung 33: Absolutdruckverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs-Konfigurationen

Sieht man sich die Totaldruckverteilung dieser Varianten an, so fällt auf, dass jene Varianten, die entweder einen engen Hals oder enge Überströmkanäle besitzen, einen besonders ausgeprägten Totaldruckverlust im Bereich der Umlenkung vom Hals zu den Bohrungen aufweisen, während der Totaldruckunterschied bei der Dickhals-Variante relativ gering ausfällt. Es soll nun untersucht werden, ob es durch Variation von Hals- und Bohrungsdurchmesser gelingen kann, diesen Verlust klein zu halten und zugleich das Gesamtdruckniveau gegenüber der Dickhals-Variante anzuheben.

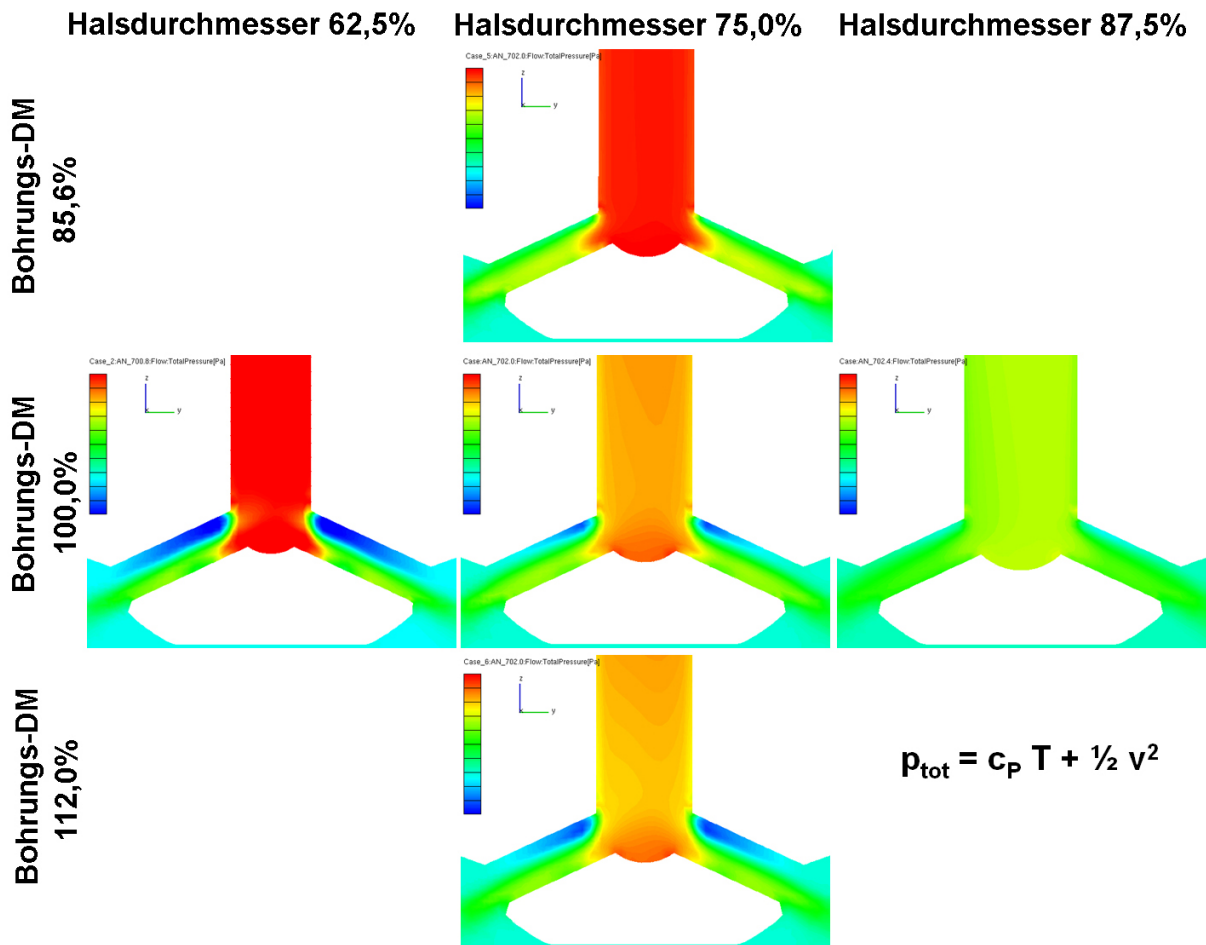


Abbildung 34: Totaldruckverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs-Konfigurationen

Zu diesem Zweck wurde wieder eine Reihe von Varianten erstellt und einander gegenübergestellt. Die Bohrungsanzahl war bei diesen Varianten der Reihe 009 stets dieselbe.

Variante	Halsdurchmesser	Bohrungsdurchmesser	Querschnittsverhältnis Hals zu Bohrungen
009a	100,00%	112,00%	57%
009b	100,00%	104,00%	67%
009c	100,00%	100,00%	72%
009d	104,17%	90,00%	96%
009e	108,33%	92,00%	99%
009f	112,50%	96,00%	99%

Tabelle 18: Variationsreihe 009

Es zeigte sich, dass bei einem Querschnittsverhältnis von Hals zu den Bohrungen von ungefähr 1:1 der Totaldruckverlust relativ gering ausfällt (Variante 009d). Allerdings war hier auch das Druckniveau in der Vorkammer sehr niedrig, weshalb die Durchmesser von Hals und Bohrung nun gemeinsam erhöht wurden. Dadurch stieg zwar das Druckniveau in der Vorkammer wieder an, aber ebenso wurde im selben Ausmaß auch der sprunghafte Abfall an der Umlenkung wieder deutlicher. Die Versuche diesbezüglich wurden daraufhin abgebrochen, da es den Anschein hat, dass nur eine sanftere Gestaltung der Umlenkung selbst hier Abhilfe schaffen kann.

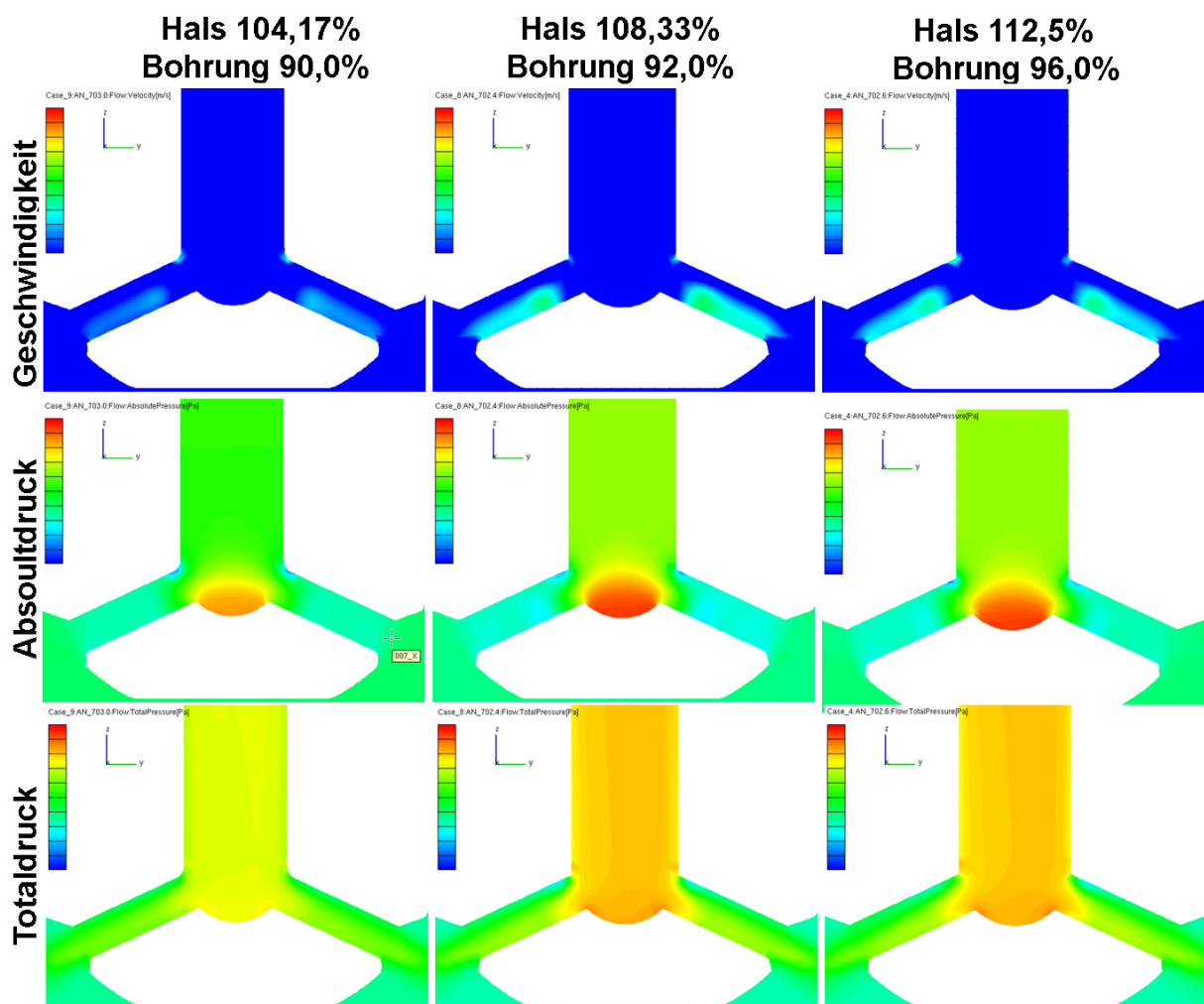


Abbildung 35: Verhältnisse bei den 1:1-Varianten 009d, 009e und 009f

Die Verbrennung selbst war bei den drei letzten Varianten in der Vorkammer deutlich langsamer als bei den Varianten mit kleineren Hals-Bohrungsquerschnittverhältnissen und auch der 10%-Umsatzpunkt im Kontrollvolumen kommt hier demnach deutlich später zu liegen. Im Hauptbrennraum zeigen die 1:1-Varianten jedoch einen konstanteren Verbrennungsfortschritt, welcher einen insgesamt schneller abgeschlossenen Brennverlauf mit leicht höheren Zylinderdrücken ergibt. Die Temperaturbelastung der Kerze ist bei den 1:1-Varianten jedoch bedingt durch die langsame Vorkammervverbrennung über den größten Teil des Kurbelwellenbereichs höher.

Variante	Hals-durchmesser	Bohrungs-durchmesser	Querschnitts-verhältnis Hals zu Bohrungen	max. Druck der Vorkammervverbrennung	10%-Umsatz im Kontrollvolumen
009a	100,00%	112,00%	57%	101,09%	702,0°KW
009b	100,00%	104,00%	67%	103,11%	701,8°KW
009c	100,00%	100,00%	72%	100,00%	702,0°KW
009d	104,17%	90,00%	96%	84,93%	703,0°KW
009e	108,33%	92,00%	99%	89,83%	702,4°KW
009f	112,50%	96,00%	99%	90,40%	702,6°KW

Tabelle 19: Ergebnisse der Variationsreihe 009 - Vorkammervverbrennung

Variante	Hals-durchmesser	Bohrungs-durchmesser	Querschnitts-verhältnis Hals zu Bohrungen	max. Zylinderdruck	Lage des Zylinderdruck-Maximums
009a	100,00%	112,00%	57%	99,40%	+0°KW
009b	100,00%	104,00%	67%	100,31%	+0°KW
009c	100,00%	100,00%	72%	100,00%	-
009d	104,17%	90,00%	96%	98,98%	+0,4°KW
009e	108,33%	92,00%	99%	101,07%	+0°KW
009f	112,50%	96,00%	99%	100,49%	+0°KW

Tabelle 20: Ergebnisse der Variationsreihe 009 - Vorkammervverbrennung

Zur Abrundung dieser Versuchsreihe wurde noch eine Variante mit einer zusätzlichen, zentral nach unten gehenden Mittelbohrung entworfen, ähnlich der Gestaltung, welche man vor allem bei ungespülten Vorkammerkerzen antrifft. Diese Variante zeigte in der Vorkammer selbst einen der Basisvariante sehr ähnlichen Brennverlauf, die Drücke bleiben während der Vorkammervverbrennung jedoch deutlich niedriger. In weiterer Folge gestaltet sich auch die Hauptverbrennung eher langsam mit geringeren Zylinderdrücken und -temperaturen. Trotz der Mittelbohrung und des niedrigen Druckniveaus in der Vorkammer kam es dabei im Hals-Bohrungs-Übergangsbereich zu deutlichen Totaldrucksprüngen.

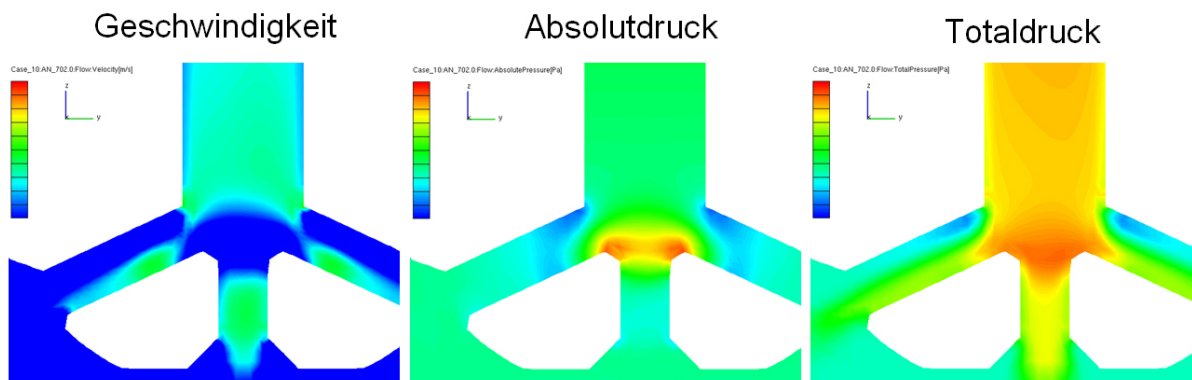


Abbildung 36: Verhältnisse bei der Variante mit Mittelbohrung

Variante	max. Druck der Vorkammervverbrennung	10%-Umsatz im Kontrollvolumen	max. Zylinderdruck	Lage des Zylinderdruck-Maximums
009c	100,00%	702,0°KW	100,00%	-
009-MB	95,87%	702,0°KW	97,68%	+0,8°KW

Tabelle 21: Ergebnisse der Variante mit Mittelbohrung

4.8. Variation des Neigungswinkels der Überströmbohrungen

Es wurde nun noch mit der Reihe 005 die Ausrichtung der Flammenfackeln in den Hauptbrennraum untersucht. Dabei wurde der Winkel zwischen der Halsachse und den Bohrungsachsen verändert. Variante 005a zielt dabei fast radial in Richtung der Quetschzone, während bei Variante 005e die Überströmbohrungen stärker Richtung Kolben gerichtet sind.

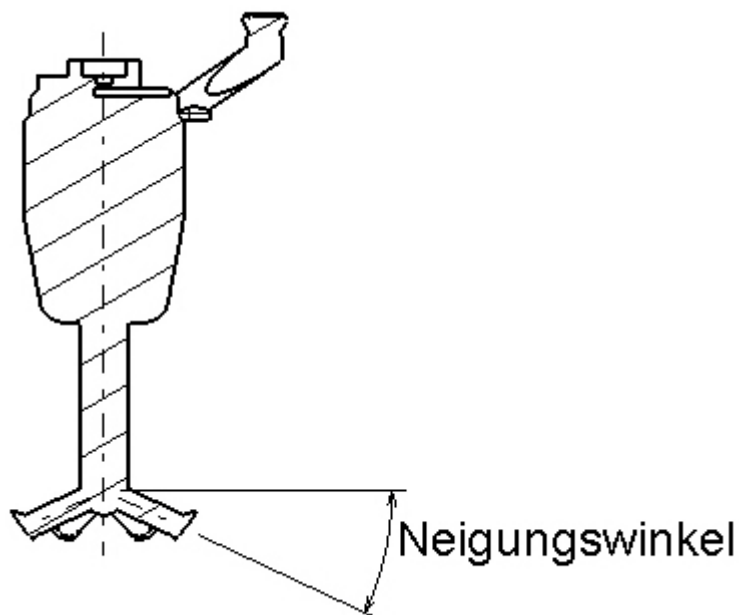


Abbildung 37: Variationsreihe 005 (Symbolbild)

Variante	Winkel
005a	100,00%
005b	112,50%
005c	125,00%
005d	137,50%
005e	150,00%

Tabelle 22: Variationsreihe 005

Der optimale Neigungswinkel hängt naturgemäß sehr stark von der Gestaltung des Hauptbrennraumes ab, insbesondere von der Form des Kolbens. In der hier simulierten Brennraumgestaltung ergaben sich für die flach nach außen zielenden Überströmbohrungen die schnellsten Brennverläufe. Mit größer werdendem Neigungswinkel verlangsamte sich der Verbrennungsfortschritt, die erzeugten Zylinderdrücke und Zylindertemperaturen sanken und Maxima von Druck und Temperatur wurden erst später erreicht. Dieser Trend zeigt sich hier stetig über die ganze Variationsreihe, und der Einfluss des Neigungswinkels auf die Verbrennung ist gegenüber dem von anderen Variationsparametern sehr

stark ausgeprägt. Der Grund für die langsamere Verbrennung mit steigendem Neigungswinkel liegt vor allem im zunehmenden Auftreffen der Flammenfackeln auf den Kolbenboden, während bei der Variante 005a die Flammenfackeln sehr mittig zwischen dem Zylinderkopf und dem Kolbenboden positioniert sind. Außerdem wird mit flacher werdendem Winkel die Umlenkung zwischen Hals und Bohrungen verschärft, was wiederum größere Drücke während der Vorkammerverbrennung zur Folge hat. Dies zum einen, weil durch die schärfere Umlenkung ein höheres Turbulenzniveau in der Vorkammer erzeugt wird, zum anderen erhöht sich auch die sperrende Wirkung beim Ausströmen etwas.

Variante	Winkel	max. Druck der Vorkammerverbrennung	10%-Umsatz im Kontrollvolumen	max. Zylinderdruck	Lage des Zylinderdruck-Maximums
005a	100,00%	100,00%	701,8°KW	100,00%	-
005b	112,50%	93,54%	702,0°KW	95,73%	+1,2°KW
005c	125,00%	87,41%	702,0°KW	94,22%	+1,6°KW
005d	137,50%	91,05%	702,0°KW	93,79%	+1,6°KW
005e	150,00%	90,26%	701,8°KW	92,71%	+2,2°KW

Tabelle 23: Ergebnisse der Variationsreihe 005

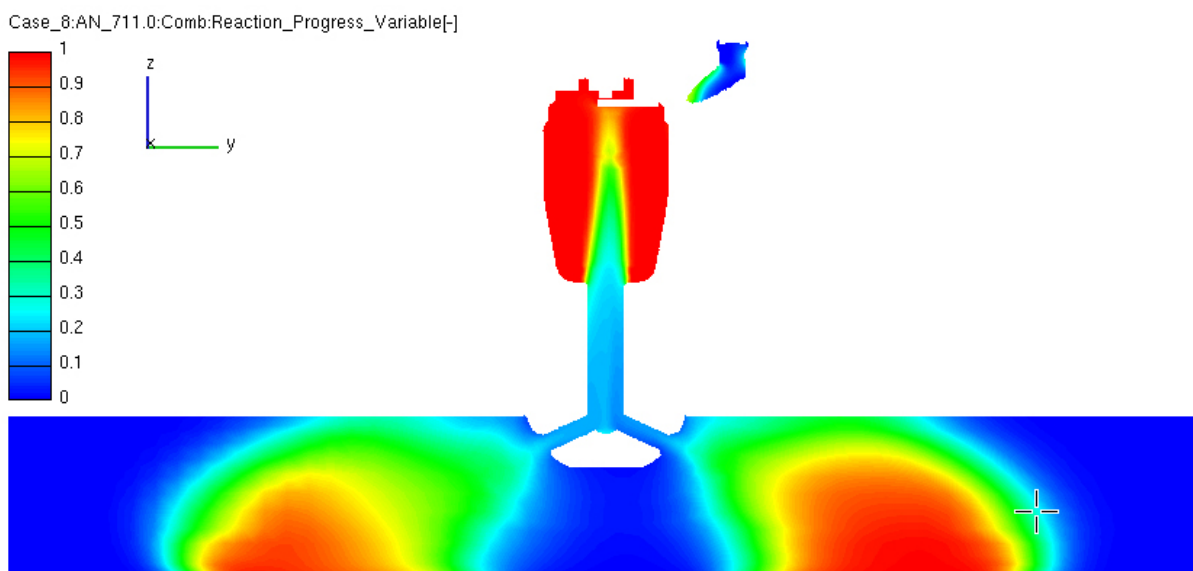


Abbildung 38: Zu steil ausgerichtete Flammenfackeln treffen auf den Kolben

5. Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Auswirkung der einzelnen Variationen lässt sich am Besten anhand des Verbrennungsfortschrittes im Zylinder festmachen. So führen bestimmte Konstellationen zu schnelleren Verbrennungsfortschritten, während andere einen verzögerten Brennverlauf zeigen. Ganz allgemein zeigen über alle Variationsreihen die Varianten mit den langsameren Gesamtverbrennungen eine deutlich niedrigere NO_x-Produktion. Die Schwankungen in den Anteilen an Unverbranntem (HC, CO) fallen zwischen allen simulierten Varianten äußerst gering aus, es wurde also in allen Fällen eine ausreichende Zündverstärkung und damit ein vollständiges Ausbrennen des Zylinders gewährleistet. Der simulierte innere Mitteldruck und damit der innere Wirkungsgrad bleiben bei den spät brennenden Varianten trotz des geringeren Maximaldruckes in etwa auf dem Niveau der Basisvariante, während der Mitteldruck bei den schnell brennenden Varianten trotz ihrer höheren Zylinderdrücke merkbar sinkt. Der Grund liegt hierfür in der frühen Lage des Zylinderdruckmaximums. Durch eine Verschiebung des Zündzeitpunktes nach hinten lässt sich hier ein besserer Wirkungsgrad und auch eine geringere NO_x-Produktion erzielen. Auch durch Abmagerung des Hauptbrennraumes oder durch eine geringere Anreicherung während der Vorkammer-Gaseinblasung kann bei diesen Varianten eine Verschiebung der Druckkurve nach hinten bewirkt werden, sodass sich insgesamt höhere Wirkungsgrade und geringere NO_x-Emissionen ergeben. Dies wurde exemplarisch an mehreren schnell brennenden Varianten durchgeführt, allerdings sind die erzielten Simulationsergebnisse hier aufgrund von Schwächen im Verbrennungsmodell in ihrer Höhe zu hinterfragen, weil die Verbrennung bei diesen zündzeitpunktverschobenen Varianten zu früh abnimmt und damit das Ende der Verbrennung mit dem der früh gezündeten Varianten zusammenfällt. Das Potential der schnell brennenden Vorkammern dürfte also etwas höher sein, als es diese Simulation zeigt.

Als weiteres Merkmal über alle Variationsreihen ergab sich, dass die schnell brennenden Varianten durch ihren früheren Überströmvorgang auch eine frühere Zwischenspülung mit kühlem Unverbranntem aus dem Hauptbrennraum verursachen, und so die Temperaturbelastung der Vorkammer bei diesen Varianten sogar geringer ausfällt.

Die Verbrennung im Zylinder wird durch die Ausprägung der aus der Vorkammer schießenden Flammenfackeln bestimmt. Es zeigt sich, dass ein frühzeitiges Überströmen der heißen Ladung aus der Vorkammer zu beschleunigten Brennverläufen im Hauptbrennraum führt. Auch ein hoher Austrittsimpuls der Flammenfackeln wirkt sich auf die Gesamtverbrennung beschleunigend aus, allerdings nicht ganz so stark wie ein frühzeitigeres Überströmen.

Für die Höhe der Austrittsimpulse ist in erster Linie der in der Vorkammer herrschende Druck während der Vorkammervverbrennung ausschlaggebend. Dieser steigt, wenn die heiße Ladung beim Ausströmen zunächst zurückgehalten wird, oder aber, wenn im Vorkammerkopf durch ein höheres Turbulenzniveau die Vorkammervverbrennung schneller vonstatten geht.

Das erstere ist der Fall, wenn der Halsdurchmesser oder der Neigungswinkel der Überströmbohrungen verkleinert wird, oder wenn man den Vorkammerhals verlängert. Eine Verkleinerung der Bohrungsdurchmesser wirkt hier auf die austretende Strömung erst dann hemmend, wenn der Bohrungsquerschnitt zu mehr als ca. 75% effektiv von der Strömung genutzt wird. Der Nutzungsgrad für die Bohrungsquerschnitte hängt aber auch von der Umlenkung zwischen Hals und Bohrung, und von der Anzahl der Bohrungen selbst ab. Die aufgrund von solchen strömungshemmenden Vorkammerngestaltungen verstärkten Flammenfackeln neigen jedoch auch zu einem verzögerten Überströmen, weshalb die Auswirkung auf die Gesamtverbrennung eher gering ist.

Eine Verstärkung der Vorkammervverbrennung durch Turbulenzerhöhung zeigt dagegen stärkere Auswirkungen, weil es hier zu früheren Flammenfackeln mit erhöhtem Impuls kommt. Eine Verstärkung der Turbulenz, vor allem in Form von kleineren Wirbeln, wird generell durch eine Verkürzung der Gesamtbauhöhe der Vorkammer und hier wieder insbesondere durch eine Verkürzung des engen zylindrischen Halsstückes erzielt. Der Grund ist, dass dann schon früher die Verwirbelung der einströmenden Ladung im Vorkammerkopf beginnen kann. Auch größere Bohrungsdurchmesser oder eine größere Anzahl von Überströmbohrungen führten zu stärkeren Vorkammervverbrennungen, da sich im ersteren Fall größere Mengen, und im anderen Fall mehrere einzelne Strömungsstränge beim Einströmen im Hals vermischen müssen.

Wenn der Halsquerschnitt gegenüber der Summe der Bohrungsquerschnitte kleiner ist, bestimmt dieser im Wesentlichen den Ein- und Auströmvorgang. Hier führt eine weitere Verengung des Halses zu wesentlich größeren Geschwindigkeiten im Hals während des Einströmens und damit auch zu einem höheren Turbulenzniveau in der Vorkammer. Dieser verbrennungsbeschleunigende Effekt fällt gegenüber der sperrenden Wirkung beim Ausströmen viel stärker aus, wodurch es auch zu früheren Flammenfackeln kommt. Ähnlich gelagert sind die Gegebenheiten auch bei der Neigungsvariation der Überströmbohrungen. Auch hier zeigte sich, dass eine schärfere Umlenkung das Turbulenzniveau in der Vorkammer erhöht und sich somit höhere Vorkammerdrücke ergeben. Die verzögernde Wirkung der scharfen Umlenkung auf den Auströmvorgang ist hier eher gering ausgeprägt.

Durch eine Verkürzung des Halsstückes bei einem gleichzeitigen schnell beginnendem, aber sanften Übergang zum Kopfstück, veränderte sich die Flaschenform der Vorkammer weg zu einer eher kegeligen Gestalt. Diese kegelige Form beeinflusst die Rohrströmung in der Vorkammer derart, als dass sich das Maximum des austretenden Massenstromes bei ca. einem Drittel der Impulskurve einstellt. Bei den flaschenförmigen Vorkammern lag das Maximum der Impulskurve ungefähr bei der Hälfte, da der Impulsanstieg bei einem Viertel der Kurve kurz einbrach. Aufgrund dieser Eigenschaft führen kegelige Vorkammerformen oder auch Vorkammern mit großen Flaschenhalsradien zu deutlich schnelleren Brennverläufen. Die in Umfangsrichtung vergleichmäßige Wirkung eines langen zylindrischen Halsstückes auf die austretenden Flammenfackeln geht durch diese Art der Vorkammerngestaltung jedoch etwas verloren.

Die Anzahl der Überströmbohrungen hatte wenig Einfluss auf den Zylinderdruckverlauf. Zwar zeigten die Varianten mit hoher Bohrungsanzahl eine wesentlich stärkere Verbrennung in der Vorkammer (bedingt durch das höhere Turbulenzniveau) und anfänglich wegen der größeren Anzahl an Flammenfackeln auch im Hauptbrennraum, aber nachdem

diese Flammenfackeln zusammengewachsen sind, stellt sich ein langsamerer Verbrennungsfortschritt ein.

Die günstige Ausrichtung der Bohrungen in den Hauptbrennraum hängt in großem Maße von der Gestaltung des Kolbens ab, aber es zeigte sich, dass ein Auftreffen der Flammenfackeln auf den Kolben zu deutlich verlangsamten Brennverläufen führt. Der Einfluss auf den gesamten Brennverlauf war bei dieser Einzelmaßnahme am deutlichsten ausgeprägt.

Ausgehend von der vom Institut am Prüfstand gemessenen Vorkammervariante stellen sich die Potentiale der einzelnen Maßnahmen als nicht so groß dar, als dass damit eine Änderung einer bestehenden Serienproduktion argumentierbar erscheint, vor allem da es sich in dieser Arbeit um eine Simulation handelt, deren prognostizierte Ergebnisse erst noch durch Messungen bestätigt werden müssen. Nichtsdestotrotz können die gewonnenen Erkenntnisse durchaus auch bei der Auslegung von zukünftigen Vorkammermotoren zur Anwendung kommen. Zum Beispiel könnte durch eine entsprechende Gestaltung die Zündkraft verstärkende Wirkung der Vorkammer erhöht und damit das Volumen der Vorkammer verkleinert werden, oder auch die Anreicherung der Gasspülung in der Vorkammer reduziert werden. In beiden Fällen ist eine Reduktion der in der Vorkammer produzierten Stickstoffemissionen zu erwarten.

6. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Beispiele für ausgeführte gasgespülte Vorkammern.....	7
Abbildung 2: vereinfachtes CAD-Modell eines Brennraumes	8
Abbildung 3: Variationsreihe 003 (Symbolbild).....	16
Abbildung 4: Geschwindigkeiten im Hals beim Ausströmvorgang	18
Abbildung 5: Geschwindigkeiten zum Zündzeitpunkt	18
Abbildung 6: Geschwindigkeiten beim Einströmvorgang (Variante 003a).....	19
Abbildung 7: Kontrollvolumen zur Impulsermittlung.....	20
Abbildung 8: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 003)	21
Abbildung 9: pV-Diagramm und Ladungswechselschleife (Reihe 003)	23
Abbildung 10: Mitteldrücke (Reihe 003)	24
Abbildung 11: Zylinderdruckvergleich 003a zu 003c	24
Abbildung 12: Vergleich der Arbeit 003a zu 003c.....	25
Abbildung 13: Temperatur im Zylinder (Reihe 003).....	25
Abbildung 14: NO _x -Produktion (Reihe 003)	26
Abbildung 15: Variationsreihe 004 (Symbolbild).....	27
Abbildung 16: Impulsvergleich 003-004	29
Abbildung 17: Variationsreihe 006 (Symbolbild).....	30
Abbildung 18: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 006)	32
Abbildung 19: Verhältnisse im Hals beim Ausströmvorgang (Variante 006e)	33
Abbildung 20: Strömungsverhältnisse im Hauptbrennraum genau zum Zeitpunkt des Impulshöckers (Variante 006e)	33
Abbildung 21: Variationsreihe 008 (Symbolbild).....	35
Abbildung 22: Impuls und Massenstrom beim Ausströmvorgang (Reihe 008).....	36
Abbildung 23: Variationsreihe 002 (Symbolbild).....	37
Abbildung 24: Vorkammertemperatur (Reihe 002)	38
Abbildung 25: Zwischenspülung nach dem Austreten der Flammenfackeln	39
Abbildung 26: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 002)	40
Abbildung 27: NO _x -Bildung (Reihe 002)	40
Abbildung 28: Verschiebung des Zündzeitpunktes (Variante 002d)	41
Abbildung 29: Impulsverläufe beim Ausströmvorgang (Reihe 007)	44
Abbildung 30: Turbulenzniveau in Kerzennähe (Reihe 007).....	45
Abbildung 31: Geschwindigkeitsverteilung beim Ein- und Ausströmvorgang.....	46
Abbildung 32: Geschwindigkeitsverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs- Konfigurationen.....	48
Abbildung 33: Absolutdruckverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs-Konfigurationen	49
Abbildung 34: Totaldruckverteilung bei verschiedenen Hals-Bohrungs-Konfigurationen ..	50

Abbildung 35: Verhältnisse bei den 1:1-Varianten 009d, 009e und 009f	51
Abbildung 36: Verhältnisse bei der Variante mit Mittelbohrung	53
Abbildung 37: Variationsreihe 005 (Symbolbild).....	54
Abbildung 38: Zu steil ausgerichtete Flammenfackeln treffen auf den Kolben.....	55

7. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Variationsreihe 003	16
Tabelle 2: Schwerpunktlage der Verbrennung (Reihe 003)	16
Tabelle 3: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 003)	17
Tabelle 4: Vorkammerdrücke (Reihe 003).....	20
Tabelle 5: Zylinderdrücke (Reihe 003)	22
Tabelle 6: Verschiebung des Zündzeitpunktes der Variante 003a.....	27
Tabelle 7: Variationsreihe 004	27
Tabelle 8: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 004)	28
Tabelle 9: Variationsreihe 006	31
Tabelle 10: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 006)	31
Tabelle 11: Vergleichsdaten 003-006.....	34
Tabelle 12: Variationsreihe 008	35
Tabelle 13: Verbrennungsfortschritt im 50x50x16-Kontrollvolumen (Reihe 008)	36
Tabelle 14: Variationsreihe 002	37
Tabelle 15: Ergebnisse der Variationsreihe 002.....	38
Tabelle 16: Variationsreihe 007	42
Tabelle 17: Ergebnisse der Variationsreihe 007.....	43
Tabelle 18: Variationsreihe 009	50
Tabelle 19: Ergebnisse der Variationsreihe 009 - Vorkammerverbrennung.....	52
Tabelle 20: Ergebnisse der Variationsreihe 009 - Vorkammerverbrennung.....	52
Tabelle 21: Ergebnisse der Variante mit Mittelbohrung	53
Tabelle 22: Variationsreihe 005	54
Tabelle 23: Ergebnisse der Variationsreihe 005.....	55

8. Literaturverzeichnis

- [1] Manual - AVL Fire Version 2010: ICE Physics & Chemistry. Edition 11/2010
- [2] UYEHARA, O: Prechamber for Lean Burn for Low Nox. In: Transactions of the SAE (1995), Nr. 950612, (zitiert in [5])
- [3] NAKAZONO, T; [NATSUME, Y]: Effect of Dimensions of Prechamber on Lean Burn Gas Engine. In: JSME International Journal, Series B 37 (1994), (zitiert in [5])
- [4] ROETHLISBERGER, R; [FAVRAT, D]: Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: Part II. Experimentation. In: International Journal of Thermal Sciences 42 (2003), S. 239-253; (zitiert in [5])
- [5] HEINZ, C: Untersuchung eines Vorkammerzündkonzepts für Großgasmotoren in einer Hochdruckzelle mit repetierender Verbrennung Technische Universität München, Diss., 2011