

Diplomarbeit

Auslegung eines Zweitakt-Brennverfahrens für einen kleinen Scooter Range Extender

Verfasser:

Stefan Stocker-Reicher

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

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

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt

Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Schacht

Oliver Schögl

Graz, Jänner 2013

Vorwort


Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen des Forschungsprojektes „ECO Powerdrive“.

Ein besonderer Dank gilt dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder sowie dem Forschungsbereichsleiter Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger für die Möglichkeit der Durchführung dieser Diplomarbeit.

Für die Betreuung möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt, bei Herrn Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Schacht und bei Oliver Schögl für die vorbildhafte fachliche Unterstützung und Bereitstellung von Knowhow bedanken.

Neben unzähligen Unterstützern, die alle einen Teil für den Erfolg meines Studiums beigetragen haben, gilt mein größter Dank jenen, die den Grundstein dafür gelegt, Hürden beseitigt und mich tagtäglich beim Studienalltag begleitet haben – meinen Eltern und meiner Freundin Bettina.

Für die hin- und wieder notwendige Ablenkung vom Studium bedanke ich mich bei meinem Sohn, Tobias, der mir neue Motivation für mein Tun gegeben und meine Ansicht nach einem zukunftsorientierten Leben bekräftigt hat. Ihm möchte ich aus diesem Grunde diese Diplomarbeit widmen.

 , Graz, Jänner 2013

Kurzfassung

Inhalt dieser Diplomarbeit sind die Untersuchung und Auslegung eines 50ccm Zweitaktmotors für die Anwendung in kleinvolumigen seriellen Hybridfahrzeugen. Für den ungedrosselten Betrieb werden mit Hilfe von 3D-CFD-Berechnungen Ladungswechseluntersuchungen auf der Grundlage eines Forschungsmotors durchgeführt und die Ergebnisse zwei- bzw. dreidimensional aufbereitet. Der Motor wird auf konstante Drehzahl und variable Last ausgelegt. Ziele sind eine Verminderung der Spülverluste unter Berücksichtigung der erforderlichen Motorleistung sowie eine Steigerung der Ladungsbewegung für den mageren Motorbetrieb.

Für eine gute Darstellung der Strömungssimulation bei vertretbarer Rechenzeit ist ein Kompromiss zwischen genauer geometrischer Abbildung und geringer Zellanzahl zu finden. Um eine zeitintensive Berechnung der Verbrennung zu vermeiden, wird der Brennraum bei jedem Zyklus mit dem Prüfstandsdruck bei einem bestimmten Kurbelwinkel (80 °KW nach dem oberen Totpunkt) reinitialisiert. Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass trotz aller Vereinfachungen eine sehr gute Abstimmung mit dem Forschungsmotor möglich ist. Die zweidimensionale Bewertung der Spülung erfolgt anhand erstellter Verläufe der Spülkurve, des Fanggrades sowie von zeitlich aufgelösten Zustandsgrößen und Massen im Brennraum. Zur Beurteilung der Ladungsbewegung werden die kurbelwinkelaufgelöste Tumblezahl und dreidimensionale Betrachtungen des Brennraumes in verschiedensten Schnitten herangezogen. Der Einströmvorgang in den Brennraum wird mit Hilfe eines virtuellen dreidimensionalen transparenten Motors und Abgasrate-Isoflächen dargestellt.

Erste Änderungen betreffen die Auswirkungen unterschiedlicher Steuerzeiten der Haupt- und Nebenüberströmkanäle. Das Augenmerk liegt dabei auf den Effekten des zeitlich geänderten Einströmvorganges in den Brennraum und der Rückströmung von Abgas in den Kurbelkasten. Die Auswertung erfolgt zwei- und dreidimensional. Die berechneten Daten werden mit jenen der Basisgeometrie verglichen und einer Bewertung unterzogen. Ermittelte Kennzahlen des Ladungswechsels veranschaulichen die Auswirkungen der Geometrieänderungen untereinander und in Bezug zur Basisgeometrie.

Die Ergebnisse der Untersuchung der Basisgeometrie und der Steuerzeitenvariation sind Grundlage der Potentialabschätzung, Gestaltung und Optimierung eines finalen Motorkonzeptes. Mittels einer 1D-CFD Berechnung werden Längen und Volumina des Abgassystems sowie optimierte Steuerzeiten des Auslasskanals und der Überströmkanäle definiert. Der Verzicht auf transienten Betrieb erlaubt eine gute, jedoch nicht minder einfache, virtuelle dreidimensionale Abstimmung der Gasdynamik auf die Forderung nach geringen Spülverlusten und lässt auf eine gute Reproduzierbarkeit in der praktischen Ausführung schließen.

Abstract

Content of this diploma thesis is the analysis and the design of a 50cc two-stroke engine for small hybrid engine applications. For an unthrottled engine operation, several gas exchange 3D-CFD calculations will be conducted. The results will be prepared in a two- and three-dimensional way. The engine operates throttle free at variable part load and constant speed. Targets are the reduction of the scavenging losses in consideration of the required engine power and increased tumble number for lean burn operation.

For a good representation of the fluid dynamics within an acceptable calculation time, a compromise must be found between an exact geometric model and a low number of cells.

To circumvent a time-consuming simulation of the high pressure process, the pressure of the combustion chamber will be initialized every cycle at a defined crank angle with data from the test bench (80°C CA ATDC). The two-dimensional assessment of the scavenging process is done by means of the progression of the scavenging efficiency over the scavenging ratio, the trapping efficiency over the scavenging ratio as well as by time resolved status variables and masses in the combustion chamber. The charge motion will be rated by the crank angle resolved tumble-number and three-dimensional examination of the combustion chamber in several cuts. The flow into the combustion chamber is displayed via a virtual three-dimensional transparent engine in combination with exhaust-gas-ratio iso-surfaces.

First modifications concern the influence of the different timing of the main- and secondary transfer ports. The main focus lies on the effects of the temporally changed inflow process into the combustion chamber and the backflow of exhaust gas into the crankcase. The assessment is carried out in a two- and three-dimensional way. A comparison of the calculated data and the basic data is also included in the evaluation process. Determined key performance indicators of the scavenging process demonstrate the effects of the geometry change to each other as well as in relation to the basic geometry.

The results of the analysis of the basic geometry and the timing of the transfer ports are the fundamentals of a potential assessment, design and optimization of a final engine concept. Lengths and volumes of the exhaust gas system as well as optimized control edges of the exhaust port and the transfer ports will be defined with a 1D-CFD calculation. The abdication of a transient operation allows a good but no less simple virtual three-dimensional adjustment of the gas dynamics on the requirement to reduce scavenging losses and implies a good reproducibility in practice.

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am:15.01.2013.....



.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

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

Date:15.01.2013.....



.....
(signature)

Vorwort	I
Kurzfassung	II
Abstract	III
Eidesstattliche Erklärung	IV
Statutory Declaration	IV
1 Einleitung	1
1.1 Projektumgebung / Motivation	1
1.2 Projektvorstellung	3
2 Grundlagen und Theorie	6
2.1 Motorische Grundlagen	6
2.2 Numerische Simulation	17
2.2.1 Erhaltungsgleichungen	17
2.2.2 Turbulenzmodelle	21
3 Basismotor	23
3.1 Kanalabgleich	23
3.2 CATIA - Modellerstellung	25
3.2.1 Statisches Modell	25
3.2.2 Modell mit bewegtem Gitter	28
3.2.3 Gesamtes Motormodell	28
3.3 FIRE - Modellerstellung	30
3.3.1 Statisches Modell	30
3.3.2 Modell mit bewegtem Gitter	34
3.3.3 Gesamtes Motormodell	35
3.4 Berechnungsparameter	35
3.5 Rechenablauf	38
3.6 2D - Berechnungsergebnisse	39
3.7 3D - Berechnungsergebnisse	54
4 Variation der Steuerzeiten	59
4.1 CATIA - Modellerstellung	60
4.2 FIRE – Modellerstellung	61
4.3 2D – Berechnungsergebnisse	62
4.4 3D - Berechnungsergebnisse	74
4.5 Schlussfolgerung	75
5 Optimiertes Motorkonzept	76
5.1 Variation 1	78
5.1.1 Berechnungsergebnisse:	79
5.2 Variation 2	85
5.2.1 Berechnungsergebnisse	85
5.3 Variation 3	88
5.3.1 Berechnungsergebnisse	89
6 Zusammenfassung und Ausblick	92
7 Anhang	94
7.1 Kanalabgleich	94
7.2 3D – Berechnungsergebnisse der Basisgeometrie	97

7.3	3D – Berechnungsergebnisse der Überströmkanalvarianten.....	104
7.4	2D – Berechnungsergebnisse der Optimierungsvarianten.....	110
8	Verzeichnisse.....	111
8.1	Abkürzungsverzeichnis	111
8.2	Abbildungsverzeichnis	112
8.3	Tabellenverzeichnis	114
9	Literaturverzeichnis.....	115

1 Einleitung

Aufgrund steigender Luftverschmutzung gibt es vor allem aus politischer Sicht Anstrengungen die Entwicklung von Fahrzeugen in eine Richtung zu lenken, die mittelfristig nur geringe oder langfristig keine Emissionen verursacht („Zero Emission Vehicles“, ZEV). Das heutzutage noch ungünstige Verhältnis von Kapazität zu Gewicht ausgeführter Elektrofahrzeuge im Vergleich zu konventionellen, mit flüssigem oder gasförmigem Kraftstoff betriebenen Fahrzeugen, ist hauptverantwortlich für die verzögerte Einführung von ZEV. Eine besondere Herausforderung besteht in der vorhandenen Konkurrenz zu herkömmlichen Fahrzeugen, weshalb auf die vom Kunden gewohnten Fahreigenschaften und den Nutzwert Rücksicht genommen werden muss. Rein elektrisch betriebene Fahrzeuge weisen oft Schwächen vor allem in der Reichweite auf. Zusätzlich sind die Preise für solche Fahrzeuge aufgrund hoher Batteriekosten vergleichsweise hoch, was die Markteinführung verzögert und die Kundenakzeptanz schmälert.[1]

Die Kategorie der Stadroller wird reguliert hinsichtlich Höchstgeschwindigkeit und Motorleistung. Die Reichweite ist generell kurz und zusätzlicher Komfort wird aus Kundensicht weder erwartet noch gefordert. Die Zahl der verkauften elektrischen Stadroller hängt stark von der vorhandenen Gesetzgebung ab. Im Falle einer Einführung von gesperrten urbanen Bereichen mit exklusiver Fahrerlaubnis für ZEV könnte ihr Anteil durch den rein elektrischen Fahrbetrieb steigen. Der große Nachteil ist die Unsicherheit hinsichtlich der Reichweite aufgrund der kleinen eingesetzten Batterien.

Eine Möglichkeit dem entgegenzuwirken besteht darin die Batteriekapazität zu steigern. Dies führt jedoch unweigerlich zu höheren Kosten. Der Einsatz eines „Range Extenders“ (REX) mit einer damit verbundenen Verkleinerung der Batterie erscheint als bessere Lösung. Dabei kommt im Bedarfsfall eine kleine Verbrennungskraftmaschine samt Generator zum Laden der Batterie zum Einsatz.[1]

1.1 Projektumgebung / Motivation

Die Suche nach billigen Mobilitätslösungen für kürzere Reichweiten führt in der Klasse der 50 ccm Scooter oft zur Anwendung von mit Vergasern ausgerüsteten Zweitaktmotoren in Verbindung mit einer einfachen Abgasnachbehandlung in Form von Oxidations – Katalysatoren und Sekundärluft – Systemen. Aufgrund sinkender Emissionsgrenzwerte (EURO 3, 2014/2015) werden in Zukunft vermehrt teurere Alternativen angeboten werden müssen. Die Kosten für mit herkömmlicher Verbrennungskraftmaschine betriebene Roller werden deshalb zwangsweise steigen, was im Gegensatz dazu die Konkurrenzfähigkeit elektrisch betriebener Fahrzeuge erhöht.[1]

ZEV speichern ihre Energie ausschließlich in Batterien. Die noch immer geringe Energiedichte stellt Entwickler trotz laufender Verbesserungen, wie z.B. der Lithium – Technologie, immer wieder vor neue Herausforderungen. Die hohen Kosten für Lithium – Batterien wirken sich negativ auf die gesamten Systemkosten elektrisch betriebener Fahrzeuge aus. Der Preis dieser kann bis zum Dreifachen bezogen auf einfache kostengünstige EURO 2 Scooter mit Verbrennungskraftmaschine steigen.[1]

Um diesem Trend entgegenzuwirken untersucht das Projekt „HyScooter“ unter dem Forschungsprojekt „ECO – PowerDrive“ Möglichkeiten diese Abhängigkeiten durch Hybridisierung in Grenzen zu halten. Die Reichweite und die Fahrbarkeit sollten dabei beibehalten oder sogar verbessert werden. Das K-Projekt „ECO-Powerdrive“ wird im Rahmen der COMET Exzellenzinitiative von der FFG, dem Land Oberösterreich und dem Land Steiermark gefördert. Es wird untersucht, wie Schadstoff- und CO₂-Verminderungen von Zweirädern, Kleinmotorenanwendungen und Freizeitfahrzeugen umweltfreundlich, wettbewerbsfähig und kosteneffizient durchgeführt werden können.

1 - Einleitung

Um die Eigenschaften des virtuellen Fahrzeuges zu definieren wurden Marktanalysen im Bereich elektrisch betriebener Scooter durchgeführt und daraus Spezifikationen abgeleitet (siehe Tabelle 1-1). Die Reichweite wurde durch den Einsatz kleinerer Batterien reduziert, was sich positiv auf das Fahrzeuggewicht sowie auf die Kosten auswirkt.

KLASSE	Elektroantrieb	Hybridantrieb
Leistung	1.1 – 2.75 kW	2 kW mit Boost-Funktion +50%
Reichweite	30 – 90 km	mehr als 100 km
Gewicht	98 -190 kg	weniger als 120 kg
Batterietyp	Blei	Blei / Lithium
Spannung / Kapazität	48 V / 17-60 Ah	48 V / 20 Ah
Steigfähigkeit	9 – 15%	15 % bei mehr als 15 km/h
Ladedauer	Plug in 4-8 h	Plug in 2 h

KLASSE	Verbrennungsmotor	Hybridantrieb
Kraftstoffverbrauch	Abhängig vom Testzyklus und der Gemischaufbereitung	weniger
Emissionen	Abhängig vom Testzyklus und der Gemischaufbereitung	weniger

Tabelle 1-1: Konzept – Spezifikationen [1]

Da es verschiedenste Möglichkeiten gibt einen Hybrid-Scooter zu realisieren wurden verschiedenste Antriebsstränge bewertet und verglichen (siehe Tabelle 1-2).

	VERBRENNUNGSMOTOR	ELEKTROMOTOR	HYBRID	
			PARALLEL	SERIELL
Reichweite	++	--	++	++
Kraftstoffverbrauch	- / --	++	-	+
Emissionen	--	++	-	+
Geräusentwicklung	--	++	--	+
Fahrbarkeit	-	++	+	++
Wartung	-	++	-	+
Batterie	++	--	+	+
Gewicht	++	- / --	-	+
Preis	++	--	-	-
++	sehr gut	-	befriedigend	
+	gut	--	genügend	

Tabelle 1-2: Technologievergleich [1]

Die Verbrennungskraftmaschine (VKM) des seriellen Hybriden hat die Möglichkeit unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit zu agieren. Bei konstanter Drehzahl und in Bereichen besten Wirkungsgrades sollte der Kraftstoffverbrauch besonders durch die Vermeidung des transienten Betriebes geringer ausfallen als beim parallelen Hybriden. Durch eine Entkoppelung der Verbrennungskraftmaschine des seriellen Antriebsstranges vom Rest des Fahrzeuges können die Geräuschemissionen deutlich gesenkt werden. Auch das Auspuffsystem kann auf konstante Drehzahl ausgelegt und damit das Verbrennungsgeräusch minimiert werden. Aufgrund all dieser Vorteile fällt die Entscheidung auf ein serielles Hybridkonzept.

Ein System mit einer im Vergleich zum reinen Elektrobetrieb kleinen bis mittleren Batterie und einem REX, der bei geringem Ladezustand diese lädt, hat den Vorteil von niedrigeren Kosten und kleinerem Gewicht, beansprucht jedoch des Öfteren die VKM.

Vorangegangene Untersuchungen quantifizierten die Wirkungsgrade des Hybridantriebsstranges. Bei vorgegebener Antriebsleistung am Hinterrad von 1 kW ergibt sich unter Berücksichtigung jener eine erforderliche Motorleistung von 1,93 kW. (siehe Abbildung 1-1)[1]

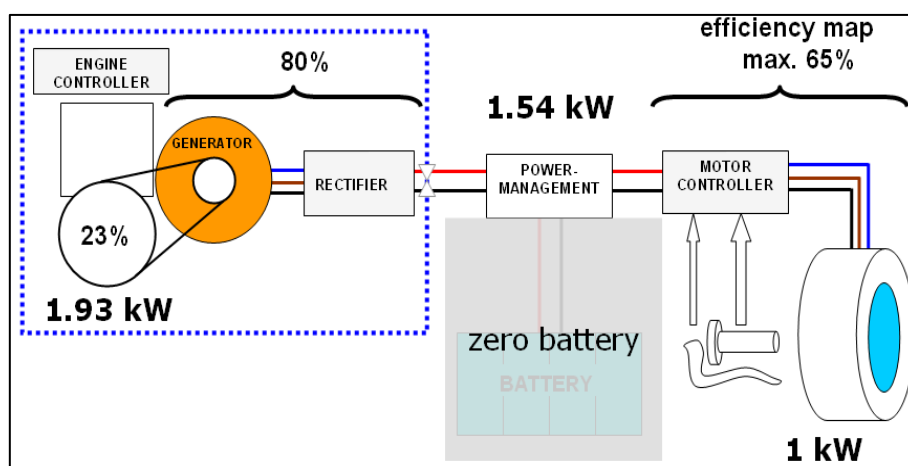


Abbildung 1-1: Wirkungsgrade des Antriebsstranges [1]

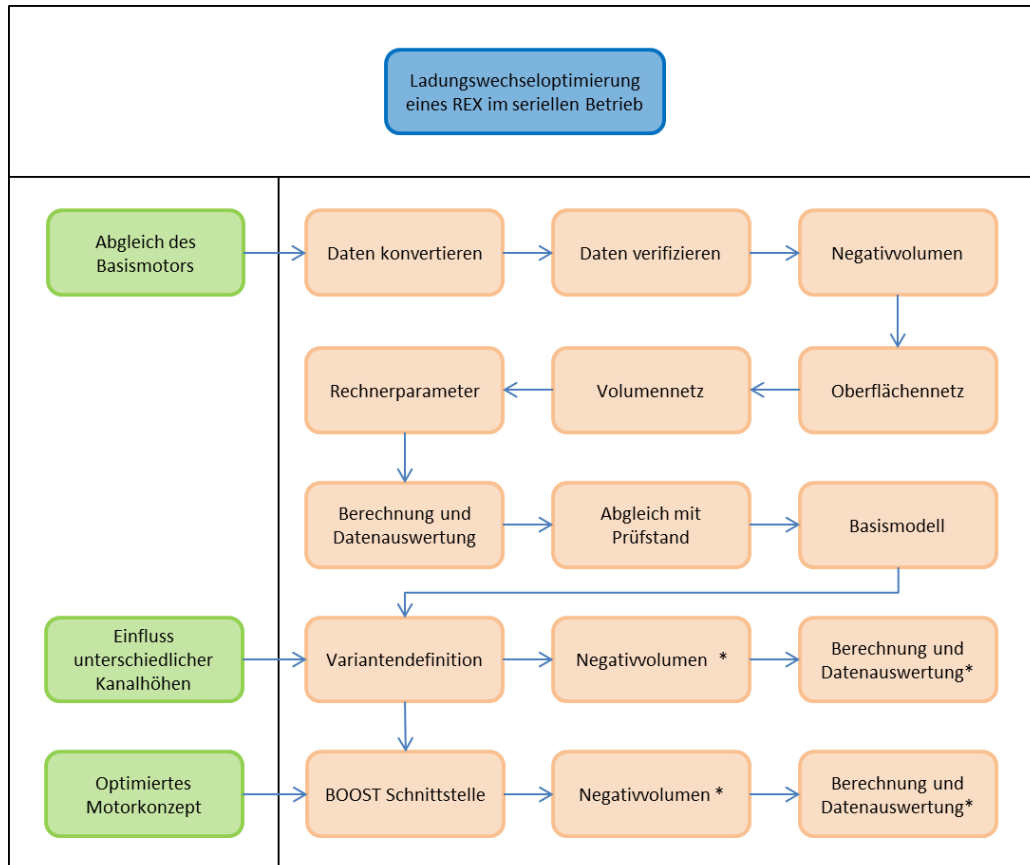
Der gesamte Wirkungsgrad des Systems von 52% ist deutlich geringer als der eines gewöhnlichen Antriebsstranges mit stufenlosem Getriebe von 65%. [1]

Der Hubraum der VKM fällt per Definition in die 50ccm Klasse. Für ein niedriges Geräuschniveau und wenig Vibrationen sind niedrige Drehzahlen notwendig. Unter diesem Aspekt zeichnet sich vor allem der Zweitaktmotor mit seinem großen Drehmoment in Kombination mit seiner einfachen und leichten Bauweise aus. Dies sind die ausschlaggebenden Argumente für dessen Wahl. Dem großen Nachteil erheblicher Emissionen kann durch den Einsatz einer preiswerten Direkteinspritzung und/oder einer Abstimmung der Steuerzeiten der Kanäle sowie Volumina und Längen des Auspuffsystems auf die Anforderung von konstanter Drehzahl entgegengewirkt werden. [1]

1.2 Projektvorstellung

Im Zuge dieser Diplomarbeit soll entsprechend obigen Ausführungen eine Verbrennungskraftmaschine in der 50ccm Klasse auf die Anforderungen als „Range Extender“ abgestimmt werden. Voruntersuchungen an einem ausgeführten Motor ergaben eine gewünschte Auslegungsdrehzahl von 4000 U/min auf die die Steuerzeiten sowie die Längen und Volumina des Auspuffes abgeglichen und so die Spülverluste bei Volllast minimiert werden sollten.

Zunächst ist es nötig den vorhandenen Motor simulatorisch abzubilden und mit dem Prüfstand abzustimmen. Dieses Modell dient als Ausgangsbasis für weitere Betrachtungen. Im Anschluss daran soll der Einfluss von unterschiedlichen Steuerzeiten der Haupt- und Nebenüberströmkanäle auf den Spülvorgang, insbesondere auf die Spülverluste, aufgezeigt werden. Aufbauend auf diesen Ergebnissen soll ein in einer 1D-CFD Berechnung optimiertes Motorkonzept nachgebildet, berechnet und bewertet werden. Abbildung 1-2 zeigt den sich aus diesen Aufgaben ergebenden Projektablauf.



* ... Berechnungsschleife analog zum Abgleich des Basismotors

Abbildung 1-2: Projektablaufdiagramm

Die Daten des Basismotors sind in Tabelle 1-3 aufgelistet. Abbildung 1-3 zeigt den untersuchten Forschungsmotor in Explosionsdarstellung. Er zeichnet sich durch eine reine Schlitzsteuerung und einen einfachen Aufbau aus. Dadurch ist er sehr wartungsfreundlich und besitzt wenige Fehlerquellen. Verbunden mit den daraus resultierenden niedrigen zu erwartenden Kosten erscheint er als ideales Mittel der Wahl.

Basisdaten	
Typ	1 Zylinder, luftgekühlter 2-Takt Motor
Kolbendurchmesser	38 mm
Kolbenhub	43 mm
Hubvolumen	48,8 ccm
Verdichtungsverhältnis	9,6
Max. Leistung	2,36 kW bei 5720 U/min
Max. Drehmoment	4,78 Nm bei 3710 U/min

Steuerzeiten	
Überströmkanäle	102,8 °KW
Auslasskanal	139,7 °KW
Einlasskanal	124 °KW

Tabelle 1-3: Motordaten [2]

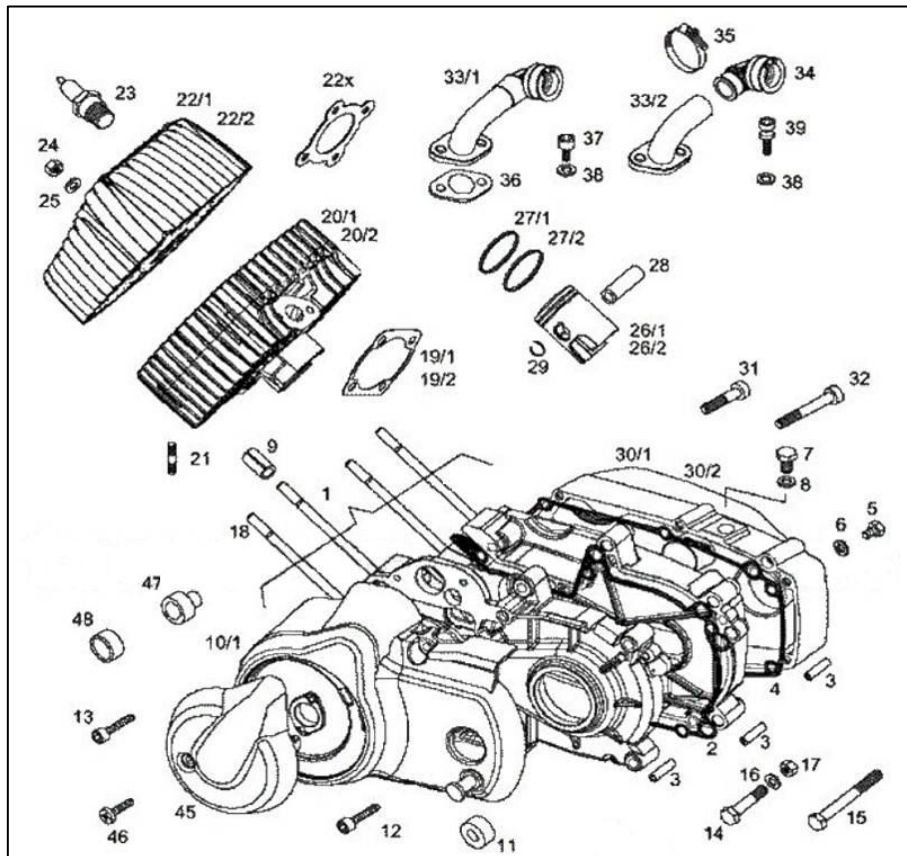


Abbildung 1-3: Forschungsmotor in Explosionsdarstellung [3]

2 Grundlagen und Theorie

Die Ausführung dieser Diplomarbeit verlangt bestimmte Basiskenntnisse über die Grundlagen und die Theorie des Zweitaktmotors sowie über die numerische Simulation. Aus diesem Grunde werden in diesem Abschnitt diese Themenbereiche genauer erläutert.

2.1 Motorische Grundlagen

Verdichtungsverhältnis [4]:

Eine wichtige konstruktive Kenngröße stellt das Verdichtungsverhältnis ε dar.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad \text{Gl. 2-1}$$

V_h ... Hubvolumen [m³]

V_c ... Kompressionsvolumen [m³]

Bei Zweitaktmotoren wird zusätzlich das effektive Verdichtungsverhältnis ε' definiert. Dabei wird anstelle des gesamten Hubvolumens das Hubvolumen bis zur Öffnung des Auslasskanals herangezogen.

$$\varepsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c} \quad \text{Gl. 2-2}$$

V'_h ... Hubvolumen bis der Auslass öffnet (AÖ) [m³]

Mitteldruck [5]:

Üblicherweise wird die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W auf das Hubvolumen bezogen. Diese spezifische Arbeit besitzt die Einheit des Druckes und wird aus diesem Grunde als Mitteldruck p_m bezeichnet:

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad \text{Gl. 2-3}$$

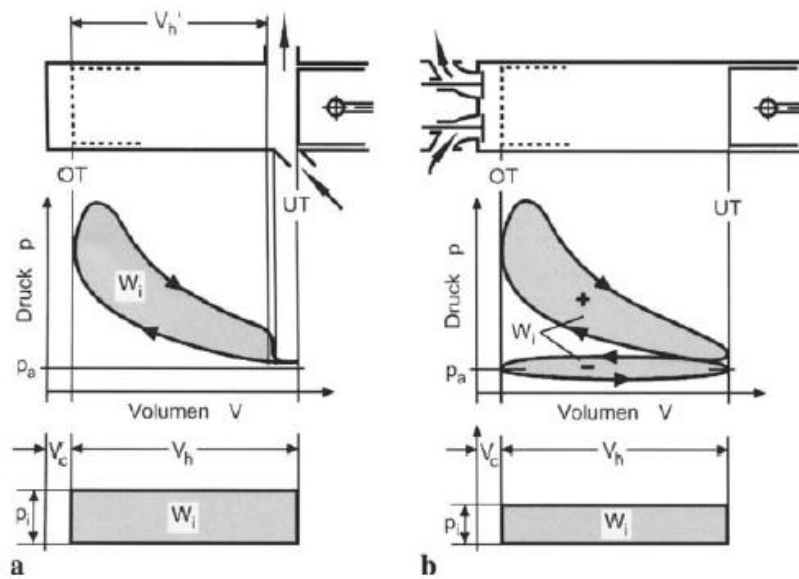


Abbildung 2-1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck für:
a) Zweitaktmotor, b) Viertaktmotor [6]

Dem internationalen Einheitensystem entsprechend ist die Einheit des Mitteldruckes J/m^3 oder N/m^2 (Pa). Häufig wird dieser jedoch in bar angegeben.

Wird in Gleichung 2-3 die effektiv geleistete Arbeit W_e eingesetzt, so handelt es sich um den effektiven Mitteldruck p_e :

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Wird jedoch anstelle der effektiv geleisteten Arbeit die vom Gas an den Kolben abgegebene Arbeit, die indizierte Arbeit W_i , eingesetzt, so erhält man den inneren oder indizierten Mitteldruck p_i :

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Der Reibmitteldruck p_r stellt die Differenz aus innerem Mitteldruck und effektivem Mitteldruck dar.

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} = p_i - p_e \quad \text{Gl. 2-6}$$

Leistung [5]:

Für die Leistungen des Zweitakt- und des Viertaktmotors gelten die Beziehungen:

Zweitaktmotor:
$$P = n V_H p_m \quad \text{Gl. 2-7}$$

Viertaktmotor:
$$P = \frac{n}{2} V_H p_m \quad \text{Gl. 2-8}$$

In Gleichung 2-7 und 2-8 bezeichnet P die Effektiv-, Indizier- oder Reibleistung (abhängig vom Index), n die Motordrehzahl, $V_H = zV_h$ das gesamte Hubvolumen (mit z als Zylinderzahl) und p_m je nach Index Effektiv-, Innen-, oder Reibmitteldruck. Sämtliche Größen dieser Gleichungen sind in SI-Einheiten einzusetzen. Verwendet man indes übliche Einheiten, also P in kW, n in 1/min, V_H in dm³ und p_m in bar, dann ergeben sich nachstehende Zahlenwertgleichungen:

Zweitaktmotor:
$$P = \frac{n V_H p_m}{600} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Viertaktmotor:
$$P = \frac{n V_H p_m}{1200} \quad \text{Gl. 2-10}$$

Drehmoment [5]:

Das Drehmoment M_d , wiederum abhängig vom Index Effektiv-, Innen-, oder Reibmoment, errechnet sich aus $P = M \omega$ mit $\omega = 2 \pi n$ und P aus Gleichungen 2-7 bzw. 2-8 zu:

Zweitaktmotor:
$$M_d = \frac{V_H p_m}{2 \pi} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Viertaktmotor:
$$M_d = \frac{V_H p_m}{4 \pi} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Wirkungsgrade [5]:

Das Verhältnis von effektiv gewonnener Arbeit W_e zur zugeführten Brennstoffenergie Q_B wird als effektiver Wirkungsgrad η_e bezeichnet:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} \quad \text{Gl. 2-13}$$

bzw.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Q_B stellt das Produkt aus unterem Heizwert H_u und der Brennstoffmasse m_B dar. Analog dazu gibt der innere Wirkungsgrad η_i das Verhältnis von innerer Arbeit pro Zyklus, $W_i = \int p dV$, zur Brennstoffmasse Q_B an.

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Für den mechanischen Wirkungsgrad η_m gilt definitionsgemäß:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Für den effektiven Wirkungsgrad gilt somit:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad \text{Gl. 2-17}$$

Spezifischer Kraftstoffverbrauch [5]:

Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch ist definiert als:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} \quad \text{Gl. 2-18}$$

Zusammen mit Gleichung 2-14 und $\dot{Q}_B = \dot{m}_B H_u$ ergibt sich daraus:

$$b_e = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad \text{Gl. 2-19}$$

Für den inneren spezifischen Kraftstoffverbrauch gilt Gleichung 2-19 analog mit $e = i$. Die dazugehörige Zahlenwertgleichung ist:

$$b = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta H_u} \quad \text{Gl. 2-20}$$

In diesem Falle besitzt b die Einheit g/kWh und H_u kJ/kg .

Ladungswechsel – Massen [6]:

Prinzipiell hat der Ladungswechsel die Aufgabe, verbrannte Gase aus dem Brennraum zu entfernen, in der Regel vollständig, und ein Maximum an Frischladungsmasse dem Brennraum zuzuführen. Diese bestimmt die mögliche Arbeitsleistung des nachfolgenden Zyklus. Beim Viertaktmotor steht zu diesem Zweck eine ganze Kurbelwellenumdrehung zur Verfügung, beim Zweitaktmotor besitzt der Ladungswechsel einen wesentlich geringeren Kurbelwinkelbereich. Der Ladungswechsel beeinflusst auch die Strömungsverhältnisse im Brennraum. Das Strömungsfeld soll in diesem Sinne für Gemischbildung und Verbrennung günstig sein.

Abbildung 2-2 zeigt die Massenaufteilung beim Ladungswechsel. Es gibt keine Einschränkung hinsichtlich Saugmotoren oder aufgeladenen Motoren sowie Ventil- oder Schlitzsteuerung.

Die einströmende Ladungsmasse m_E beschreibt die einströmende Luft- bzw. Gemischmasse. Sie setzt sich zusammen aus der Frischgasmasse m_{Fr} , welche im Zylinder verbleibt, und der Spülverlustmasse m_{Sp} , die während des Ladungswechsels direkt in den Auslass strömt. Die Masse m im Brennraum ist die Summe aus einströmender Frischgasmasse m_{Fr} und der im Zylinder verbleibenden Restgasmasse m_{RG} . Die ausströmende Masse m_A stellt die Spülverlustmasse und die Masse der Verbrennungsgase dar. Leckageverluste werden bei dieser Betrachtung vernachlässigt.

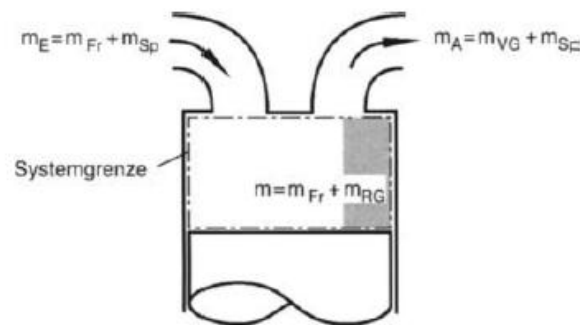


Abbildung 2-2: Massenaufteilung beim Ladungswechsel [6]

$$m_E = m_{Fr} + m_{Sp} \quad \text{Gl. 2-21}$$

$$m = m_{Fr} + m_{RG} \quad \text{Gl. 2-22}$$

$$m_A = m_{VG} + m_{Sp} \quad \text{Gl. 2-23}$$

Beim luftansaugenden Motor entspricht die angesaugte Masse der Luftmasse m_L , bei gemischansaugendem Motor ist in der angesaugten Masse zusätzlich die zugeführte Brennstoffmasse m_B enthalten. Die Spülverlustmasse ist beim Viertaktmotor im Vergleich zum Zweitaktmotor relativ gering. Beim Zweitaktmotor müssen durch konstruktive Maßnahmen an den Überströmkanälen die Spülverluste klein gehalten werden. Teil dieser Diplomarbeit ist es unter anderem, die Kanäle in dieser Hinsicht zu gestalten.

Die Restgasmasse wird beeinflusst von den Strömungsverhältnissen, vom Verdichtungsverhältnis, von den Steuerzeiten sowie von der Motordrehzahl.

Beim gemischansaugenden Motor ist die ausströmende Masse m_A gleich groß wie die einströmende Masse. Beim luftansaugenden hingegen ist sie um den pro Zyklus zugeführte Brennstoffmasse m_B größer.

Die in den Gleichungen 2-21 bis 2-23 angeführten Massen charakterisieren den Ladungswechsel. Für weitere Betrachtungen ist es von Vorteil, Kennzahlen des Ladungswechsels zu definieren.

Ladungswechsel – Kennzahlen [6]:

Der Luftaufwand λ_a kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels und ist definiert als Quotient der gesamten pro Spülvorgang einströmenden Masse m_E zur theoretisch möglichen Ladungsmasse m_{th} .

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad \text{Gl. 2-24}$$

$$m_{th0,e} = \rho_{0,e} V_h \quad \text{Gl. 2-25}$$

Je nach Bezug stellt die theoretische Masse die Füllung des Zylinders mit Ladung vom Zustand der Umgebung oder vom Zustand vor dem Einlass dar. Im ersten Fall ist diese Kennzahl ein Maß für die Verluste des gesamten Ansaugsystems und den Zylinderbereich, im zweiten Fall werden nur die Verluste im Einlassbereich und im Zylinder berücksichtigt.

Der Liefergrad λ_l beschreibt den Erfolg des Ladungswechsels. Er ist das Verhältnis der im Zylinder verbleibenden Frischgasmasse m_{Fr} zur theoretischen Ladungsmasse m_{th} . Auch hier gibt es, analog zum Luftaufwand, abhängig vom Bezug zwei theoretisch mögliche Ladungsmassen. (siehe Gleichung 2-25)

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} \quad \text{Gl. 2-26}$$

Der Fanggrad λ_f bezeichnet das Verhältnis von im Zylinder verbleibender Frischgasmasse m_{Fr} zur angesaugten Ladungsmasse m_E . Er gibt somit jenen Anteil der Ladungsmasse an, die tatsächlich im Zylinder verbleibt.

$$\lambda_f = \frac{m_{Fr}}{m_E} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{Sp}} \quad \text{Gl. 2-27}$$

Der Spülgrad λ_s ist ein Maß für die Reinheit der Ladung. Er beschreibt die Relation aus Frischladung m_{Fr} zur gesamter Zylindermasse m und somit den Frischgasanteil im Zylinder.

$$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{RG}} \quad \text{Gl. 2-28}$$

Der Restgasanteil x_{RG} bildet sich aus dem Quotienten von Restgasmasse m_{RG} und der gesamten Zylindermasse m .

$$x_{RG} = \frac{m_{RG}}{m} = \frac{m_{RG}}{m_{Fr} + m_{RG}} \quad \text{Gl. 2-29}$$

Spülarten und Spülverfahren[6]:

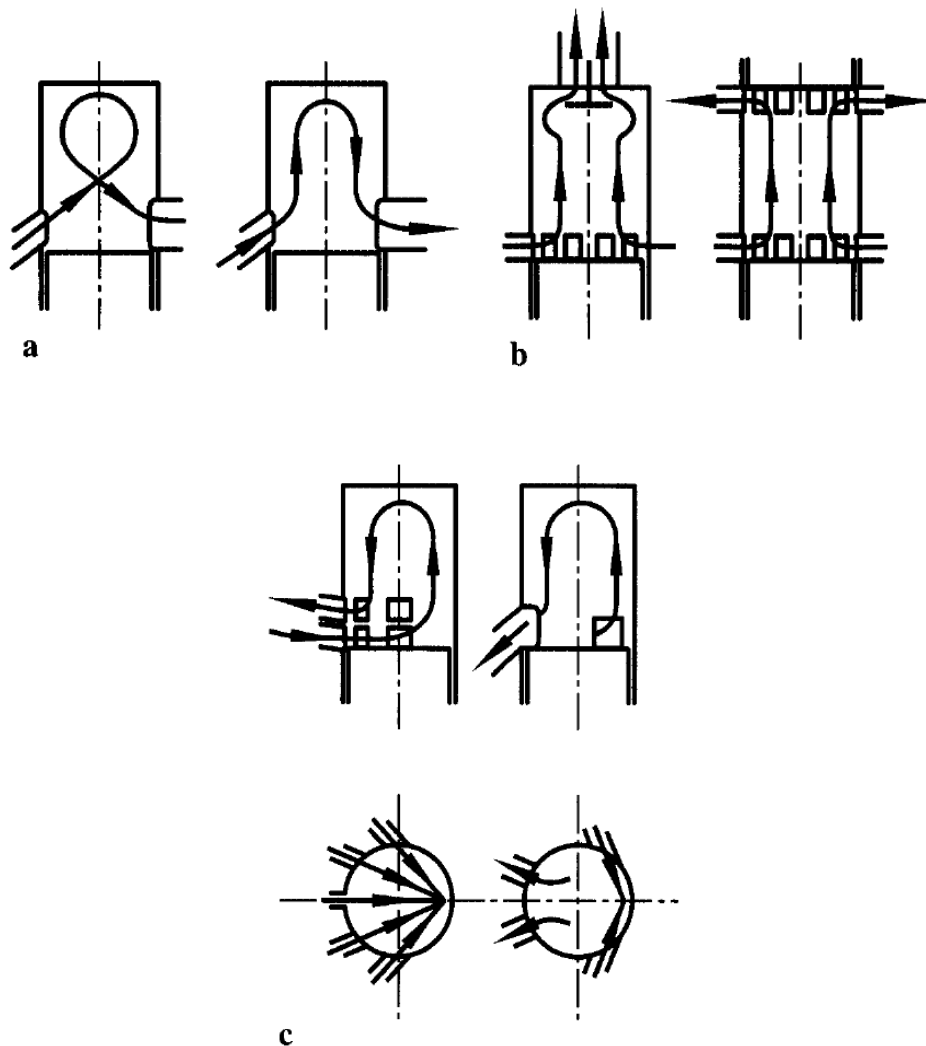


Abbildung 2-3: Spülarten von Zweitaktmotoren
a) Querspülung, b) Längsspülung, c) Umkehrspülung [6]

Abbildung 2-3 zeigt eine schematische Darstellung der gebräuchlichsten Zweitakt-Spülarten. Der Ladungswechsel des in dieser Diplomarbeit untersuchten Forschungsmotors erfolgt mittels einer Umkehrspülung (siehe Abbildung 2-3 c).

Abhängig von den Strömungsverhältnissen unterscheiden sich die Spülverfahren beim Zweitaktmotor grundlegend voneinander. Unter vereinfachenden Bedingungen ist eine Berechnung der Spülung möglich. Das kurbelwinkelabhängige Verhältnis des Verbrennungsgases zur aktuellen Zylinder Masse wird als x_{VG} bezeichnet. Diesen Anteil an Verbrennungsgas im Zylinder berechnet man mit nachstehender Gleichung. (siehe Gleichung 2-30)

$$x_{VG} = \frac{m_{VG}}{m} = \frac{m_{VG}}{m_{Fr} + m_{VG}} \quad \text{Gl. 2-30}$$

Ist der Ladungswechsel beendet bildet das im Zylinder verbliebene Verbrennungsgas das Restgas. Der Verbrennungsgasanteil (siehe Gleichung 2-30) ist in diesem Falle ident mit dem Restgasanteil (siehe Gleichung 2-29).

Der in das Auslasssystem abströmende Anteil an Verbrennungsgas wird als $x_{VG,A}$ bezeichnet.

$$x_{VG,A} = \frac{dm_{VG,A}}{dm_A} \quad \text{Gl. 2-31}$$

$dm_{VG,A}/d\varphi$ ist die in der momentan ausströmenden Gasmasse $dm_A/d\varphi$ enthaltene Verbrennungsgasmasse. Aus Gründen der Kontinuität muss die Änderung der Verbrennungsgasmasse im Zylinder mit der momentan in den Auslass strömenden Masse ident sein.

$$\frac{d(x_{VG} m)}{d\varphi} = -x_{VG,A} \frac{dm_A}{d\varphi} \quad \text{Gl. 2-32}$$

Gleichung 2-32 lässt sich weiter umformen zu:

$$\frac{dx_{VG}}{d\varphi} = \frac{1}{m} \left(-x_{VG,A} \frac{dm_A}{d\varphi} - x_{VG} \frac{dm}{d\varphi} \right) \quad \text{Gl. 2-33}$$

Gleichung 2-33 beschreibt somit die kurbelwinkelabhängige Änderung des Verbrennungsgasanteils im Zylinder. Ist der momentane Anteil an Verbrennungsgas im Auspuff bekannt lässt sich damit jedem Kurbelwinkel der Anteil an Verbrennungsgas im Zylinder zuordnen.

Über beide Anteile sind geeignete Annahmen zu treffen. Zu diesem Zweck definiert man drei idealisierte Spülverfahren.

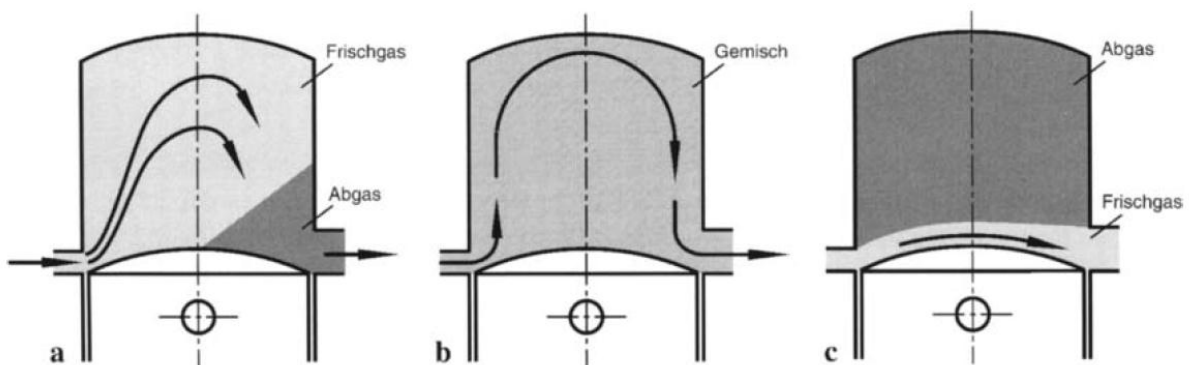


Abbildung 2-4: Idealisierte Spülverfahren

a) Verdrängungsspülung, b) Verdünnungsspülung, c) Kurzschlusspülung [6]

Den besten Fall der Spülung stellt die Verdrängungsspülung dar. Dabei verdrängt das Frischgas das Verbrennungsgas ohne Durchmischung. Die Abgasmasse besteht zur Gänze aus Verbrennungsgas. Es gilt:

$$x_{VG,A} = 1 \quad \text{Gl. 2-34}$$

Das nächstbeste Verfahren beschreibt die Verdünnungsspülung. Das einströmende Frischgas vermischt sich dabei sofort mit dem Gas im Brennraum. Die ausströmende Masse besitzt deshalb zu jedem Zeitpunkt dieselbe Zusammensetzung wie die Masse im Zylinder. Es gilt:

$$x_{VG,A} = x_{VG} \quad \text{Gl. 2-35}$$

Den schlechtesten Fall der Spülung repräsentiert die Kurzschlusspülung. Dabei gelangt das einströmende Frischgas direkt in den Auslass. Das Verbrennungsgas verbleibt zur Gänze im Zylinderraum. Es gilt:

$$\begin{aligned} x_{VG,A} &= 0 \\ x_{VG} &= C \end{aligned} \qquad \text{Gl. 2-36}$$

Diese drei Spülverfahren lassen sich als Spülkurven darstellen (siehe Abbildung 2-5). Sie begrenzen die Qualität des Spülvorganges. Die Verdrängungsspülung stellt das Optimum dar, die Kurzschlusspülung das Minimum. Die Verdünnungsspülung kann als Grenze zwischen guter und schlechter Spülung angesehen werden. Abbildung 2-5 zeigt zudem den üblichen Aufenthaltsbereich der in Abbildung 2-3 beschriebenen Spülarten.

Spülkurven [6]:

Bei der praktischen Untersuchung der Spülung dienen Spülkurven zur Beurteilung der Qualität des Spülvorganges. Der Spülgrad (siehe Gleichung 2-28) wird über dem Luftaufwand (siehe Gleichung 2-24) dargestellt. Unter Einbeziehung der idealisierten Spülverfahren (siehe Abbildung 2-4) kann man einerseits den untersuchten Motor innerhalb dieser Einordnen, andererseits sind Aussagen in Relation zu anderen Motoren oder auch Motorvarianten möglich. Unterschiedliche Spülarten lassen sich auf diese Weise ebenso vergleichen wie konstruktive Änderungen (z.B. Kanalvarianten).

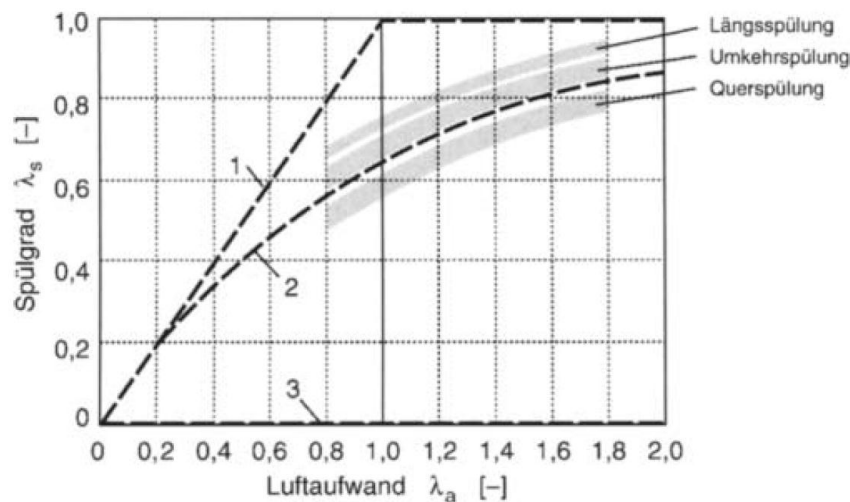


Abbildung 2-5: Spülkurven unterschiedlicher Spülverfahren und Spülarten, 1) Verdrängungsspülung, 2) Verdünnungsspülung, 3) Kurzschlusspülung [6]

Abbildung 2-5 veranschaulicht die unterschiedlichen Spülkurven der oben beschriebenen Spülarten und idealisierten Spülverfahren. Es ist ersichtlich, dass die Längsspülung in dieser Hinsicht deutliche Vorteile gegenüber der Querspülung aufweist. Da für den Restgasgehalt gilt:

$$x_{RG} = 1 - \lambda_s \qquad \text{Gl. 2-37}$$

ist dieser auch indirekt aus der Abbildung ablesbar.

Der bestmögliche Spülvorgang wird durch die Verdrängungsspülung erreicht. Dabei verdrängt das einströmende Frischgas ohne Durchmischung mit dem Verbrennungsgas

selbiges in den Auslass. Spülkurve 1 in Abbildung 2-5 stellt somit das Optimum des Spülvorganges, und somit die obere Grenze, dar.

Wenn	$\lambda_a \leq 1$	Gl. 2-38
dann	$\lambda_s = \lambda_a$	

Wenn	$\lambda_a \geq 1$	Gl. 2-39
dann	$\lambda_s = 1$	

Im Falle der Kurzschlusspülung befindet sich bei beliebig großer einströmender Masse 100% Verbrennungsgas bzw. Restgas im Zylinder. Diese Form der Spülung stellt damit die untere Grenze aller möglichen Spülkurven dar.

$$\lambda_s = 0 \quad \text{Gl. 2-40}$$

Für grundsätzliche Vorausberechnungen von Zusammenhängen ist die Verdünnungsspülung die beste Wahl. Sie befindet sich im Verlauf der Spülkurven zwischen Umkehr- und Querspülung und kann somit als Grenze zwischen guter und schlechter Spülung angesehen werden.

$$\lambda_s = 1 - e^{-\lambda_a} \quad \text{Gl. 2-41}$$

Nach Blair [7] lässt sich der Spülvorgang auch durch „Scavenging Ratio“ (SR), „Scavenging Efficiency“ (SE) und „Trapping Efficiency“ (TE) darstellen. [8]

Scavenging Ratio	$SR = \frac{m_{as}}{m_{sref}}$	Gl. 2-42
------------------	--------------------------------	-----------------

Scavenging Efficiency	$SE = \frac{m_{tas}}{m_{tr}}$	Gl. 2-43
-----------------------	-------------------------------	-----------------

Trapping Efficiency	$TE = \frac{m_{tas}}{m_{as}}$	Gl. 2-44
---------------------	-------------------------------	-----------------

m_{as} ... gesamte angesaugte Masse

m_{sref} ... Referenzmasse (Füllung des Zylinders mit Masse bei Umgebungsbedingungen)

m_{tas} ... gefangene angesaugte Masse

m_{tr} ... gesamte Ladungsmasse

Vergleicht man Gleichung 2-44 mit 2-27 so ist ersichtlich, dass TE dem Fanggrad entspricht. Drückt man diese Gleichung über SR und SE aus so ergibt sich:

$$TE = \frac{m_{tr}}{m_{sref}} \frac{SE}{SR} \quad \text{Gl. 2-45}$$

Laut Blair [7] ist unter idealen Bedingungen die Referenzmasse der gesamten Ladungsmasse ident. Auch in DIN 1940 [9] wird der Luftaufwand des Zweitaktmotors auf die gesamte tatsächliche Zylindermasse bezogen. Daraus folgt:

$$SR = \frac{m_{as}}{m_{tr}} = \frac{m_E}{m} \quad \text{Gl. 2-46}$$

$$SE = \frac{m_{tas}}{m_{tr}} = \frac{m_{Fr}}{m} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{RG}} = \frac{1}{1 + m_{RG}/m_{Fr}} \quad \text{Gl. 2-47}$$

$$TE = \frac{SE}{SR} = \frac{m_{Fr}}{m_E} \quad \text{Gl. 2-48}$$

Gebräuchliche Darstellungen zur Charakterisierung des Ladungswechsels sind nun SE über SR und TE über SR (siehe Abbildung 2-6). Exemplarisch sind die Kurven einer ventilgesteuerten Längsspülung (Uniflow) und einer typischen kolbenkantengesteuerten Umkehrspülung (Yam 14) eingetragen. Für die genauen Daten zu deren Erstellung sei auf Blair [7] verwiesen.

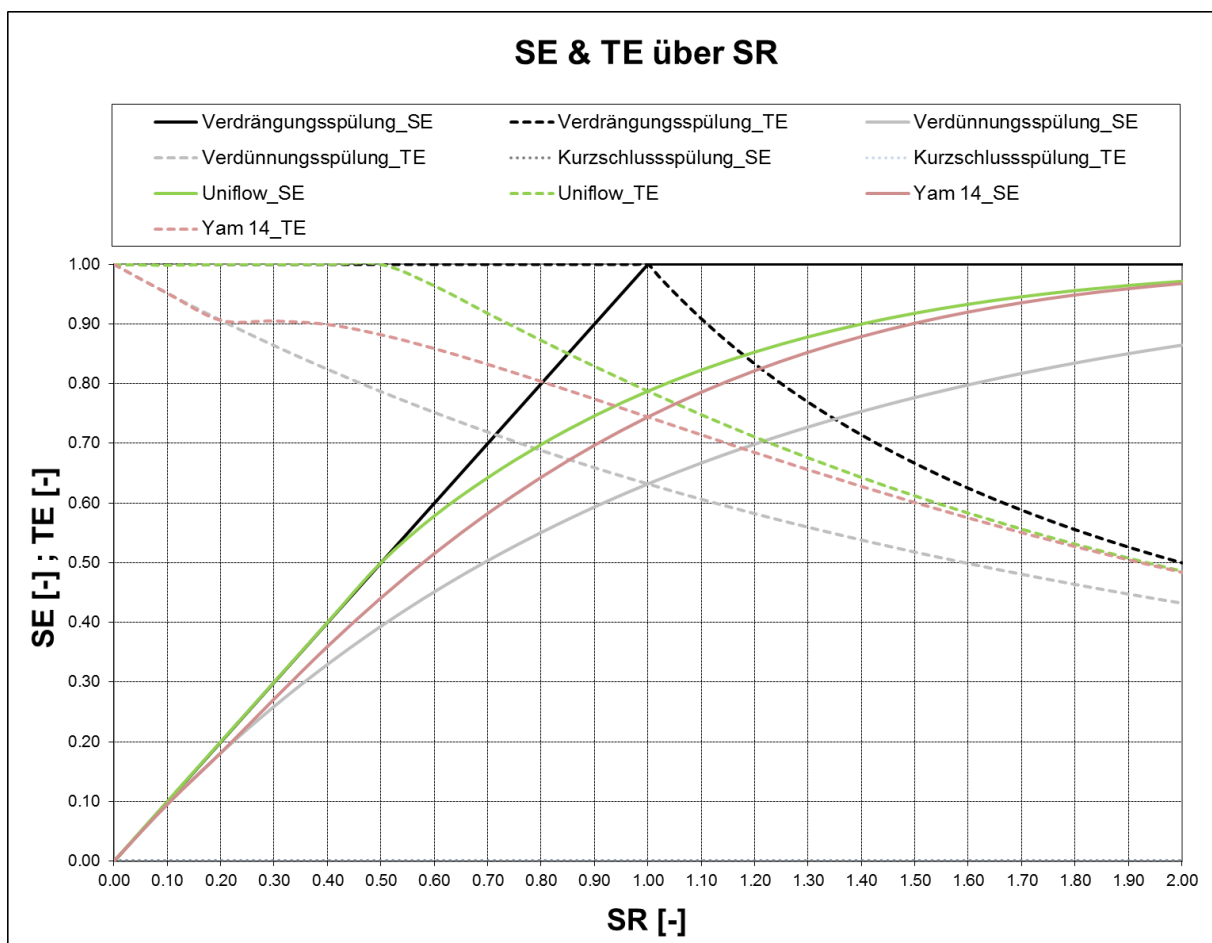


Abbildung 2-6: Theoretische Spülverhalten; Verdrängungs-, Verdünnungs-, Kurzschlusspülung; Beispiele: Uniflow, Yam 14

2.2 Numerische Simulation

Die numerische Simulation ist in der praktischen Anwendung strömungstechnischer Untersuchungen nicht mehr wegzudenken. Gegenüber der messtechnischen Erfassung der Strömung erhält man mit diesem Verfahren schnell und kostengünstig Ergebnisse. Es können die vollständigen dreidimensionalen und zeitabhängigen Strömungsfelder (Geschwindigkeit, Druck, Temperatur usw.) berechnet werden. Für numerische Berechnungen ist es zunächst nötig das System zu beschreiben. Grundlage dafür sind die sogenannten „Erhaltungsgleichungen“, die im folgenden Abschnitt etwas genauer erläutert werden.[10]

2.2.1 Erhaltungsgleichungen [11]

Die Erklärungen der Variablen in diesem Abschnitt sind dem Abkürzungsverzeichnis zu entnehmen. Ausgehend von der lagrangeschen Betrachtungsweise (massenfest) lässt sich die Erhaltung bestimmter Größen definieren. Man betrachtet dabei ein dreidimensionales Kontrollvolumen mit einer bestimmten Anzahl von Massenpunkten welches sich mit der Strömung bewegt. Dieses Kontrollvolumen ist orts- und zeitabhängig und wird als $\bar{V}(t)$ bezeichnet. Die erhaltbaren Größen sind:

$$\text{Masse} \quad M = \int_{\bar{V}(t)} \rho \, dV \quad \text{Gl. 2-49}$$

$$\text{Impuls} \quad I = \int_{\bar{V}(t)} \rho \mathbf{u} \, dV \quad \text{Gl. 2-50}$$

$$\text{Energie} \quad E = \int_{\bar{V}(t)} \rho \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right) dV \quad \text{Gl. 2-51}$$

Die Erhaltungsgleichungen beschreiben die totale zeitliche Änderung der Gleichungen 2-49 bis 2-51 für die betrachtete Kontrollmasse.

$$\text{Masse} \quad \frac{dM}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho \, dV = 0 \quad \text{Gl. 2-52}$$

$$\text{Impuls} \quad \frac{dI}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho \mathbf{u} \, dV = \sum \mathbf{f} \quad \text{Gl. 2-53}$$

$$\text{Energie} \quad \frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right) dV = \mathbf{u} \sum \mathbf{f} + \sum (q + S_e) \quad \text{Gl. 2-54}$$

Diese Erfassung verlangt die rechnerische Verfolgung des Kontrollvolumens auf seinem Weg durch das Strömungsfeld. Der Aufwand dafür ist sehr groß und meist auch nicht sinnvoll, da diese Information nicht benötigt wird.

Mit Hilfe des reynoldsschen Transporttheorems werden die Gleichungen 2-52 bis 2-54 für ein ortsfestes Kontrollvolumen umgeformt.

$$\frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \phi dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \phi dV + \oint_S \phi (\mathbf{u} d\mathbf{A}) \quad \text{Gl. 2-55}$$

Die totale zeitliche Änderung des Integrals einer skalaren oder vektoriellen Größe ϕ , integriert über das zeitlich veränderliche massenfeste Volumen $\bar{V}(t)$ setzt sich somit zusammen aus der Summe der zeitlichen Änderung des Integrals integriert über das ortsfeste Volumen V welches zum momentanen Zeitpunkt t mit $\bar{V}(t)$ zusammenfällt (lokale Änderung) und dem Fluss von ϕ über die Grenzen von V (konvektive Änderung). Da V nicht zeitabhängig ist gilt:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \phi dV = \int_V \frac{\partial \phi}{\partial t} dV \quad \text{Gl. 2-56}$$

Das gaußsche Divergenztheorem besagt:

$$\begin{aligned} \int_V \nabla \mathbf{F} dV &= \oint_S \mathbf{F} d\mathbf{A} \\ \int_V \nabla \mathbf{F} dV &= \oint_S \mathbf{n} \mathbf{F} dA \end{aligned} \quad \text{Gl. 2-57}$$

Damit kann man das Oberflächenintegral aus Gleichung 2-55 in ein Volumsintegral überführen. Es folgt somit:

$$\frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \phi dV = \int_V \left[\frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla (\phi \mathbf{u}) \right] dV \quad \text{Gl. 2-58}$$

Angewandt auf die linke Seite der Erhaltungsgleichungen (2-52 - 2-54) lassen sich diese mit der Identität:

Masse	$\phi = \rho$	
Impuls	$\phi = \rho \mathbf{u}$	Gl. 2-59
Energie	$\phi = \rho \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right)$	

entsprechend schreiben als:

Masse	$\frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho dV = \int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{u}) \right] dV$	Gl. 2-60
-------	---	----------

Impuls	$\frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho \mathbf{u} dV = \int_V \left[\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) \right] dV$	Gl. 2-61
--------	--	----------

Energie	$\frac{d}{dt} \int_{\bar{V}(t)} \rho \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right) dV = \int_V \left[\frac{\partial \rho \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right)}{\partial t} + \nabla \left(\rho \mathbf{u} \left(e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2 \right) \right) \right] dV$	Gl. 2-62
---------	--	----------

Die resultierende Oberflächenkraft infolge Schubspannungen ist ebenfalls mit dem „Gaußschen Divergenztheorem“ darstellbar. Es gilt mit der Dualität der Schubspannungen:

$$d \mathbf{F}_s = \underline{\boldsymbol{\sigma}} \mathbf{n} dA \quad \text{Gl. 2-63}$$

$$\mathbf{F}_s = \oint_S \underline{\boldsymbol{\sigma}} \mathbf{n} dA = \int_V \nabla \cdot \underline{\boldsymbol{\sigma}} dV \quad \text{Gl. 2-64}$$

Selbiges gilt für die über die Oberfläche S eingebrachte Wärme:

$$d Q_s = \mathbf{q} \mathbf{n} dA \quad \text{Gl. 2-65}$$

$$Q_s = \oint_S \mathbf{q} \mathbf{n} dA = \int_V \nabla \cdot \mathbf{q} dV \quad \text{Gl. 2-66}$$

Alle übrigen Kraft, Quell- und Senkterme treten bereits als Volumenintegrale auf:

$$\mathbf{F}^b = \int_V \rho \mathbf{f}^b dV \quad \text{Gl. 2-67}$$

$$S_e = \int_V \Omega_e dV \quad \text{Gl. 2-68}$$

Unter Berücksichtigung, dass die Integranden selbst die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie erfüllen müssen lauten diese somit:

Masse	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$	Gl. 2-69
Impuls	$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \nabla \cdot \underline{\boldsymbol{\sigma}} + \rho \mathbf{f}^b$	Gl. 2-70
Energie	$\frac{\partial \rho (e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2)}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \mathbf{u} (e + \frac{1}{2} \mathbf{u}^2)] = \mathbf{u} \cdot \{ \nabla \cdot \underline{\boldsymbol{\sigma}} + \rho \mathbf{f}^b \} + \nabla \cdot \mathbf{q} + \Omega_e$	Gl. 2-71

bzw. mit der einsteinschen Summenkonvention:

Masse	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0$	Gl. 2-72
Impuls	$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^b$	Gl. 2-73
Energie	$\frac{\partial \rho (e + \frac{1}{2} u_k u_k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j (e + \frac{1}{2} u_k u_k)}{\partial x_j} = \frac{\partial \sigma_{ij} u_i}{\partial x_j} + \rho u_j f_j^b - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + \dot{Q}$	Gl. 2-74

In Gleichung 2-72 stellt der erste Term die lokale Änderung der Masse im ortsfesten Koordinatensystem dar. Der zweite beschreibt den Fluss der Masse über die Systemgrenzen. Die linke Seite der Impulsgleichung (Gleichung 2-73) setzt sich ebenfalls aus einem lokalen Term, der zeitlichen Änderung des Impulses im Inneren des ortsfesten Kontrollvolumens, und einem konvektivem Term, dem ein- bzw. austretender Impulsfluss, zusammen. Die totale zeitliche Änderung des Impulses ist somit gleich der Summe der äußeren Kräfte und der Volumenkräfte. Dabei lassen sich die äußeren Kräfte mit einer expliziten Darstellung des Druckes wie folgt schreiben:

$$\sigma_{ij} = -p \delta_{ij} + \tau_{ij} \quad \text{Gl. 2-75}$$

Die totale zeitliche Änderung der gesamten Energie des betrachteten Kontrollvolumens ist äquivalent der Summe der Leistung der äußeren Kräfte sowie der übertragenen Wärmeleistung (Gleichung 2-74).

Unter der Annahme eines isotropen newtonschen Fluides und der Stokes-Hypothese lässt sich der Spannungstensor in Abhängigkeit des Verzerrungstensors darstellen:

$$\sigma_{ij} = -p \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu S_{kk} \delta_{ij} + 2 \mu S_{ij} \quad \text{Gl. 2-76}$$

mit
$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

und für $i=j$
$$S_{kk} = \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3}$$

Der zweite Term in Gleichung 2-76 beschreibt eine Volumsänderung (Dilatation), der dritte eine lineare Deformation bei konstantem Volumen ($i=j$) bzw. eine Winkeländerung ($i \neq j$).

Die Navier-Stokes Gleichungen in kartesischen Koordinaten lauten somit:

Masse	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0$	Gl. 2-77
Impuls	$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i^b$	Gl. 2-78

Es gilt die Vorschrift:

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_i u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j}$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j}$$

Gleichung 2-78 wird damit unter Berücksichtigung der Massenerhaltung zu:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho \frac{D u_i}{D t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i^b$$

Bei konstanter Dichte ergeben sich daraus die Navier-Stokes-Gleichungen für eine inkompressible Strömung.

Masse	$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0$	Gl. 2-79
Impuls	$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + f_i^b$	Gl. 2-80

2.2.2 Turbulenzmodelle[11]

Bei technisch relevanten Strömungen tritt zumeist Turbulenz auf. Die turbulente Strömung ist grundsätzlich dreidimensional und instationär. Alle Strömungsgrößen fluktuieren in der Zeit. Prinzipiell ist es möglich die fluktuierenden Größen an jedem Ort und zu jedem Zeitpunkt aus den Navier-Stokes Gleichungen direkt zu berechnen. Diese sogenannte direkte numerische Simulation (DNS) Methode ist für technische relevante Re-Zahlen aber praktisch undurchführbar. Diese Art der Berechnung erfordert eine derart große Anzahl von Rechnergitterpunkten, die die zur Zeit und in absehbarer Zukunft verfügbaren Computerkapazitäten bei weitem übersteigen. Aus diesem Grunde beschränkt man sich auf die Berechnung von Mittelwerten der gesuchten Strömungsgrößen. Grundsätzlich werden zwei Arten der Mittelwertbildung angewandt:

- Statistische Mittelung
- Örtliche Mittelung („Filtern“)

Die technisch wichtigste Behandlung der Turbulenz erfolgt über die Zeitmittelung, die sich aus den Reynolds Mittelwerten (Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS) ergibt. Bei dieser Betrachtungsweise setzt sich der Momentanwert aus einem Mittelwert und einer Fluktuation zusammen.

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad \text{Gl. 2-81}$$

Für die Impulsgleichung (Gleichung 2-73) ergibt sich unter Anwendung von Gleichung 2-75 und der Reynolds-Mittelung:

$$\left\langle \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} \right\rangle = - \left\langle \frac{\partial p}{\partial x_i} \right\rangle + \left\langle \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right\rangle + \left\langle \rho f_i^b \right\rangle \quad \text{Gl. 2-82}$$

Mit Gleichung 2-81 ergibt sich daraus:

$$\frac{\partial \rho(\bar{u}_i + u_i')}{\partial t} + \frac{\partial \rho(\bar{u}_i + u_i')(\bar{u}_j + u_j')}{\partial x_j} = - \frac{\partial (\bar{p} + p')}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^b \quad \text{Gl. 2-83}$$

Für die Schubspannung ergibt sich für ein Newton'sches Fluid nach der Aufteilung in Mittelwert und Fluktuation:

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial (\bar{u}_i + u_i')}{\partial x_j} + \frac{\partial (\bar{u}_j + u_j')}{\partial x_i} \right) = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Gl. 2-84}$$

da die Mittelwerte der Schwankungsbewegungen „0“ sind.

Der Zähler des zweiten Terms auf der linken Seite von Gleichung 2-83 wird zu:

$$\overline{(\bar{u}_i + u_i')(\bar{u}_j + u_j')} = \bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{u}_i u_j' + u_i' \bar{u}_j + u_i' u_j' \quad \text{Gl. 2-85}$$

Die beiden mittleren Terme stellen die Fluktuation skaliert um den Mittelwert dar, weshalb sie bei Mittelwertbildung verschwinden. Übrig bleiben die beiden äußeren Ausdrücke. Nach dem Streichen aller Terme, welchen den Wert null ergeben, bleibt für die Impulserhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\overline{u_i u_j} + \overline{u_i' u_j'})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i^b \quad \text{Gl. 2-86}$$

Auf der linken Seite tauchen die Schwankungswerte der Mittelwerte auf. Zählt man diese zu den viskosen Spannungen ergibt sich ähnlich zu Gleichung 2-73 mit Anwendung von 2-75 die Impulserhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\overline{u_i u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'}] + \rho f_i^b \quad \text{Gl. 2-87}$$

Hier treten also zusätzlich die Reynoldsspannungen auf. Diese entstehen somit durch eine turbulente Zusatzbewegung des Fluids.

Das am häufigsten verwendete Modell zur Modellierung der Turbulenz ist das Wirbelviskositätsmodell nach Boussinesqu. Der Ansatz beruht darauf die Reynoldsspannungen wie eine erhöhte laminare Viskosität zu behandeln.

$$\tau_t = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad \text{Gl. 2-88}$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_l + \mu_t \quad \text{Gl. 2-89}$$

Die Reynoldsgleichung (2-87) lautet damit:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\overline{u_i u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] + \rho f_i^b \quad \text{Gl. 2-90}$$

Das Problem verschiebt sich somit auf die Bestimmung von μ_t . Ein Möglicher Ansatz dafür ist:

$$\mu_t = c_D c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Gl. 2-91}$$

c_D und c_μ sind dabei empirische Konstanten. Im Fall des $k - \varepsilon$ Modells sind zusätzlich zwei Transportgleichungen, eine für die turbulente kinetische Energie k , eine für die Dissipationsrate ε , zu lösen. Es sei darauf hingewiesen, dass die turbulente Viskosität im Vergleich zur laminaren Viskosität keine Stoffgröße, sondern abhängig von der Turbulenzstruktur des Fluids ist.

3 Basismotor

Um für die unterschiedlichen Untersuchungen und Simulationen eine entsprechende Vergleichsbasis zu erhalten erfolgte zunächst eine Analyse des bestehenden Systems. Da für eine adäquate Simulation des Ladungswechsels vor allem die gute geometrische Übereinstimmung der bestehenden und ausgeführten Überström-, Ein- und Auslasskanäle mit den 3D-Daten der Simulation wichtig ist, erfolgte zunächst eine Kontrolle dieser. Weiters wurden in diesem Zusammenhang auch die restlichen Komponenten (Zylinderkopf, Pleuel, Kolben, Kurbelkasten, Ein- und Auslasssystem, Vergaser, Ansauggeräuschkämpfer (AGD), Auspuff usw.) untersucht. Um den entsprechenden Rechenaufwand in einem gewissen Rahmen zu halten wurden die Strömungsräume der nicht maßgeblich am Ladungswechsel beteiligten Geometrien weitestgehend vereinfacht.

3.1 Kanalabgleich

Zum Abgleich der Kanäle wurde zunächst ein Abguss angefertigt. Verwendet wurde dabei ein bei Raumtemperatur vernetzender Zweikomponentenkauschuk (RTV 2). Die nach der Entformung erhaltenen Modelle wurden anschließend bei entsprechend im Vorhinein im CAD-Modell definierten Querschnitten in Scheiben geschnitten und mit diesen verglichen. Die Schnitte wurden in regelmäßigen Abständen von einer Fläche (siehe Abbildung 7-1 und Abbildung 7-2) oder durch Aufteilung von drei charakteristischen Längen in gleiche Abschnitte mit anschließender Ebenenerzeugung gesetzt (siehe Abbildung 7-3). Zusätzlich wurde auch noch der Brennraum im oberen Totpunkt abgegossen, vermessen und direkt mit dem Modell in CATIA verglichen (siehe Abbildung 3-1).



Abbildung 3-1: Abguss des Kompressionsvolumens

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Anhang in Abbildung 7-4, Abbildung 7-5 und Abbildung 7-6 veranschaulicht. Die geschnittenen Querschnitte wurden gestempelt und mit den abgeleiteten Querschnitten aus CATIA verglichen. Man erkennt, dass die Flächen sehr gut übereinstimmen, weshalb davon ausgegangen werden kann, dass die Geometrie der Kanäle im CAD-Modell mit der realen Ausführung übereinstimmt.

Die Strömungskanäle sind als einzelne Körper in den Daten vorhanden. Um deren Konsistenz mit dem Negativvolumen des Zylinders zu bestimmen wurden in einer Baugruppe alle Geometrien überlagert. Wie Abbildung 3-2 zeigt stimmen die Kanäle mit dem Negativvolumen sehr gut überein, weshalb man festhalten kann, dass der Zylinder für eine strömungstechnische Untersuchung als geometrische Basis geeignet ist.

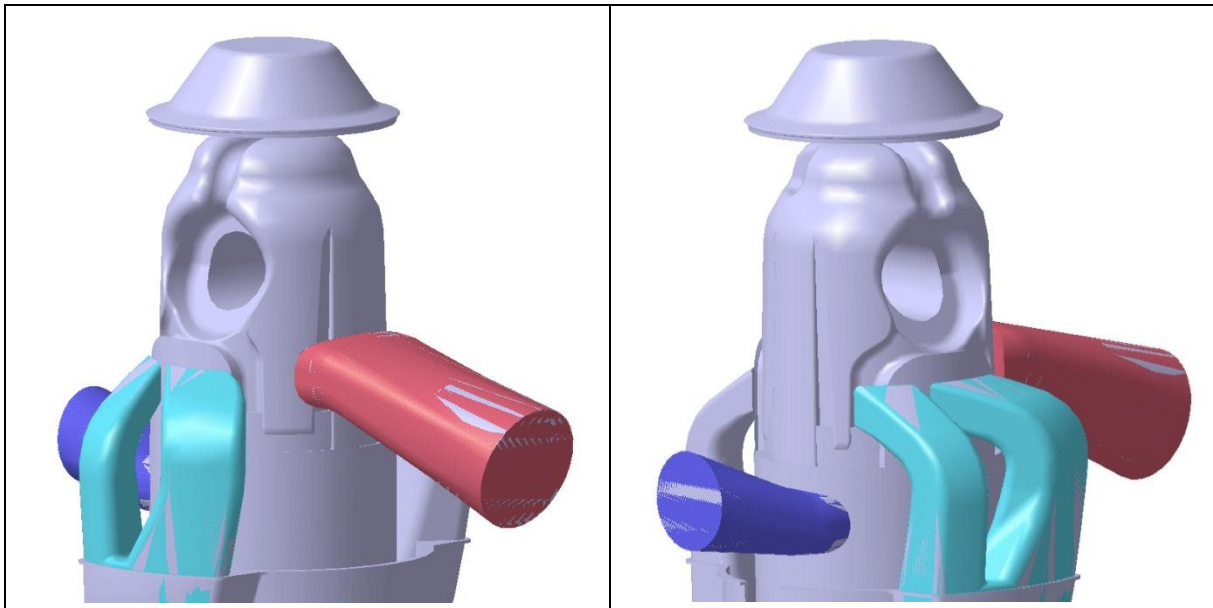


Abbildung 3-2: Überlagerung des Negativvolumens und der abgeglichenen Kanäle

Die Kontrolle der Geometrie der übrigen Bauteile und Komponenten erfolgte durch einen Vergleich der Maße des ausgeführten Motors mit den 3D-Daten. Zu diesen Bauteilen zählen sämtliche an der Strömung beteiligte Komponenten wie linker und rechter Kurbelkastenraum, Kurbelwelle samt Lagerung, Pleuel, Kolben, Zylinderkopf, Abgasstrang mit Auspuff und Einlasssystem mit Vergaser bis zum AGD. Aufgrund eines ansonsten zu hohen Rechenaufwandes wurden diese durchströmten Räume in weiterer Folge vereinfacht. Man darf jedoch nicht außer Acht lassen, dass das Volumen des Kurbelkastenraumes wichtig für die Vorverdichtung durch den Kolben ist, weshalb eine gute Quantifizierung dessen für die Forderung gleicher Ersatzvolumina mit dem CAD Modell notwendig ist. Zur Verifizierung wurde aus diesem Grund der Kurbelkastenraum zusätzlich ausgelitert.

3.2 CATIA - Modellerstellung

Für die Simulation einer Strömung benötigt man das Negativvolumen des durchströmten Raumes. Zu diesem Zweck wurde zunächst eine Baugruppe mit sämtlichen durchströmten Bauteilen erstellt und diese anschließend in einen einzelnen Körper konvertiert. Mit den booleschen Funktionen ist es nun möglich diesen Körper von einem Hauptkörper zu entfernen, wodurch sich der Strömungsraum ergibt.

Die so erzeugten Negativvolumina wurden in unterschiedliche Bereiche gegliedert (Brennraum, Überströmkanäle, Ansaugtrakt, Abgastrakt usw.). Die zusätzliche Einteilung in ein statisches und ein dynamisches Netz erleichtert spätere Modifikationen. An der Schnittstelle zum 3D - CFD - Programm werden die Oberflächennetze im STL - Format übergeben.

3.2.1 Statisches Modell

Dies bezeichnet jenes Modell, in dem kein bewegtes Netz vorhanden ist. Es besteht im Grunde aus dem gesamten Ansaugtrakt bis zum AGD, dem Kurbelkastenraum (Bewegungen des Pleuels, der Kurbelwelle etc. werden nicht mitsimuliert), den Überströmkanälen, sowie dem kompletten Abgastrakt bis hin zum Beruhigungsvolumen nach dem Auspuff.

Ansaugsystem:

Die Erstellung dieses Systems erfolgte nach vorhin beschriebener Vorgehensweise. Als einlassseitige Randbedingung wurde die Fläche nach dem Filterelement des AGD gewählt. Für die ersten Untersuchungen wurde die Verbindung vom Vergaser zum Zylinder modifiziert. Es galt diese Änderung zu berücksichtigen und das alte Modell durch die neue Verbindung auszutauschen.

Die CAD-Daten des Modells wurden mit dem am Prüfstand verwendeten Vergaser verglichen und dementsprechend angepasst. Der Ersatzkreisquerschnitt an der engsten Stelle wurde dabei von anfänglichem Durchmesser 16 mm auf 14 mm verkleinert sowie die Länge des Vergasers um 10 mm gekürzt. Zusätzlich wurde eine Öffnung für den in der Simulation einströmenden Kraftstoff angebracht.

Um bereits in AVL FIRE entsprechende Volumina importieren zu können erfolgte die Trennung und Bereichsdefinition in CATIA wobei der Einlasskanal in den ersten Teil des Ansaugtraktes integriert wurde. Der AGD wurde, um die Zellanzahl in der Berechnung gering zu halten, in seiner Geometrie weiter vereinfacht. Das komplette Einlasssystem ist in untenstehendem Bild zu sehen (siehe Abbildung 3-3).

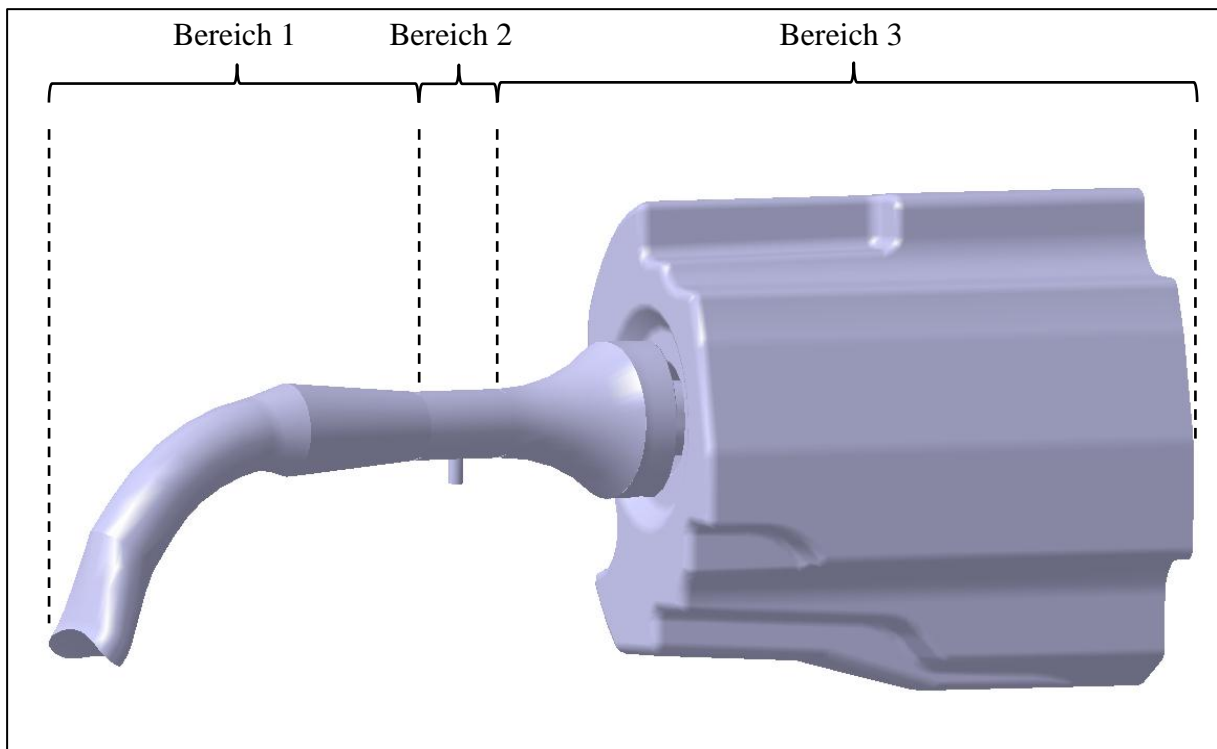


Abbildung 3-3: Modell des gesamten Ansaugtraktes mit definierten Bereichen

Kurbelkasten inkl. Überströmkanäle:

Das nach obiger Vorgehensweise erhaltene Negativmodell dieser Bereiche ist für strömungstechnische Untersuchungen zu komplex. Vereinfachungen an der äußeren Geometrie sowie der Entfall aller bewegten Teile im Inneren des Kurbelkastens sorgen für weniger zeitintensive Berechnungen. Das Volumen des Kurbelkastens ist wichtig für die Vorverdichtung durch den Kolben, weshalb dieses vor und nach den Vereinfachungen ident sein muss. Bewerkstelligt wird dies durch zylindrische Ausnehmungen an beiden Seiten des Kurbelkastens (siehe Abbildung 3-4). Wichtig ist in diesem Zusammenhang auch der Abgleich mit dem realen ausgeliterten Volumen. Im Bereich des Brennraumes muss die Geometrie der Zündkerze berücksichtigt werden.

Das statische Modell des Motors beinhaltet den Kurbelkasten und die Überströmkanäle (siehe Abbildung 3-4). Zylinder und Brennraum werden im dynamischen Modell behandelt.

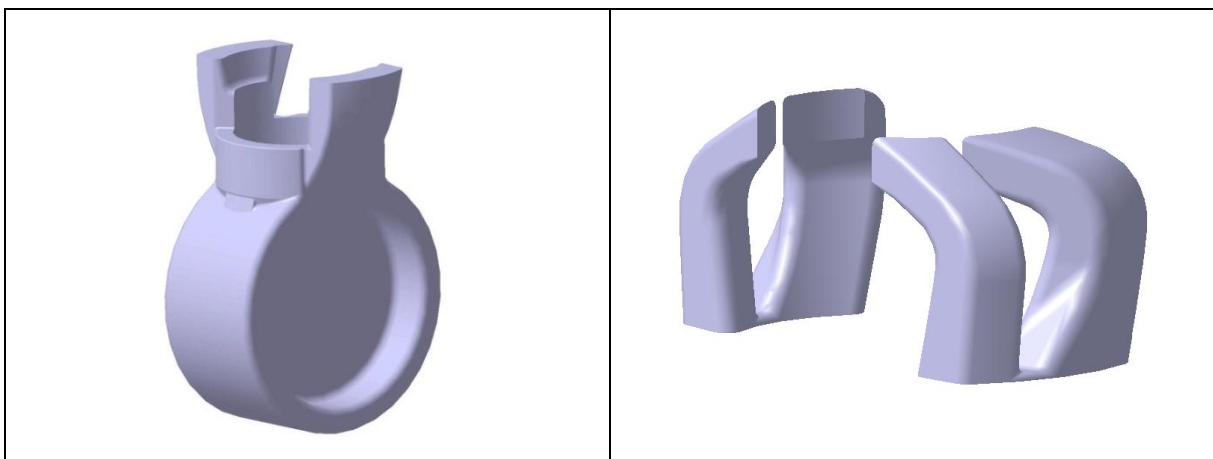


Abbildung 3-4: Berechnungsmodelle des Kurbelkastens und der Basis-Überströmkanäle

Abgassystem:

Die Erstellung des Abgastaktes erfolgt ebenfalls in Anlehnung an obig beschriebene Vorgehensweise. Die Basisdaten stammen von bereits vorhandenen Geometrien.

Spitze Kanten und Übergänge wurden entschärft, kleine Querschnitte entfernt, das komplette Modell vereinfacht und die Maße entsprechend dem vermessenen Auspuff (siehe Abbildung 3-5) angepasst. Zusätzlich wurde am Ende ein Umgebungsvolumen angebracht. Am Beginn des Auspufftraktes wurde der Auslasskanal angefügt und abschließend zum Vernetzen der gesamte Auspuff in definierte Körper gegliedert.

Im ersten Schritt wurde der Katalysator durch einen Zylinder mit definierter „Porosity“ modelliert. Da beim ersten Testlauf festgestellt wurde, dass die gemeinsame Verwendung des Modules „Porosity“ und bewegte Querschnitte in AVL FIRE nicht möglich ist ging man dazu über, den Katalysator als Muster von Quadern zu realisieren.



Abbildung 3-5: Geschnittenes Modell und Auspuff des Prüfstands

Der Verlauf des Krümmers im CAD – Modell wurde den tatsächlichen Gegebenheiten angepasst (siehe Abbildung 3-6).

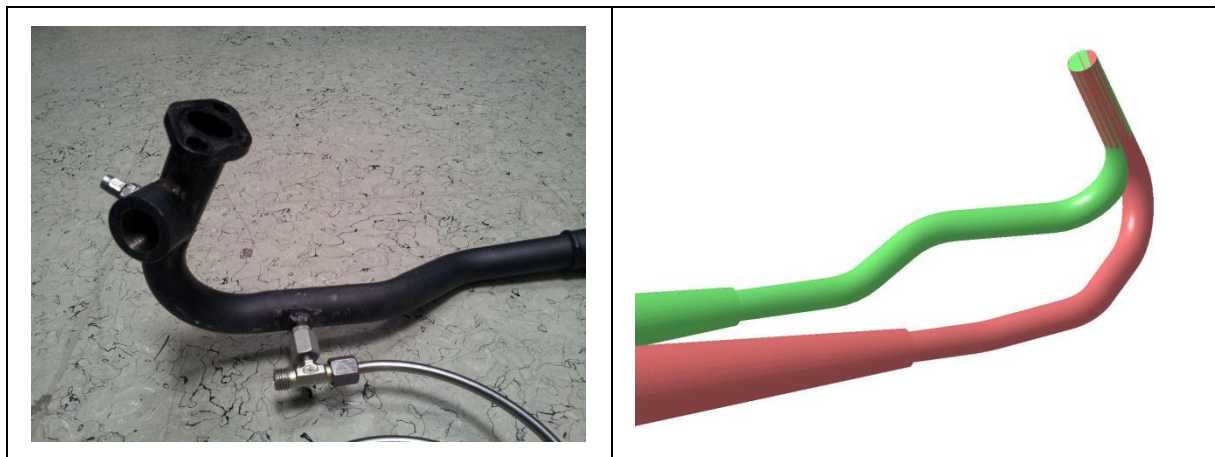


Abbildung 3-6: Reale Krümmerausführung und Vergleich zum CAD-Modell

Die äußere Geometrie sollte somit den Gegebenheiten angepasst sein. Eine Grauzone stellt trotz des geschnittenen Modells das Innenleben dar. Beispielsweise ist die Katalysatorlänge der unveränderten Geometriedaten 40mm kürzer als im Schnittmodell. Außerdem ist die Abgas-Austrittsöffnung um 180° um die Auspufflängsachse gedreht. Dies kann, muss aber nicht zwangsläufig auf eine andere Ausführung hindeuten. Es sollte jedoch bei den Berechnungsergebnissen berücksichtigt werden.

3.2.2 Modell mit bewegtem Gitter

Die CAD-Volumina zur Erstellung des dynamischen Netzes stammen aus der Erzeugung des vereinfachten Motormodells. Die dafür notwendigen Körper sind „Zylinder“ und „Brennraum“. Abbildung 3-7 zeigt das dynamische Modell im oberen Totpunkt nach der Vereinfachung. Im mittleren Bereich des Zylinders ist die Steuerkante des Kolbenmantels samt Kolbenfenster erkennbar. Der gesamte Bereich rechts davon beschreibt somit die Kolbenunterseite. Die Bohrung stellt den nicht durchströmten Raum des Kolbenbolzens dar. Auf der rechten Seite ist der Brennraum zu sehen, der sich aus der Geometrie des Kolbenbodens, des Zylinders, des Zylinderkopfes und der Zündkerze zusammensetzt. Der Brennraum stellt bei dieser Kurbelwinkelstellung gleichzeitig das Kompressionsvolumen dar.

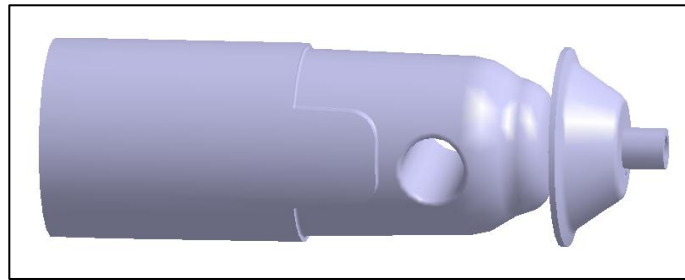


Abbildung 3-7: CAD – Modell zur Erzeugung des dynamischen Netzes

3.2.3 Gesamtes Motormodell

Das gesamte Motormodell setzt sich somit aus den vorhin beschriebenen statischen und dynamischen Modellen zusammen. In Abbildung 3-8 und Abbildung 3-9 sind außerdem die Messpunkte des Prüfstands dargestellt. An den blau markierten Messpunkten werden ein- und auslassseitige Drücke sowie der Kurbelkastendruck gemessen. Am rot markierten Messpunkt wird die Auspufftemperatur gemessen.

Das gesamte Motormodell entstand auf iterative Weise durch immer genauere Abstimmung mit dem Prüfstand. Gründe für Berechnungsschleifen in Anlehnung an den Projektablauf (Abbildung 1-2) waren vor allem:

- Änderungen am Pleuellager (Kürzung um 4mm)
- Abstimmen des Pleuellagerkastenvolumens (Berücksichtigung von Nachbearbeitungen)
- Angleichen des Auspuffkrümmers

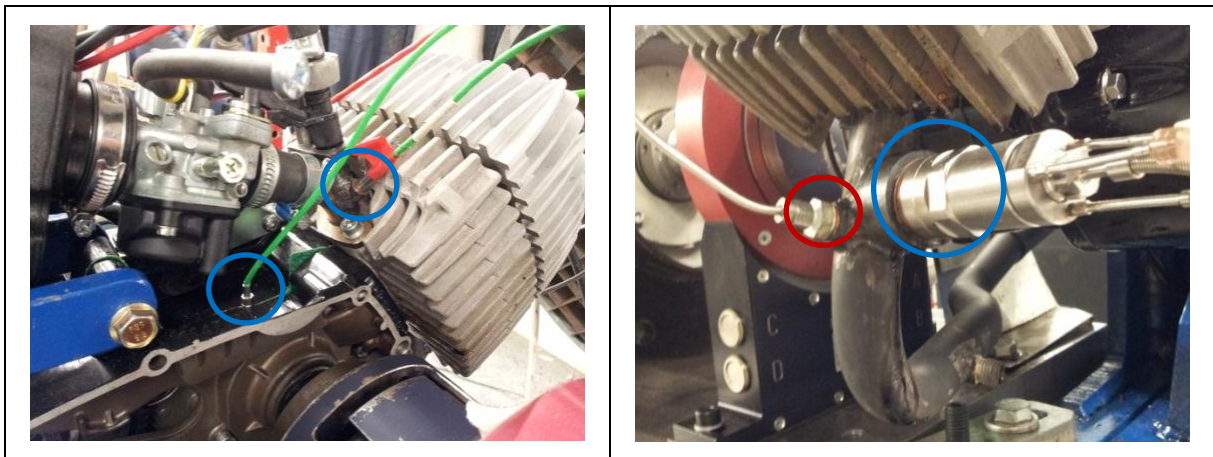


Abbildung 3-8: Druck- und Temperaturmessstellen am Prüfstand

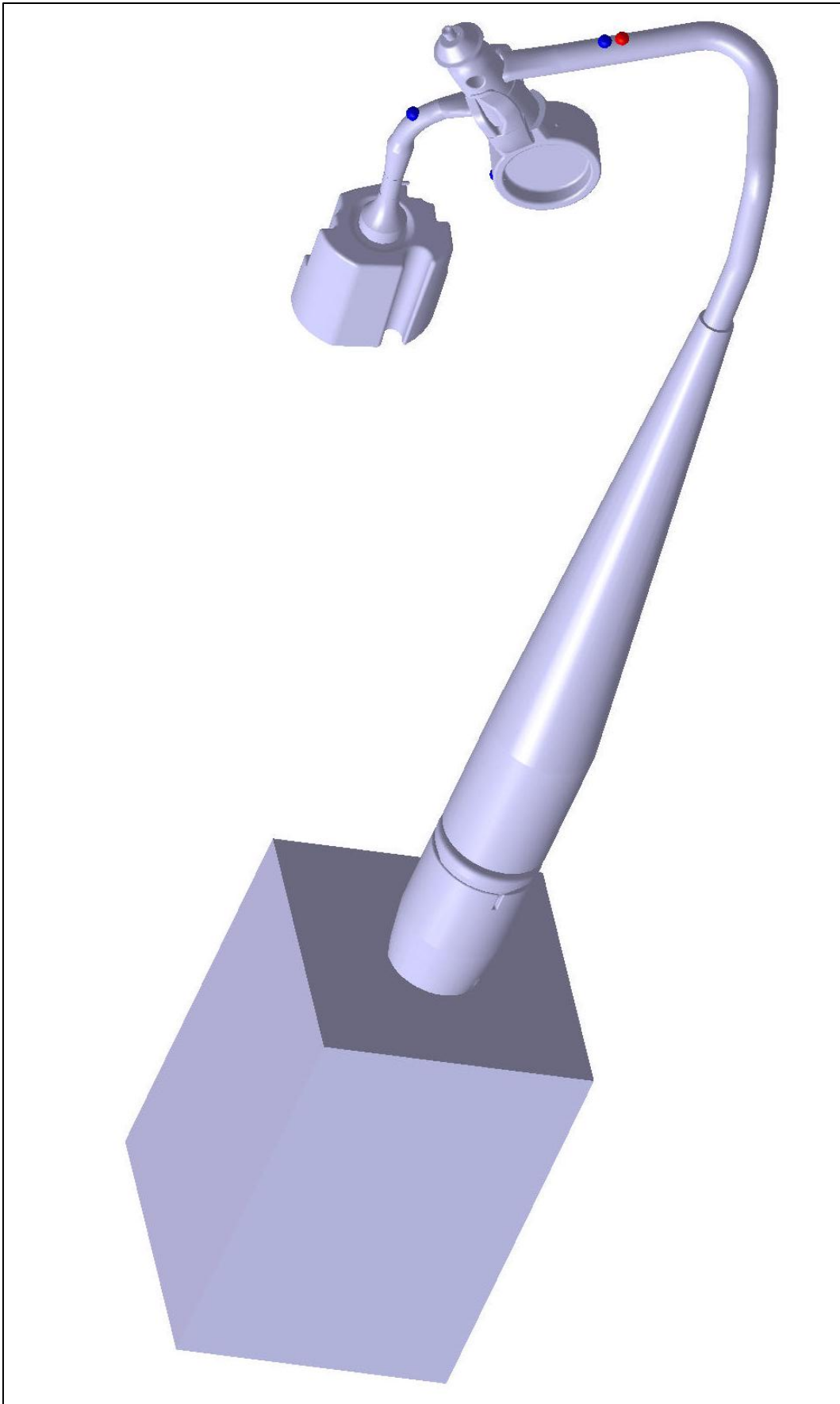


Abbildung 3-9: Gesamtes CATIA Motormodell

3.3 FIRE - Modellerstellung

Die nun vorhandenen Volumina müssen für die Berechnung in AVL-FIRE in ein geeignetes Netz aus Volumen und darauf selektierten Flächen übergeführt werden. In CATIA werden Oberflächennetze generiert, welche in FIRE importiert werden. An diesen werden Selektionen gewählt, die beispielsweise zur Definition von Verfeinerungen in bestimmten Bereichen dienen. Die prinzipielle Vorgehensweise einer Netzerstellung wird am Beispiel der Vernetzung des AGD erklärt. Die übrigen Netze des statischen Modells wurden in Anlehnung an diese beschriebene Vorgehensweise erzeugt. Die Erstellung des dynamischen Netzes wird gesondert betrachtet. Über entsprechende Funktionen im Programm können im Anschluss daran alle Netze miteinander verknüpft werden.

3.3.1 Statisches Modell

Grundlage des statischen Modells sind die in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Geometrien. Selektionen, die sowohl das statische, als auch das dynamische Netz betreffen, müssen dieselbe Bezeichnung erhalten. Nur dann kann das Programm beim Verbinden beider Netze eine entsprechende Zusammenfassung durchführen. Zusätzlich müssen die Durchtrittsflächen des dynamischen Netzes im Strukturbaum des statischen Netzes aufscheinen. Diese bestehen in diesem zwar aus keinen Flächen- oder Volumenelementen, man benötigt sie jedoch zur Auswahl der durchströmbaren Querschnitte, da diese nur im statischen Netz festgelegt werden können.

Ansaugsystem:

Nach dem Import des in CATIA erzeugten STL – Netzes (siehe Abbildung 3-11, linke Seite) werden an diesem Selektionen erstellt. Mit diesen werden beispielsweise Verfeinerungen oder Strömungsein- und austritte definiert oder sie dienen der Vorselektion zum Überführen bestimmter Auswahlbereiche in das Volumennetz.

Abbildung 3-10 zeigt die Einlassrandbedingung sowie eine Durchtrittsfläche der Strömung im Bereich des Vergasers. Zusätzlich sind die Kanten des Systems dargestellt.

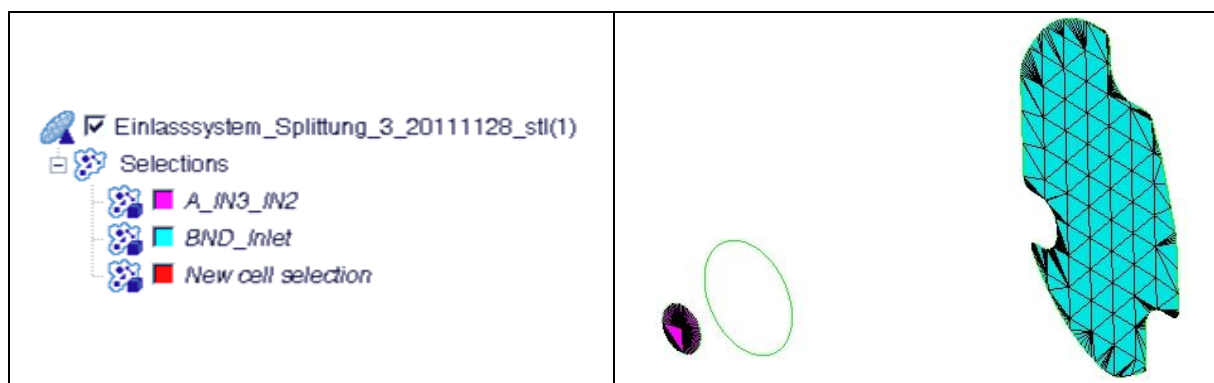


Abbildung 3-10: Kantennetz und Selektionen des AGD

Die eigentliche Vernetzung erfolgt mit dem in FIRE integrierten Tool „Hybrid Assistant“. Es erfordert die Auswahl des Oberflächennetzes und des Kantennetzes. Es werden der Reihe nach verschiedenste Parameter und Bereiche wie beispielsweise allgemeine Zellgröße, Durchströmquerschnitte oder Selektionen der Verfeinerungen samt Größe und Ausbreitung der Zellen angegeben. Auf eine nähere Erläuterung sämtlicher verwendeten Werte und ausgewählten Funktionen soll an dieser Stelle jedoch verzichtet werden.

Abbildung 3-11 zeigt links das in CATIA erstellte STL – Netz, rechts ist das in FIRE generierte Volumennetz zu sehen.

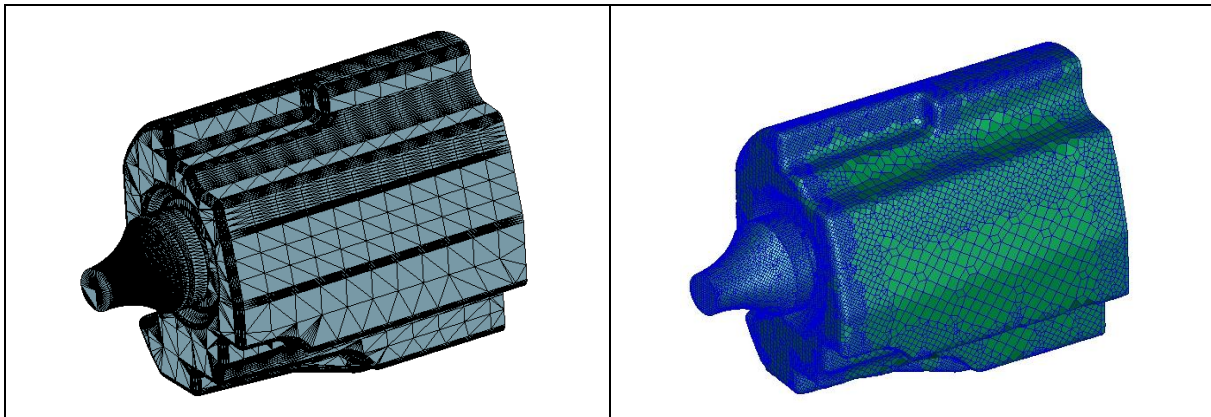


Abbildung 3-11: CATIA-Oberflächennetz und FIRE-Volumennetz

Im Anschluss ist es wichtig das Netz optisch zu prüfen und auf Fehler zu kontrollieren. Kanten, Radien Nute usw. sollten entsprechend abgebildet werden. Wird die Geometrie zu stark vereinfacht sind weitere Verfeinerungen anzubringen. Die Untersuchung des Netzes hinsichtlich einer Eignung für die Berechnung erfolgt mit dem Befehl „Checks“. Abbildung 3-12 zeigt das Ergebnis der Prüfung für den Bereich des AGDs.

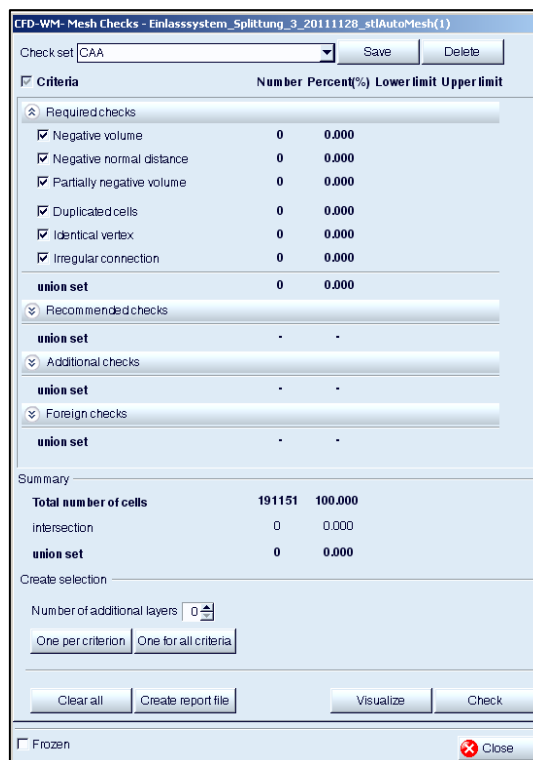


Abbildung 3-12: Kontrolle des Volumennetzes

Wie in Abbildung 3-12 ersichtlich sind unter „Required checks“ keine Eintragungen enthalten. Die Qualität des Netzes ist somit für eine Berechnung gewährleistet. Unter den restlichen Menüs kann man zusätzliche Prüfungen festlegen. In der Zusammenfassung wird auch noch die Gesamtanzahl der Zellen ausgewiesen. Diese sollte aufgrund geringerer Rechenzeit, klein gehalten werden. Bei einer angestrebten Anzahl von ca. 1,5 Mio. für das gesamte Modell entfallen auf diesen Bereich in etwa 190 Tsd..

Das Netz des gesamten Einlasssystems ist in Abbildung 3-14 dargestellt. Die verschiedenen Bereiche werden über definierte Querschnittsflächen miteinander verbunden. Dabei ist es wichtig im Anschluss die durchströmte Fläche zu kontrollieren. Es dürfen keine den Durchtritt behindernde Zonen vorhanden sein. Abbildung 3-13 zeigt links eine schlechte Verbindung, rechts eine gute Verbindung zwischen den Strömungsräumen.

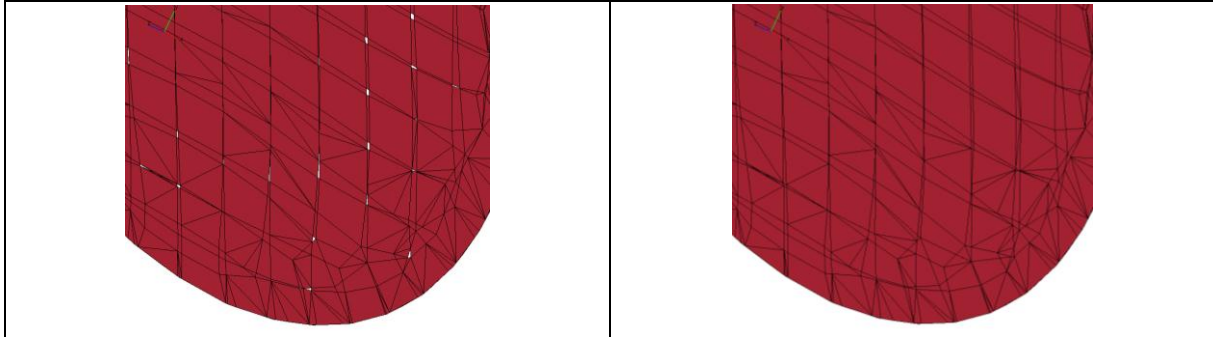


Abbildung 3-13: Kontrolle und Korrektur der Durchströmquerschnitte

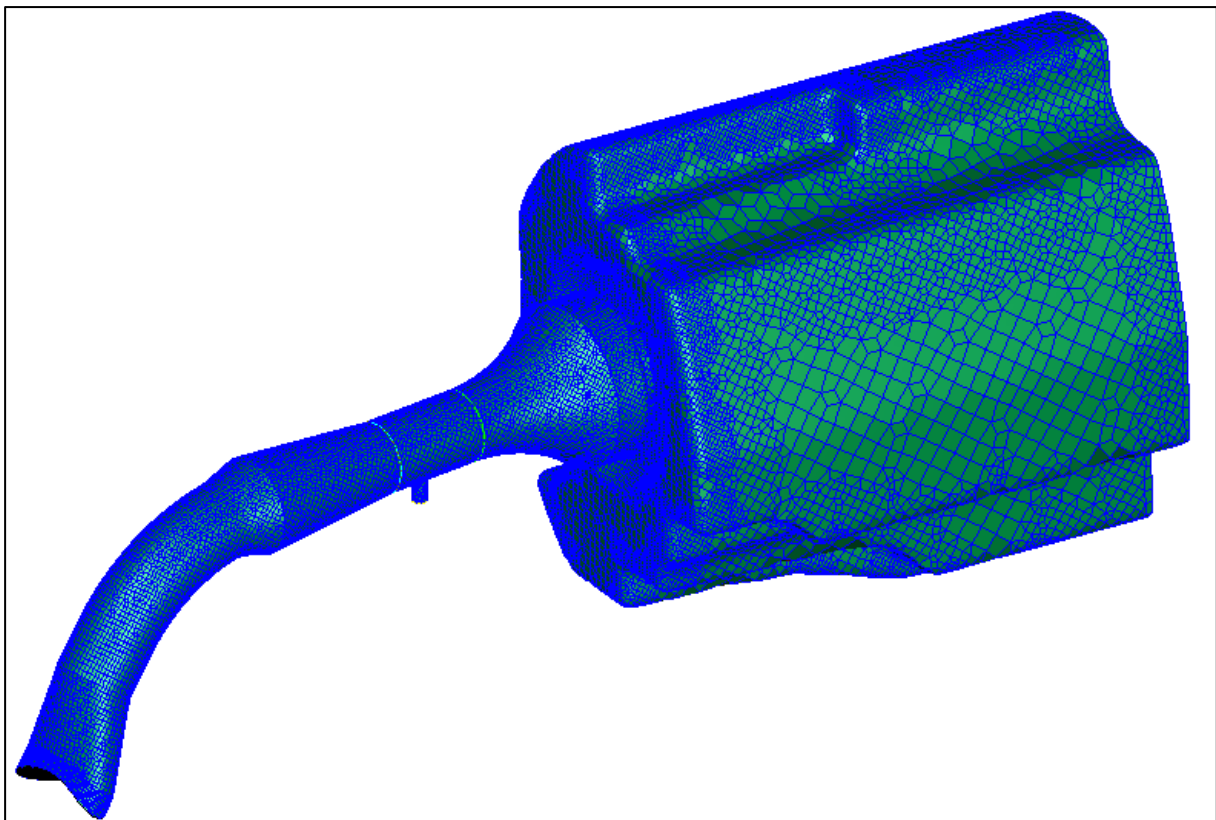


Abbildung 3-14: Volumennetz des Ansaugtraktes

Kurbelkasten inkl. Überströmkanäle:

Eine angemessene Vernetzung der Überströmkanäle ist für eine adäquate Simulation des Ladungswechsels essentiell. Vor allem Radien und eine gute geometrische Konsistenz im Bereich des Überströmquerschnittes sind von besonderer Bedeutung. Abbildung 3-15 zeigt auf der linken Seite das hinsichtlich dieser Anforderungen generierte Volumennetz.

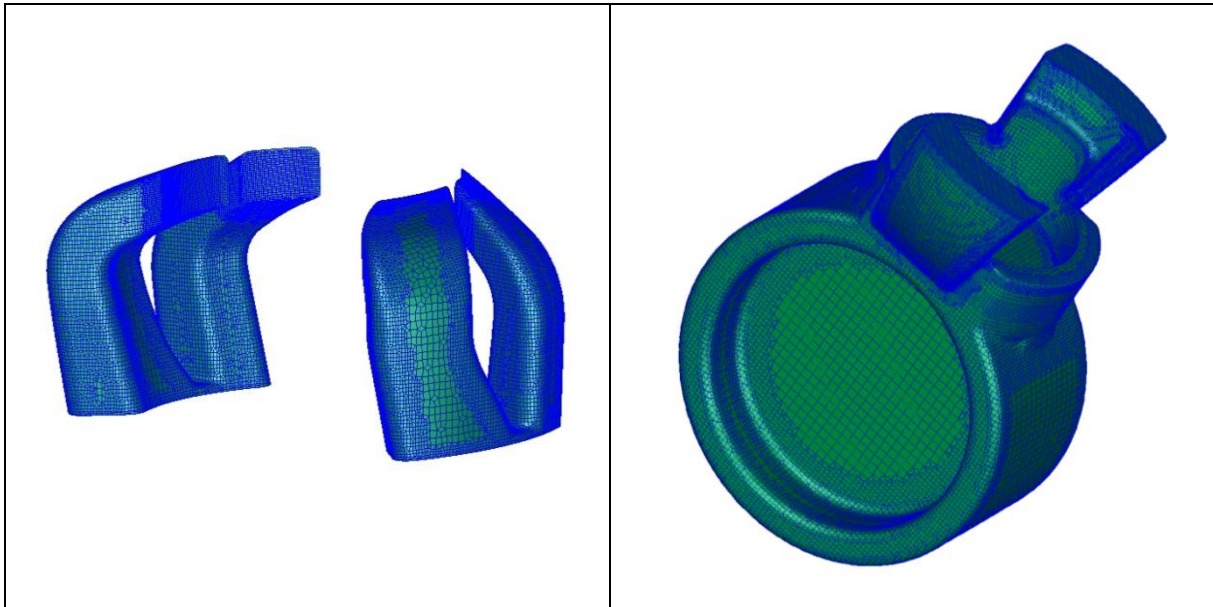


Abbildung 3-15: Volumennetz der Überströmkanäle und des Kurbelkastens

Der Kurbelkastenraum stellt im Vergleich dazu geringere Anforderungen. Das Volumen sollte nach der Vernetzung nur geringfügig vom CATIA-Modell abweichen (siehe Abbildung 3-15, rechte Seite).

Abgassystem:

Das Abgassystem ist maßgeblich am Ladungswechsel des Zweitaktmotors beteiligt. Eine gute Vernetzung ist deshalb für ein ansprechendes Ergebnis unumgänglich. Zur detailgetreuen Abbildung sind Steuerkanten, Durchtritte und Übergänge mit entsprechend kleineren Zellen modelliert. Das gesamte Abgassystem besteht aus dem Auslasskanal, dem Krümmer, dem Konus, dem Katalysator, einem Kegelstumpf und dem Endstück samt Umgebungsvolumen. Wie beim Ansaugsystem beschrieben werden auch hier alle Bereiche über definierte Querschnitte miteinander verbunden.

3.3.2 Modell mit bewegtem Gitter

Um einen leichten Austausch für spätere Betrachtungen durchführen zu können wurde dieses getrennt vom statischen Netz erstellt und in weiterer Folge mit „Fame Assembly“ mit diesem verbunden. Die Erstellung des dynamischen Netzes erfolgte in unserem Fall mit „Fame Engine Plus“.

Das STL-Netz wird in üblicher Weise in CATIA generiert und in FIRE importiert. An diesem werden definierte Selektionen gewählt. Die Bezeichnungen müssen mit Bedacht gewählt und sorgsam kontrolliert werden, da beim anschließenden Verbinden des statischen und dynamischen Netzes Bereiche miteinander verknüpft werden. Dies bedeutet, dass Selektionen gleicher Bezeichnung in eine gemeinsame zusammengefasst werden. Mit dem Tool „Fame-Engine-Plus“ ist es nun möglich ein Set von Netzen zu erstellen, welches ausgehend von einem Startnetz innerhalb eines definierten Bereiches, in diesem Fall von 0-360 °KW (Kurbelwinkel), ein bewegtes Netz generiert. Über den eingetragenen Hub und die Pleuellänge wird die Verschiebung automatisch in FIRE berechnet. Die Schrittweiten zum Erzeugen eines neuen Netzes und zum Bewegen, also dehnen, eines vorhandenen Netzes werden vorgegeben.

Nach getaner Vorbereitung berechnet das Programm selbstständig das bewegte Netz, kontrolliert es und prüft es auf Brauchbarkeit. Der Status der Vernetzung wird farblich gekennzeichnet [12](siehe Abbildung 3-16):

- Grün: Das Netz ist in Ordnung und kann für eine Berechnung verwendet werden
- Rot: Das Netz beinhaltet negative Zellvolumina – es kann nicht für eine Berechnung verwendet werden.
- Orange: Warnung – Netz kann dennoch verwendet werden

Ist man mit dem Ergebnis zufrieden kann man nun das bewegte Netz speichern. In Abbildung 3-17 ist das Netz im OT (oberen Totpunkt) und im UT (unteren Totpunkt) dargestellt.

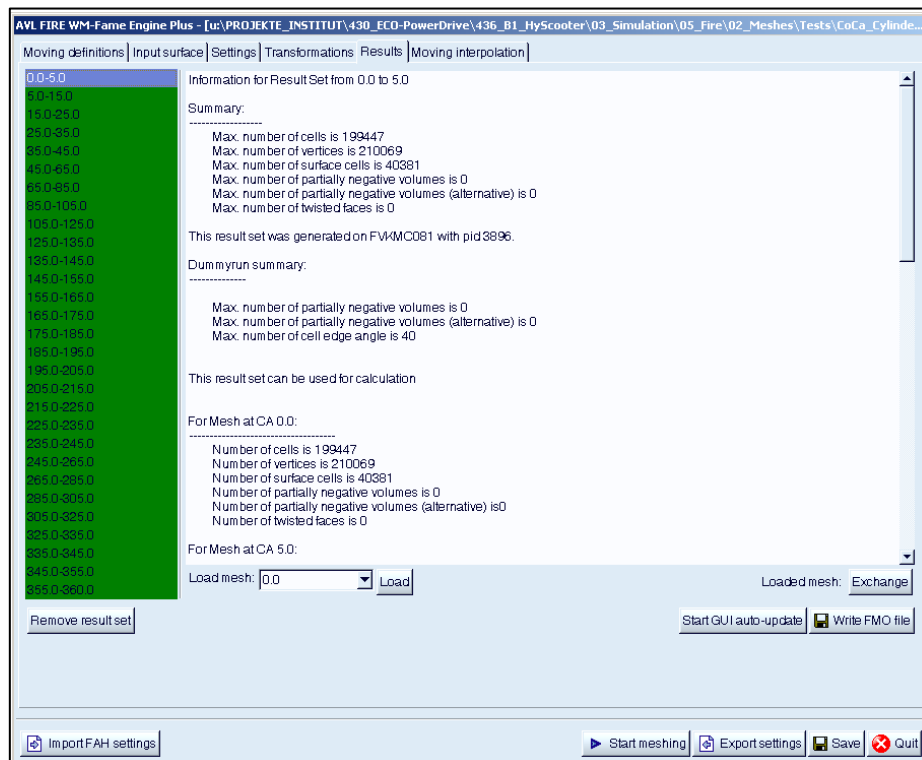


Abbildung 3-16: Status nach der Vernetzung

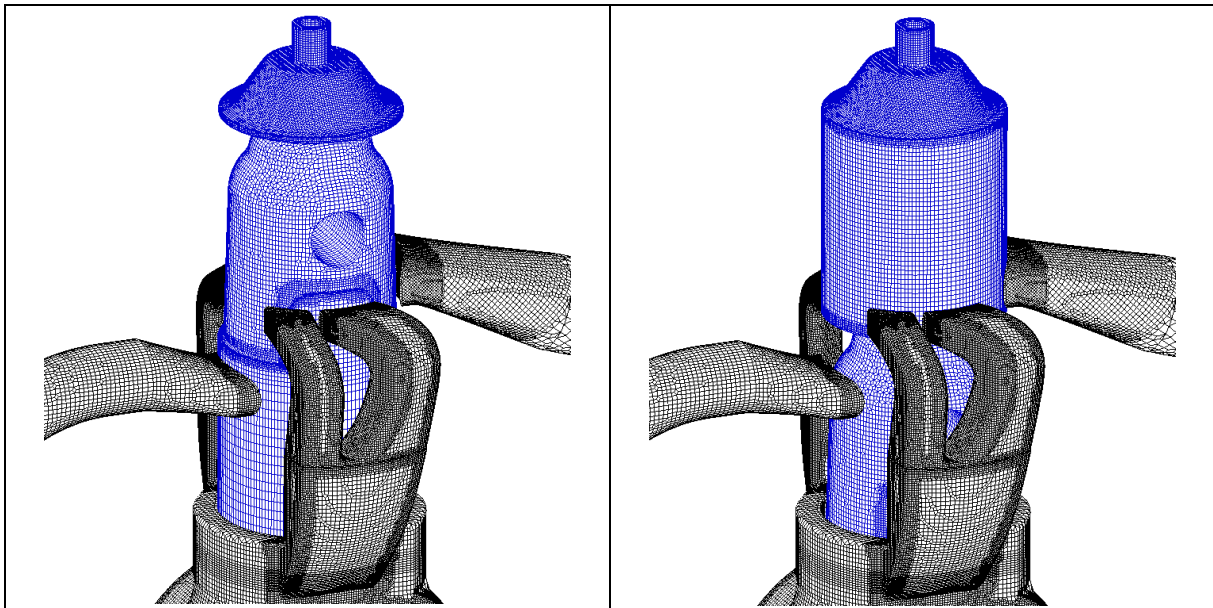


Abbildung 3-17: Bewegtes Netz im oberen und im unteren Totpunkt

3.3.3 Gesamtes Motormodell

Nachdem brauchbare statische und dynamische Netze erzeugt wurden, werden diese miteinander verknüpft. Man benennt beide Netze, gibt ihren Gültigkeitsbereich sowie den Pfad an, definiert die zu verknüpfenden Selektionen, in diesem Fall alle, und speichert das Ergebnis unter neuem Namen wieder ab. Die Gesamtanzahl der Zellen beträgt ca. 1,6 Mio. und liegt damit nahe am angestrebten Wert von 1,5 Mio..

3.4 Berechnungsparameter

Die Berechnungsparameter steuern den Ablauf der Berechnung. Sie beinhalten die Randbedingungen, die Initialisierungen sowie diverse Solvereinstellungen. Eine Vielzahl von verschiedensten Faktoren die die Konvergenzgeschwindigkeit und die Stabilität beeinflussen können festgelegt werden. Viele Eingabedaten beruhen dabei auf gemessenen oder berechneten Werten.

Randbedingungen

An den Ein- und Austritten des Mediums sowie an der Strömungswand werden Randbedingungen definiert. Die folgende Tabelle gibt eine Übersicht über die aufgeprägten Werte im Falle der Basisgeometrie:

Selektion	Beschreibung	Eingabedaten
BND_Inlet	Flächenselektion nach dem Filter im AGD. Eingabedaten können am Prüfstand gemessen oder berechnet werden (z.B. AVL BOOST).	Druck: 970 mbar Temperatur: 24 °C
BND_Inlet_Fuel	Gasförmiger Eintrag von Kraftstoff in den Vergaser. Daten aus Prüfstandsmessung.	Massenstrom: 0,777 kg/h Temperatur: 25 °C
BND_Outlet	Flächenselektion nach dem Beruhigungsvolumen. Daten aus Prüfstandsmessung.	Druck: 983,4 mbar
BND_IN_wall	Flächenselektion der Wände am Einlasssystem. Daten variieren je nach Bereich.	Temperatur 25 °C
BND_CC_wall BND_TP_wall BND_CC_Cyl	Flächenselektionen des Kurbelkastens, der Überströmkanäle und des Zylinders unterhalb des Kolbens. Daten entstammen Berechnungen (z.B. AVL BOOST).	Temperatur: 100 °C
BND_CoCa_Liner BND_CoCa_Piston	Flächenselektionen der Kolbenoberseite und des Zylinders oberhalb des Kolbens.	Temperatur: 210 °C
BND_CoCa_Chamber BND_CoCa_SparkPlug	Flächenselektionen des Zylinderkopfes und der Zündkerze.	Temperatur: 220 °C
BND_OC_wall BND_EM_wall BND_EX1_wall	Flächenselektionen des Auslasskanals, des Krümmers und des Konus.	Temperatur: 250 °C
BND_KAT_wall BND_EX2_wall BND_EX3_wall	Flächenselektionen am Katalysator, am Kegelstumpf und am Beruhigungsvolumen.	Wärmestrom: 0 W/m ²
A_EX1_KAT A_EX2_KAT A_IN1_Cyl	Flächenselektionen am Übertritt zum/vom Katalysator und vom Einlasssystem in den Kurbelkasten.	Wärmestrom: 0 W/m ²
A_TP_CoCa	Flächenselektion am Übertritt der Überströmkanäle in den Brennraum. Daten basieren auf Berechnungsergebnissen.	Temperatur: 100 °C
A_EX1_CoCa	Flächenselektion am Übertritt des Auslasskanals in den Brennraum.	Temperatur: 250 °C

Tabelle 3-1: Randbedingungen der Basisgeometrie

Initialisierungen

Für den ersten Iterationsschritt sind Startwerte vorzugeben. Ansaugseitig wurde vom Vergaser bis zu den Überströmkanälen ein Lambda von 1 vorgegeben. Der Brennraum und der gesamte Abgasstrang wurden mit 100 % Abgas initialisiert. Die Berechnung der Basisgeometrie beginnt bei 80 °KW mit folgenden Daten:

Selektion	Beschreibung	Eingabedaten
INI_IN1 INI_IN2 INI_IN3	Initialisierung des Einlasssystems. Daten werden am Prüfstand ermittelt oder entstammen einer Berechnung.	Druck: 970 mbar Dichte: 1,19 kg/m ³ Temperatur: 24 °C
INI_CC_All INI_TP	Volumen des Kurbelkastens samt Zylinder und der Überströmkanäle. Daten entstammen einer BOOST-Berechnung.	Druck: 1155 mbar Dichte: 1,19 kg/m ³ Temperatur: 65 °C
INI_CoCa_All (+ Reinitialisierungen)	Initialisierung des Brennraumes. Die Daten entstammen zunächst einer BOOST-Berechnung und wurden anschließend iterativ angepasst (siehe Abschnitt 3.5).	Druck: 6,548 bar Temperatur: 1208 °C
INI_EX_All	Volumen des gesamten Abgasstrangs.	Druck: 1000 mbar Temperatur: 350 °C

Tabelle 3-2: Anfangsbedingungen der Basisgeometrie

Sonstige Parameter

Weitere Parameter sind unter anderem:

- „Run Mode“: Hier wird eine transiente oder stationäre Berechnung festgelegt. Im vorliegenden Fall erfolgt eine transiente Berechnung unter Vorgabe vom Kurbelwinkelschritt, Startwinkel, Endwinkel und der Motordrehzahl. Startwinkel ist 80 °KW, Endwinkel 2160 °KW, die Schrittweite bewegt sich zwischen 0,25-0,5 °KW und die Motordrehzahl beträgt 4000 U/min.
- „Solver Control“: Hier wird beispielsweise das Turbulenzmodell oder die Faktoren der Unterrelaxation festgelegt. Als Turbulenzmodell wird „k-zeta-f“ verwendet. Die Unterrelaxations-Faktoren sind weitestgehend Standardwerte, nur während des ersten Ausströmens von Abgas aus dem Brennraum werden sie etwas gesenkt.
- „Output Control“: Hier werden die Selektionen, deren Ausgabedaten und die Ausgabefrequenzen der 2D- und 3D – Ergebnisse definiert. Auch die Häufigkeit von Restart- und Backup-Dateien können angegeben werden.

3.5 Rechenablauf

Die Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches im Brennraum wird nicht simuliert sondern durch eine Reinitialisierung des Brennraumes bei 80 °KW (bzw. bei allen Folgezyklen; 440 °KW, 800 °KW, usw.) ersetzt. Für die Betrachtung des Ladungswechsels ist diese Vorgehensweise ausreichend und auch zeitsparend. Abhängig von der Qualität des Netzes bzw. der Zellanzahl und verschiedensten Vorgabeparametern schwingt sich das System nach etwa 4 Kurbelwellenumdrehungen, mit einer Rechenzeit von etwa einer Woche, ein. Dieser Einschwingvorgang ist bei der Simulation des Zweitaktprozesses wichtig, da der Auspuff einen großen Einfluss auf den Ladungswechsel ausübt. Im Anschluss wurden noch zwei Zyklen mit angepassten Randbedingungen gerechnet. Da während der Abstimmung des Modells und auch in weiterer Folge bei den Varianten unterschiedlichste Anzahlen von Zyklen gerechnet wurden sind aus Gründen der Übersichtlichkeit alle Ergebnisse auf den vierten Zyklus projiziert. Die nachfolgenden Berechnungsergebnisse beziehen sich, falls nicht anders angeführt, auf den letzten berechneten Zyklus.

3.6 2D - Berechnungsergebnisse

Die Abstimmung des Berechnungsmodells mit den Daten des Prüfstandes ist wichtig um absolute Aussagen treffen zu können. Trotzdem sollte der aufgebrauchte, vor allem zeitliche, Aufwand in Relation zur Verbesserung des Modells noch vertretbar sein. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Basisgeometrie über die 2D- und 3D – Daten der Berechnung genauer erläutert. Da die Abstimmung dieses Modells einen iterativen Prozess verschiedenster Verbesserungen und Änderungen darstellt stützen sich die folgenden Erläuterungen vor allem auf die Ergebnisse des am besten auf den Prüfstand abgestimmten Modells. Sollten zum Zwecke des Verständnisses andere Berechnungsergebnisse von Nöten sein wird dies zusätzlich angemerkt. Ein Vergleich mit den Prüfstandsdaten erfolgt vor allem über vier Messpunkte (siehe Abbildung 3-8). Diese Messen den Druck vor dem Einlasskanal, den Kurbelkastendruck, den Druck nach dem Auslasskanal sowie die Auslasstemperatur. Weitere Ergebnisse sind in den nachfolgenden Diagrammen und Bildern ersichtlich.

Messpunkt 1, Einlassdruck:

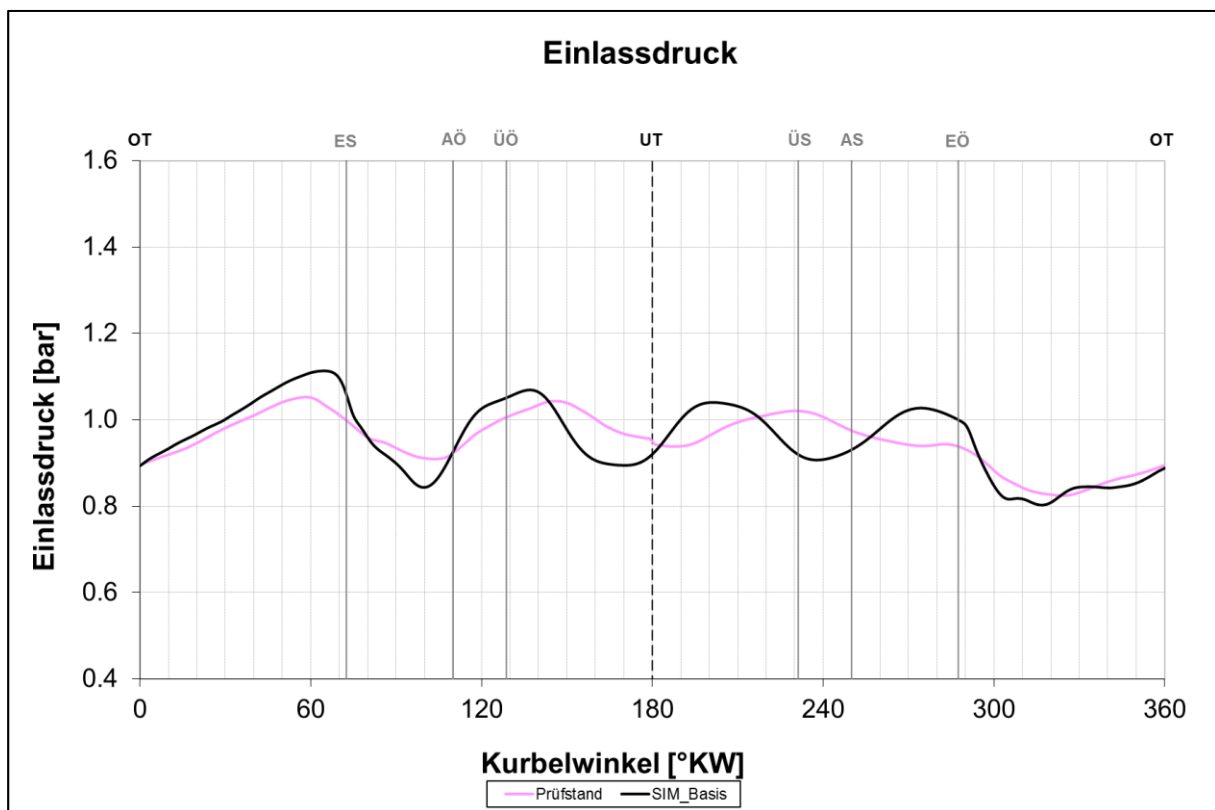


Abbildung 3-18: Einlassdrücke von Prüfstand und Basismodell

Der Druck wird kurz vor dem Einlass in den Kurbelkasten gemessen. Die berechneten Amplituden sind etwas höher, außerdem ist eine Phasenverschiebung vorhanden. Der Grund für diese Unterschiede liegt aller Voraussicht nach an der vereinfachten, nicht exakt abgebildeten, Ausführung des AGDs. Nichtsdestotrotz unterscheiden sich die Mittelwerte von 0,97 bar bei der Simulation und 0,95 bar am Prüfstand nur im Bereich von 2 Prozent voneinander, weshalb der Einfluss auf die Spülung als gering angenommen werden kann.

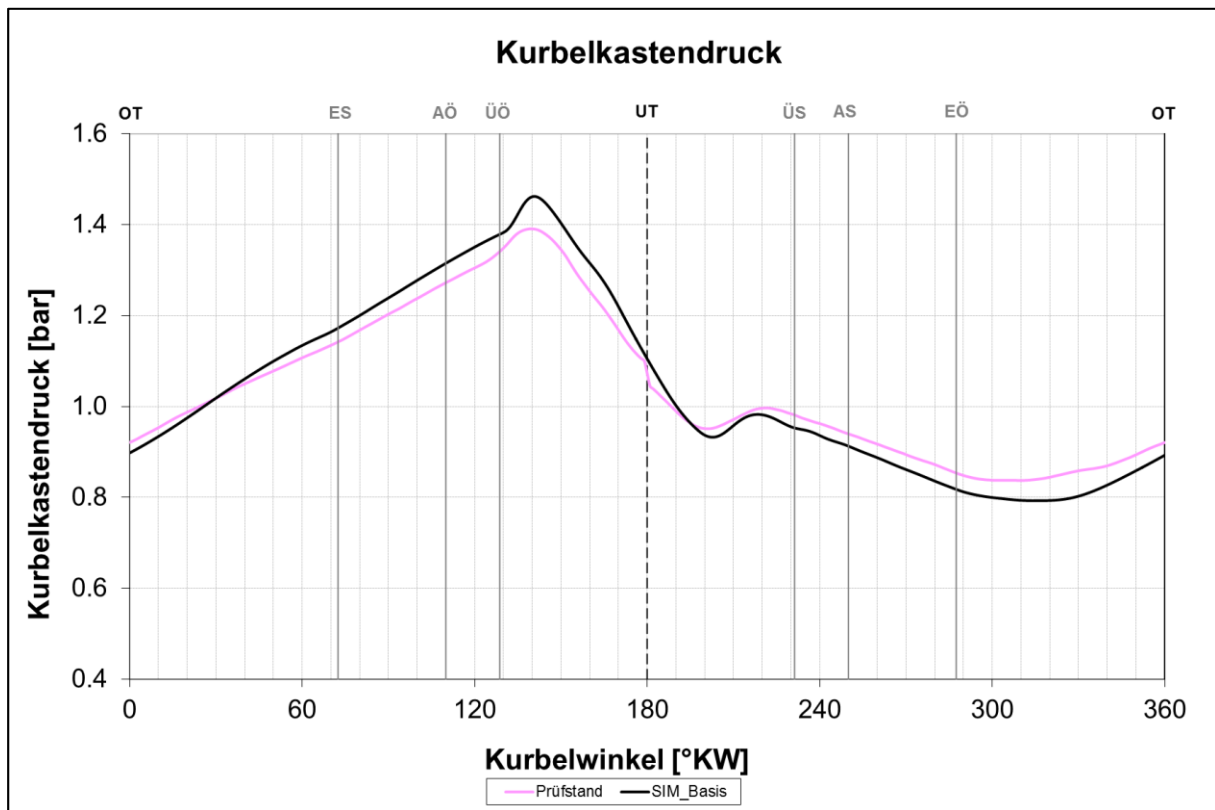
Messpunkt 2, Kurbelkastendruck:

Abbildung 3-19: Kurbelkastendrücke von Prüfstand und Basismodell

Die Abstimmung des Druckverlaufes zwischen den gemessenen und den berechneten Ergebnissen ist in Abbildung 3-19 zu sehen. Beide Varianten besitzen im Vergleich zur Originalausführung ein um 4mm verkürztes Kolbenhemd. Die Kurven weisen einen für einen Zweitaktmotor typischen Verlauf auf. Beginnend von links bewegt sich der Kolben nach unten. Der Druck im Kurbelkasten steigt bei geöffnetem Einlassquerschnitt, was auf die Trägheit des einströmenden Gases und die einlassseitigen Druckwellen zurückzuführen ist. Nachdem der Kurbelkasten durch den Kolben verschlossen wurde beginnt die Vorverdichtung des Frischgases. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens öffnet der Auslass und der Druck im Brennraum wird abgebaut. Beim Öffnen der Überströmkanäle ist der Druck im Brennraum noch höher als im Kurbelkasten, was zu einer Rückströmung von Abgas in die Überströmkanäle und infolge dessen zu einem Druckanstieg führt. Die auslassseitige Überdruckwelle führt bei einer Querschnittserweiterung des Auspuffsystems zur Reflexion einer Unterdruckwelle, die in Richtung Brennraum läuft. Diese und der Druck der Vorverdichtung bewirken den eigentlichen Spülvorgang. Eine Druckwelle bewirkt eine neuerliche Rückströmung in den Kurbelkasten und somit einen Druckanstieg nach UT. Nachdem der Überströmkanal durch den Kolbenmantel geschlossen wird baut sich ein Unterdruck auf, der dem folgenden Einströmvorgang in den Kurbelkasten unterstützt und der eben beschriebene Vorgang beginnt von neuem.

Die Abweichung zwischen Realität und Simulation beträgt maximal 7 Prozent bei einem Kurbelwinkelbereich zwischen 320 °KW und 330 °KW (siehe Abbildung 3-19). Dies kann als hinreichend genau betrachtet werden.

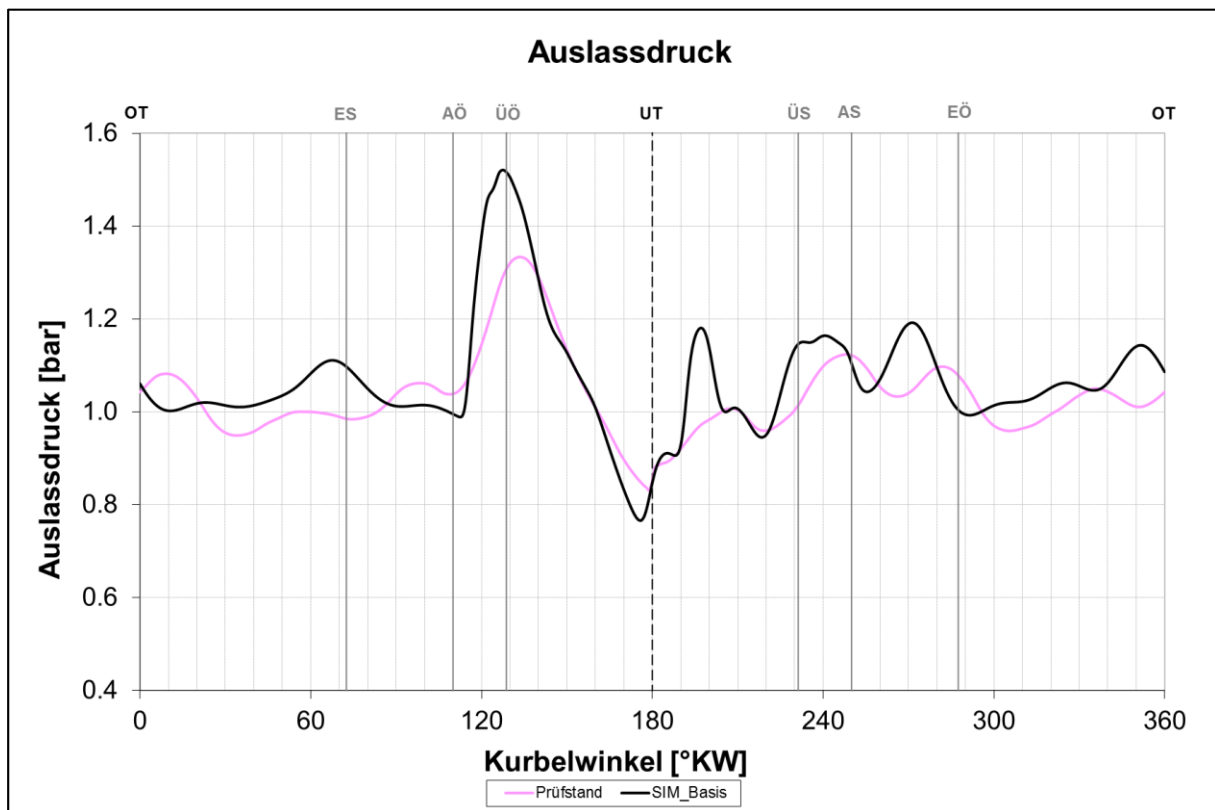
Messpunkt 3, Auslassdruck:

Abbildung 3-20: Auslassdrücke von Prüfstand und Basismodell

Die Drücke im Auspuffkrümmer sind in Abbildung 3-20 dargestellt. Beide Kurven weisen eindeutig einen einander zuordbaren Kurvenverlauf auf. Dieser besteht aus drei Doppelschwingungen im Bereich zwischen ÜS (Überströmer schließen) und AÖ (Auslass öffnet), einem Druckanstieg nach dem Öffnen des Auslasskanals, einer anschließenden Saugwelle und darauffolgendem abermaligem Druckanstieg. Das globale Niveau der Simulation stimmt sehr gut mit jenem des Prüfstandes überein. Grund für die auftretenden Differenzen können die in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Ursachen sein. Eine weitere Fehlerquelle scheint im Aufbau der Messstelle zu liegen. Der Abstand beider Messstellen vom Krümmerflansch ist ident. Während die Messung in der Simulation direkt im Krümmer erfolgt wird der Druck am Prüfstand über eine kleine Bohrung an diesem in ein aufgeschweißtes Rohr geleitet, das zur Aufnahme des Drucksensors dient (siehe Abbildung 3-21, blaue Markierung). Durch die schnellen Druckschwingungen und einer exzentrische Durchtrittsbohrung besteht die Möglichkeit, dass Druckspitzen gedämpft und die Phasenlage verschoben bzw. der Druckanstieg verändert wird.



Abbildung 3-21: Auslassdruckmessstelle am Prüfstand

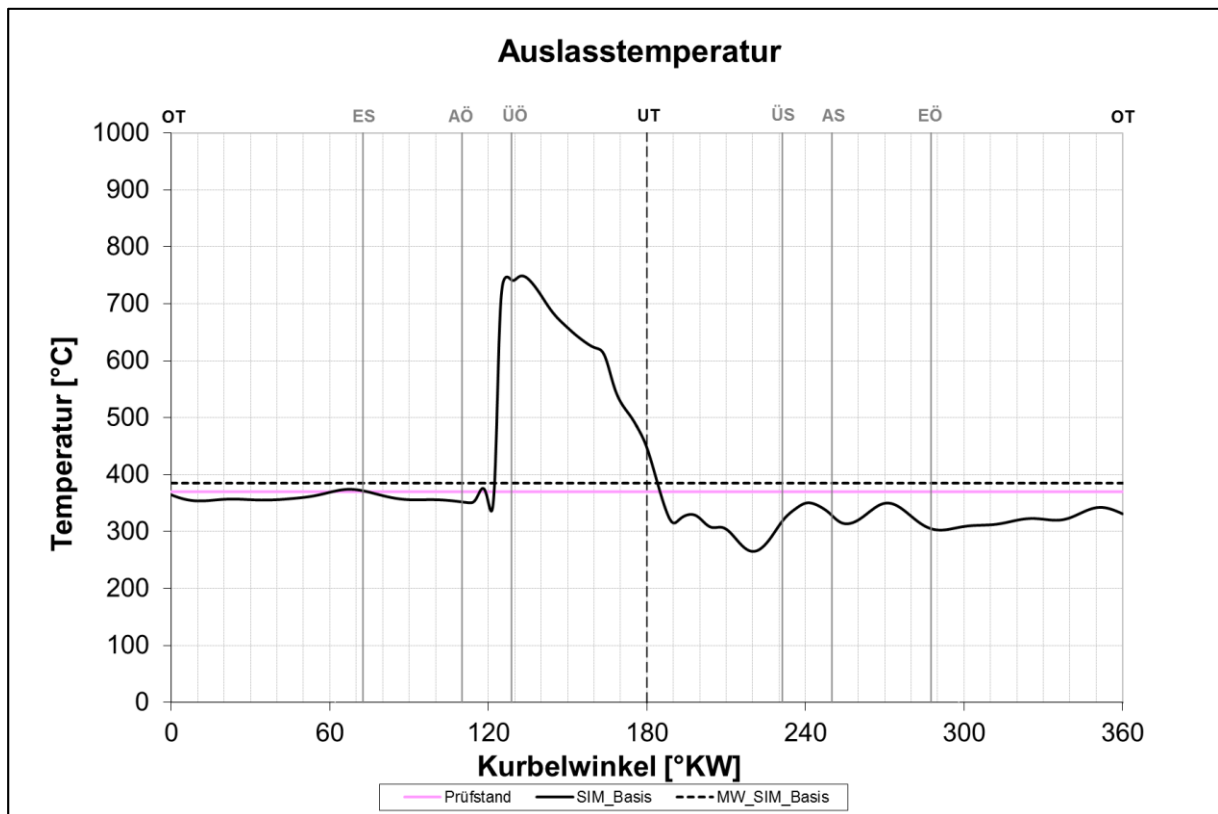
Messpunkt 4, Auslasstemperatur:

Abbildung 3-22: Auslasstemperaturen von Prüfstand und Basismodell

Abbildung 3-22 stellt die gemessene mittlere Temperatur der simulierten gemittelten Temperatur gegenüber. Zusätzlich ist noch der berechnete zeitlich aufgelöste Verlauf dargestellt. Der Wert von 370°C am Prüfstand stimmt sehr gut mit dem kalkulierten von 385°C überein. Die Abweichung beträgt somit in etwa 4 Prozent.

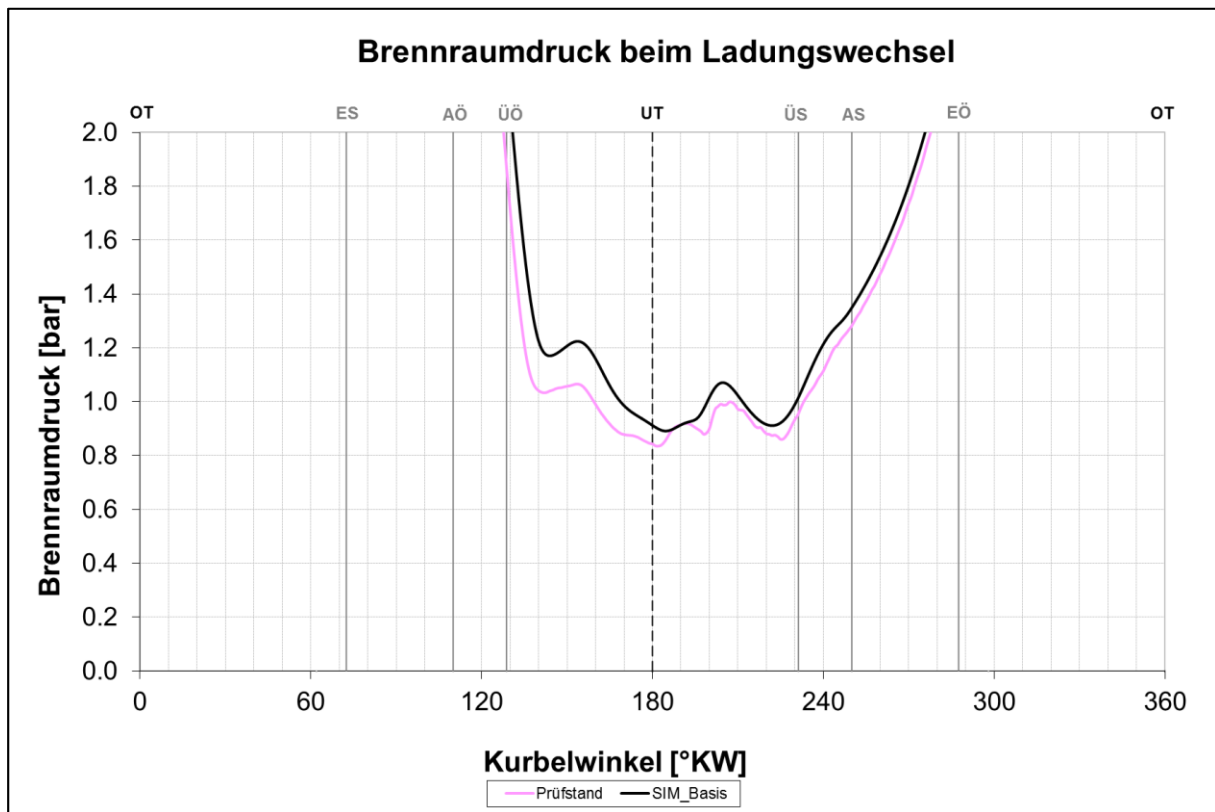
Brennraumdruck:

Abbildung 3-23: Brennraumdrücke von Prüfstand und Basismodell

Der Verlauf der Brennraumdrücke ist in Abbildung 3-23 zu sehen. Nachdem die Phase des Rückströmens in den Kurbelkasten vorbei ist strömt das vorverdichtete Frischgas in den Brennraum und hält den Druck in diesem annähernd konstant. Die ankommende auspuffseitige Saugwelle senkt das Niveau bis weitere Schwingungen zum abgebildeten Verlauf führen. Insgesamt beeinflussen diesen noch zwei Druckwellen, eine Saugwelle sowie ein kurzzeitiges Ausströmen aus dem Brennraum aufgrund fortschreitender Verdichtung kurz vor Auslassschluss.

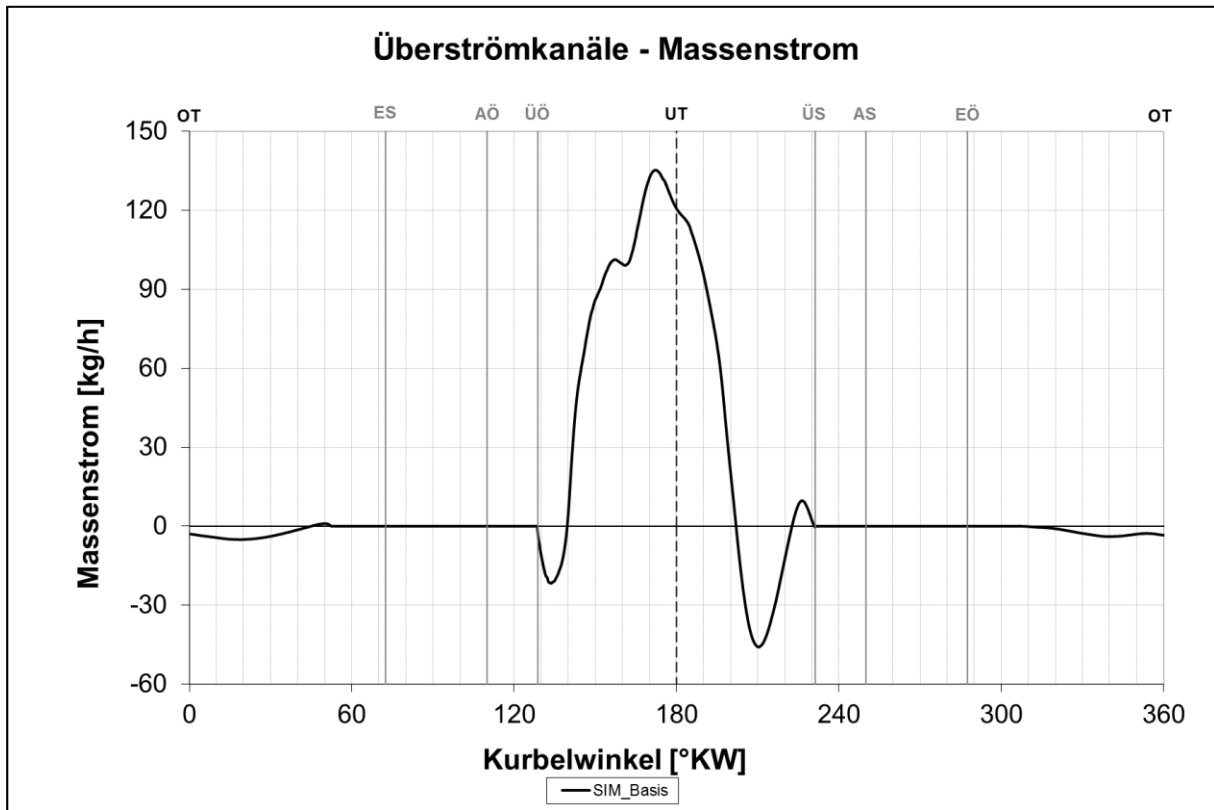
Überströmkanäle – Massenstrom:

Abbildung 3-24: Massenstromverlauf über die Überströmkanäle

Abbildung 3-24 zeigt den Massenstrom durch die Überströmquerschnitte in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel. Im Bereich des oberen Totpunktes tritt eine Kreisströmung vom Kurbelkasten über die Überströmkanäle durch das Fenster im Kolbenhemd zurück in den Kurbelkasten auf. Der eigentliche Spülvorgang betrifft den Kurbelwinkelbereich von ÜÖ (Überströmer öffnen) bis ÜS (Überströmer schließen). Nach dem Rückströmen von Restgas in den Kurbelkasten und des damit verbundenen Druckanstiegs während der ersten 10°KW nach ÜÖ fördert der sich nach unten bewegend Kolben Frischgas in den Brennraum. Kurz vor UT erhöht die Saugwelle des Auspufftraktes den Massenstrom und saugt zusätzliches Restgas, aber auch Frischgas, in den Krümmer. Eine weitere Druckwelle sowie eine Saugwelle sind für die Schwingung des Massenstroms vor ÜS zuständig. Hier zeigt sich erstes Potential. Würden die Überströmkanäle schließen bevor die Druckwelle des Auspuffes Frischgas zurückdrängt könnte man die Masse im Brennraum vergrößern sowie den Druck vor Auslassschluss (AS) erhöhen. (siehe Abbildung 3-23 und Abbildung 3-27). Dies hätte eine bessere Füllung und somit eine gesteigerte Leistung zur Folge. Es ist jedoch zu beachten, dass das Auspuffsystem natürlich nicht auf die gewünschte Drehzahl des Motors von 4000 U/min, sondern auf maximale Leistung bei etwa 6000 U/min ausgelegt ist (siehe Tabelle 1-3).

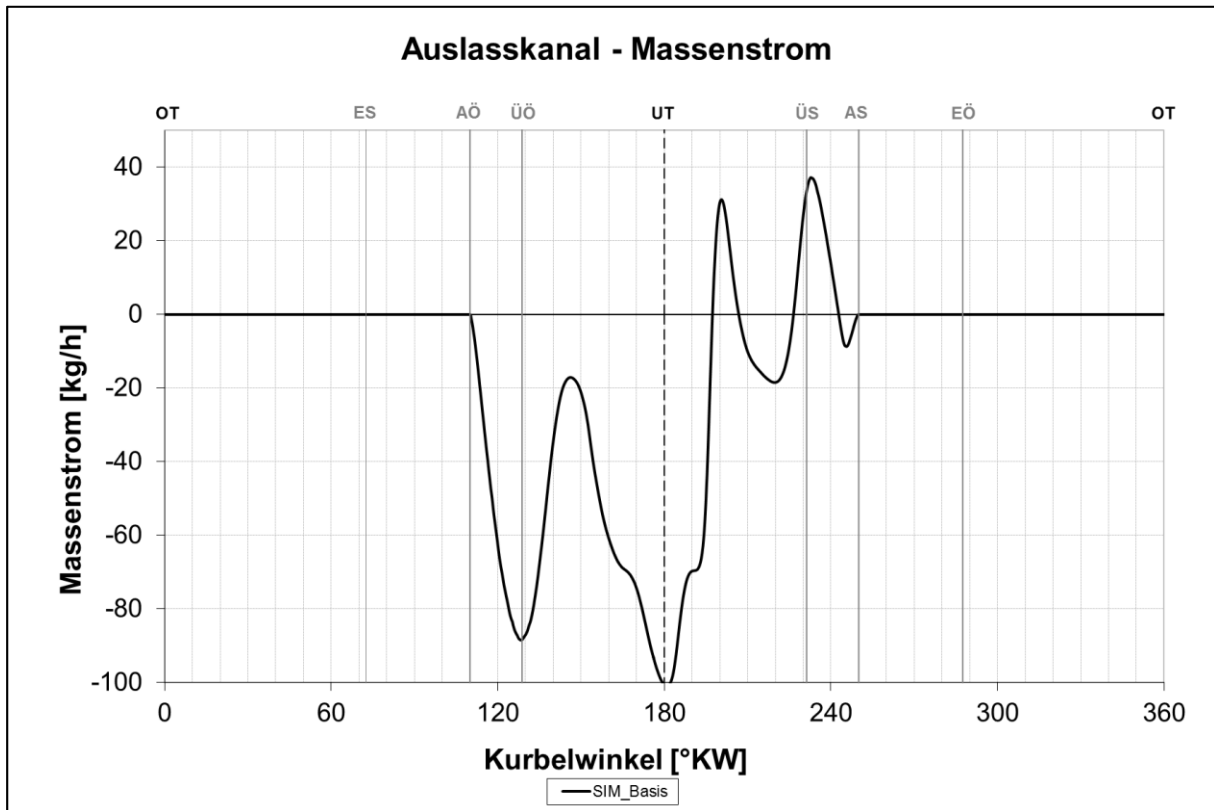
Auslasskanal – Massenstrom:

Abbildung 3-25: Massenstromverlauf über den Auslasskanal

Der Prozess des Ladungswechsels umfasst insgesamt einen Bereich von 140 °CA (siehe Abbildung 3-25). Nach dem ersten Ausströmen sinkt im weiteren Verlauf der Massenstrom durch zusätzliches Rückströmen in die Überströmkanäle ab. Durch die Frischgasspülung nimmt er wieder zu, bis im UT eine Saugwelle den Ausströmvorgang nochmals verstärkt. Im Diagramm sind sehr gut die beiden durch die Druckwellen verursachten Massenströme in den Brennraum sowie der Massenstrom aus dem Brennraum, bewirkt durch die Saugwelle, zu sehen. Ein letztes Ausströmen kurz vor AS kommt durch die Kombination einer abermaligen Saugwelle und des Verdichtungs Vorganges durch den sich in Richtung OT bewegenden Kolben zustande.

Ziel weiterer Auslegungen des Auspufftraktes wird es deshalb sein die erste Druckwelle mit Ihren positiven Auswirkungen auf die Zylinderfüllung und den Zylinderdruck zu nutzen.

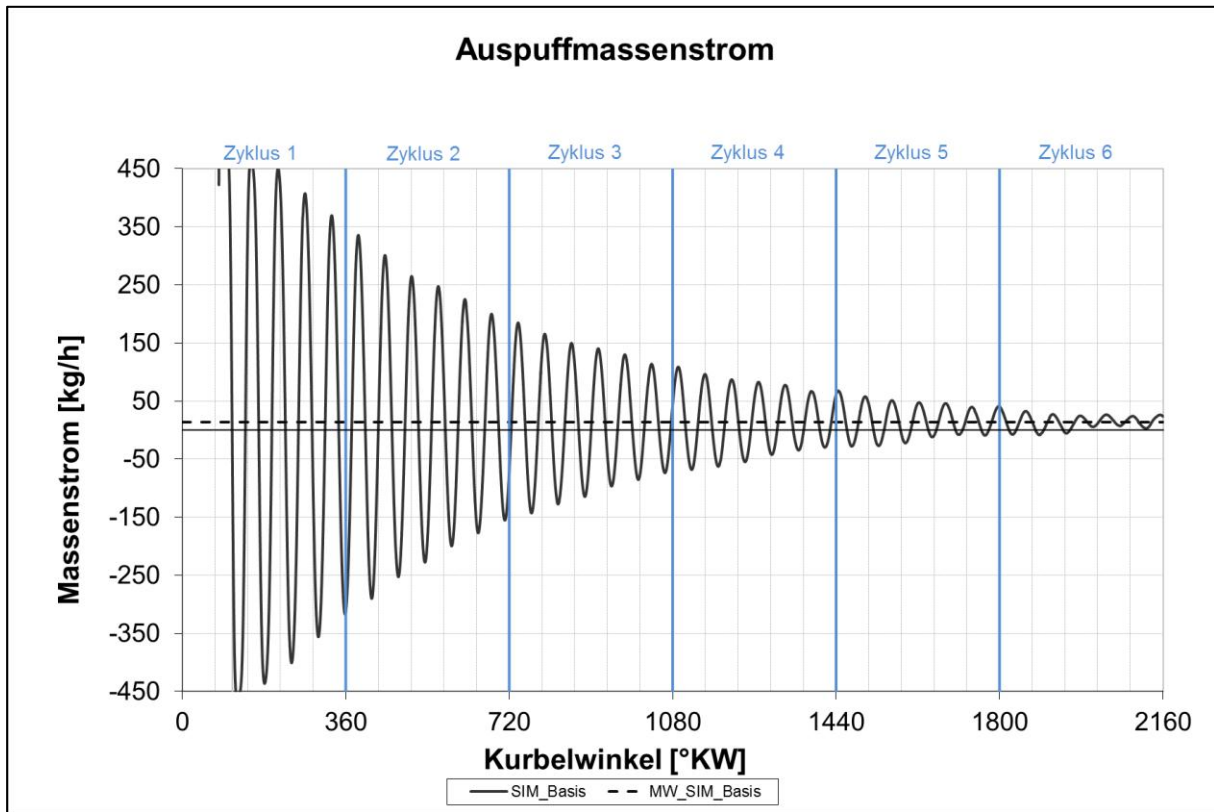
Auspuff - Massenstrom

Abbildung 3-26: Massenstromverlauf an der Auslassrandbedingung

Abbildung 3-26 veranschaulicht sehr gut, weshalb es Nötig ist, einige Zyklen zu berechnen, bevor man Aussagen treffen kann. Durch Initialisierungen werden bestimmten Bereichen bzw. Zellen Anfangswerte aufgeprägt. Da sich das globale Niveau, also der Mittelwert aller Zellen eines Bereiches, sowie lokal aufgelöste Ereignisse zunächst bilden und stabilisieren müssen benötigt man eine gewisse Zeit, bis sich das System eingeschwungen hat. Im Diagramm ist der Massenstrom an der Selektion der Auslassrandbedingung dargestellt. Für das Basismodell wurden zunächst 4 Zyklen für den Einschwingvorgang veranschlagt. Dieses dient als Grundlage für Berechnungen einer abgeänderten Geometrie.

Um besser vergleichen zu können wurden mit dem Basismodell zwei weitere Zyklen bei angepassten Randbedingungen gerechnet. Speziell beim dargestellten Massenstrom der Auslassrandbedingung sieht man sehr gut, dass dieser um einen Mittelwert schwingt und sich diesem immer besser nähert. Der Mittelwert des letzten Zykluses liegt bei 13.69 kg/h. Dieser muss der Summe aus dem Einlass-Luftmassenstrom und dem Kraftstoffmassenstrom entsprechen. Die Berechnung ergibt einen Luftmassenstrom von 12,8 kg/h. Bei einem vorgegebenem Kraftstoffmassenstrom von 0,777 kg/h kommt man in diesem Stadium somit auf eine Abweichung von bereits unter 1 Prozent.

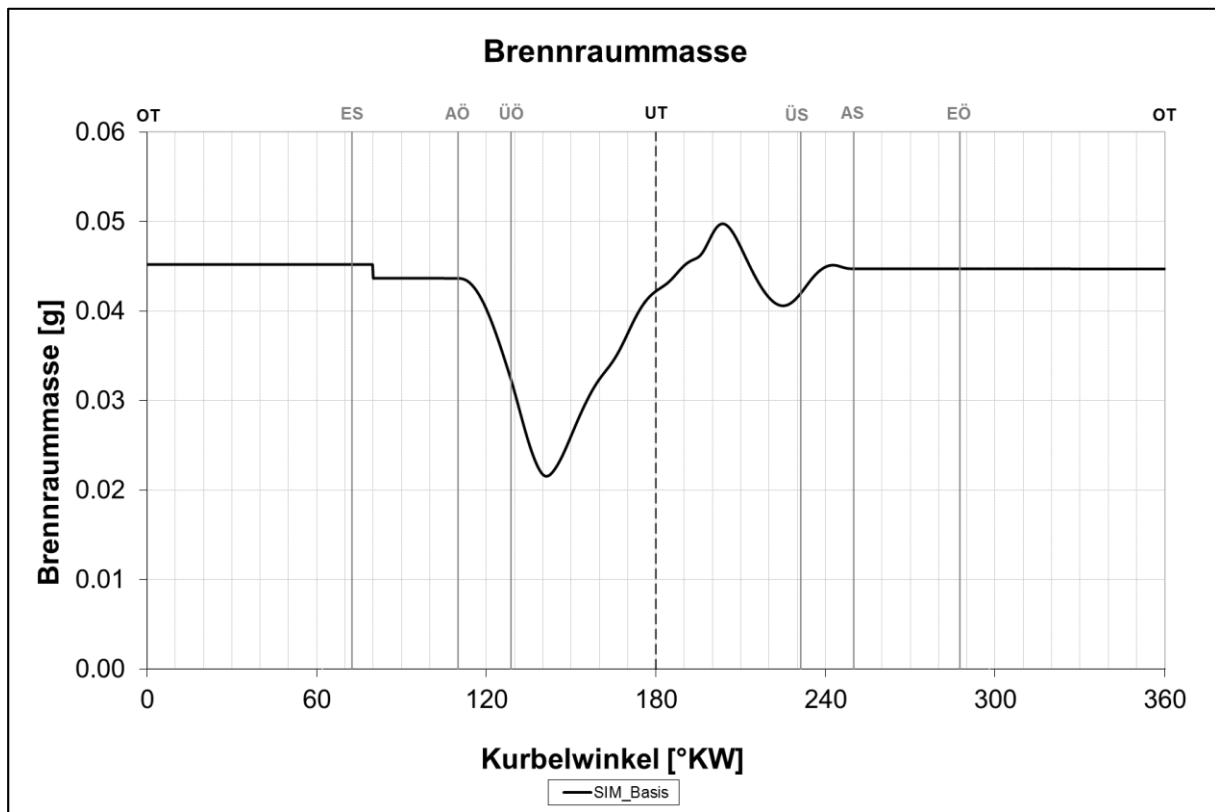
Brennraummasse:

Abbildung 3-27: Brennraummasse

Obenstehendes Diagramm zeigt den Verlauf der Brennraummasse. Bei 80°CA nach OT sieht man einen Sprung, der sich aus der Reinitialisierung ergibt. Nachdem sich der Auslasskanal öffnet sinkt die Masse durch die ausströmenden Gase. Nach dem Öffnen der Überströmkanäle und dem vorhin bereits beschriebenen Vorgang des Rückströmens beginnt der Spülvorgang mit Frischgas. Nach UT kommt es durch die Druckwelle (siehe Abbildung 3-20) zu einem merklichen Anstieg der Brennraummasse. Weitere Saug- und Druckwellen können dieses Niveau nicht mehr erreichen, was obig beschriebene Annahme, dass es am besten ist, die erste Druckwelle zu nutzen, bestätigt. Die Masse nach dem Spülvorgang ist etwas größer als vor dem Spülvorgang. Grund dafür ist möglicherweise, dass sich das System noch nicht exakt eingeschwungen hat. Speziell bei frühen Zyklen ist hier ein größerer Unterschied zu erkennen. In diesem fortgeschrittenen Stadium ist die Differenz bereits sehr gering und somit akzeptabel. Außerdem ist eine Tendenz der Annäherung der Masse nach dem Spülvorgang mit der initialisierten Masse vor dem Spülvorgang gegeben.

Während der Abstimmung ist es Aufgabe, die Masse nach der Reinitialisierung auf die Masse nach dem Spülvorgang einzustellen. Zur kurzen Erläuterung zeigt Abbildung 3-28 den prinzipiellen Verlauf der Brennraummasse in einem frühen Stadium des Modells. Die Erstinitialisierungen von Druck und Temperatur betragen 6,029 bar und 1278 °C bei 80°CA (blaue Kurve). Diese Daten entstammen dabei einer Boost-Rechnung. Die Angleichung in späteren Zyklen erfolgt mit Hilfe der idealen Gasgleichung:

$$p V = m R T \quad \text{Gl. 3-1}$$

p ... aus Messung am Prüfstand

V ... aus Volumenmessung in CATIA

m ... aus dem letzten berechneten Zyklus nach dem Ladungswechsel

R ... ideale Gaskonstante; 287 J/kgK in erster Näherung

Für den verwendeten Motor gilt:

$$\text{Kolbenhub} \quad x = r \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_s}{2} \sin^2(\varphi) \right) \quad \text{Gl. 3-2}$$

$$\text{Schubstangenverhältnis} \quad \lambda_s = \frac{r}{l} \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$\lambda_s = \frac{21,5}{90} = 0,238$$

$$\varphi = 80^\circ$$

$$x = 21,5 * \left(1 - \cos(80) + \frac{0,238}{2} * \sin^2(80) \right) = 20,26 \text{ mm}$$

Das Volumen bei 80°CA mit einem Kolbendurchmesser von 38mm ergibt sich somit zu:

$$V_{80} = V_{OT} + \frac{d^2 * \pi}{4} * x = 5725,581 + \frac{38^2 * \pi}{4} * 20,26 = 28702,75 \text{ mm}^3 = 28,70275 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Erste Messungen am Prüfstand ergaben einen Druck von 6,548 bar. Die berechnete Masse im Brennraum beträgt 0,0442 g. Somit ergibt sich eine Reinitialisierungstemperatur von:

$$T = \frac{p * V}{m * R} = \frac{6,548 * 10^5 * 0,00002870275}{0,0442 * 10^{-3} * 287} = 1481,6 \text{ K} = 1208,44^\circ \text{C}$$

Die Temperatur im Brennraum muss also um ca. 70°C auf 1208°C gesenkt werden. Die Auswirkungen auf das System sind in Abbildung 3-28 dargestellt. Zunächst wurde nur der Druck angepasst, erst einen Zyklus später die Temperatur. Damit können die Einflüsse getrennt voneinander betrachtet werden.

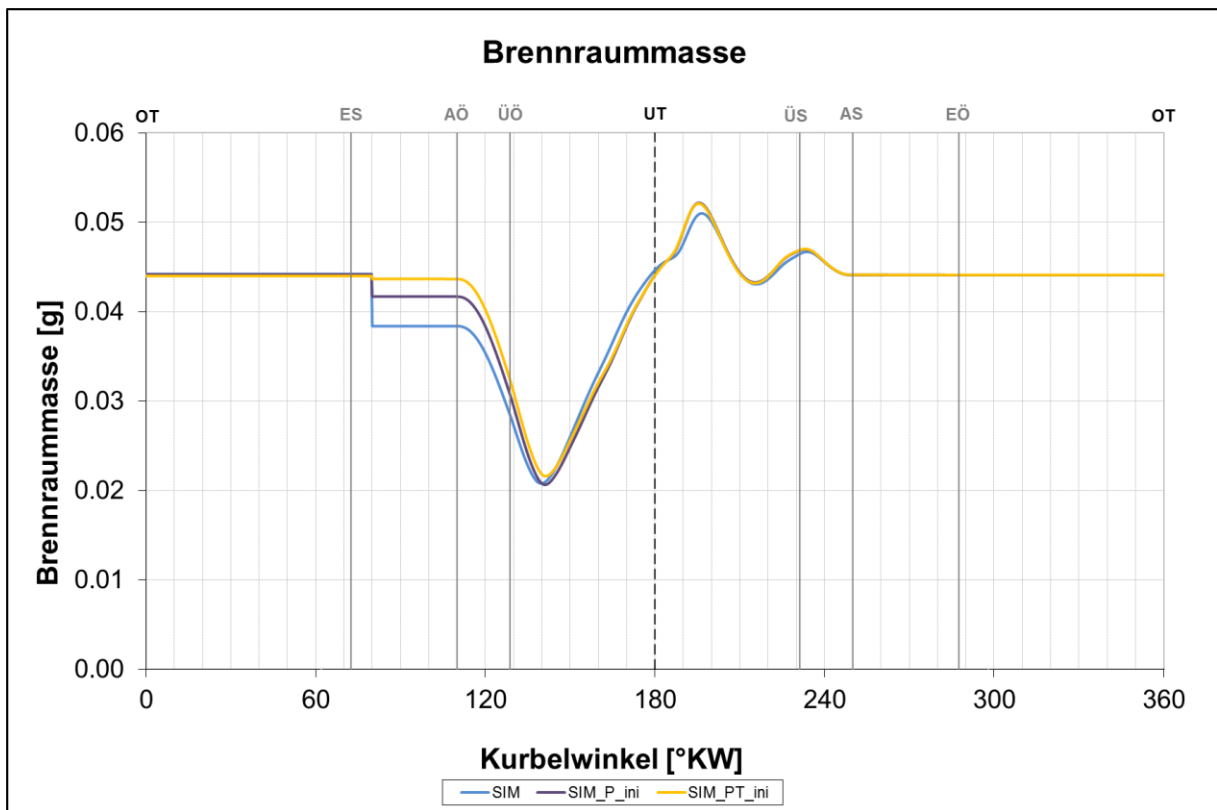


Abbildung 3-28: Druck- und Temperaturinitialisierung im Brennraum

Es zeigt sich, dass durch das Aufprägen des höheren Prüfstandsdruckes und einer damit verbundenen größeren Masse im Brennraum die Unstetigkeitsstelle teilweise verbessert wird (Abbildung 3-28, SIM_P_ini). Eine Verringerung der Brennraumtemperatur bewirkt ebenfalls eine Erhöhung der Brennraummasse (Abbildung 3-28, SIM_PT_ini). Somit stimmt die Masse vor dem Spülvorgang mit jener nach dem Spülvorgang überein und das System ist in dieser Hinsicht abgeglichen.

Es ist weiters erkennbar, dass sich die Verläufe der Massen im Brennraum bereits früh einander angleichen. Bei 140 °KW unterscheiden sie sich nur mehr geringfügig voneinander. Der Einfluss der Unstetigkeitsstelle kann somit im eingeschwungenen Zustand als gering angenommen werden.

Brennraum – Tumble :

Der Tumble bezeichnet eine Ladungsbewegung senkrecht zur Zylinderlängsachse. Er dient der Verbesserung und der Steuerung von Gemischbildung und Verbrennung. Er erhöht jedoch den Wärmeübergang und benötigt Energie zur Erzeugung. Der Tumble zerfällt bei der Bewegung des Kolbens in Richtung OT. Die Turbulenz steigt mit größerem Tumble und dadurch auch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme. Hohe Strömungs- und Flammengeschwindigkeiten durch gezielte Ladungsbewegung verkürzen die für Vorreaktionen zur Verfügung stehende Zeit weshalb, die Klopfneigung mit steigender Turbulenz sinkt. Die Tumblezahl in Abbildung 3-29 gibt das Verhältnis von Umdrehungen der Strömung um eine Achse auf Höhe des halben Hubs zur Motordrehzahl an. [4], [6]

Tumblezahl $Z_T = \frac{n_T}{n_K}$ Gl. 3-4

n_T ...Drehzahl der Ladungsbewegung
 n_K ...Kurbelwelldrehzahl

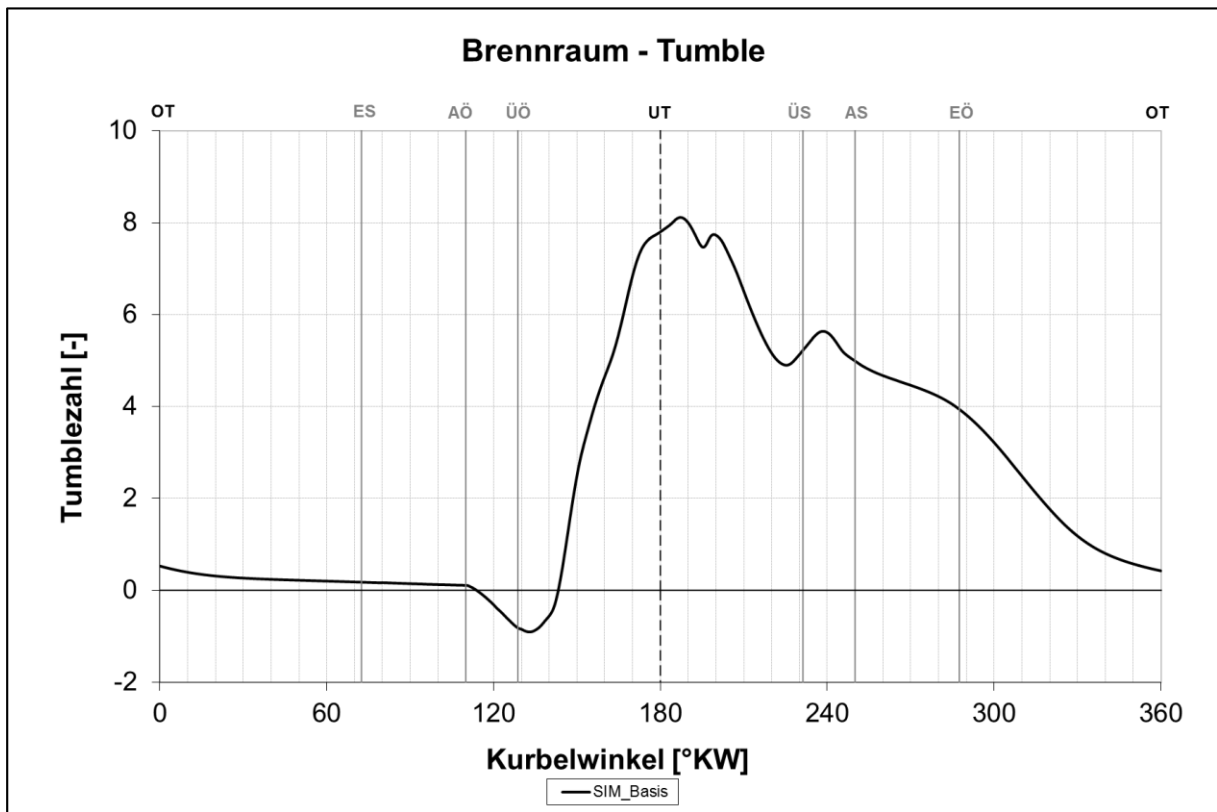


Abbildung 3-29: Tumble im Brennraum

Der untersuchte Motor weist einen Spitzenwert von etwa 8 auf, was soviel bedeutet, dass sich die Ladung in diesem Kurbelwinkelbereich 8-mal schneller als die Motordrehzahl um den Brennraummittelpunkt dreht. Es ist gut erkennbar, dass sich die auspuffseitigen Druck- und Saugwellen auf die Tumblezahl auswirken. Ein großer Teil des Tumbles geht während der zweiten Saugwelle verloren. Auch hier zeigt sich, dass es von Vorteil ist, den Auslass bereits nach der ersten in Richtung Brennraum laufenden Druckwelle zu schließen, da in diesem Bereich das Niveau noch sehr hoch ist, und die Turbulenz dadurch gesteigert werden könnte.

Spülkurve:

Wie in Abschnitt 2.1 erläutert dient eine Spülkurve zum Beurteilen der Qualität des Spülvorgangs. In Abbildung 3-30 ist das „Scavenging Efficiency“ über „Scavenging Ratio“ aufgetragen. Bis zu einem Verhältnis von ca. 0,4 deckt sich der Verlauf mit der Verdrängungsspülung. In diesem Bereich ist die eingeströmte Frischladungsmasse gleich der Frischladungsmasse im Zylinder. Es sollten bis zu diesem Punkt noch keine Spülverluste auftreten. Ab diesem Zeitpunkt strömt Frischladungsmasse direkt in den Auslass. Der Verlauf weicht zusehends vom Ideal ab und erreicht einen Höchstwert des SE von ca. 0,916, was einem SR von 1,31 entspricht (siehe Abbildung 3-31).

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass bei einer Frischladungsfüllung von etwa 90 % ein Ladungseinsatz von 130-140 % nötig ist.

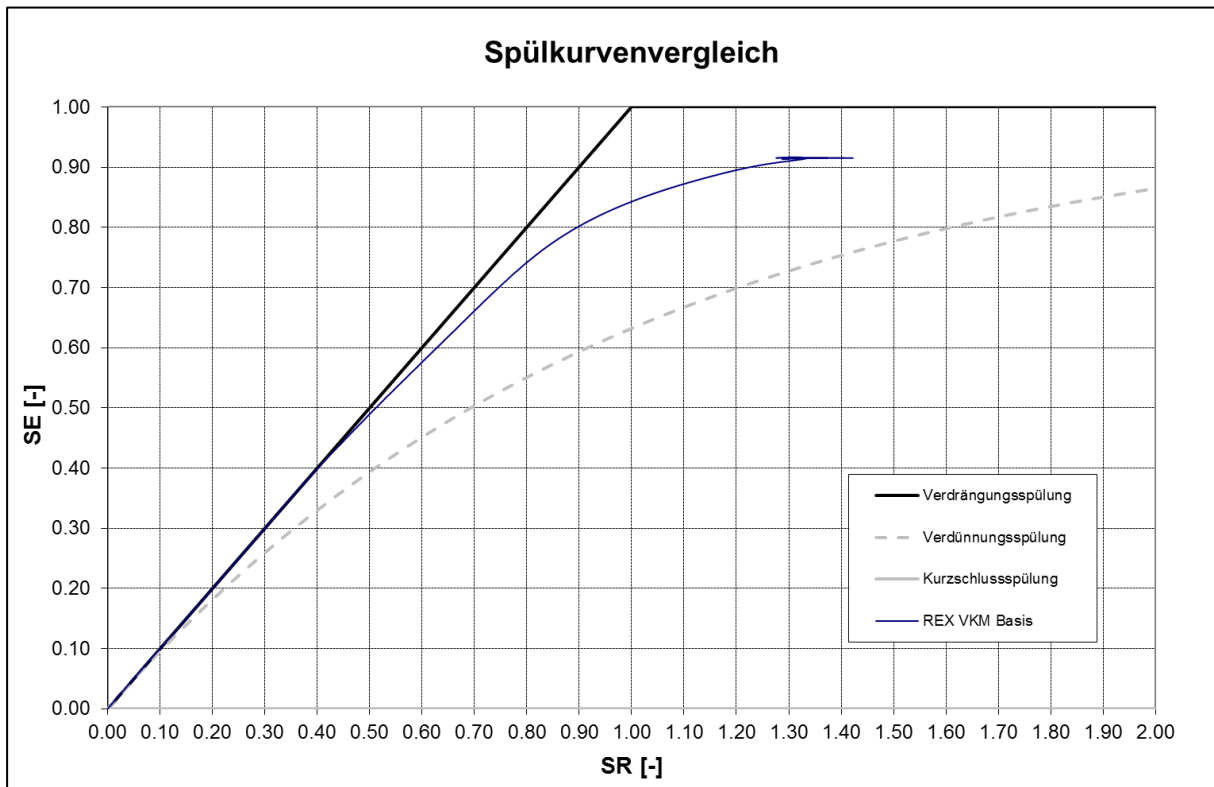


Abbildung 3-30: Spülkurve REX VKM Basis

Die Schwingungen im Auspuffsystem beeinflussen die Spülkurve auch nach dem Erreichen ihres Spitzenwertes weiter. Abbildung 3-31 zeigt, dass die erste Druckwelle das Potential besitzt den Ladungseinsatz weiter zu verringern, wobei theoretisch kleine Frischladungsverluste im Brennraum in Kauf zu nehmen sind. Prozentual ausgedrückt sinkt das SR um 2,8 Punkte während das SE nur um 0,1 Punkte sinkt und somit praktisch unveränderlich bleibt. Die Abbildung zeigt auch, dass dieses Optimum im weiteren Verlauf nicht mehr erreicht wird. Die Dynamik bewirkt lediglich ein weiteres Vermischen von Frischgas und Restgas. Außerdem hat die Frischgasmasse zusätzliche Zeit sich zu erwärmen und somit seine Dichte zu verringern. Das Verhältnis von Frischgasmasse zu Gesamtmasse im Brennraum sinkt folglich weiter ab. Deutlich zu erkennen ist auch der Einfluss der darauffolgenden Saugwelle. Sie wurde schon bei der Auswertung der Zylindermasse, des Zylinderdruckes und des Tumble als negativ beeinflussend identifiziert. Bei geringfügiger Änderung der Frischladungsmasse im Zylinder erhöht sich dabei das SR ausgehend vom Optimum um 11,5 Prozentpunkte (Abbildung 3-31).

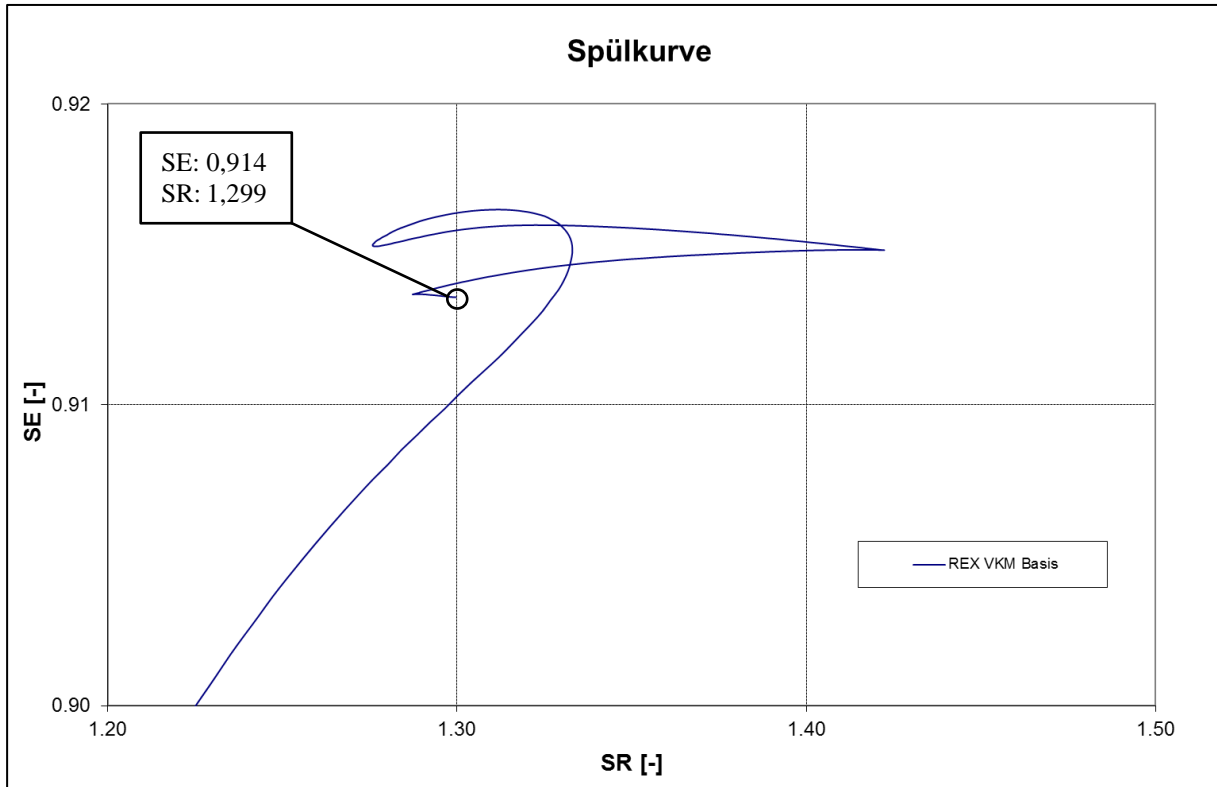


Abbildung 3-31: Detail der Spülkurve REX VKM Basis

Abbildung 3-32 zeigt den Verlauf des Fanggrades über SR. Nach Auslassschluss erreicht der Fanggrad einen Wert von 0,703.

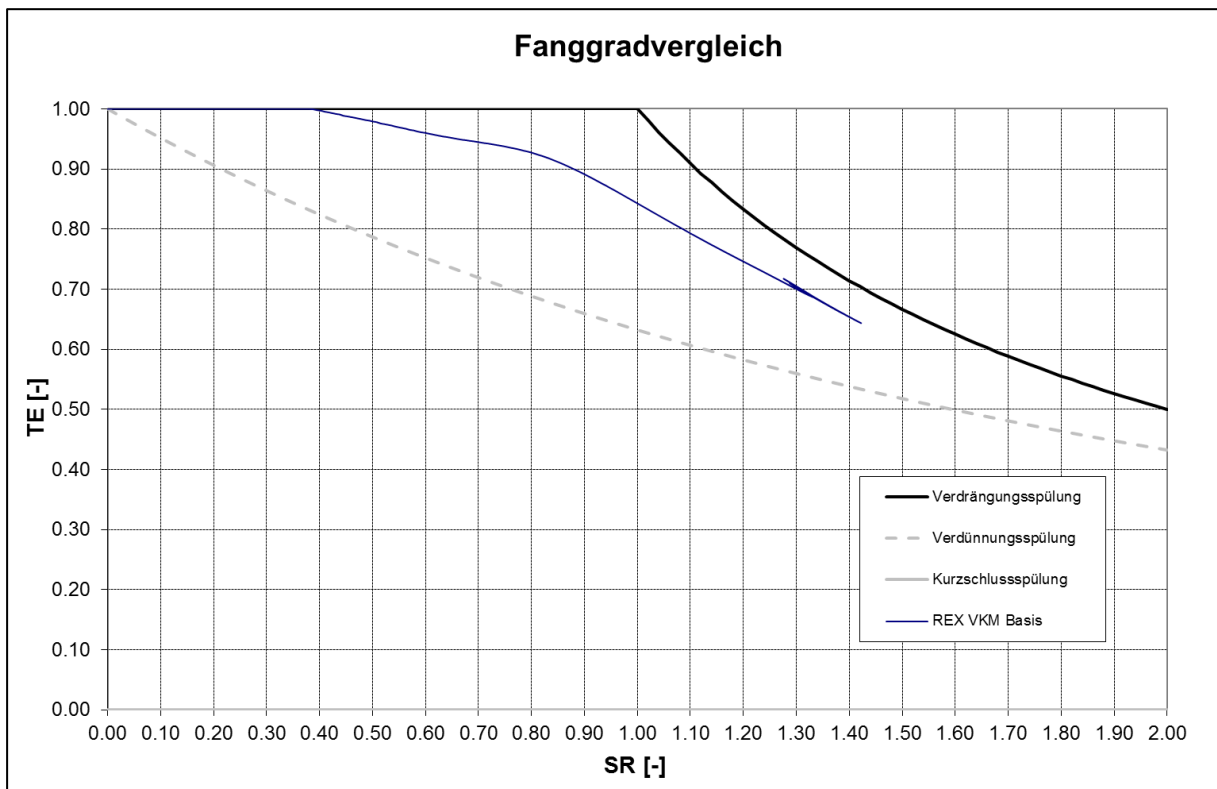


Abbildung 3-32: TE über SR des REX VKM Basis

Ladungsmassen:

Abbildung 3-33 zeigt den kurbelwinkelaufgelösten Verlauf der Massen des REX VKM Basismodells. Zunächst ist die einströmende Masse mit der Frischladungsmasse ident. Nachdem die Ladungszunge den Auslass erreicht hat steigt die Spülverlustmasse an. Die erste Saugwelle saugt zusätzlich Frischgas aus dem Zylinder wodurch sich der dargestellte steilere Gradient kurz vor UT im Verlauf der Verlustmasse ergibt. Die Verringerung der Spülverlustmasse durch die erste Druckwelle geht einher mit einer Erhöhung der Frischgasmasse im Brennraum. Gleichzeitig sinkt der Massenstrom über die Überströmkanäle. Die darauffolgende Saugwelle bewirkt gegenteiligen Effekt. Da Ursache und Wirkung durch die Trägheit der Massen etwas verzögert ist steigt der Einlassmassenstrom durch die Überströmkanäle etwas verspätet wieder an, was dazu führt, dass sich der Verlauf im unteren Bereich nach dem Schließen der Kanäle bei ca. 231 °KW hält. Der Brennraum steht nun nur mehr mit dem Auslasssystem in Verbindung und tauscht mit diesem die Massen, bis auch der Auslasskanal durch den Kolben verschlossen wird. Die zweite Druckwelle wirkt sich nicht mehr auf den Einlassmassenstrom aus, die eingeströmte Masse bleibt somit konstant. Hinsichtlich obiger Spülkurve bedeutet dies, dass ab diesem Zeitpunkt das SR nur durch das Auspuffsystem beeinflusst wird. Da das SE sinkt muss das Verhältnis von Frischgasmasse zur Gesamtmasse im Zylinder kleiner werden. Die rückströmende Masse kann deshalb nicht zur Gänze aus Frischgas bestehen, denn dann würde das Verhältnis steigen. Bei selbem Massenverhältnis von Frisch- und Restgas bliebe es konstant. Dem Verlauf zu entnehmen enthält das Gas deshalb einen höheren Restgasanteil (siehe Gl. 2-47).

Aus den Verläufen in Abbildung 3-33 lässt sich erkennen dass bei etwa 205 °KW, also wiederum im Bereich der ersten Druckwelle, der Quotient aus Frischgasmasse zur Spülverlustmasse am günstigsten ist. Am Scheitelpunkt der eingeströmenden Masse könnte der Überströmkanal bereits schließen. Da keine Masse mehr einströmt muss der Frischgasmassenanstieg von Seite des Auspuffes stammen. Optimal wäre ein Schließen des Auslasskanals in diesem Kurbelwinkelbereich.

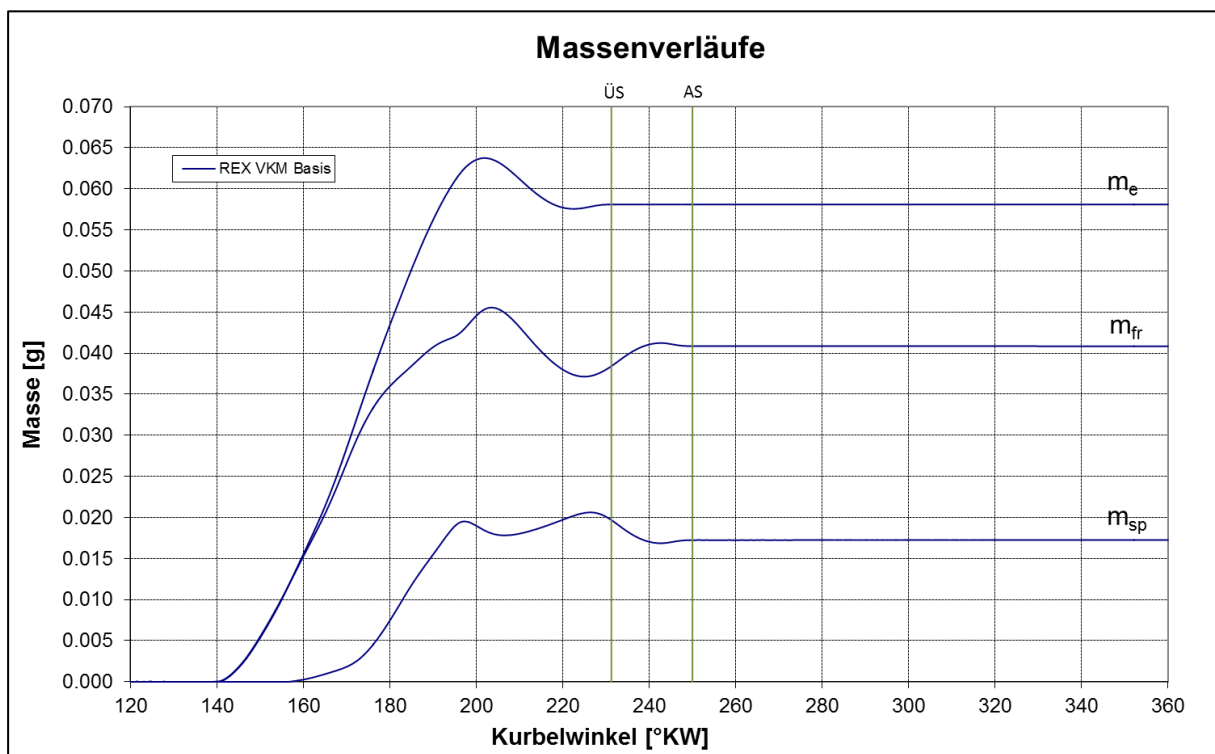


Abbildung 3-33: Massenverläufe REX VKM Basis

3.7 3D - Berechnungsergebnisse

Über dreidimensional aufgelöste Strömungsfelder lassen sich im Vergleich zu den zweidimensionalen Ergebnissen sehr gut Einflüsse der Geometrie auf das Strömungsverhalten darstellen. Für eine konstruktive Gestaltung von Strömungsmaschinen stellt diese Betrachtung ein wichtiges unterstützendes Hilfsmittel dar. Es besteht die Möglichkeit Auswirkungen von Geometrieänderungen im Vergleich zu Prüfstandsuntersuchungen relativ rasch und einfach festzustellen.

Abbildung 3-34 zeigt die Abgasrate an der Oberfläche des Gesamtsystems. Entsprechend der Skalierung steht „0“ für 100 % Frischgas und „1“ für 100 % Rest- bzw. Abgas. Am Auspuffkrümmer sind die Spülverlustbereiche von vorhergehenden Zyklen sichtbar (siehe Abbildung 3-34 a)). Abbildung 3-34 b) zeigt, dass sich das in die Überströmkanäle rückströmende Abgas auf die gesamte Länge bis zum Kurbelkasten auswirkt. In Abbildung 3-34 c) ist sehr gut die Verdrängung des verbrannten Gases aus dem Brennraum zu erkennen. Bereits vor der Hälfte der Auslasssteuerzeit, also vor UT, gelangt Spülverlustmasse in den Auspuffkrümmer. Abbildung 3-34 d) lässt das Strömungsverhalten der Umkehrspülung, zumindest an der Oberfläche, gut erkennen. In Abbildung 3-34 e) sind die Spülverluste bereits deutlich zu sehen. Da nach dem Erreichen der ersten Druckwelle des Zylinders der Überströmkanal noch nicht verschlossen ist strömt durchmisches Gas zurück in den Kurbelkasten und verweilt dort bis zum nächsten Zyklus. (siehe Abbildung 3-34 f)).

Abbildung 3-36 zeigt selbiges Verhältnis im Längsschnitt durch den Zylinder. Entsprechend der farblichen Codierung lässt sich bei frühen °KW rein optisch der Staupunkt durch die erhöhte Konzentration von Frischgas lokalisieren. Die Saugwelle im Bereich des unteren Totpunktes bewirkt die dargestellte Beeinflussung der Strömung in Richtung Auslass (siehe Abbildung 3-36 c)). Durch sie gelangt Rest- aber auch Frischgas in den Auspufftrakt. Im weiteren Verlauf sind die darauffolgenden Druckwellen, die weitere Saugwelle sowie der Massenstrom aus dem Zylinder kurz vor AS zu erkennen.

Abbildung 3-37 veranschaulicht das Verhältnis im Schnitt quer zum Zylinder. Die dargestellten Überströmkanäle sind die Hauptüberströmkanäle. Nach dem ersten Rückströmen erkennt man die symmetrische Einströmung in den Brennraum mit dem darauffolgenden Aufeinandertreffen der Strahlen. Es kommt zu einer Ausbildung und Ausbreitung einer Ladungszunge sowie zu einer Faltung der Frischgasfront. Besonders gut ist dies in Abbildung 3-35 zu sehen. In dieser ist der Einströmvorgang durch Isoflächen dargestellt. Diese Flächen beschreiben Zonen mit konstanten Eigenschaften, in diesem Fall gleichbleibender Abgasrate. Die Restgaszonen beidseitig der Zunge werden durch die erste Saugwelle beseitigt (siehe Abbildung 3-35 f)). Natürlich steigt bei diesem Vorgang durch die mittige Frischgasströmung auch die Spülverlustmasse (siehe Abbildung 3-33 bzw. Abbildung 3-36 c)).

Im Anhang dieser Arbeit sind die Vektoren der Geschwindigkeit im Brennraum zu sehen. Vor allem im Längsschnitt durch den Brennraum ist die Geschwindigkeitserhöhung und die Richtung der Ein- bzw. Ausströmung aus dem Brennraum sehr gut dargestellt. Abbildung 7-11 zeigt auch den nach dem Schließen des Auslasskanals im Brennraum verbleibenden Tumble, der anschließend durch die Bewegung des Kolbens in Richtung OT dissipiert (siehe Abbildung 3-29).

Abbildung 7-9 und Abbildung 7-10 im Anhang zeigen das Equivalence – Ratio, also den Kehrwert des Luftverhältnisses. Die dargestellten Bilder zu den entsprechenden °KW weisen eine starke Ähnlichkeit zum EG – Verhältnis auf. Man erkennt, dass nach dem Spülvorgang im Längs – sowie im Querschnitt zum Brennraum ein räumlich annähernd gleichmäßiges Luftverhältnis von in etwa 1 vorliegt. Abbildung 7-7 und Abbildung 7-8 im Anhang zeigen zu Anschauungszwecken zusätzlich den Absolutdruck im Brennraum.

Da nun durch die 2D – und die 3D – Ergebnisse der Basisgeometrie erste Verbesserungsmöglichkeiten identifiziert wurden wird im Folgenden versucht den negativ auswirkenden Effekten entgegenzuwirken.

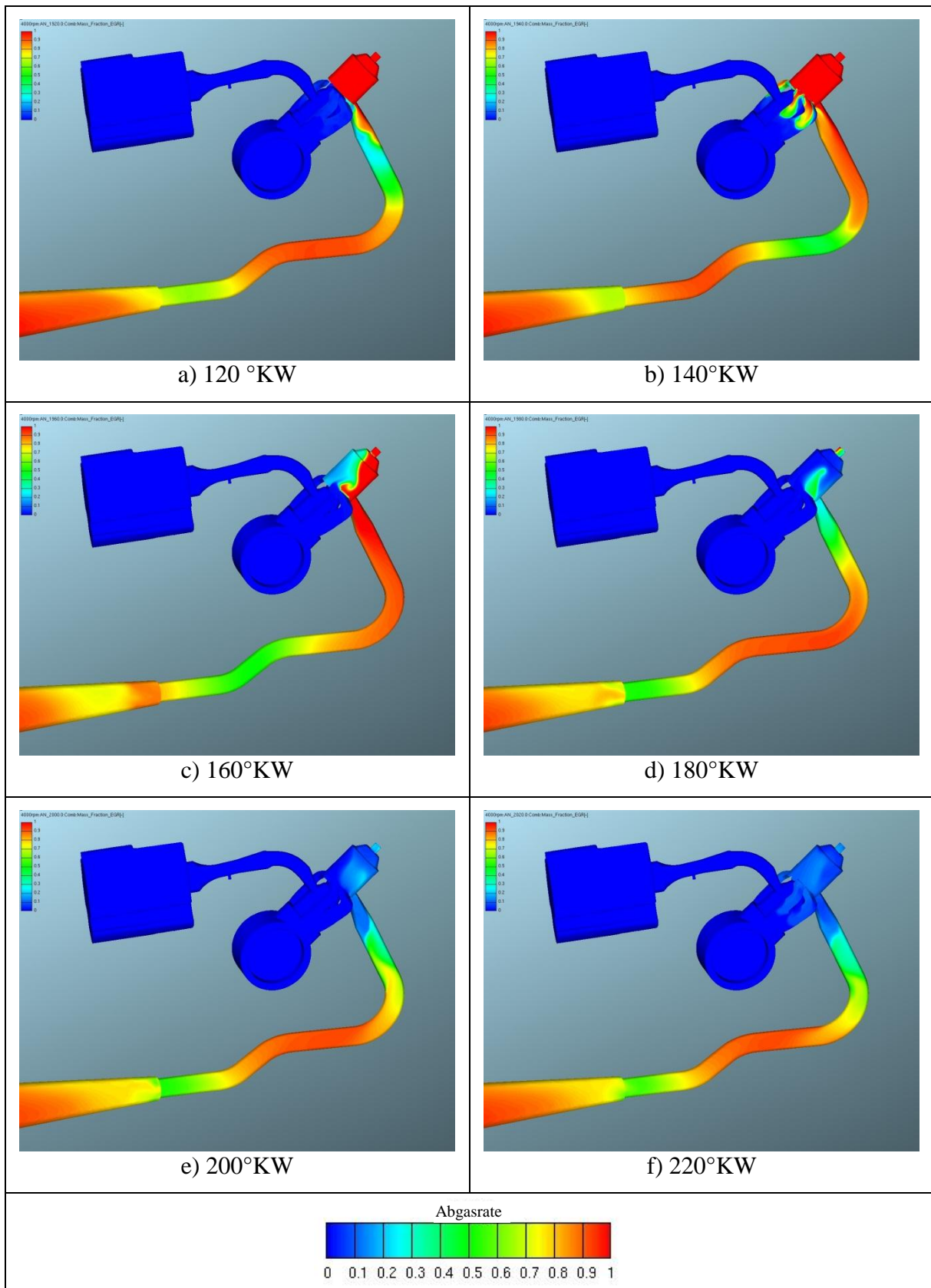


Abbildung 3-34: Abgasrate des Gesamtsystems

3 - Basismotor

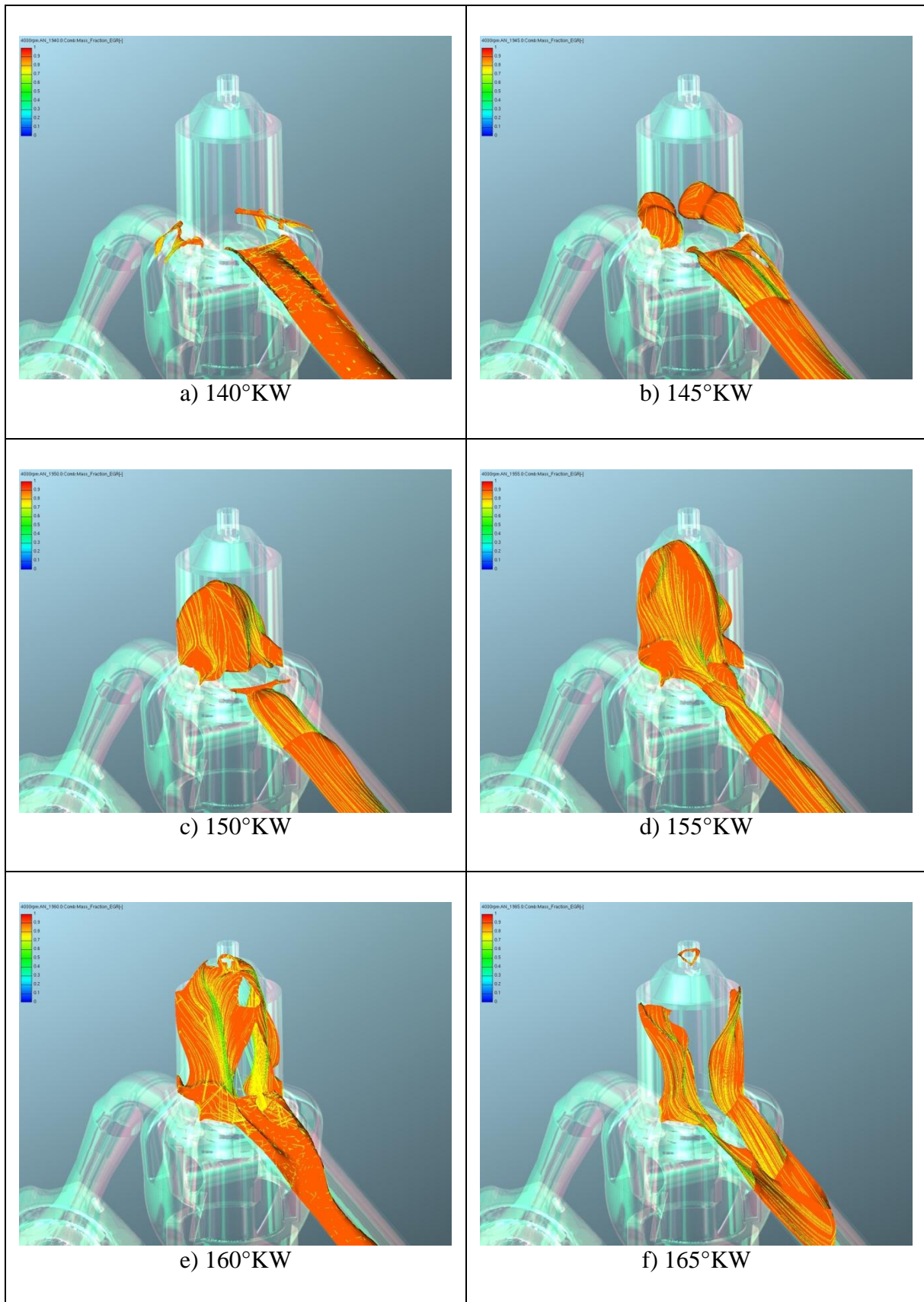


Abbildung 3-35: 90% Abgasrate Iso-Flächen

3 - Basismotor

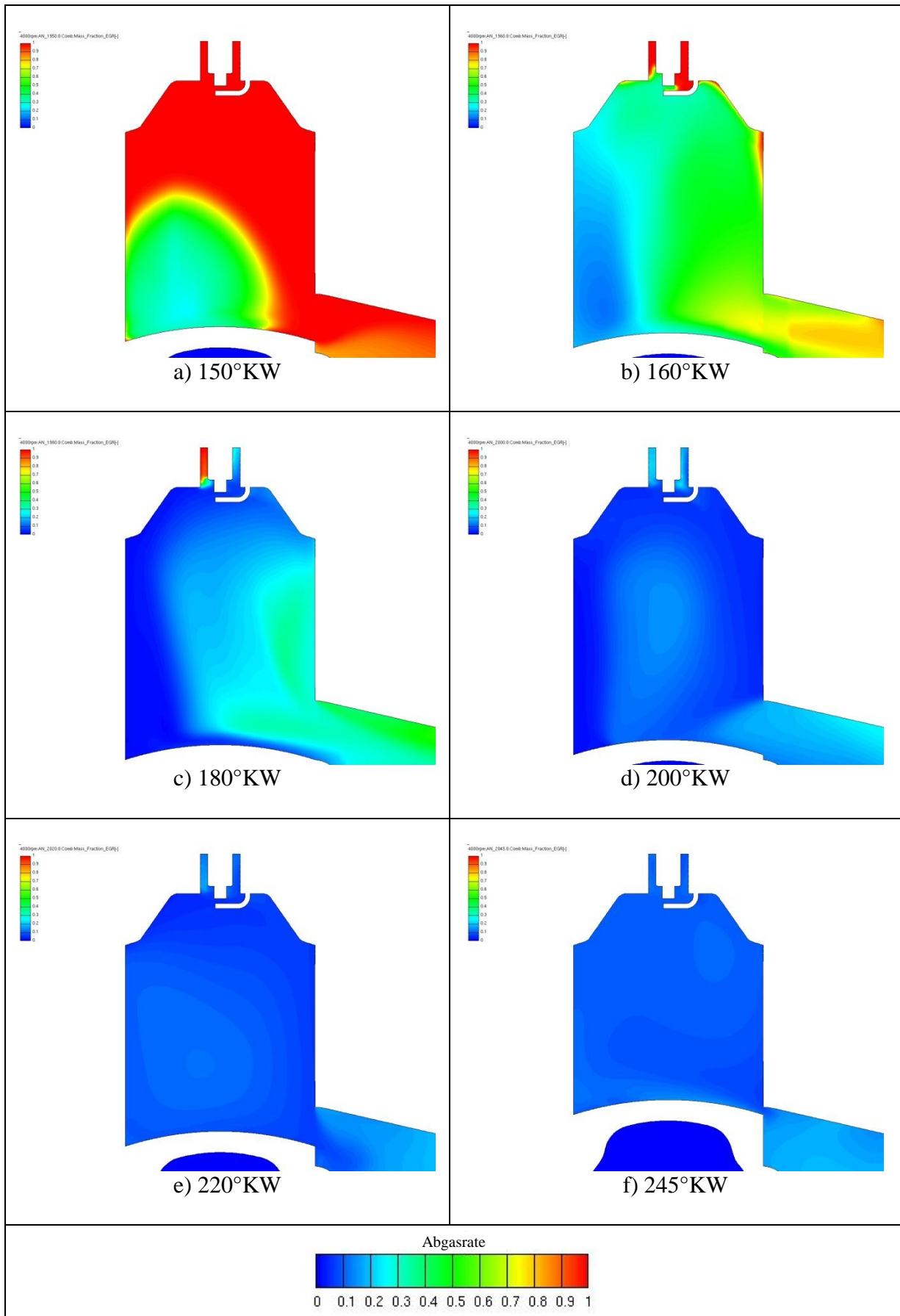


Abbildung 3-36: Abgasrate, x – Schnitt

3 - Basismotor

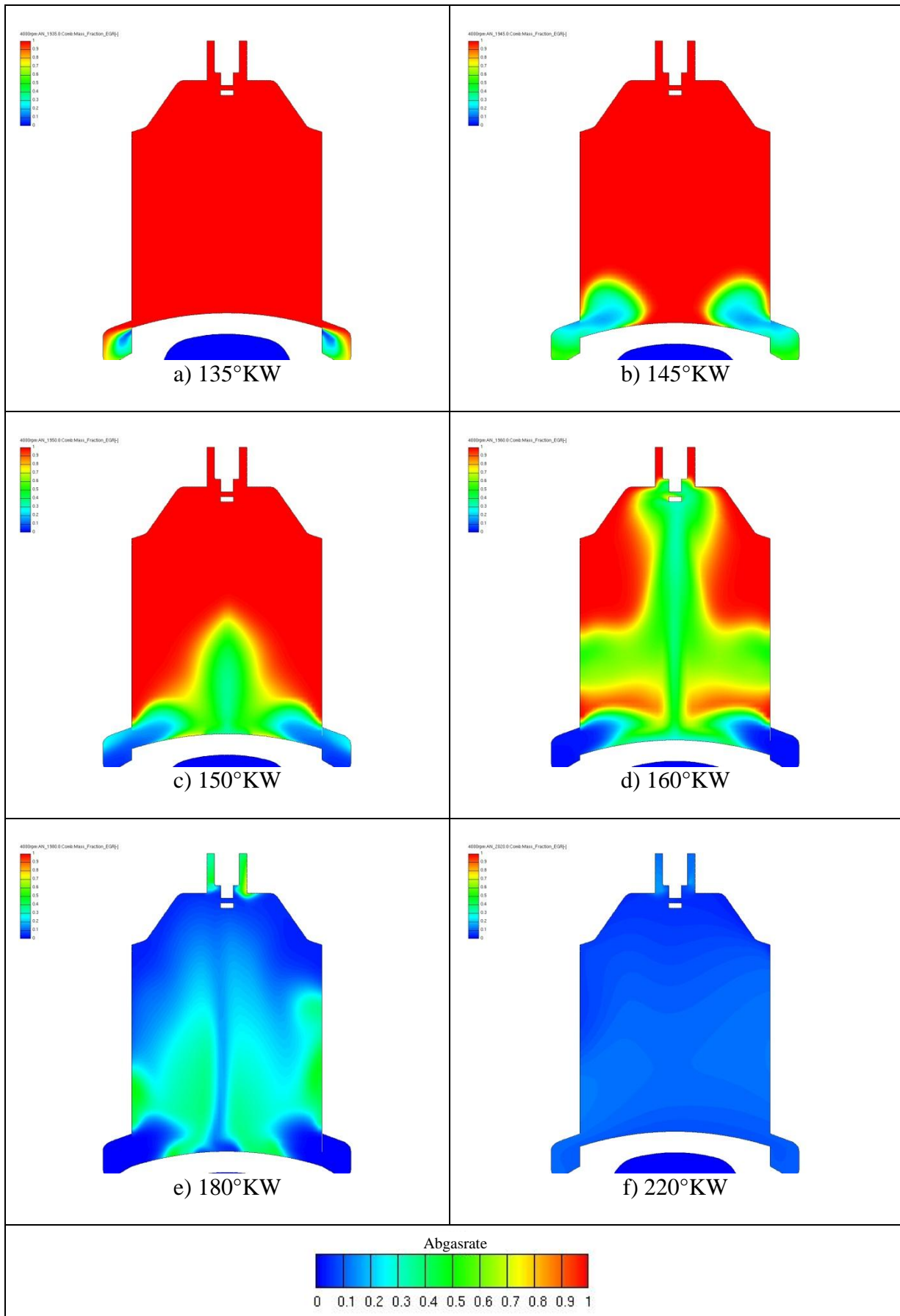


Abbildung 3-37: Abgasrate, y – Schnitt

4 Variation der Steuerzeiten

Nach der genauen Abstimmung des Basismotors wurde in gewissen Bereichen ein Verbesserungspotential festgestellt. Da das Ziel von geringen Spülverlusten bei konstanter Drehzahl und vorgegebener Leistung von 2 kW von sehr vielen Parametern abhängt wären sehr viele 3D – Variantenrechnungen nötig. Aus diesem Grunde erfolgt die Abstimmung der Überström – und Auslasssteuerzeiten sowie die Festlegung der Längen und Volumina des Auspuffsystems in einer 1D – CFD Rechnung (siehe Abschnitt 5).

Aufgrund auftretender Spülverluste kann man grundsätzlich davon ausgehen, dass eine kürzere Steuerzeit der Überströmkanäle und somit ein späteres Einströmen von Frischgas in den Brennraum der Minimierung von Spülverlusten dienlich ist. Aufgrund dessen wurden Überlegungen angestellt unterschiedliche Öffnungszeitpunkte der Haupt – und Nebenüberströmkanäle festzulegen. Einerseits erhofft man sich durch das Rückströmen von Abgas in den früher öffnenden Überströmkanal die Ausbildung eines „Abgaspolsters“ in diesem. Beim Zusammentreffen der einströmenden Frischgasstrahlen besteht dadurch theoretisch die Möglichkeit, dass ein Teil der Ladungszunge aus Abgas besteht und somit weniger Frischgas in den Auslasskanal gelangt. Andererseits versucht man durch den später öffnenden Überströmkanal die Frischgasmasse später einströmen zu lassen und dadurch die Spülverluste zu reduzieren.

In AVL-FIRE besteht die Möglichkeit, einen Tausch des Berechnungsnetzes durchzuführen. Das Programm sucht sich bei einem Wechsel automatisch Zellen der Umgebung und prägt diesen die Ergebnisse von vorhergehenden Berechnungen auf. Diese Vorgehensweise wird bei diesen Geometrievariationen angewandt, wodurch man sich den Einschwingvorgang, und somit erhebliche Rechenzeit, erspart.

4.1 CATIA - Modellerstellung

Die Modellerstellung der Überströmkanalvarianten erfolgt analog zur beschriebenen Modellerstellung der Basisvariante, weshalb an dieser Stelle auf Abschnitt 3.2.1 verwiesen wird. Abbildung 4-1 zeigt die Basisgeometrie und die untersuchten Kanalvarianten.

Bei der Variante 1.1 wurde der Hauptüberströmkanal unverändert übernommen, während die Steuerkante der Nebenüberströmer um 1mm abgesenkt wurde. Dies entspricht einer Verschiebung des Öffnungszeitpunktes dieser Kanäle um ca. 4,25 °KW in Richtung Spät. Bei dieser Variante erhofft man sich die Ausbildung eines Abgaspolsters im Hauptüberströmer. Dessen Position in der Nähe des Auslasskanals lässt dadurch eine geringere Kurzschlusspülung erwarten. Die niedrigere Steuerkante des Nebenüberströmkanals sollte zudem einen späteren Einströmvorgang bewirken. In Variante 1.2 wurden die Steuerkanten aller Überströmkanäle um 1mm herabgesetzt. Durch den Verzicht auf einen definierten Abgaspolster steht diese Variante für Verbesserungen, die nur aufgrund des späteren Einströmvorganges basieren. Bei Variante 1.3 wurde der Nebenüberströmkanal unverändert übernommen und die Höhe des Hauptüberströmkanals um 1mm verkleinert. Dabei wird zunächst angenommen, dass durch das spätere Öffnen des Hauptüberströmkanals die Kurzschlusspülung geringer ausfällt. Der Druckabbau im Brennraum und die Ausbildung eines Abgaspolsters wird hier auf den Nebenüberströmkanal verlagert.

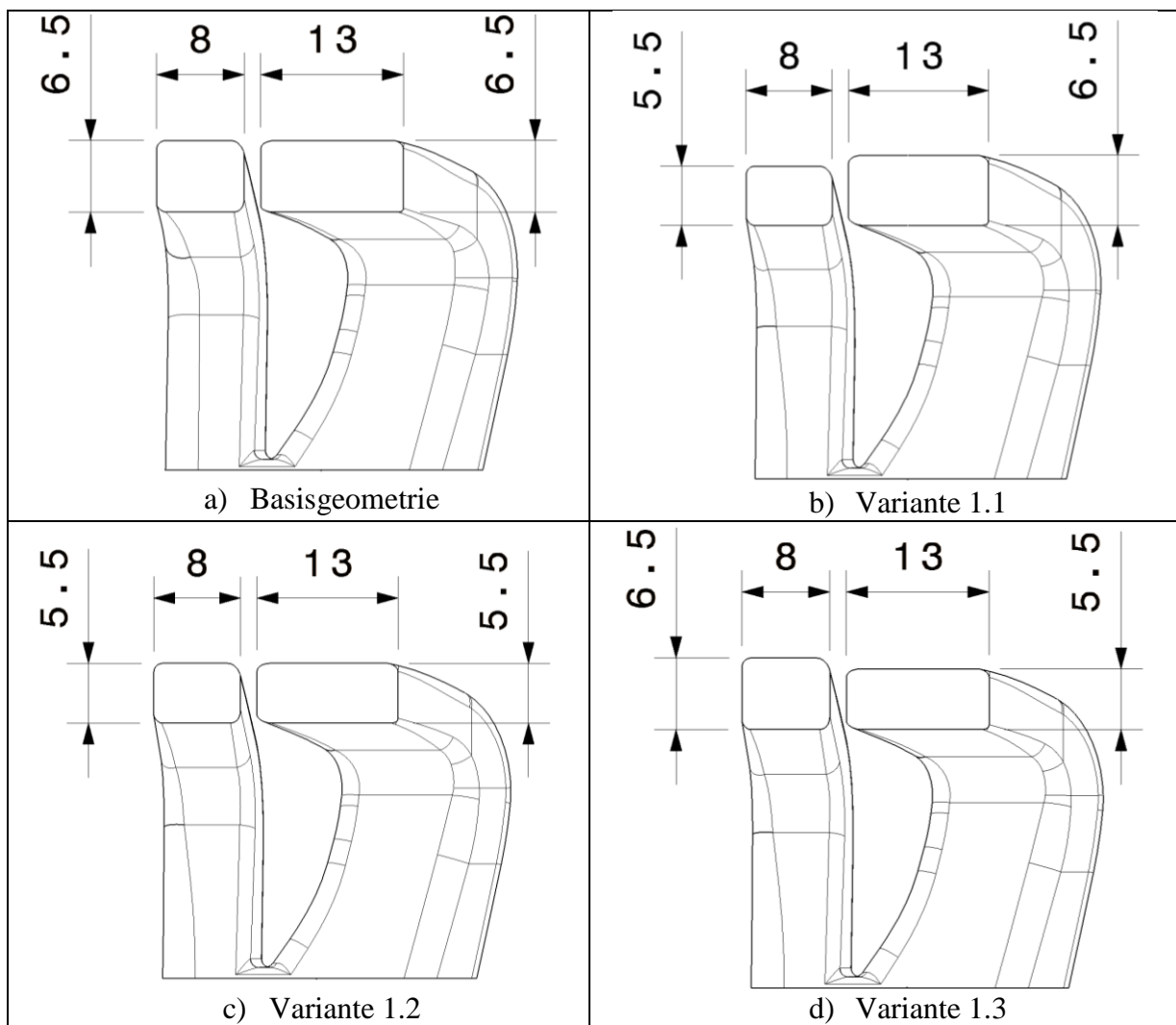


Abbildung 4-1: Überströmkanäle, Basisgeometrie und Kanalvarianten

4.2 FIRE – Modellerstellung

Die Erstellung des 3D-CFD Volumennetzes erfolgt wie bereits in Abschnitt 3.3.1 beschrieben. Aufgrund des modularen Aufbaus des Basismodells ist es möglich in AVL FIRE relativ schnell einen Netzwechsel durchzuführen. Zu diesem Zweck wird die gewünschte Selektion, in diesem Falle die Initialisierungsselektion der Überströmkanäle, aktiviert und entfernt. Dadurch werden alle die Überströmer betreffenden Selektionen zu Selektionen ohne Elemente. Benennt man die verschiedenen Bereiche der Überströmkanäle der Varianten mit selbigen Namen kann man sehr effektiv die Volumennetze austauschen.

Es ist zu beachten, dass die Abstimmung des Basismodells mit einem um 4mm kürzeren Kolbenhemd durchgeführt wurde.

Da in weiterer Folge wieder der ursprüngliche Kolben zum Einsatz kommt werden kurz die wesentlichen Einflüsse eines kürzeren Kolbenhemdes aufgezeigt. Die folgenden Bilder stammen somit nicht vom finalen Basismodell, sondern von einer vorausgegangenen Berechnung deren Variation nur das gekürzte Kolbenhemd betrifft.

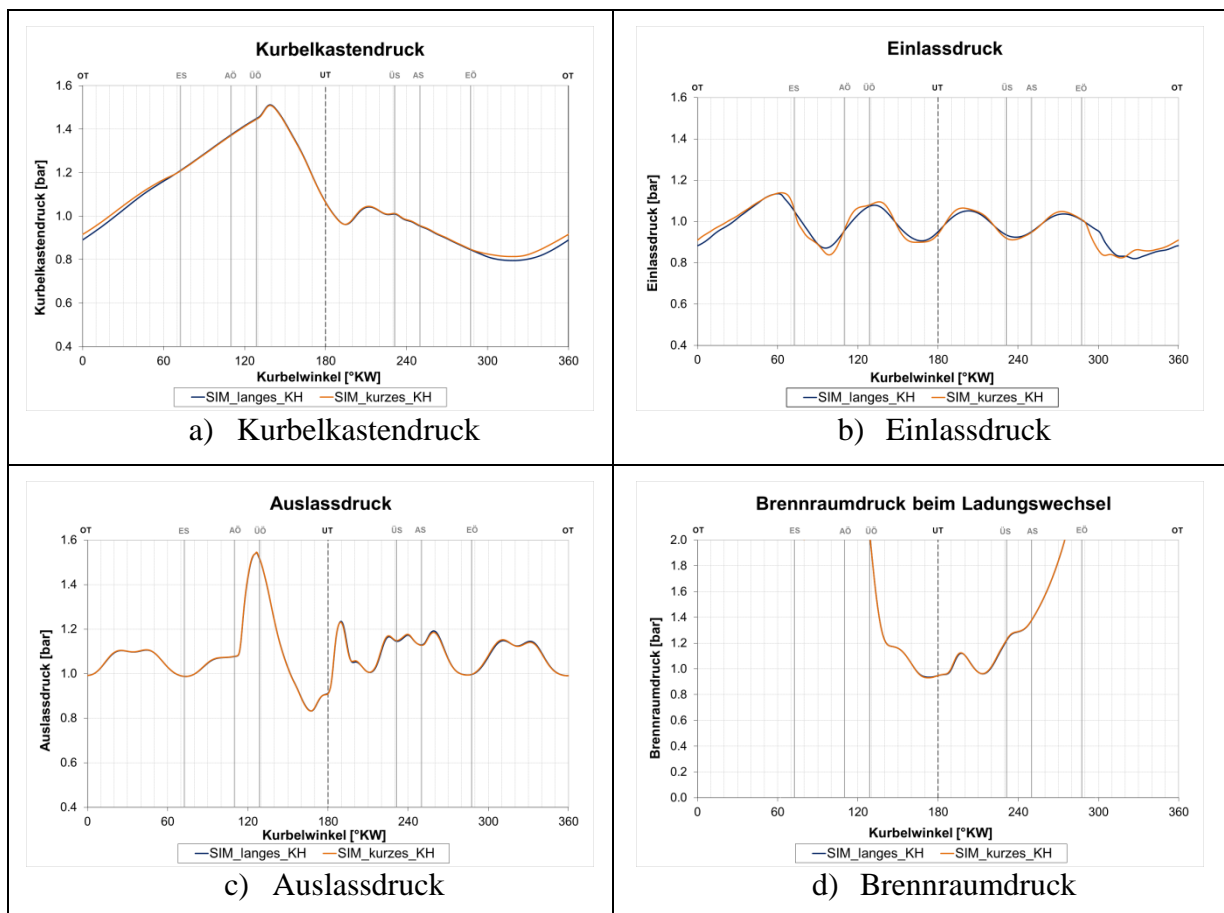


Abbildung 4-2: Vergleich der Drücke von langem und kurzem Kolbenhemd

Abbildung 4-2 a) zeigt den Kurbelkastendruck über den Kurbelwinkel. Es ist ersichtlich, dass sich der Verlauf beider Kurven grundsätzlich nur in jenem Bereich unterscheidet, in dem der Einlass geöffnet ist. Hier ist der Druck bei gekürztem Kolbenhemd (orange Kurve) durch frühzeitigeres Öffnen des Einlasskanals höher während sich die Kurven im übrigen Kurbelwinkelbereich, also im Spül- Vorverdichtungs- und Expansionsprozess des Kurbelkastens, kaum unterscheiden.

Abbildung 4-2 b) zeigt den Druck vor dem Einlasskanal. Es ist ersichtlich, dass sich die Werte, abgesehen von kleineren Schwankungen, hinsichtlich Amplitude, Frequenz und Absolutwert nur geringfügig voneinander unterscheiden. Bedingt durch den Unterdruck im Kurbelkasten sinkt nach dem Öffnen des Einlassquerschnittes der Druck im Ansaugkanal. Am offenen Ende im AGD wird diese als Überdruckwelle reflektiert. Während der Einlass beim unveränderten Kolben geschlossen wird, wenn diese Welle ihr Maximum erreicht, ist dies bei der Variante mit kürzerem Kolbenhemd erst der Fall, wenn die Unterdruckwelle bereits wieder in Richtung AGD läuft. Dies verursacht auch den leichten Druckabfall im Kurbelgehäuse im Bereich des Einlassschlusses.

Abbildung 4-2 c) und Abbildung 4-2 d) veranschaulichen, dass sich die Drücke im Auslass und im Brennraum beider Varianten praktisch nicht voneinander unterscheiden.

Zusammenfassend kann man somit festhalten, dass sich eine Verkürzung des Kolbenhemdes um 4mm beim untersuchten Motor auf die Drücke während des Spülvorganges und somit auf die Spülung selbst vernachlässigbar klein auswirkt.

4.3 2D – Berechnungsergebnisse

Einlassdruck:

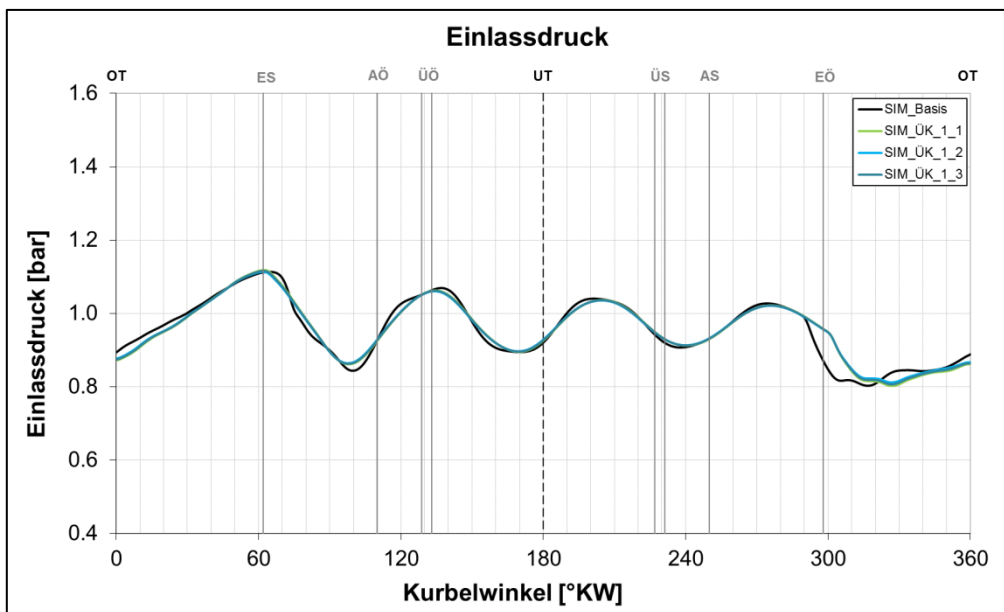


Abbildung 4-3: Einlassdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten

Die in Abbildung 4-3 dargestellten Steuerzeiten sind den neuen Varianten angepasst. Variante 1.1 wird hier als SIM_ÜK_1_1 bezeichnet. Analoges gilt für die übrigen Varianten. Der Einlassdruck unterscheidet sich zwischen der Basisgeometrie und den Varianten nur geringfügig voneinander. Die Überlagerung von Schwingungen entstammt dem Einfluss der unterschiedlich langen Kolbenhemden, ebenso der etwas spätere Druckabfall nach dem Öffnen des Einlasskanals (EÖ). Bedingt durch den Abstand der Messstelle vom Einlassquerschnitt sinkt dieser erst einige °KW später. Auf den Einlassdruck haben die unterschiedlichen Ausführungen der Überströmkanäle keinen Einfluss.

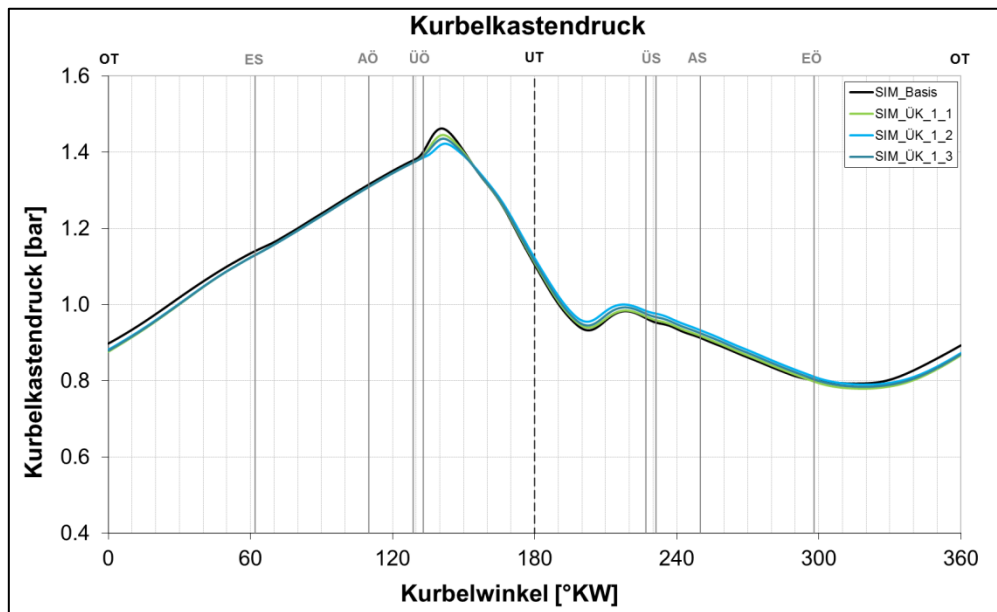
Kurbelkastendruck:

Abbildung 4-4: Kurbelkastendrucke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten

Bei Variante 1.1 wird zunächst nur der Hauptüberströmkanal geöffnet. Verglichen mit dem Basismodell strömt somit bei gleichem Druck im Brennraum zunächst weniger Abgas in den Kurbelkasten, was einen geringeren Druckanstieg in diesem zur Folge hat (siehe Abbildung 4-4). Bis der Nebenüberströmkanal öffnet sinkt der Druck im Brennraum, verursacht durch die weitere Expansion des Arbeitsgases und des Ausströmens von Abgas in den Auslass, weiter. Ähnliches gilt auch für den Durchlauf der Unterdruckwelle vom Auspuff über den Zylinder in den Kurbelkasten. Hier ist die „Angriffsfläche“, also der freigegebene Durchströmquerschnitt der Überströmkanäle, wie oben erwähnt, kleiner als in der Basisgeometrie. Der Druck im Kurbelkasten sinkt aus diesem Grunde nicht so stark wie in der Basisgeometrie. Folglich lässt sich festhalten, dass bei kleiner werdenden Querschnitten der Überströmkanäle die Rückströmung in den Kurbelkasten und somit die Druckerhöhung verringert wird, während sich der Druck nach UT gegenläufig verhält (siehe Abbildung 4-4). Der kleinere Druck nach EÖ bei den Varianten ergibt sich aus dem in Abschnitt 4.2 genannten Unterschied im Verlauf zwischen kurzem und langem Kolbenhemd.

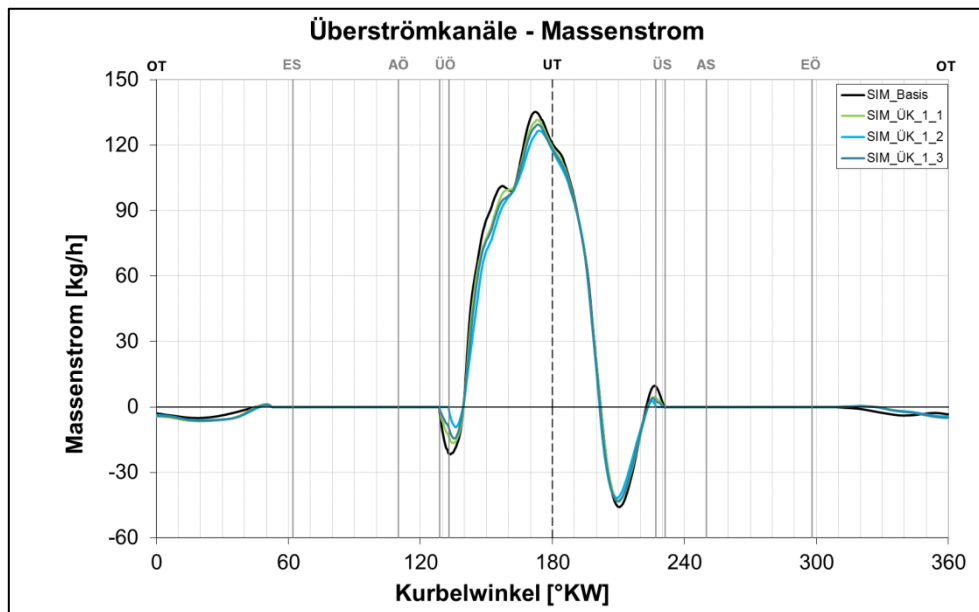
Überströmkanäle - Massenstrom:

Abbildung 4-5: Massenstrom über die Überströmkanäle im Vergleich zur Basisgeometrie

Aus Abbildung 4-5 lässt sich ableiten, dass der Massenstrom beim späteren Öffnen der Überströmkanäle im Vergleich zur Basisgeometrie tendenziell in beide Richtungen, abhängig von der durchströmten Querschnittsfläche, kleiner ist. Bei Variante 1.2 werden alle Kanäle später geöffnet und natürlich auch früher geschlossen. Dadurch ergibt sich die dargestellte Verschiebung der Steuerzeiten.

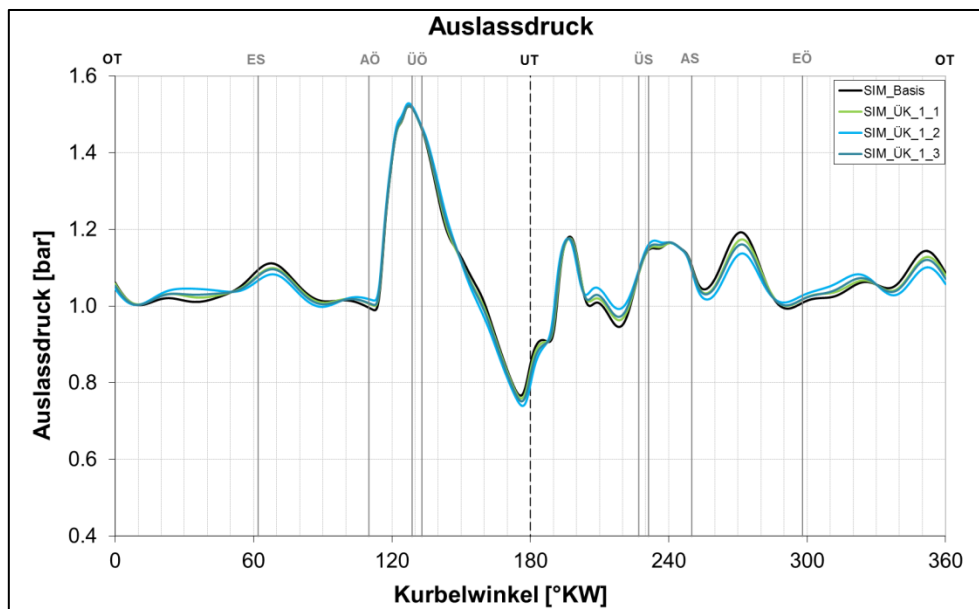
Auslassdruck:

Abbildung 4-6: Auslassdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten

Die Verläufe des Auslassdruckes weisen eine geringe Abweichung voneinander auf (siehe Abbildung 4-6). Phasenlage und Mittelwert von 1.07 bar sind nahezu ident. Kleinere Querschnitte führen zu einem etwas größeren Druck bevor der Überströmkanal schließt.

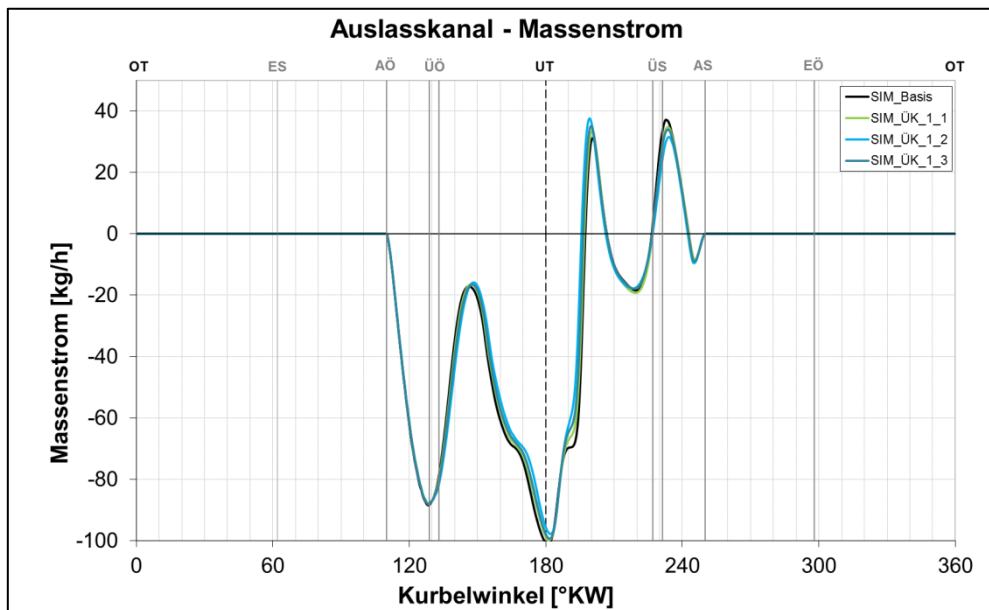
Auslasskanal - Massenstrom:

Abbildung 4-7: Massenstrom über den Auslasskanal im Vergleich zur Basisgeometrie

Abbildung 4-7 veranschaulicht die unterschiedlichen Massenstromverläufe vom Basismodell und den Varianten. Im Bereich bis $\ddot{U}\ddot{O}$ sind die Daten der Varianten und des Basismodells weitestgehend konsistent. Nach dem Öffnen der Überströmkanäle bewirken die geänderten Kanalausführungen die dargestellten Abweichungen. Kleinere Überströmquerschnitte führen durch die fortschreitende Expansion des Arbeitsgases und dem relativ dazu verlängerten Ausströmvorgang zu einem niedrigeren Brennraumdruck im Bereich bis zur ersten Druckwelle (siehe Abbildung 4-8). Diese Tatsache führt in Verbindung mit einem etwas größeren Auslasskanaldruck (siehe Abbildung 4-6) beim Rückströmen zu einem größeren Druckgefälle zwischen Auslasskanal und Brennraum und folglich zu einem größeren Massenstrom in den Zylinder (siehe Abbildung 4-7).

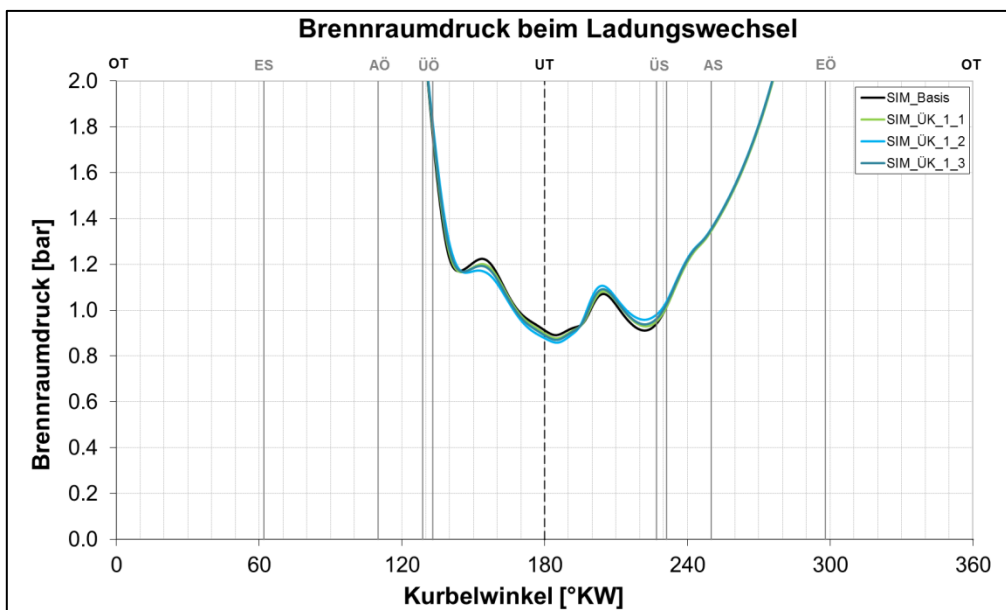
Brennraumdruck:

Abbildung 4-8: Brennraumdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten

Abbildung 4-8 zeigt die unterschiedlichen Verläufe des Brennraumdruckes der Basisgeometrie und der Varianten. Je kleiner die Durchströmquerschnitte der Überströmkanäle, desto geringer der Massenstrom durch diese und desto geringer der Druck im Brennraum während des ersten Ausströmvorganges. Die etwas stärker ausgeprägte Druckwelle, verursacht durch die Verschiebung der Steuerzeiten, führt im Anschluss daran zu einem steigenden Druck im Brennraum.

Tumble

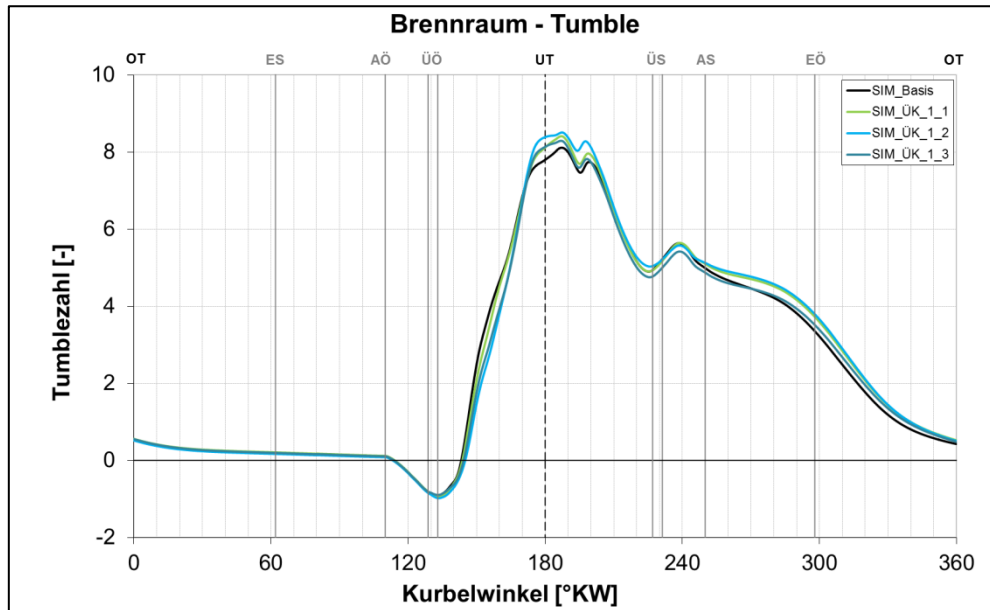


Abbildung 4-9: Tumblezahl im Vergleich zur Basisgeometrie

Die kurbelwinkelaufgelöste Tumblezahl der Varianten im Vergleich zur Basisgeometrie ist in Abbildung 4-9 zu sehen. Durch die große Vorverdichtung und einer stark ausgeprägten Unterdruckwelle weist die Tumblezahl der Variante 1.2 im unteren Totpunkt die größten Werte auf. Über einen großen Bereich liegen die Beträge der Varianten mit unterschiedlichen Steuerzeiten zwischen jenen mit gleichen Steuerzeiten, was auf keinen Vorteil durch diese geometrische Variation hindeutet. Kleinere Querschnitte erhöhen somit die Tumblezahl und verbessern damit die Gemischaufbereitung.

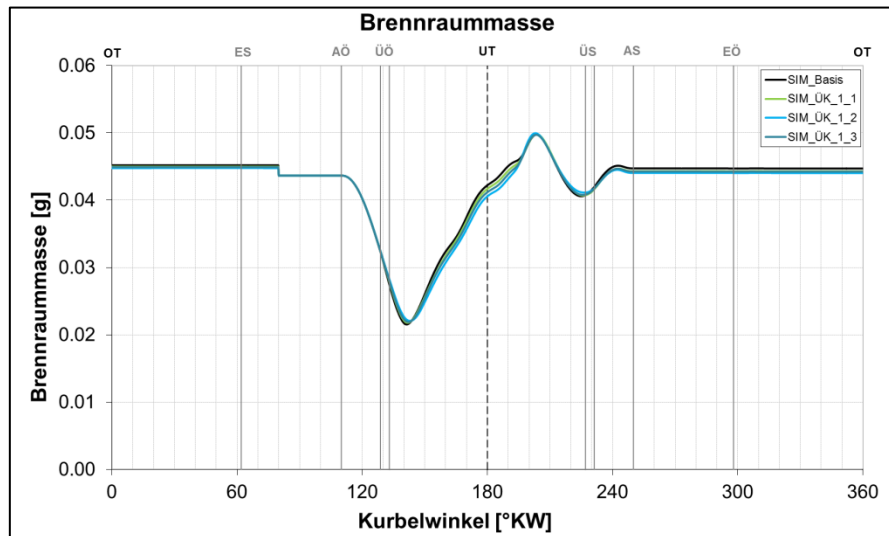
Brennraummasse

Abbildung 4-10: Brennraummasse im Vergleich zur Basisgeometrie

Die Brennraummassen der Varianten weisen die in Abbildung 4-10 dargestellten kurbelwinkelaufgelösten Verläufe auf. Es ist sehr gut erkennbar, dass durch die Saugwelle im Bereich des unteren Totpunktes, die, wie in Abbildung 4-6 dargestellt, nur geringfügig von der Geometrieänderung abhängig ist, bei kleineren Überströmquerschnitten weniger Kraftstoffmasse vom Kurbelkasten in den Zylinder gesaugt wird. Bis zur ersten Druckwelle ist das Niveau der Kraftstoffmasse aus diesem Grunde etwas niedriger. Danach pendelt sie sich beinahe unbeeindruckt von den Kanalvariationen bei allen Varianten auf annähernd demselben Wert ein.

Absolutwerte, Verhältnisse und Kennzahlen

AVL-FIRE bietet durch die Ausgabe verschiedenster Daten die Möglichkeit Kennzahlen, Verhältnisse sowie Absolutwerte bestimmter Größen zu berechnen und somit aussagekräftige Vergleiche der Varianten durchzuführen.

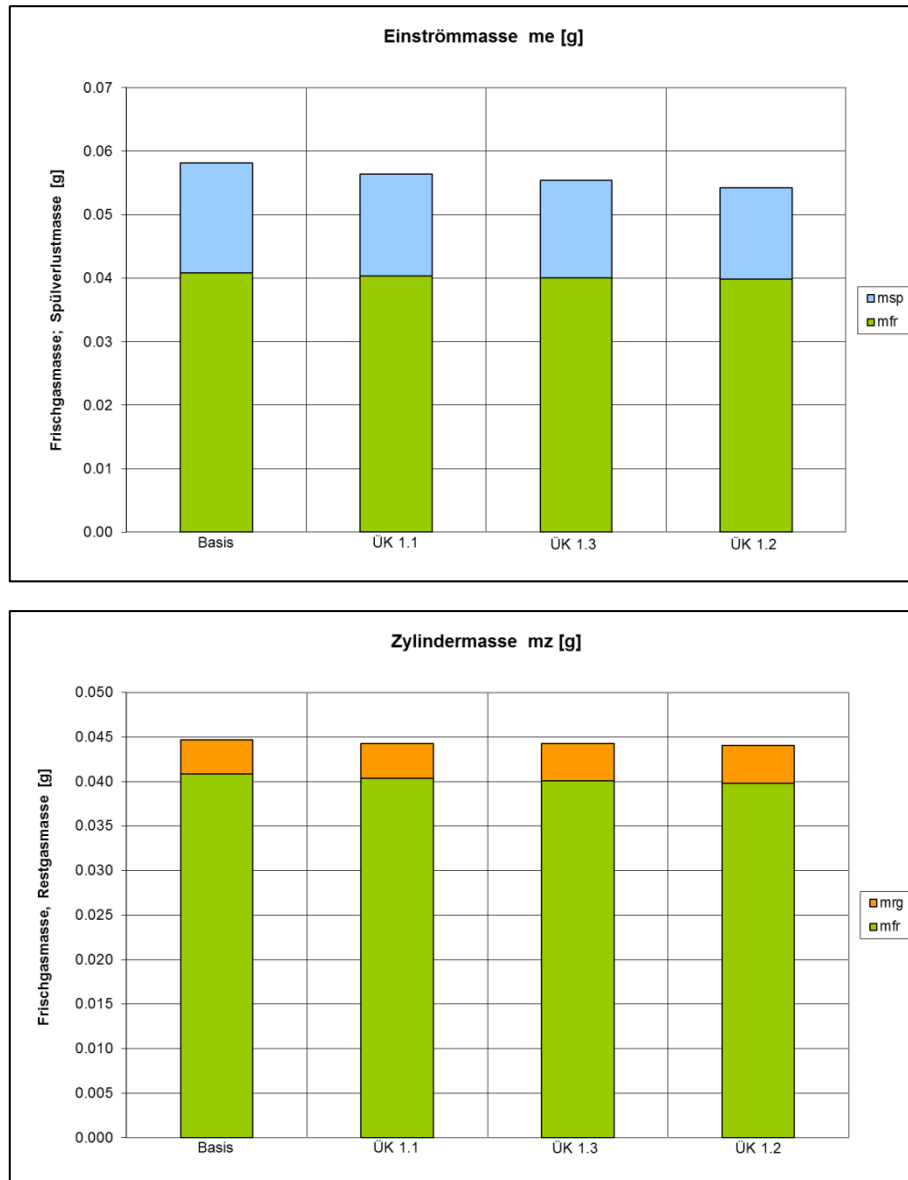


Abbildung 4-11: Splittung und Vergleich der Einströmmasse und der Zylindermasse

Abbildung 4-11 zeigt die eingeströmte sowie die im Zylinder verbliebene Masse bei einer Aufteilung in Frischgasmasse, Restgasmasse und Spülverlustmasse. Es sind die Varianten von links nach rechts entsprechend kleiner werdender Querschnittsfläche aufgetragen. Während die Frischgasmasse im Zylinder nur geringfügig sinkt wirken sich die geänderten Kanäle auf die Spülverlustmasse und die eingeströmte Masse deutlicher aus. Die Frischgasmasse von Variante 1.2 ist im Vergleich zur Basis lediglich um ca. 2,5 Prozent kleiner, während sich die Spülverlustmasse um ca. 16,3 Prozent verringert. Die Restgasmasse erhöht sich dabei um ca. 9,3 Prozent. Dies mag viel erscheinen, betrachtet man jedoch die Diagramme so sieht man, dass aufgrund des geringen Absolutwertes die Erhöhung relativ gering ausfällt. Der Restgasanteil steigt somit nur um etwa einen Prozentpunkt von 8,6 auf 9,6.

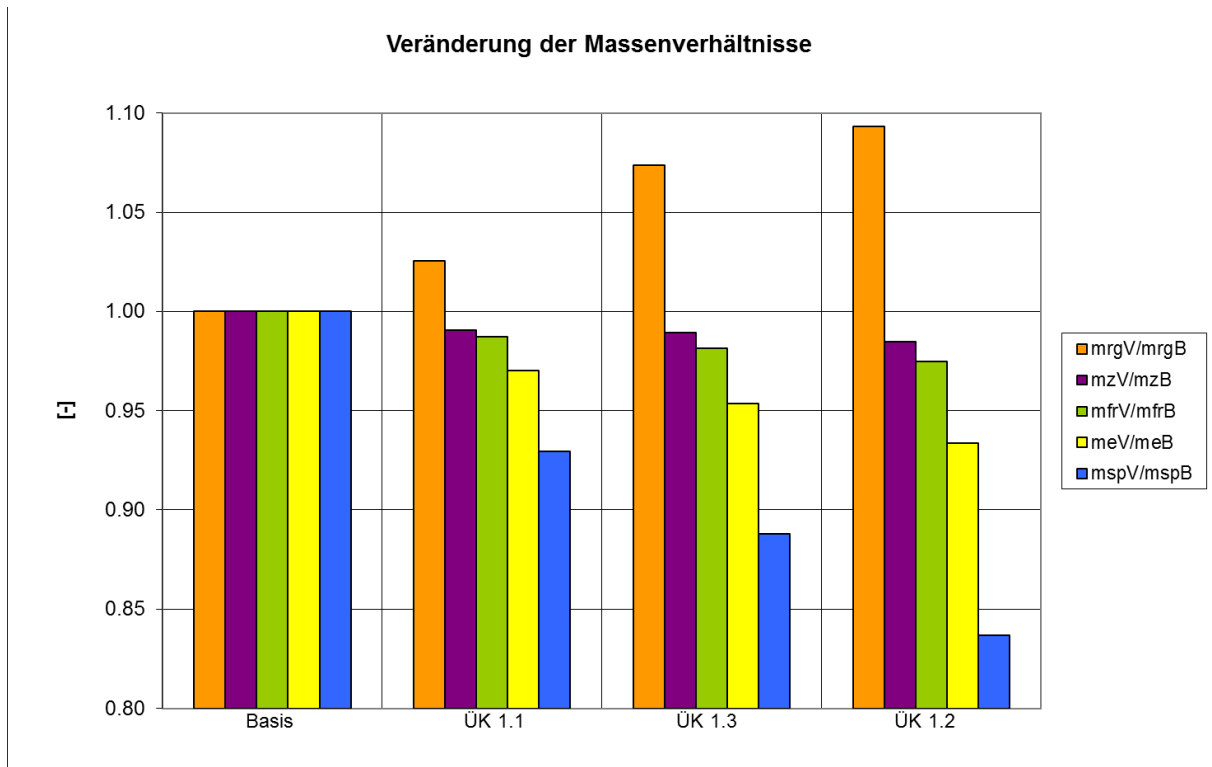


Abbildung 4-12: Veränderung der Massenverhältnisse

Abbildung 4-12 zeigt die Massenverhältnisse der Varianten zur Basis. Durch den zeitlich späteren Spülvorgang steigt die Restgasmasse, die einströmende Masse sowie die Spülverlustmasse sinken hingegen deutlich. Wie bereits vorhin erwähnt wirkt sich eine prozentuale Änderung bei größeren Absolutwerten natürlich deutlicher aus, weshalb der abgebildete Anstieg der Restgasmasse nicht zu hoch bewertet werden sollte. Die Masse im Zylinder und die in diesem verbliebene Frischgasmasse ändern sich wie dargestellt nur geringfügig. Es ist erkennbar, dass Änderungen an der Steuerkante im Bereich von 1mm deutliche Auswirkungen auf den Spülverlauf haben. Vor allem die um 16,3 Prozent geringeren Spülverluste verdeutlichen eine sehr große Abhängigkeit von dieser Einflussgröße. Des Weiteren gibt es keine Anzeichen dafür, dass unterschiedliche Steuerzeiten des Haupt- oder Nebenüberströmkanals Vorteile bringen würde. Variante 1.1 und Variante 1.3 ordnen sich offensichtlich unbeeindruckt von den unterschiedlichen Öffnungszeitpunkten der Überströmkanäle zwischen jenen mit gleichen Öffnungszeitpunkten ein. Folglich kann man aufgrund des offensichtlich linearen Zusammenhanges davon ausgehen, dass es gemeinsame Steuerzeiten der Kanäle geben muss, die denselben Effekt hervorrufen. Es besteht natürlich auch die Möglichkeit, dass die Öffnungszeitpunkte von Haupt- und Nebenüberströmer zu nahe beieinander liegen und die Auswirkungen auf die Spülung deshalb so gering ausfallen.

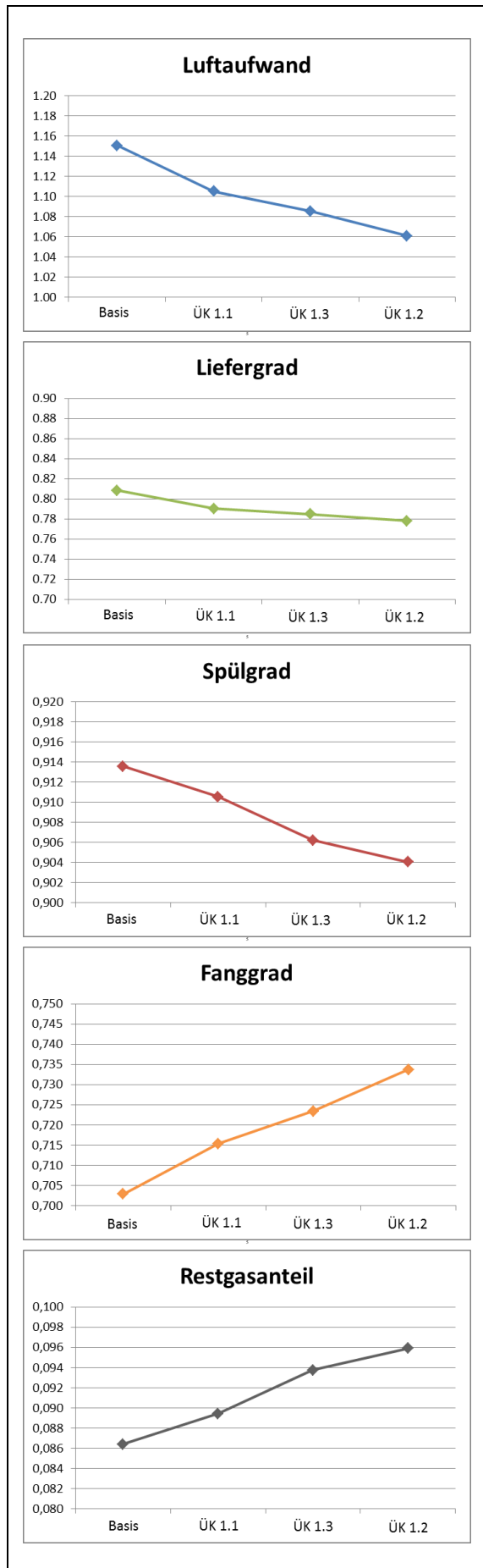


Abbildung 4-13 veranschaulicht die Änderung der Kennzahlen des Ladungswechsels der Varianten und der Basisgeometrie. Die Varianten sind entsprechend ihrer Durchströmfläche angeordnet.

Luftaufwand:

Bezogen auf die Basis verändert sich dieser um:

ÜK 1.1: - 4,0 %

ÜK 1.3: - 5,7 %

ÜK 1.2: - 7,8 %

Liefergrad:

Bezogen auf die Basis verändert sich dieser um:

ÜK 1.1: - 2,2 %

ÜK 1.3: - 2,9 %

ÜK 1.2: - 3,7 %

Spülgrad:

Bezogen auf die Basis verändert sich dieser um:

ÜK 1.1: - 0,3 %

ÜK 1.3: - 0,8 %

ÜK 1.2: - 1,0 %

Fanggrad:

Bezogen auf die Basis verändert sich dieser um:

ÜK 1.1: + 1,8 %

ÜK 1.3: + 2,9 %

ÜK 1.2: + 4,4 %

Restgasanteil:

Bezogen auf die Basis verändert sich dieser um:

ÜK 1.1: + 3,5 %

ÜK 1.3: + 8,5 %

ÜK 1.2: + 11,0 %

Abbildung 4-13: Kennzahlen des Ladungswechsels

Spülkurve

Der Einfluss der Varianten auf die Qualität des Spülvorganges ist in Abbildung 4-14 und Abbildung 4-15 dargestellt. In Analogie zur Untersuchung des Basismodells ist das „Scavenging Efficiency“ über das „Scavenging Ratio“ aufgetragen.

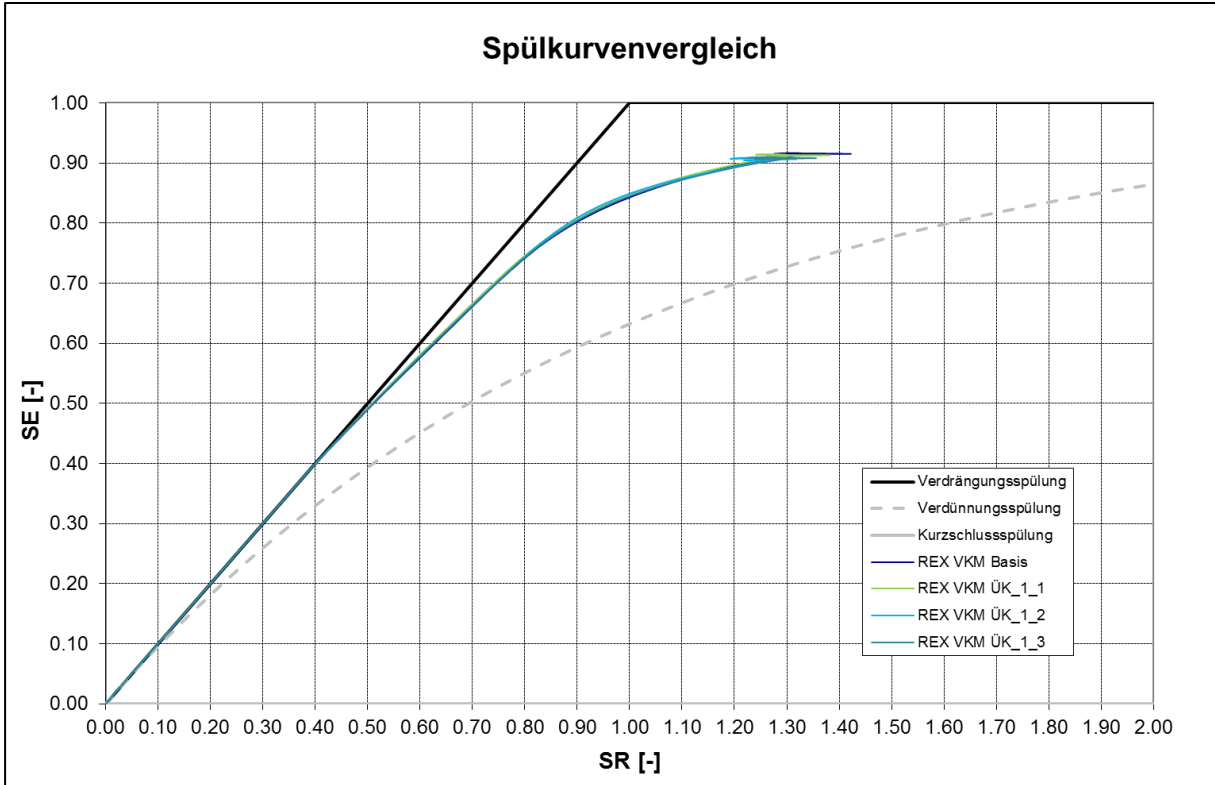


Abbildung 4-14: Spülkurven REX VKM Basis und Varianten

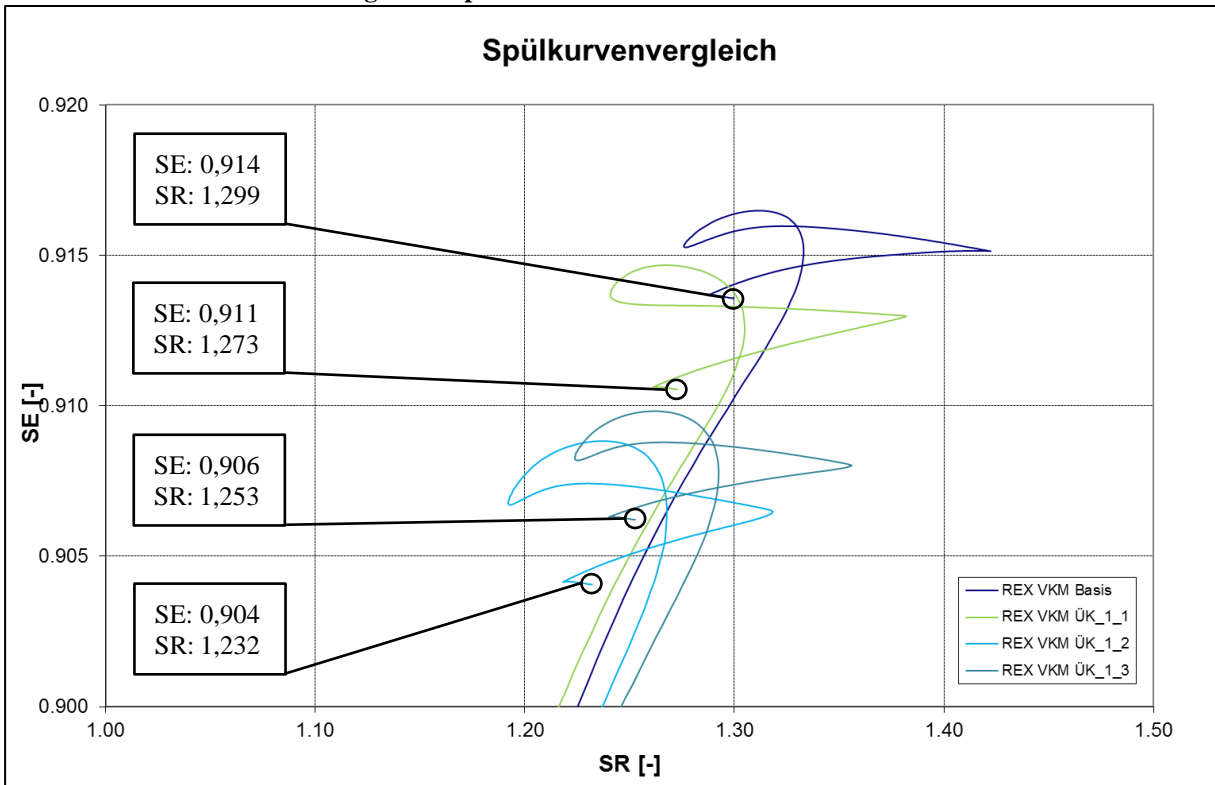


Abbildung 4-15: Detail der Spülkurven REX VKM Basis und Varianten

Abbildung 4-16 zeigt den Fanggrad, TE, über SR. Im Detailausschnitt, Abbildung 4-17, sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nur die Basisgeometrie und die beste Variante, 1.2, dargestellt

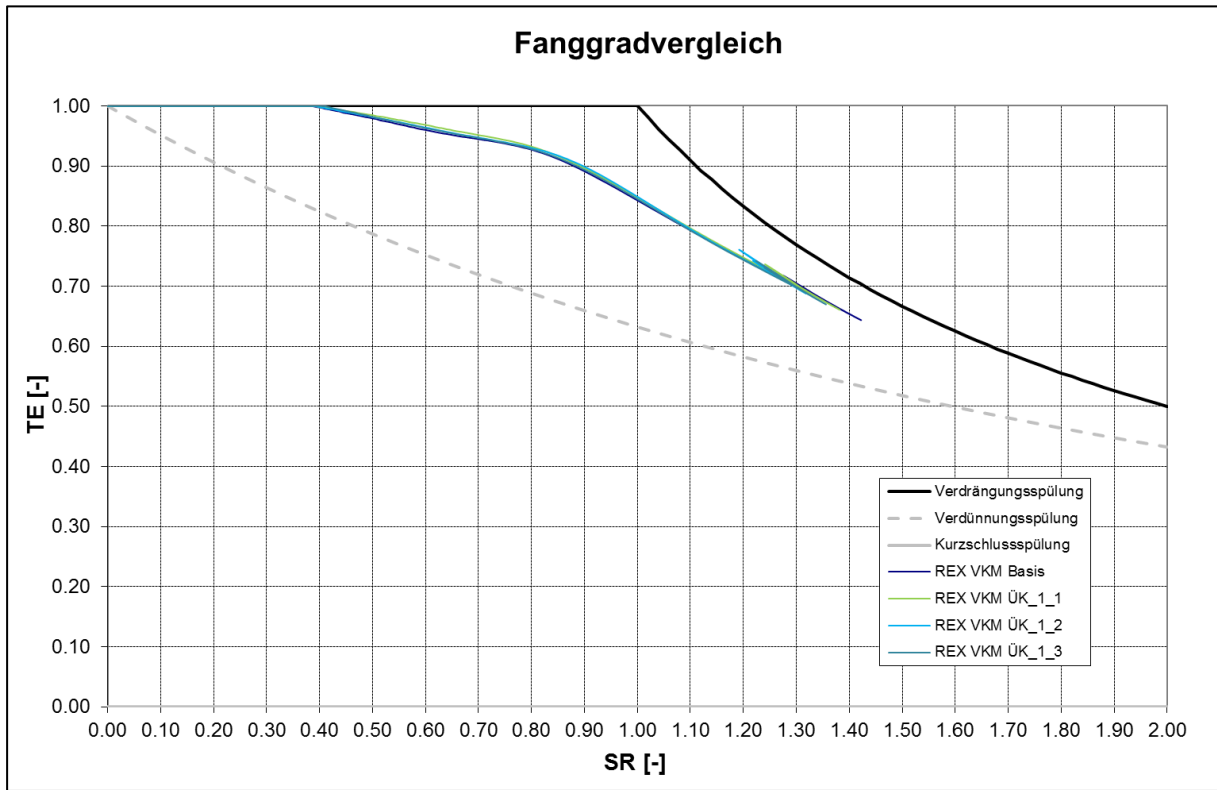


Abbildung 4-16: TE über SR, REX VKM Basis und Varianten

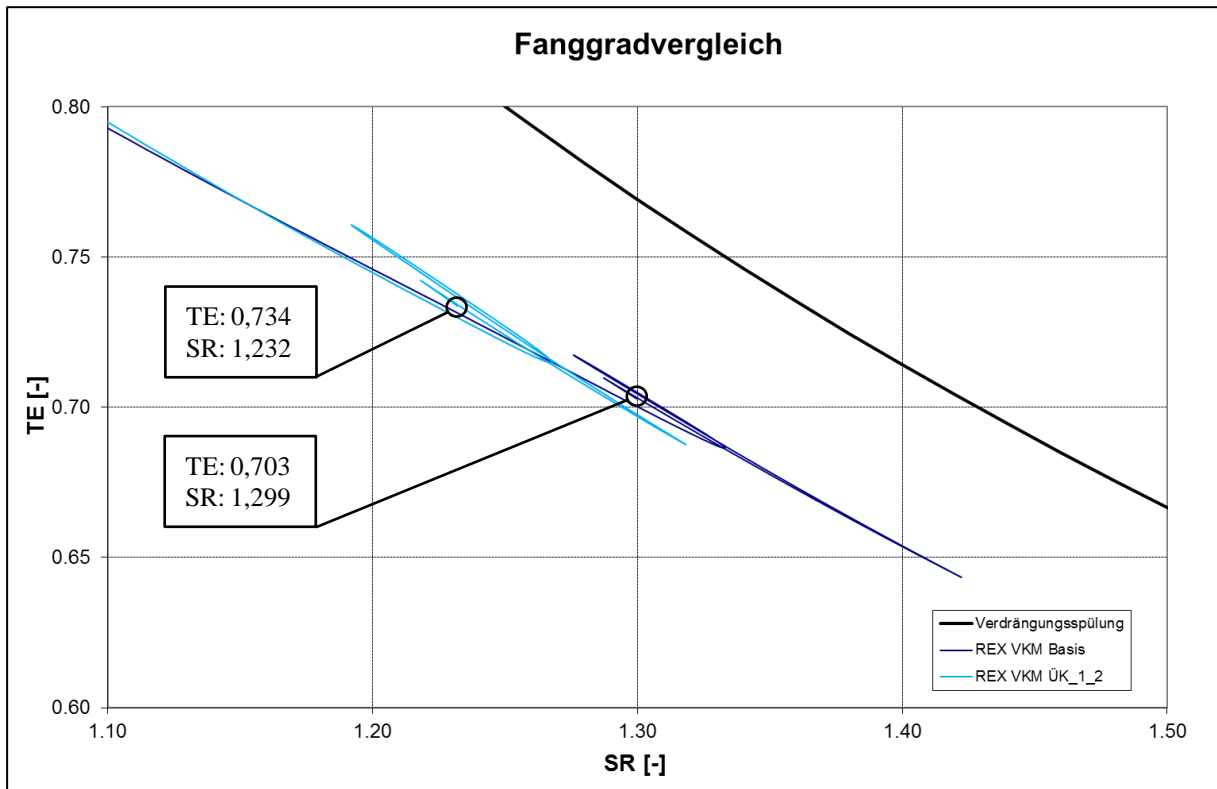


Abbildung 4-17: Detail TE über SE, REX VKM Basis und ÜK 1.2

Bei gesamtheitlicher Betrachtung ist ein ähnlicher Verlauf der Kurven feststellbar (siehe Abbildung 4-14 und Abbildung 4-16). Bei genauerer Betrachtung sind im oberen Bereich jedoch deutliche Unterschiede erkennbar.

Je kleiner die Querschnittsfläche der Überströmkanäle, desto geringer das Verhältnis von Frischgasmasse bzw. Einströmmasse zur Zylindermasse (siehe Abbildung 4-15). Der positive Effekt auf den Ladungseinsatz ist größer als der negative auf die Frischgasmasse. Im Vergleich zum Bestpunkt der Basisgeometrie bei einem SR von 1,276 verbessert sich dieser bei Variante 1.2 auf 1,192 und somit um ca. 6.6 Prozent.

Während sich das SE nur geringfügig ändert kann der Fanggrad deutlich erhöht werden. Werden im optimalen Bereich in der Basisgeometrie noch 71,6 % der einströmenden Masse im Zylinder gefangen so sind es bei Variante 1.2 bereits 76 % (siehe Abbildung 4-17).

Ladungsmassen

Abbildung 4-18 zeigt die Spülverlustmasse, die Frischladungsmasse sowie die Summe der beiden, die die eingeströmte Masse der Basis bzw. der Varianten darstellt. Ähnlich dem Verlauf der gesamten Brennraummasse gleicht sich die Frischladungsmasse der Varianten im Bereich der ersten Druckwelle dem Niveau der Basisgeometrie an, d. h. aus der Verringerung der eingeströmten Masse kann in diesem Kurbelwinkelbereich direkt die Verminderung der Spülverluste abgelesen werden. Interessant ist, dass bei den Varianten wie auch bei der Basisgeometrie bei etwa 205 °KW das Verhältnis von Frischgasmasse zur Spülverlustmasse am Günstigsten ist weshalb dort weitere Beeinflussungen der Zylindermasse vermieden werden sollten. Während sich die Spülverlustmasse im Vergleich zu diesem gewünschten Betriebspunkt nach dem Schließen des Auslasskanals nur gering ändert sinkt die Frischgasmasse vor allem durch die zweite Saugwelle stark ab, was durch die folgende Druckwelle nicht mehr ausgeglichen werden kann. Das oben beschriebene Potential durch die alleinige Nutzung der ersten Druckwelle wird somit bekräftigt.

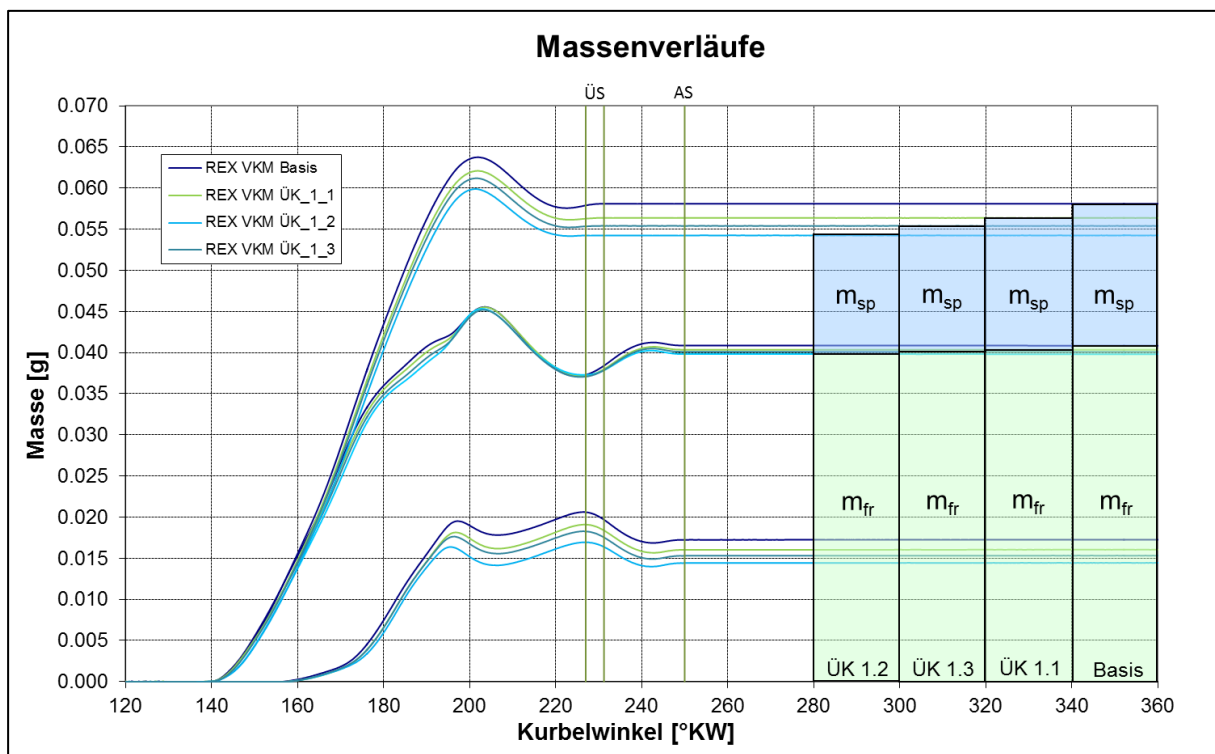


Abbildung 4-18: Einström-, Frischladungs-, und Spülverlustmasse der Varianten im Vergleich

4.4 3D - Berechnungsergebnisse

Die 3D – Berechnungsergebnisse der Varianten sind sich aufgrund der nur sehr geringen Änderungen an der Steuerkante der Überströmkanäle sehr ähnlich. Verläufe und Absolutwerte sind, wie in den 2D - Berechnungsergebnissen ersichtlich, in der Größenordnung der Ergebnisse der Basisgeometrie. Unterschiede sind vor allem während der ersten Rückströmphase in den Kurbelkasten erkennbar (siehe Abbildung 4-19). Abbildung 4-20 zeigt zudem die bei gleichen Kurbelwinkel zeitliche Verzögerung der Spülung in Bezug zur Ausgangsbasis.

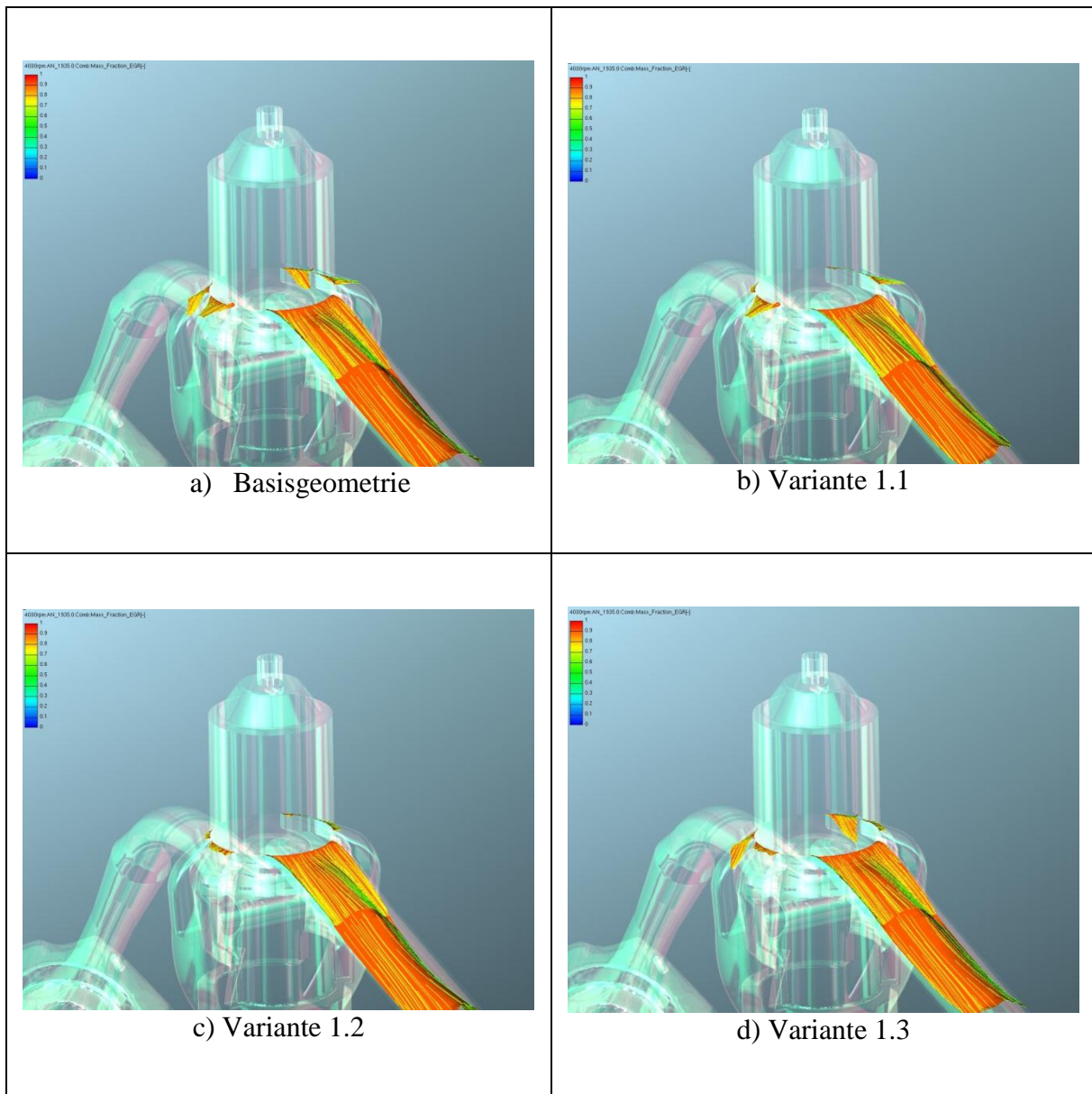


Abbildung 4-19: 90% Abgasrate-Isflächen, Vergleich des Rückströmvorgangs bei 135 °KW

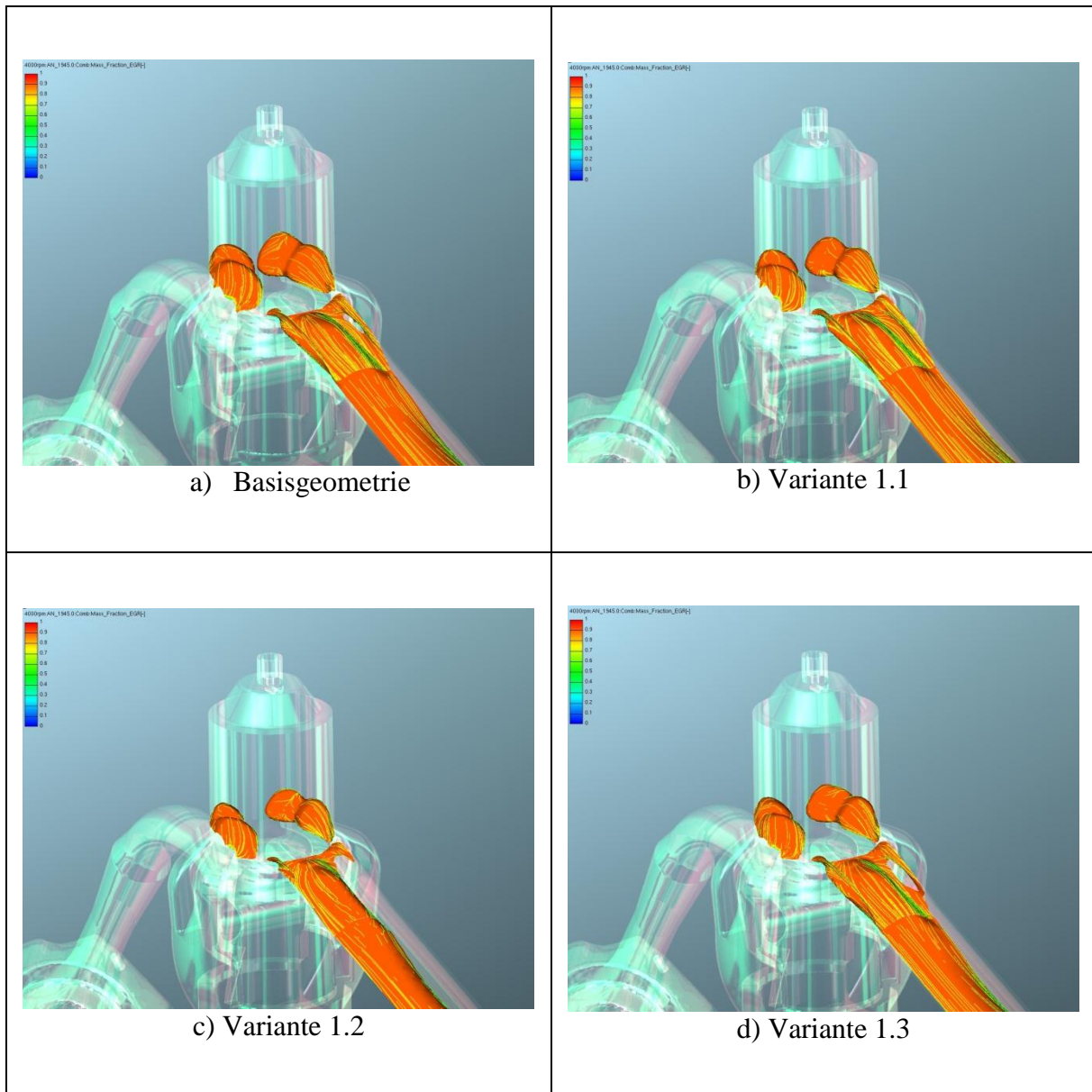


Abbildung 4-20: 90% Abgasrate-Isolflächen, Einströmvorgang bei 145 °KW

4.5 Schlussfolgerung

Nach Auswertung der Berechnungsdaten lässt sich somit folgern, dass unterschiedliche Öffnungszeitpunkte von Haupt- und Nebenüberströmkanälen nicht das gewünschte Ergebnis liefern. Aufgrund der in den Grafiken dargestellten linearen Zusammenhänge erscheint die Querschnittsfläche als ausschlaggebender Parameter. Es ist daher anzunehmen, dass es Steuerzeiten aller Überströmkanäle gibt, die zu selben Berechnungsergebnissen führen.

Das Auspuffsystem dieser Variantenrechnung wurde bei dieser Betrachtung nicht optimiert. Es sollten lediglich die Einflüsse einer Steuerzeitenvariation untersucht werden. Bei einer guten Abstimmung des Auspufftraktes auf die gewünschte Drehzahl können sich weitere Verbesserungen des Ladungswechsels ergeben.

5 Optimiertes Motorkonzept

Wie im Projektablaufdiagramm (siehe Abbildung 1-2) ersichtlich erfolgt die Ermittlung eines optimierten Motorkonzeptes aufgrund der großen Variantenvielfalt in AVL BOOST. Die daraus ermittelte Geometrie wurde in AVL FIRE nachgebildet und mit der Basisvariante verglichen. Ziel ist eine Verbesserung der Spülkurve und des Fanggrades bei ähnlicher Zylindermasse und ähnlichem Zylinderdruck.

Die Gestaltung des neuen Konzeptes erfolgte nach den Kriterien:

- Leistungsmaximierung
- Verbrauchsminimierung

Die Längen des Auspuffsystems wurden dabei in Bereichen variiert, die ein ausnutzen der ersten Druckwelle ermöglicht. Abbildung 5-1 zeigt das für die Berechnung verwendete 1D – CFD Modell.

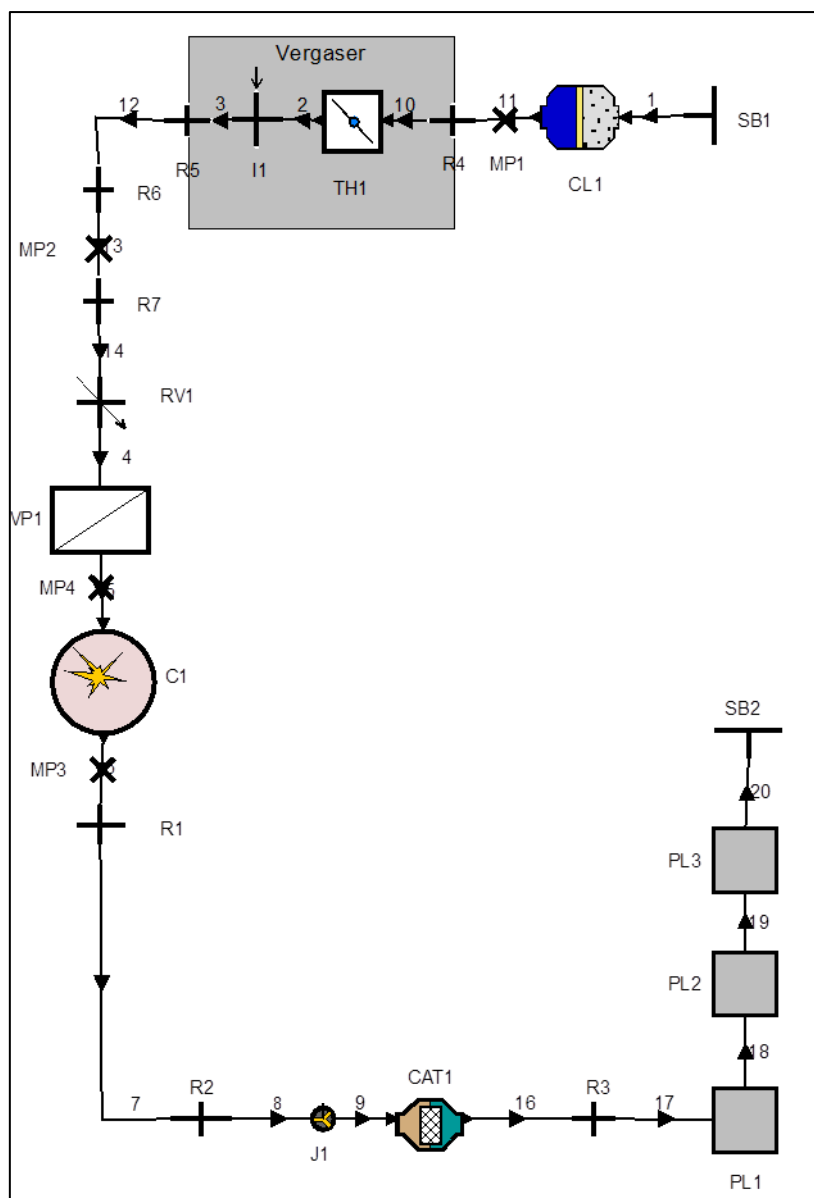


Abbildung 5-1: AVL BOOST - Modell des untersuchten Motors

Untenstehende Abbildung (Abbildung 5-2) zeigt die Ergebnisse der DOE-Rechnung. Auf der Abszisse sind drei untersuchte Auslasskanalhöhen aufgetragen. Die Überströmkanalhöhen wurden entsprechend der farblichen Codierung zwischen 5mm und 6,5mm variiert.

Obiges Diagramm zeigt auf der Ordinate den indizierten Mitteldruck (IMEP, Indicated Mean Effective Pressure). Es wird deutlich, dass der Mitteldruck mit kleinerer Überströmkanalhöhe und größerer Auslasskanalhöhe steigt. Prinzipiell wirkt sich eine Änderung an der Überströmkanalhöhe stärker auf den Mitteldruck aus als eine Änderung der Auslasskanalhöhe.

Unteres Diagramm zeigt auf der Ordinate den spezifischen Kraftstoffverbrauch (ISFC, Indicated Specific Fuel Consumption). Dieser sinkt deutlich mit kleinerer Überströmkanalhöhe. Der Einfluss der Auslasskanalhöhe fällt auch hier geringer aus.

Die rot markierten Punkte stellen somit die favorisierten Konfigurationen dar.

Der Einfluss der Auslasskanalhöhe ist bei größeren Werten schwächer ausgeprägt als bei kleineren Werten. Bedingt durch den späteren Ausströmvorgang kann bei niedrigeren Höhen das Auspuffsystem kompakter gestaltet werden. Die Wahl fällt deshalb auf 11mm Auslasskanalhöhe bei 5mm Überströmkanalhöhe.

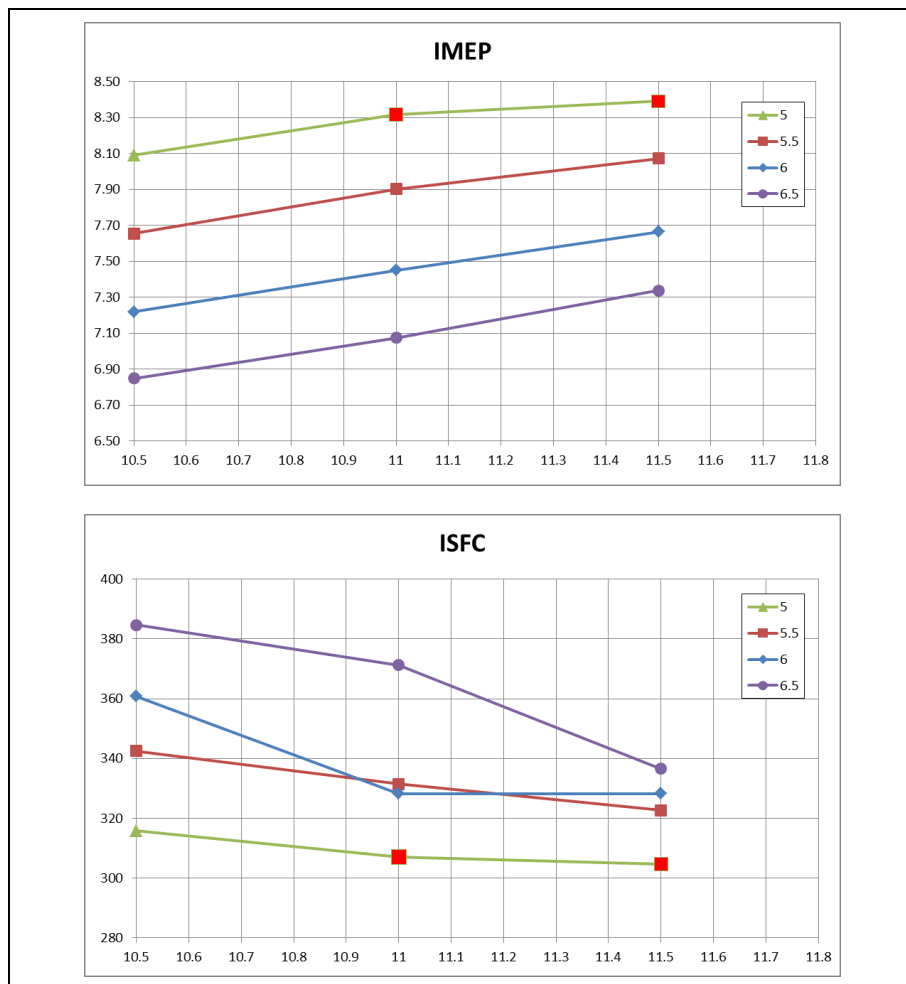


Abbildung 5-2: DOE Ergebnisse der Optimierung

5.1 Variation 1

Die Ergebnisse der eindimensionalen Variantenrechnung werden in ein optimiertes dreidimensionales Modell übertragen. Die neuen Steuerzeiten und der neue Auspuff sind in nachfolgenden Bildern dargestellt (siehe Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4). Im Vergleich zur Basisvariante ergeben sich damit folgende Steuerzeiten:

	Basisgeometrie	Optimierte Geometrie
AÖ [°KW]	110	112,5
ÜÖ [°KW]	128,5	135
ÜS [°KW]	231,5	225
AS [°KW]	250	247,5

Tabelle 5-1: Steuerzeiten der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Um die erste Druckwelle zu nutzen wird der Krümmer von 391mm auf 741mm verlängert (siehe Abbildung 5-4). Das modellierte Auspuffsystem ist sehr einfach aufgebaut und sollte dabei der tatsächlichen Konstruktion lediglich eine Richtung vorgeben. Auf die Platzverhältnisse am Prüfstand sowie am Fahrzeug wurde dabei keine Rücksicht genommen. Durch eine Änderung des Krümmers ist dies jedoch jederzeit möglich.

Beim Öffnen des Auslasskanals strömt Abgasmasse in den Krümmer. Es kommt zur Ausbildung einer Druckwelle. Zwischen dem Krümmer und dem Katalysator führt ein Diffusor zur Ausbildung einer Unterdruckwelle, die in die entgegengesetzte Richtung läuft und den Spülvorgang unterstützen soll. Die Druckwelle pflanzt sich unterdessen durch den Katalysator zur Prallwand fort, wo sie wiederum in Richtung Brennraum reflektiert wird. Diese Druckwelle soll nun aufgrund vorhin beschriebener Gründe genutzt werden. Die Masse durchströmt drei weitere Volumina, die für zusätzliche Isolation des Katalysators und ein geringeres Geräuschniveau sorgen, bis sie über das Umgebungsvolumen das System verlässt.

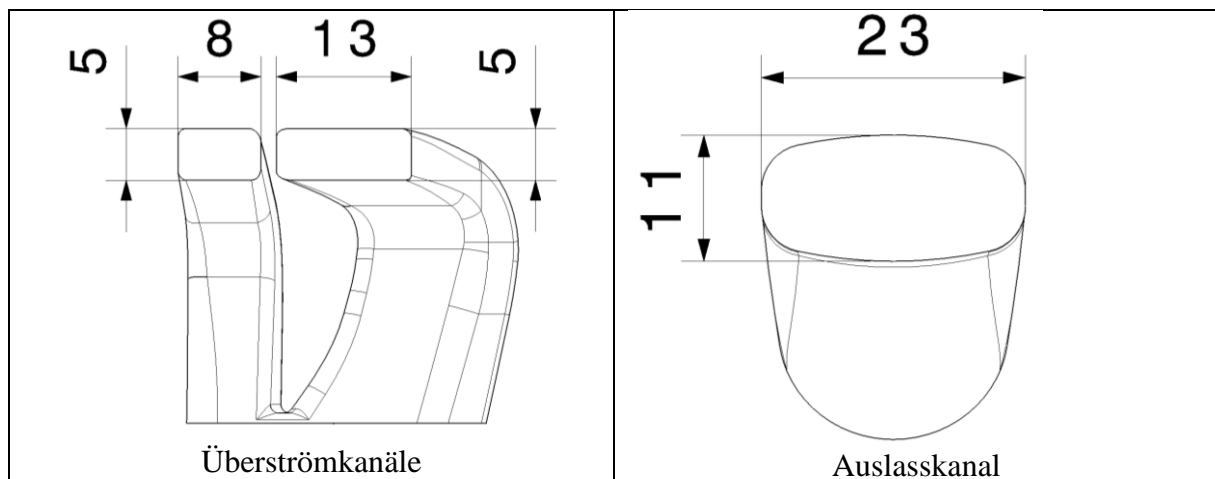


Abbildung 5-3: Kanäle der optimierten Variante

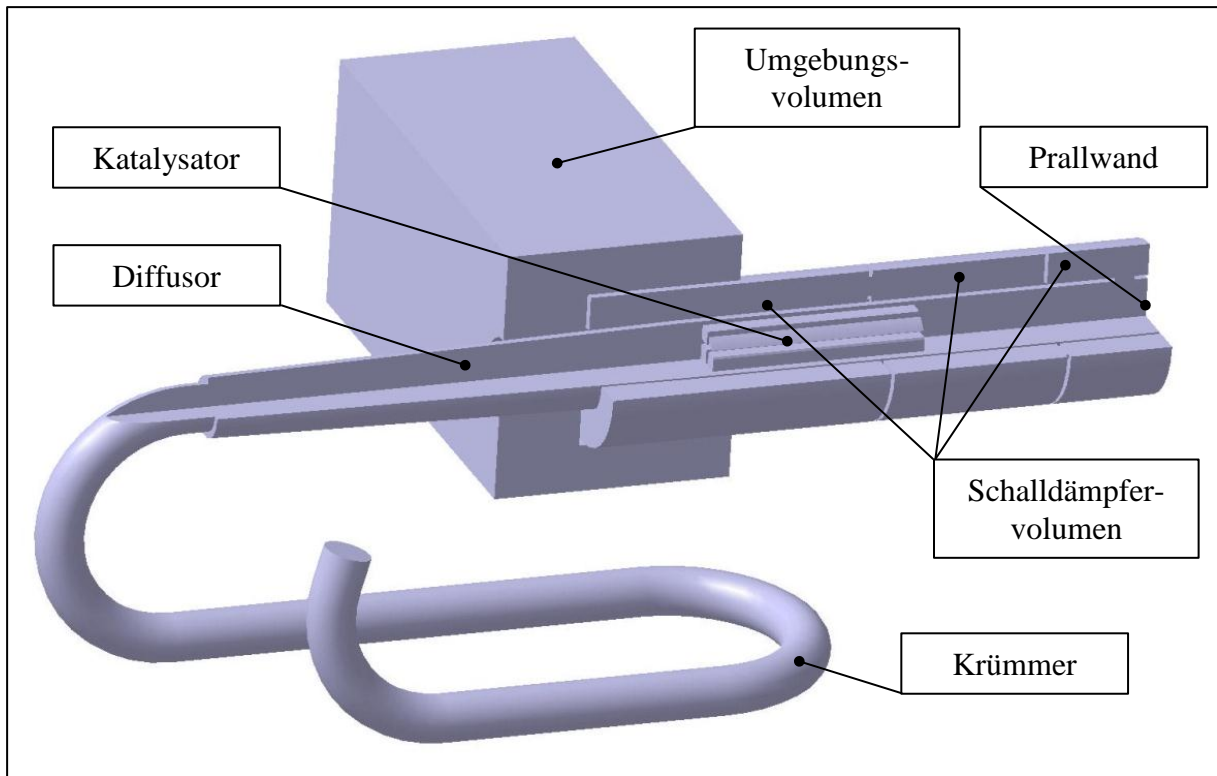


Abbildung 5-4: Optimiertes Auspuffsystem im Schnitt

5.1.1 Berechnungsergebnisse:

Die Spülkurve der Fanggrad und die ausgetauschten Massen des optimierten Systems sind in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt.

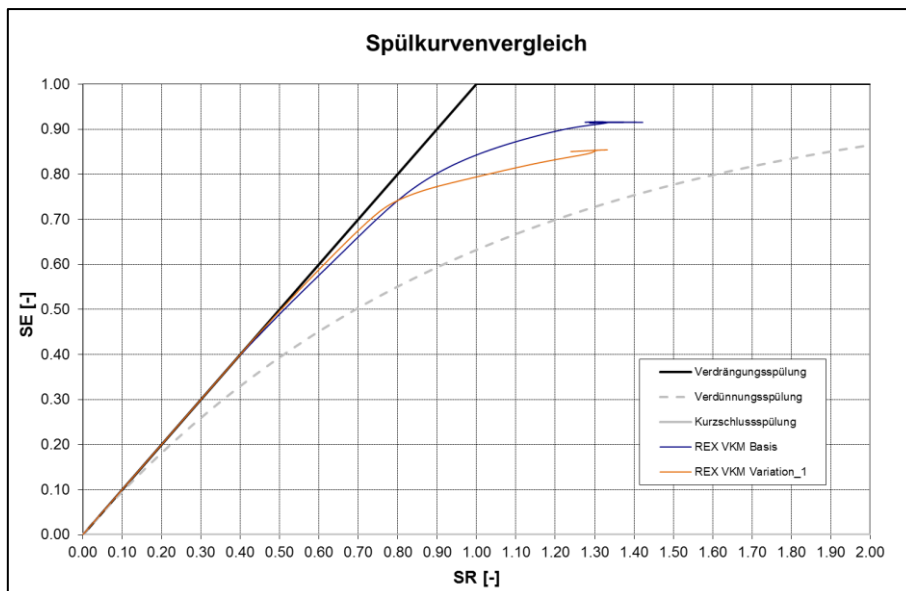


Abbildung 5-5: Spülkurve der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

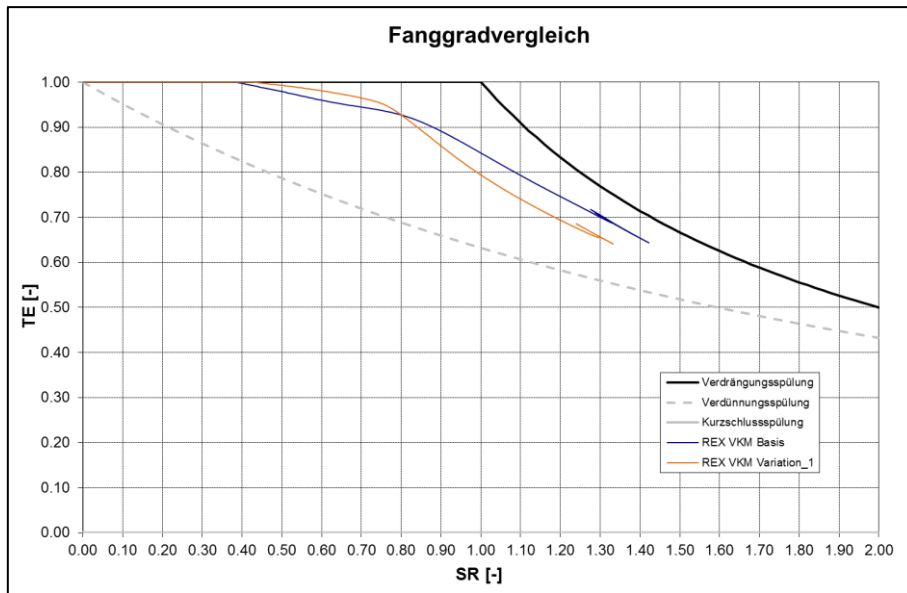


Abbildung 5-6: Fanggradvergleich der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Abbildung 5-5 zeigt, dass die Spülkurve bei kleinem SR gute Werte aufweist und teilweise über den Daten der Basisgeometrie liegt. Der Fanggrad wird durch die Änderungen der optimierten Geometrie bei gleichem SR deutlich negativ beeinflusst (siehe Abbildung 5-6). Bis zu einem SR von etwa 0,8 liegt das TE über den Daten der Basisgeometrie. Dieser Punkt entspricht einem Kurbelwinkel von ca. 185°.

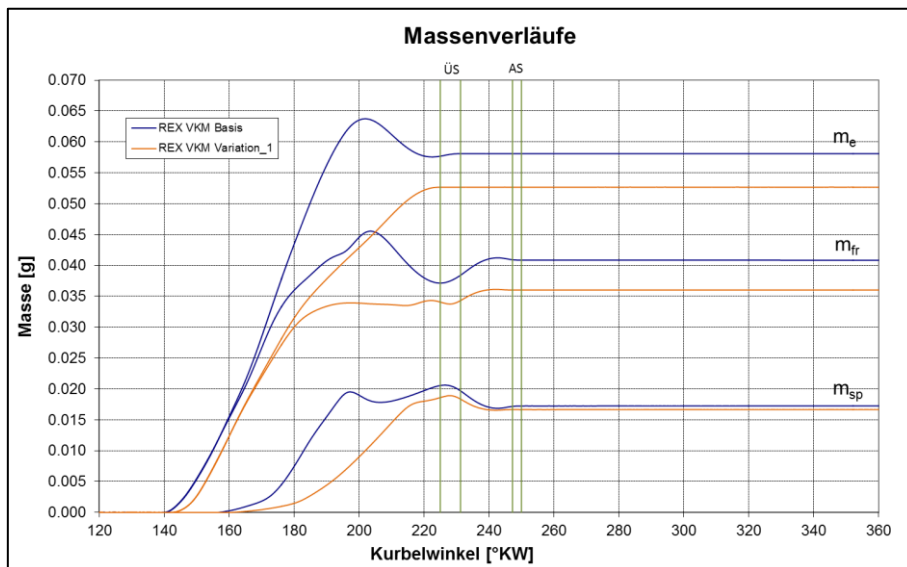


Abbildung 5-7: Massenverläufe der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

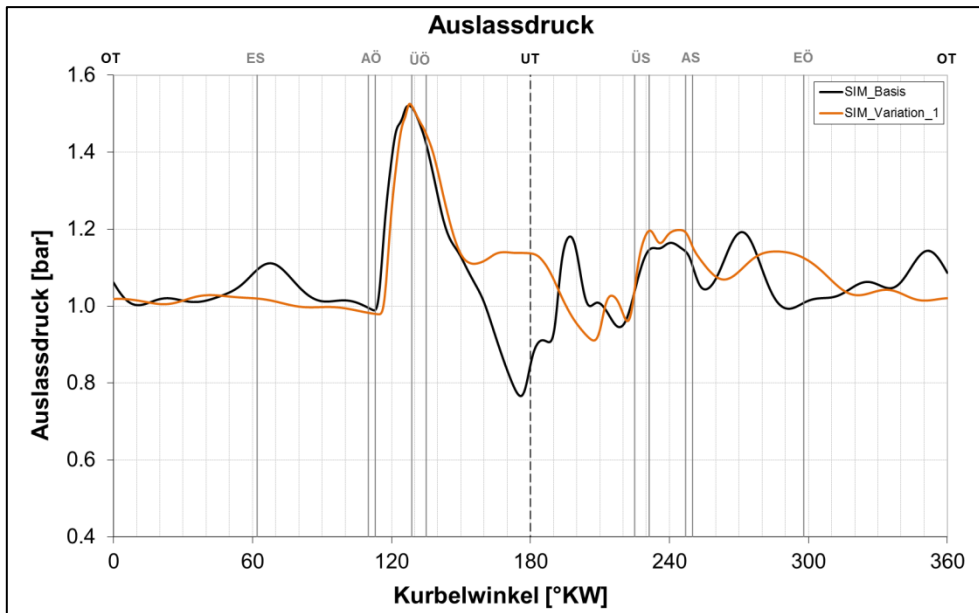


Abbildung 5-8: Auslassdruck der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Dem Auslassdruckverlauf (siehe Abbildung 5-8) zu entnehmen beginnt ab diesem Zeitpunkt die reflektierte Unterdruckwelle Masse aus dem Brennraum zu saugen. Besonders auffällig zeigt sich die Ausbildung eines Plateaus im Bereich des unteren Totpunktes, das den Spülvorgang behindert. Abbildung 5-7 zeigt, dass der Massenanstieg der Spülverluste mit jenem der einströmenden Masse korreliert, während die Frischgasmasse annähernd konstant bleibt. Diese Tatsache lässt den Schluss zu, dass die Saugwelle überwiegend Frischgas direkt in den Auslasstrakt saugt. Während sich die absoluten Spülverluste der optimierten Variante in Bereichen der Basisgeometrie befinden sinken im Vergleich dazu die Frischgasmasse und die eingeströmte Masse stark ab. Die Summe dieser Effekte führt dazu, dass die Spülkurve im oberen Bereich einen deutlich schlechteren Verlauf aufweist. Die gesamte Zylindermasse im Brennraum ist etwas kleiner, der Druck im Brennraum nach AS ist weitestgehend ident mit der Ausgangssituation (siehe Abbildung 5-9 und Abbildung 5-10).

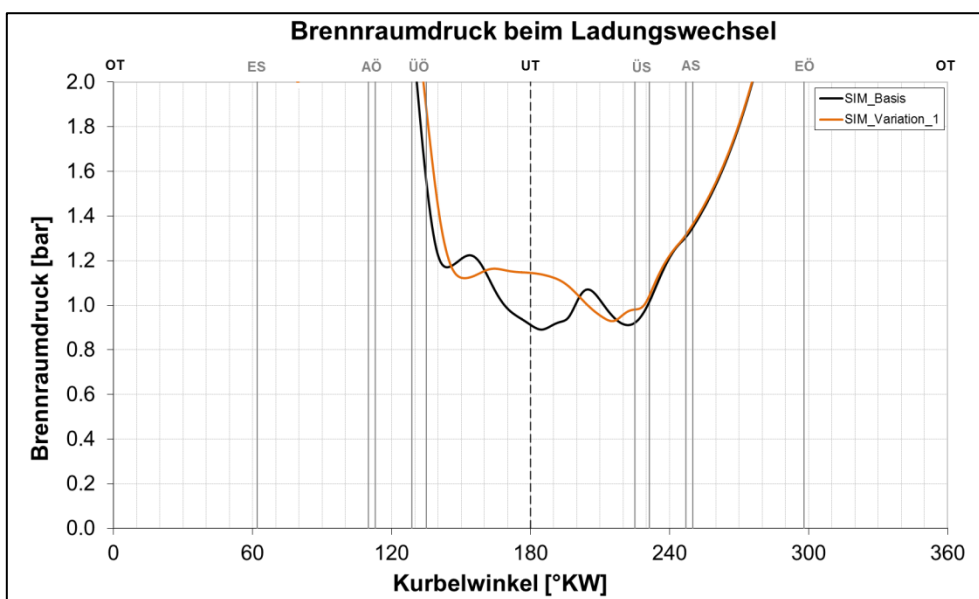


Abbildung 5-9: Brennraumdruck der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

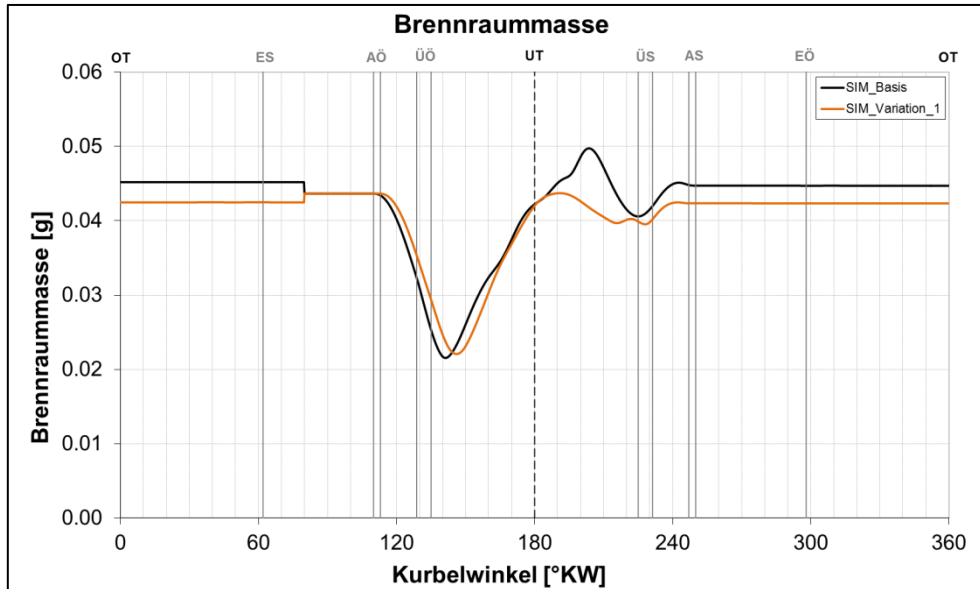


Abbildung 5-10: Brennraummasse der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Durch den späten Öffnungszeitpunkt der Überströmkanäle und dem damit verbundenen höheren Druck im Kurbelkasten bei ÜÖ kommt es zu einer geringeren Rückströmung in die Überströmkanäle und zu einem kleineren Druckanstieg. Abbildung 5-11 zeigt, dass die fehlende Unterdruckwelle bei UT zu einem geringeren Massenstrom in den Brennraum führt.

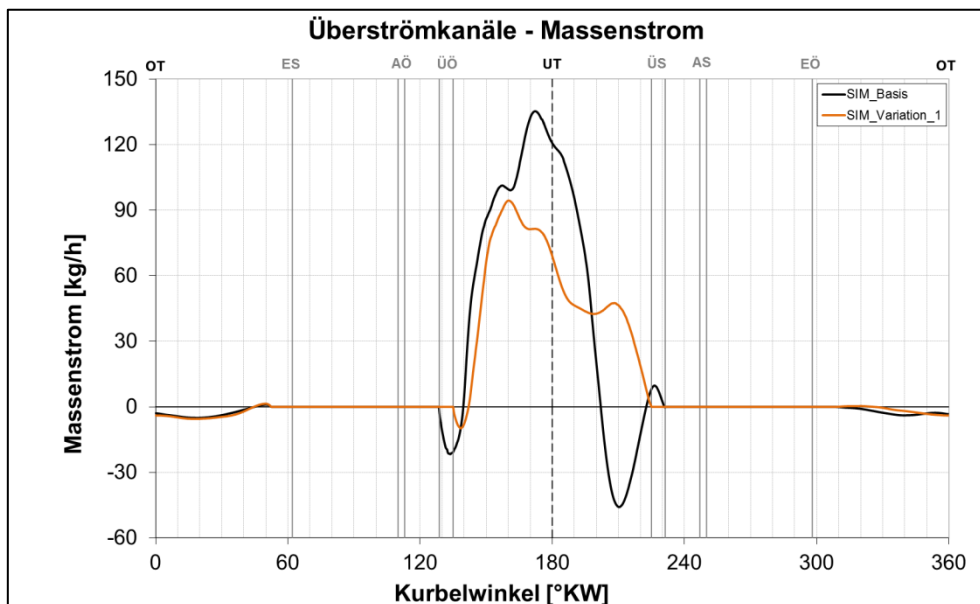


Abbildung 5-11: Vergleich der Überströmkanalmassenströme der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Die erste Druckwelle wird hingegen sehr gut ausgenutzt (siehe Abbildung 5-8). Wie gewünscht wirkt sie sich nur auf den Massenstrom durch den Auslasskanal, nicht aber auf jenen durch die Überströmkanäle aus. Dadurch kommt es zu keiner zusätzlichen Durchmischung von Frisch- und Restgas im Kurbelkasten. In der Spülkurve ist dieser positive Effekt ebenfalls ersichtlic. Ein weiterer Vorteil ist, dass der Auslassmassenstrom erst im Bereich von AS seine Richtung ändert. Der Verlust von Medium verursacht durch die Kompression des Kolbens hält sich somit in Grenzen (siehe Abbildung 5-12).

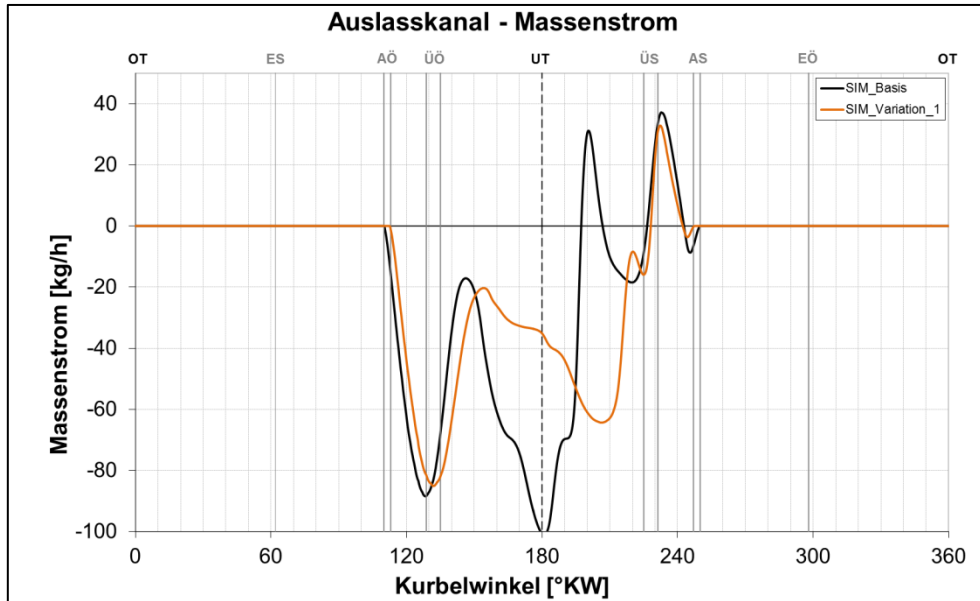


Abbildung 5-12: Vergleich der Auslasskanalmassenströme der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie

Aus den vorhandenen 2D – Daten lässt sich somit folgern, dass das Timing der Steuerzeiten bereits gut auf die erste Druckwelle abgestimmt ist. Der Druckverlauf im Auspufftrakt vor allem im Bereich des unteren Totpunktes hält jedoch noch einiges an Potential bereit. Längenuntersuchungen am Auspuffkrümmer haben gezeigt, dass das Plateau umso stärker auftritt, je länger dieser ist. Bedingt durch die Drehzahl des Motors sowie der Temperatur des Auspuffsystems und der damit verbundenen Schallgeschwindigkeit ist eine gewisse Länge bis zur Prallwand unbedingt erforderlich. Die Prallwand bei diesem ersten Konzept befindet sich hinter dem Katalysator d.h. die Druckwelle durchläuft diesen zweimal, bevor sie wieder in Richtung Brennraum läuft. Es besteht die Möglichkeit, dass es dadurch zu einer zusätzlichen Abschwächung dieser kommt. Ein Konzept mit ungehinderter Ausbreitung zur Prallwand, wie es die Basisgeometrie besitzt, hätte eventuell noch zusätzliches Potential durch einen größeren Druckimpuls. Die 1D – Untersuchung hat gezeigt, dass ein Diffusor vor dem Katalysator zur Ausbildung einer Unterdruckwelle notwendig ist. Dieser bildet einen stetigen Übergang zwischen Krümmer und Katalysator (siehe Abbildung 5-4).

Mögliche Variationen betreffen zunächst die weitere Gestaltung des Auspuffsystems. Um die Saugwelle in frühere Kurbelwinkelbereiche zu legen besteht beispielsweise die Möglichkeit einen Durchmessersprung an entsprechender Stelle im Krümmer anzubringen oder den Diffusor näher in Richtung Brennraum zu setzen. Dabei gilt es jedoch auch auf zusätzlichen Bauraum zu achten, da ein größerer Durchmesser auf diese Länge doch einiges an zusätzlichem Volumen benötigt.

5 - Optimiertes Motorkonzept

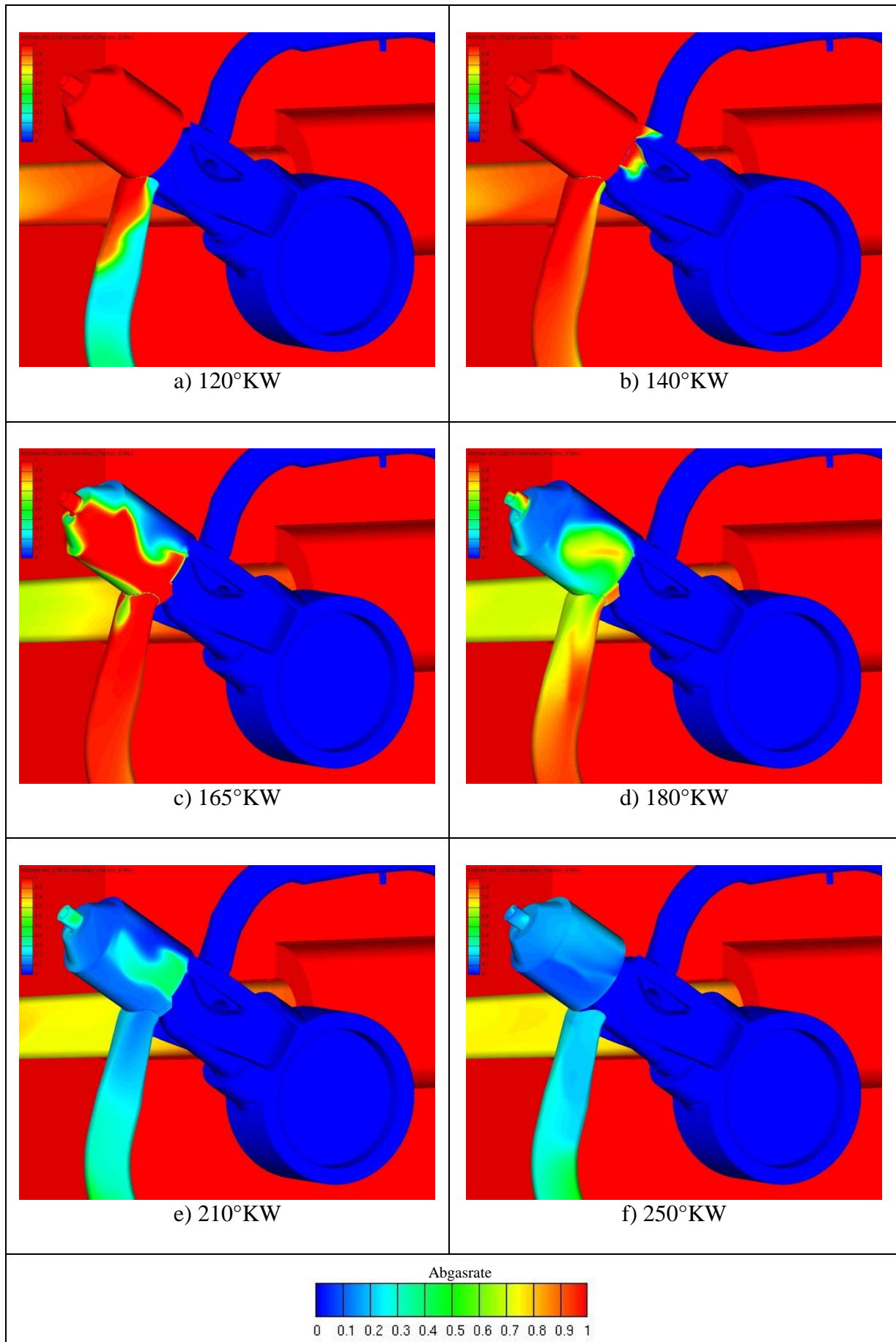


Abbildung 5-13: Abgasrate der optimierten Variante an der Strömungsoberfläche

Es gilt weiters zu beachten, dass das Spülmodell der 1D - Berechnung auf der Spülkurve der 3D - CFD - Berechnung basiert. Die Ergebnisse dieses ersten Optimierungsschrittes sind somit aufgebaut auf der Spülkurve der Basisgeometrie. Die Entwicklung der optimierten Variante stellt somit einen Iterativen Prozess mit Datenaustausch zwischen 1D - und 3D - CFD - Berechnung dar.

Abbildung 5-13 zeigt den Ladungswechsel in der 3D - CFD - Berechnung. In Teilbild d) ist erkennbar, dass sich im unteren Totpunkt aufgrund der fehlenden Saugwelle zu diesem Zeitpunkt im Zentrum des Brennraumes noch einiges an Restgas befindet. Das Frischgas strömt um dieses Zentrum in Richtung Auslass und anschließend direkt in den Auspufftrakt. Dies erklärt den starken Anstieg der Spülverlustmasse beim späteren Wirken der Saugwelle auf den Brennraum.

Weitere Vorgehensweise wird somit sein, einen Berechnungsschritt in AVL BOOST mit der neuen Spülkurve durchzuführen, die Ergebnisse zu Interpretieren und anschließend die Geometrie zu Verfeinern oder sogar eine neue Auspuffvariante zu bevorzugen.

Diese Modifikationen werden im Projektverlauf noch abgearbeitet, können jedoch aufgrund der begrenzten Diplomarbeitszeit nicht mehr betrachtet werden.

5.2 Variation 2

Um unterschiedliche Einflüsse darzustellen wurden in diesem Schritt die neuen Steuerzeiten (siehe Tabelle 5-1) unter Verwendung des Basisauspuffs untersucht. Somit kann der Einfluss der neuen Kanäle getrennt von anderen Parametern betrachtet werden. Zusätzlich sollte dabei festgestellt werden, ob auch eine ungünstige Konstellation der Steuerzeiten für die Ausbildung des Druckplateaus im unteren Totpunkt mitverantwortlich ist.

5.2.1 Berechnungsergebnisse

Die berechnete Spülkurve (Abbildung 5-14) zeigt, dass die Verhältnisse von SE und SR sinken. Das SR erreicht im optimalen Betriebsbereich einen Wert von etwa 1,2 und ist somit deutlich besser als die Basisgeometrie. Auch im Bereich bis zu einem SR von 1,1 ist die berechnete Spülkurve besser als jene der Ausgangssituation.

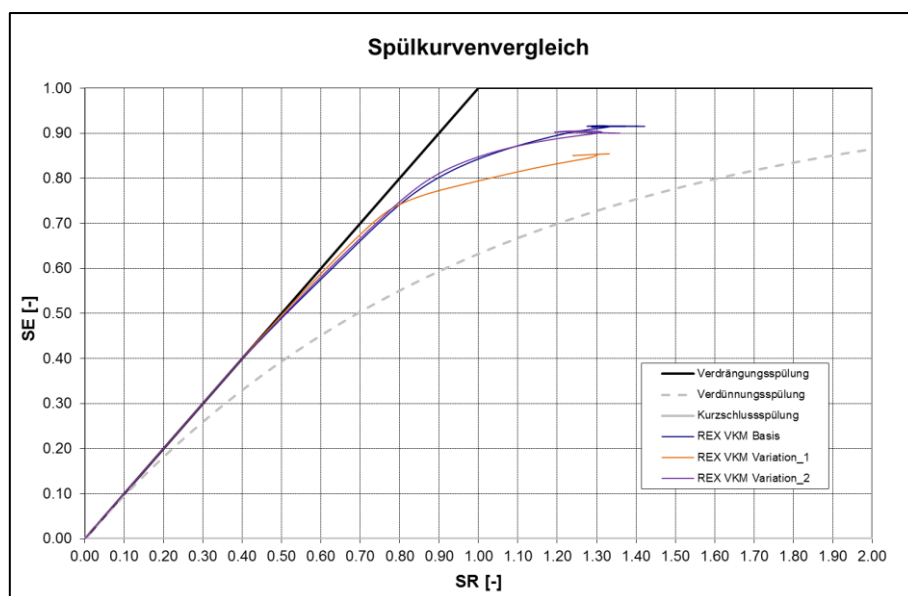


Abbildung 5-14: Spülkurvenvergleich der Variation 2

Die zeitliche Verschiebung der Auslassdruckwelle durch den später öffnenden Auslasskanal führt jedoch dazu, dass die zweite Druckwelle nicht mehr effektiv genutzt werden kann. Der prinzipiell positive Einfluss geht dadurch weitestgehend verloren. Abbildung 5-15 zeigt im Detail, dass sich das SR im Endpunkt der Kurve im Vergleich zur Basisgeometrie verschlechtert. Der erreichte Wert des SR in der Ausgangssituation bei Auslassschluss liegt bei 1,3, jener dieser Variation bei einem Wert von 1,33.

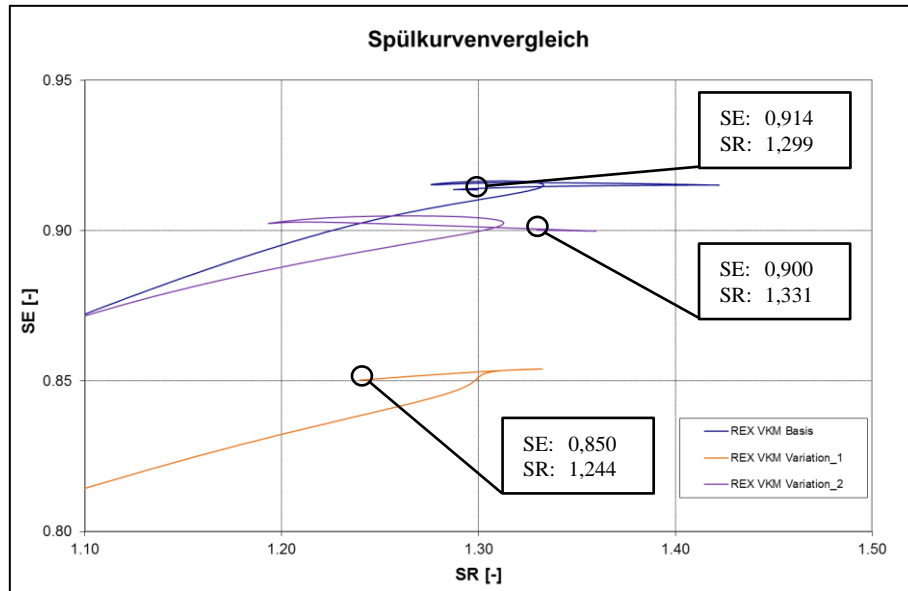


Abbildung 5-15: Detail der Spülkurve der Variation 2 im Vergleich

Die Spülverlustmasse dieser Berechnung ist nahezu ident mit jener der Basisgeometrie. Die einströmende Masse, die Frischgasmasse und die Zylindermasse sinken jedoch deutlich (siehe Abbildung 5-16 und Abbildung 5-17).

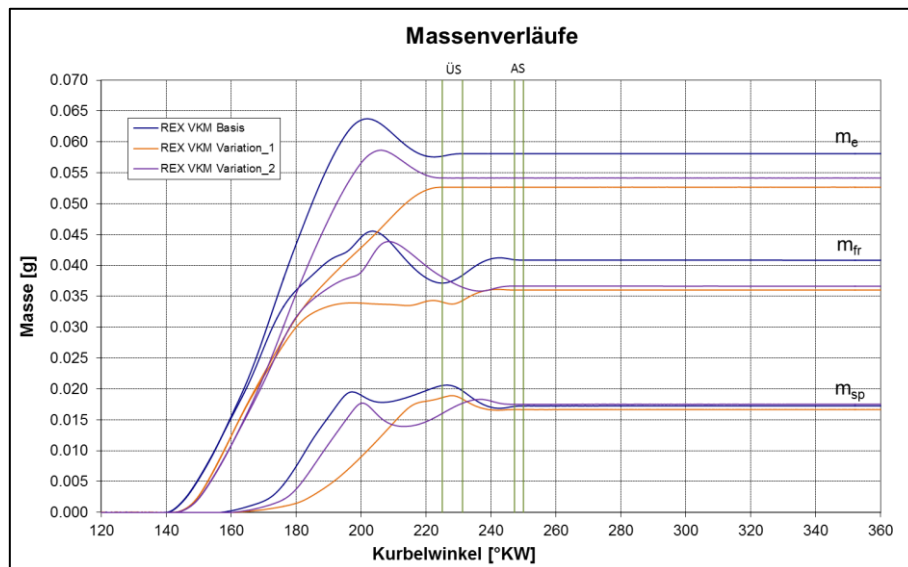


Abbildung 5-16: Massenverläufe der Variation 2 im Vergleich

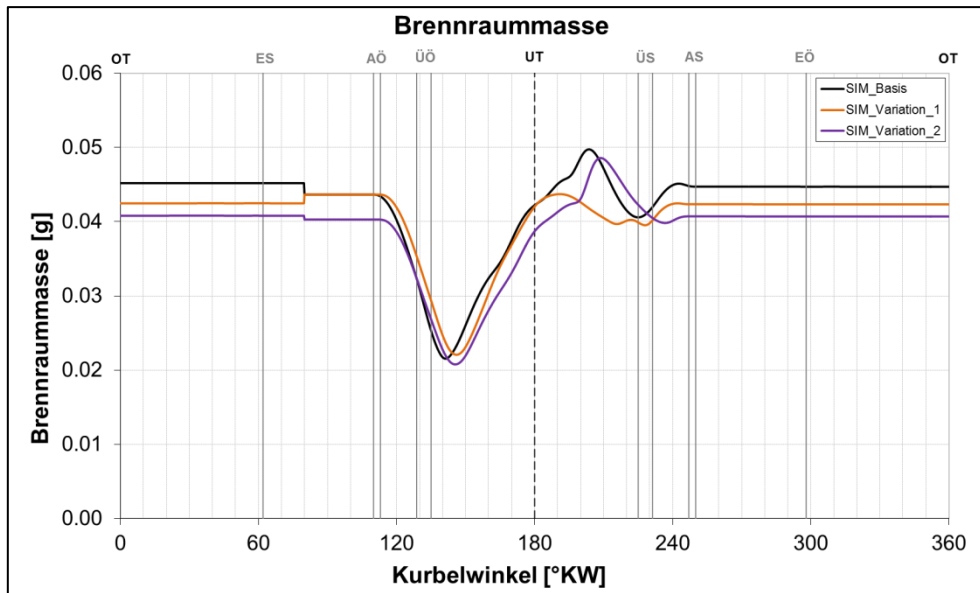


Abbildung 5-17: Brennraummasse der Variation 2 im Vergleich

Der Druck im Brennraum liegt deutlich unter der Referenz (siehe Abbildung 5-18). Trotz guter Spülkurve ist somit eine geringere Leistung zu erwarten.

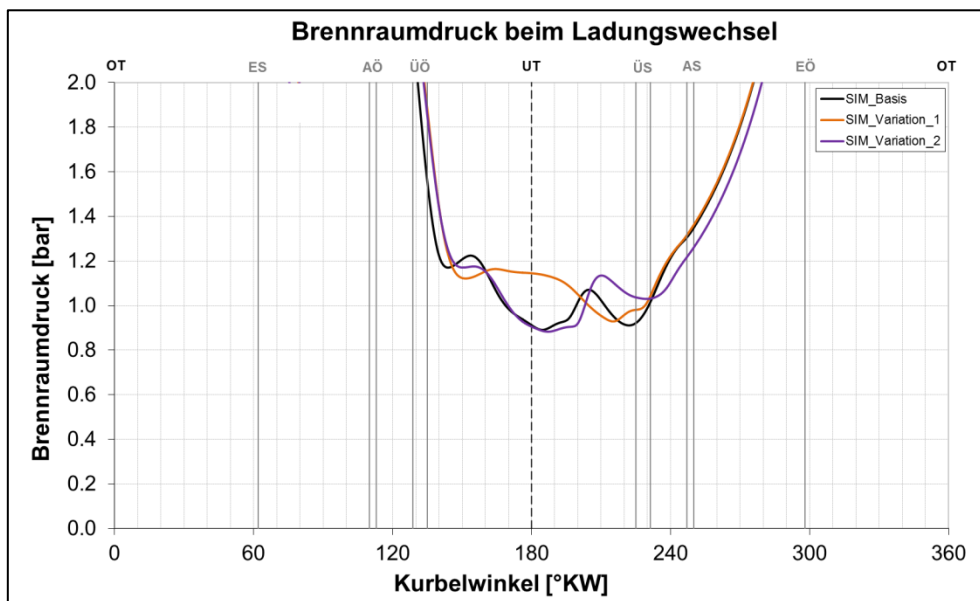


Abbildung 5-18: Brennraumdruck der Variation 2 im Vergleich

Im Vergleich der Fanggrade (siehe Abbildung 5-19) ist ersichtlich, dass dieser im optimalen Betriebsbereich doch deutlich verbessert wird. Das gesamte Potential wird jedoch aufgrund des oben beschriebenen Einflusses der Auslasskanalsteuerecke nicht ausgenutzt. Der Fanggrad verschlechtert sich daher von 0,7 in der Basisvariante auf 0,68 in dieser Variation. Man kann somit festhalten, dass die neuen Steuerzeiten zusätzliches Potential in das System gebracht haben, welches aufgrund des nicht abgestimmten Auspuffes jedoch nicht ausgenutzt wird.

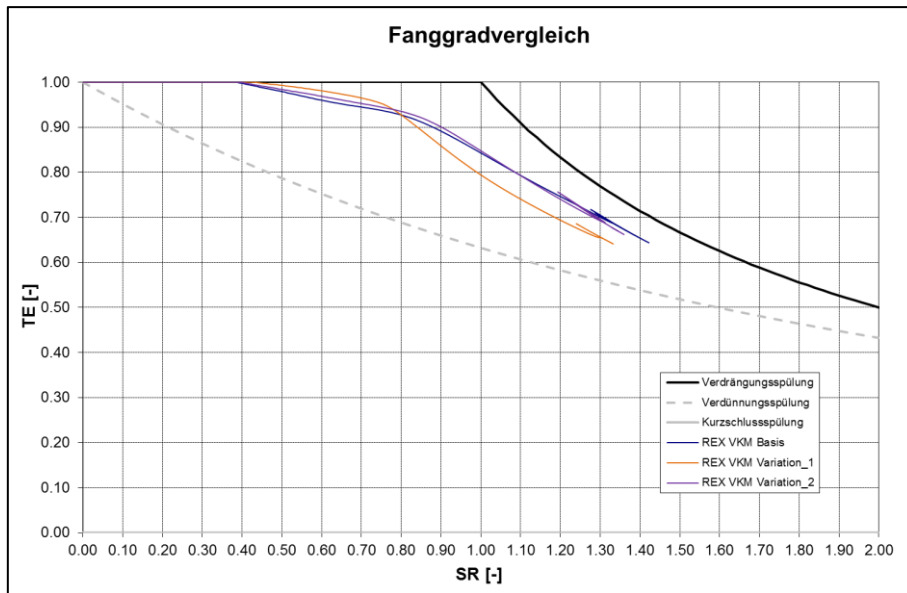


Abbildung 5-19: Fanggradvergleich der Variation 2

5.3 Variation 3

Von einem hubraumgleichen Zweitaktmotor, der parallel entwickelt wird wurde zusätzlich ein Auspuffsystem gewählt, dessen Eigenschaften in etwa jenen der Originalgeometrie entsprechen. Bei diesem System sollte jedoch zur Emissionsreduzierung der Katalysator durch eine auslasskanalnahe Anbringung schneller seine Betriebstemperatur erreichen. Weiters wäre ein Prototyp für etwaige praktische Untersuchungen bereits vorhanden. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass dieses System nicht auf die erste, sondern auf die zweite Druckwelle ausgelegt ist. Nach zwei berechneten Zyklen erfolgte eine genauere Abstimmung des Krümmers auf die Anforderungen des Motors. Da im Verlauf des Auslassdruckes deutlich wurde, dass die zweite Druckwelle etwas zu früh in Richtung Brennraum läuft wurde der Krümmer um einen Betrag verlängert, der diese Welle auf gleiche Phasenlage mit der Basisgeometrie verschiebt (siehe Abbildung 5-27).

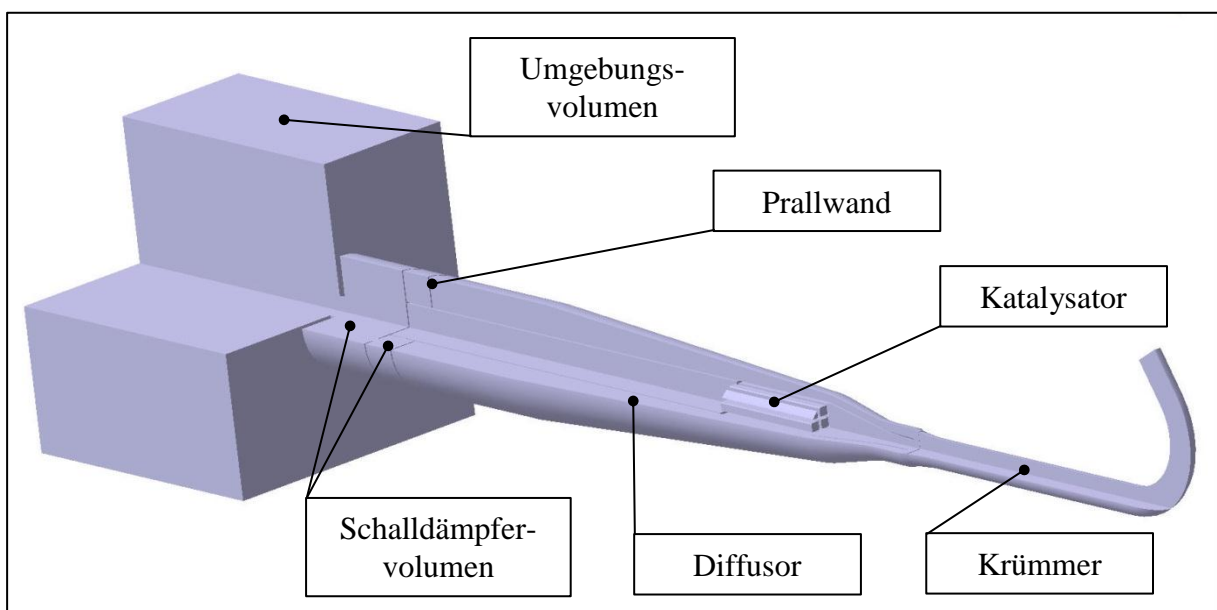


Abbildung 5-20: Auspuffsystem der Variation 3 im Schnitt

5.3.1 Berechnungsergebnisse

Im Anhang sind zu Anschauungszwecken zusätzlich Daten vor und nach der Verlängerung des Krümmers dargestellt (siehe Abbildung 7-20 bis Abbildung 7-22). Es erhöht sich zwar das SR, die Zylindermasse im Brennraum jedoch ebenso und diese erreicht somit Werte im Bereich der Basisgeometrie (siehe Abbildung 5-25). Da sich das SE im Vergleich zur Basisgeometrie nur geringfügig verschlechtert kann man davon ausgehen, dass genügend Frischladung im Brennraum vorhanden ist, um das Leistungsziel zu erreichen (siehe Abbildung 5-22). Ebenso erreicht der Zylinderdruck Werte, die diese Annahme bestätigen (siehe Abbildung 5-26).

Die Verwendung dieses Auspuffsystems hat eine positive Auswirkung auf die Spülkurve. Vergleicht man diese mit jener aus Variation 2 (siehe Abbildung 5-22) so verändert sich das SR nach Auslassschluss von 1,33 auf 1.18, was einer Verbesserung um 11 Prozent entspricht.

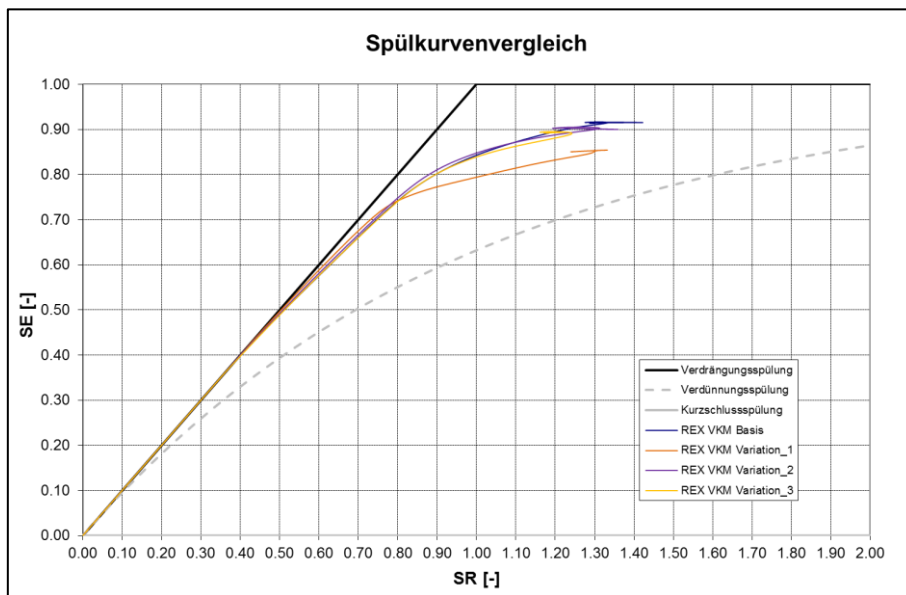


Abbildung 5-21: Spülkurvenvergleich der Variation 3

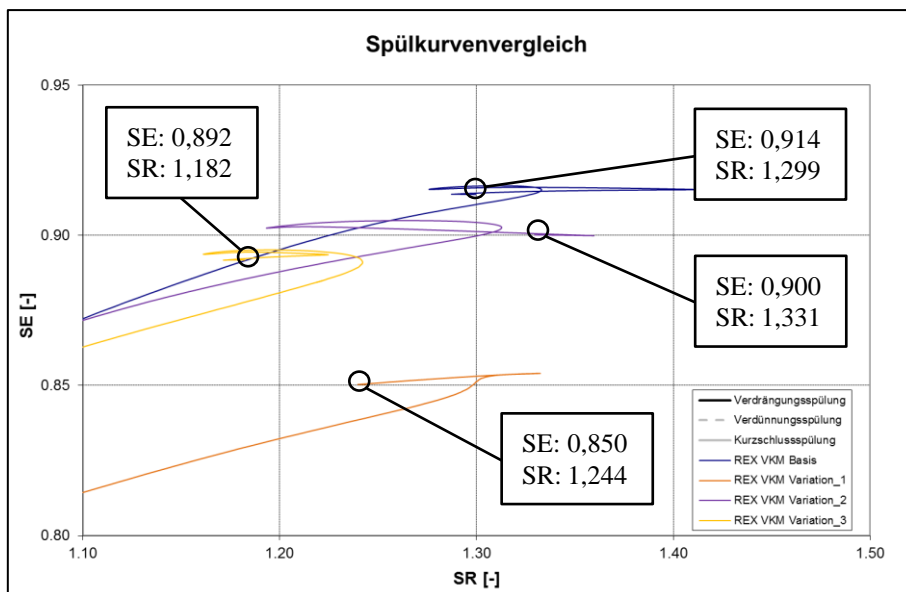


Abbildung 5-22: Detail der Spülkurve der Variation 3 im Vergleich

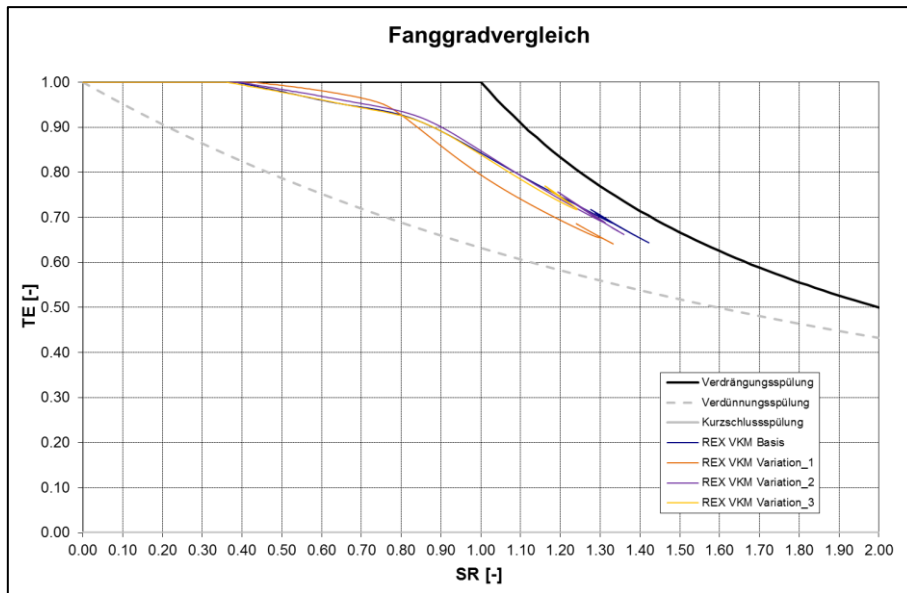


Abbildung 5-23: Fanggradvergleich der Variation 3

Der Fanggrad dieser Anordnung beträgt nach Auslassschluss 0,754 (siehe Abbildung 5-23). Dies stellt den höchsten Wert aller untersuchten Varianten dar.

Der Verlauf der Massen im Brennraum ist in Abbildung 5-24 dargestellt. Die zeitliche Verschiebung des Einströmvorgangs ist bei allen gut erkennbar. Es wird deutlich, dass die Reduktion der einströmenden Masse direkt mit einer Verminderung der Spülverluste verbunden ist. Die Schwingungen haben eine annähernd ähnliche Charakteristik, sind jedoch nicht so stark ausgeprägt, was somit auf weniger Durchmischung von Frisch- und Restgas schließen lässt.

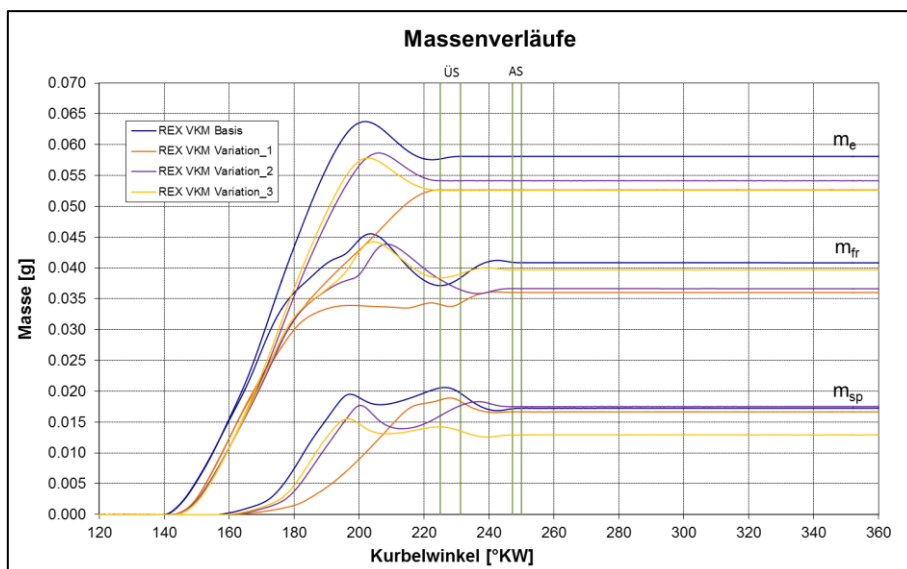


Abbildung 5-24: Massenverläufe der Variation 3 im Vergleich

Vergleicht man diese Variation mit Überströmkanalvariante 2 (siehe Abschnitt 4.3) ergibt sich eine weitere Verbesserung. Während die Frischgasmasse im Bezug zur Basis nur um etwa 3 Prozentpunkte sinkt sinkt die Spülverlustmasse deutlich um ca. 25 Prozent (siehe Abbildung 5-24). Sollte somit nach der Iterativen Berechnung des optimierten Motorkonzeptes mit der neuen Spülkurve eine neue Auspuffvariante sinnvoll erscheinen wäre auch diese Variation in Betracht zu ziehen.

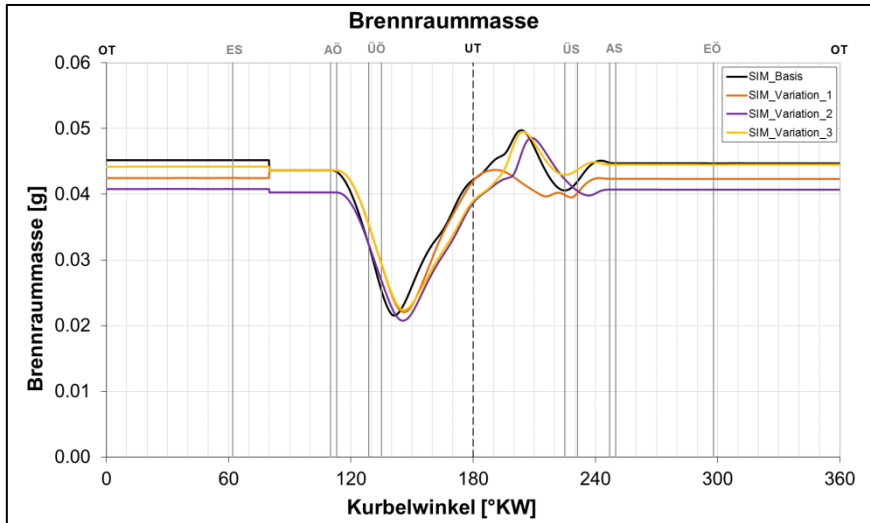


Abbildung 5-25: Brennraummasse der Variation 3 im Vergleich

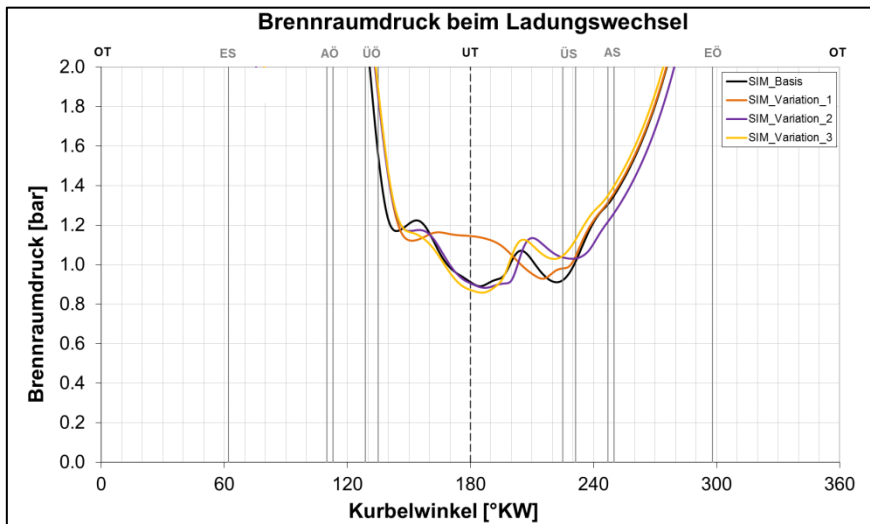


Abbildung 5-26: Brennraumdruck der Variation 3 im Vergleich

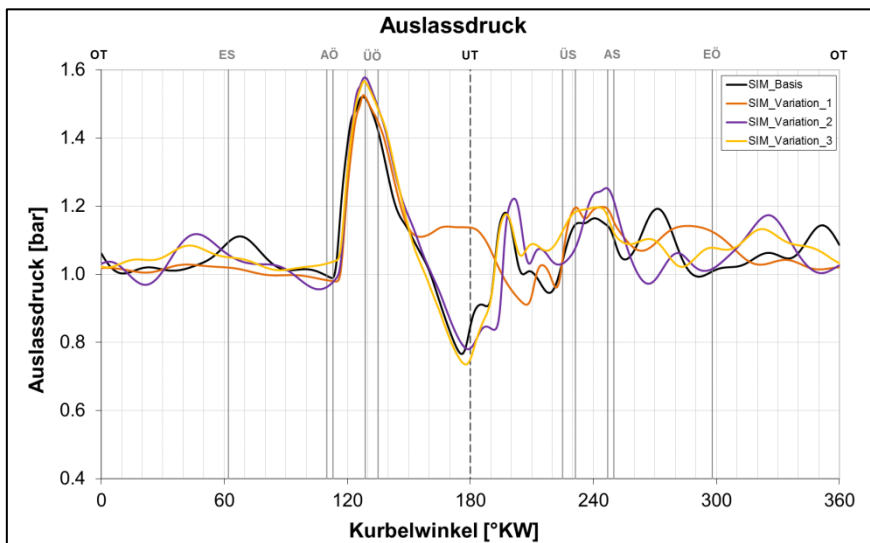


Abbildung 5-27: Auslassdruck der Variation 3 im Vergleich

6 Zusammenfassung und Ausblick

Auf der Suche nach günstigen Mobilitätslösungen für urbane Gebiete besitzt ein Konzept eines Hybrid – Scooters in Verbindung mit einem seriellen Range – Extender gutes Entwicklungspotential. Der geringe Bauraum, die große Leistungsdichte, der einfache Aufbau und geringe Kosten führten zur Wahl eines Zweitaktmotors. Der Verzicht auf transienten Betrieb erlaubt eine gute Abstimmung der Gasdynamik des Abgastraktes auf eine konstante Drehzahl. Eine 3D – CFD - Berechnung des Ladungswechsels lässt somit gute Rückschlüsse auf den realen Einsatz zu.

Für die Durchführung von Variantenrechnungen benötigt man zunächst eine Bezugsbasis. Diese stellt in diesem Fall ein bereits vorhandener Forschungsmotor dar. Vorhandene CATIA – Geometriedaten wurden verifiziert. Die Kanäle des Prüfstandsmotors wurden abgegossen und bei vorgegebenen Querschnitten mit den virtuellen Kanälen verglichen. Gezielte Vereinfachungen am virtuellen Modell in dieser Phase führen zu weniger zeitintensiven Berechnungen. Für eine gute Darstellung der Strömungssimulation bei angemessener Rechenzeit ist ein Kompromiss zwischen genauer geometrischer Abbildung und geringer Zellanzahl zu finden. Es konnte gezeigt werden, dass trotz der Umgehung des Hochdruckprozesses eine sehr gute Abstimmung mit dem Forschungsmotor möglich ist. Auf eine zeitintensive Berechnung der Verbrennung konnte somit verzichtet werden.

Definierte Kanalvarianten sollten den Einfluss unterschiedlicher Steuerzeiten der Haupt- und Nebenüberströmkanäle aufzeigen. Zwei- und dreidimensionale Darstellungen des Ladungswechsels werden zur Beurteilung herangezogen. Diagramme der Spülkurve, des Fanggrades, der Massenverläufe, der Massenströme der Drücke usw. bieten einen guten Einblick in das Betriebsverhalten des untersuchten Motors. Es konnte gezeigt werden, dass sich unterschiedliche Öffnungszeitpunkte der Haupt – und Nebenüberströmkanäle positiv auf den Ladungswechsel auswirken. Obwohl der gewünschte Effekt eines Abgaspolsters nur gering in Erscheinung tritt sind deutliche Vorteile erkennbar. Durch die linearen Zusammenhänge der Berechnungsergebnisse ist anzunehmen, dass es gemeinsame Steuerzeiten aller Überströmkanäle gibt, die einen ähnlichen Ladungswechsel bewerkstelligen. Die freigegebene Querschnittsfläche der Überströmkanäle erscheint hier als ausschlaggebender Parameter. Der Einfluss des Öffnungszeitpunktes der Überströmkanäle auf den Ladungswechsel und insbesondere auf die Spülverluste konnte verdeutlicht werden. Die Ergebnisse zeigen eindrucksvoll, dass bei einer kleinen Verminderung der Frischgasmasse von ca. 2,5 Prozent die Spülverlustmasse um ca. 16 Prozent sinkt.

Die Abstimmung eines optimierten Auspuffsystems erfolgte durch eine 1D – CFD – DOE – Berechnung in AVL BOOST. Ziel war eine Leistungsmaximierung bei einer Verbrauchsminimierung. Die erste rücklaufende Druckwelle sollte dabei aufgrund der aufgezeigten Vorteile genutzt werden. Das neue Auspuffmodell und die optimierten Kanäle wurden in ein 3D – Modell überführt und untersucht. Es kommt zur Ausbildung eines Druck-Plateaus im Bereich des unteren Totpunktes. Weitere Vorgehensweise wird die Einspeisung der neuen Spüldaten in die 1D – CFD - Berechnung und nach erneut durchgeführter Bewertung der Spülung entweder darauf folgende iterative Berechnungen, oder der Umstieg auf ein anderes Auspuffkonzept sein.

Der Vorteil der neuen Steuerzeiten unter Verwendung des ursprünglichen Auspuffsystems wurde demonstriert. Die generierte Spülkurve besitzt zusätzliches Potential, das im Bedarfsfall genutzt werden kann.

Ein parallel entwickelter Zweitaktmotor liefert ein weiteres untersuchtes Auspuffkonzept. Durch eine auslasskanalnahe Anbringung des Katalysators sollten die Emissionen reduziert werden. Die Spülkurve, der Fanggrad, die Zylindermasse und der Zylinderdruck liefern ansprechende Ergebnisse. Bei einer Verminderung der Frischgasmasse um lediglich 3 Prozent sinkt die Spülverlustmasse deutlich um ca. 25 Prozent. Aus diesem Grund sollte dieses System bei einem etwaigen Auspuffsystemwechsel ebenfalls in Erwägung gezogen werden.

7 Anhang

7.1 Kanalabgleich

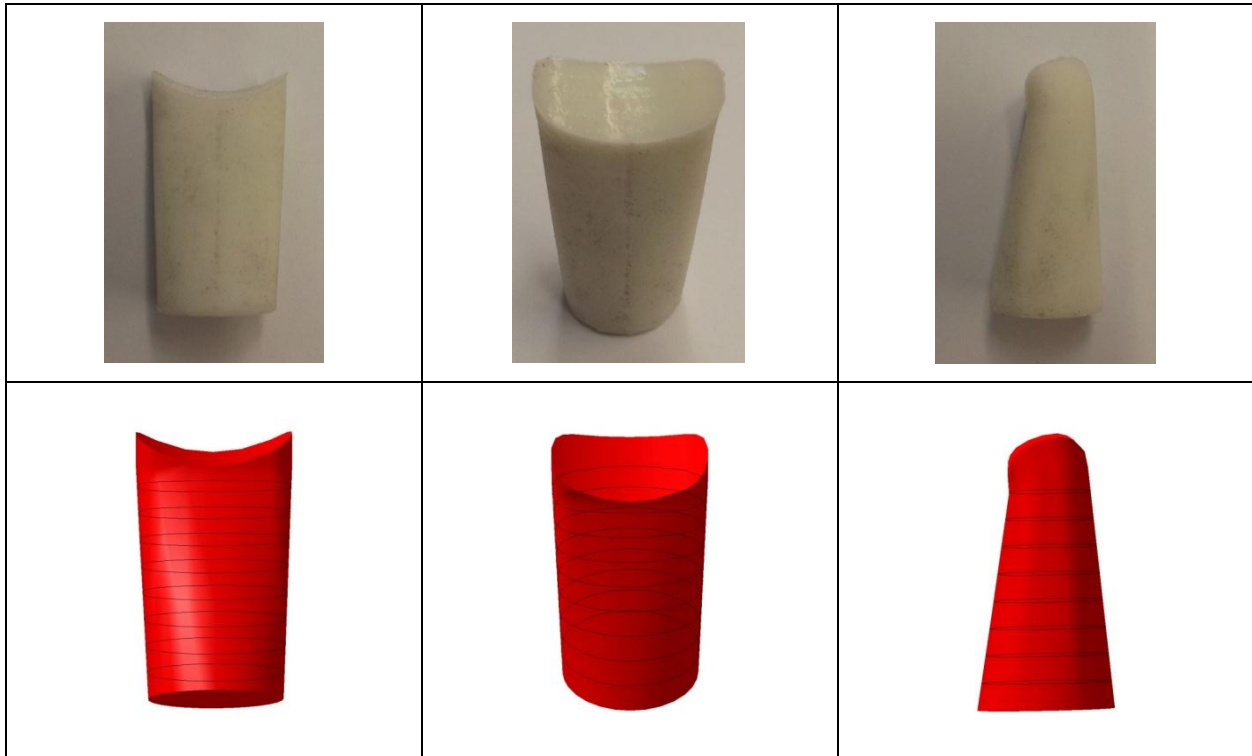


Abbildung 7-1: Abgegossener Auslasskanal und CAD-Modell mit den definierten Querschnitten

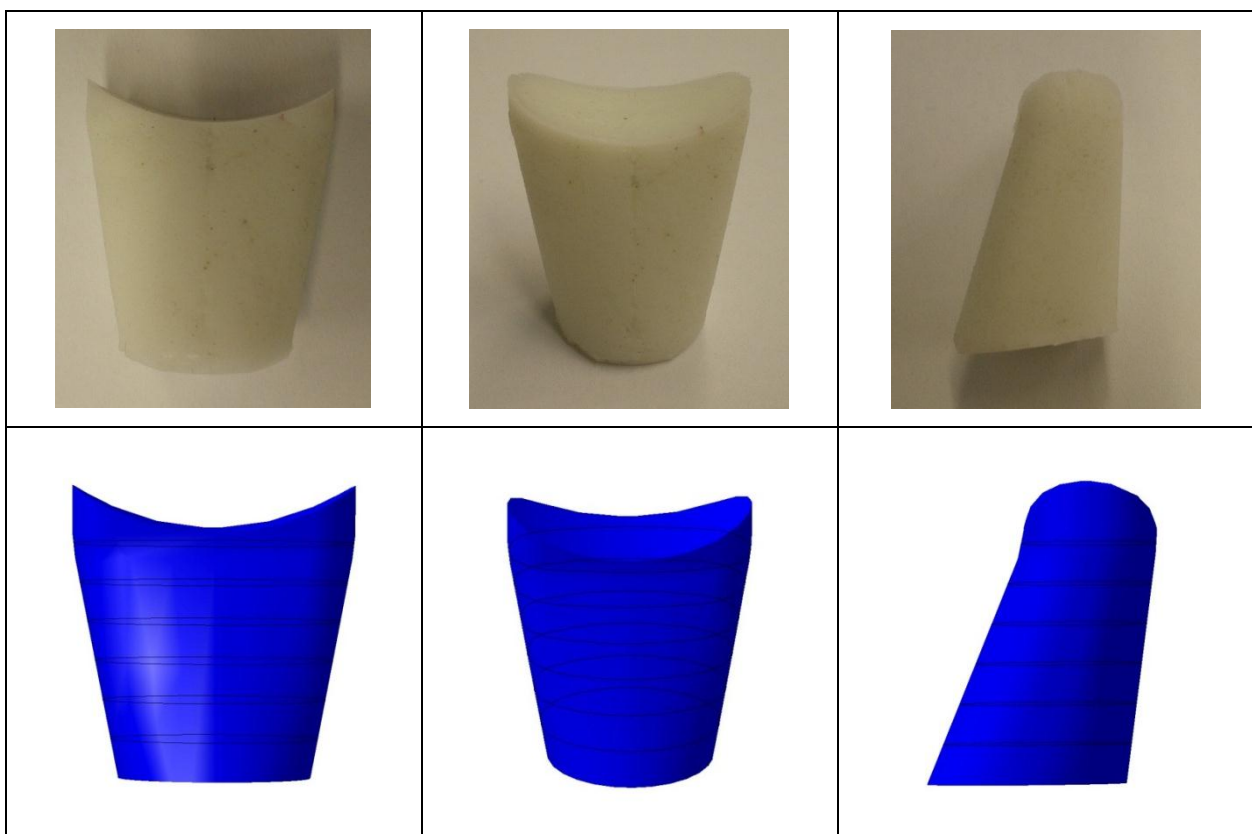


Abbildung 7-2: Abgegossener Einlasskanal und CAD Modell mit den definierten Querschnitten

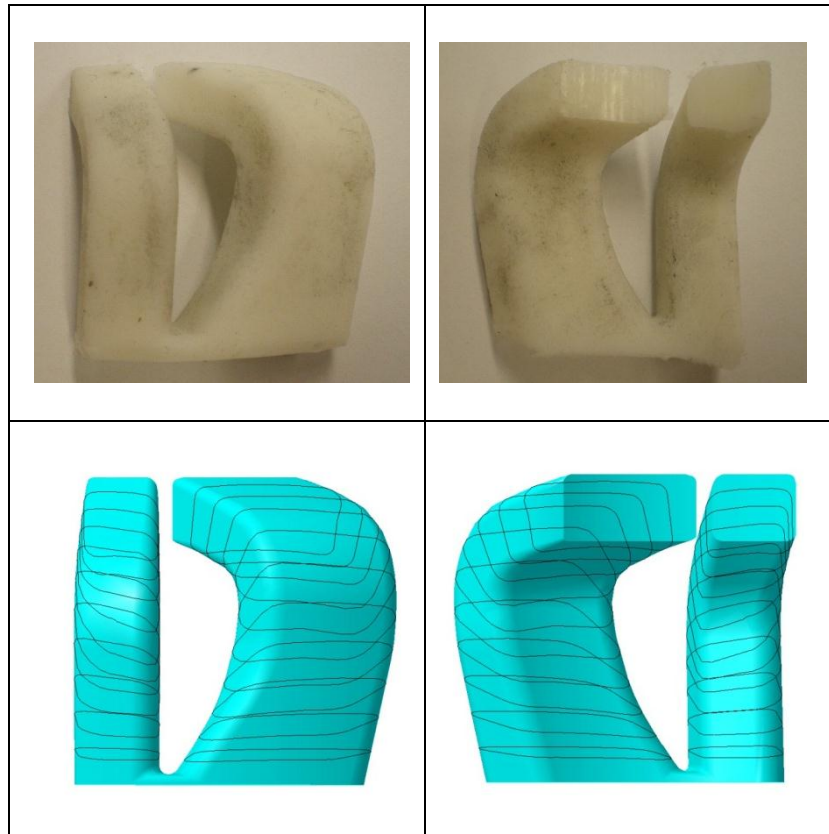


Abbildung 7-3: Abgegossener Überströmkanal und CAD Modell mit den definierten Querschnitten

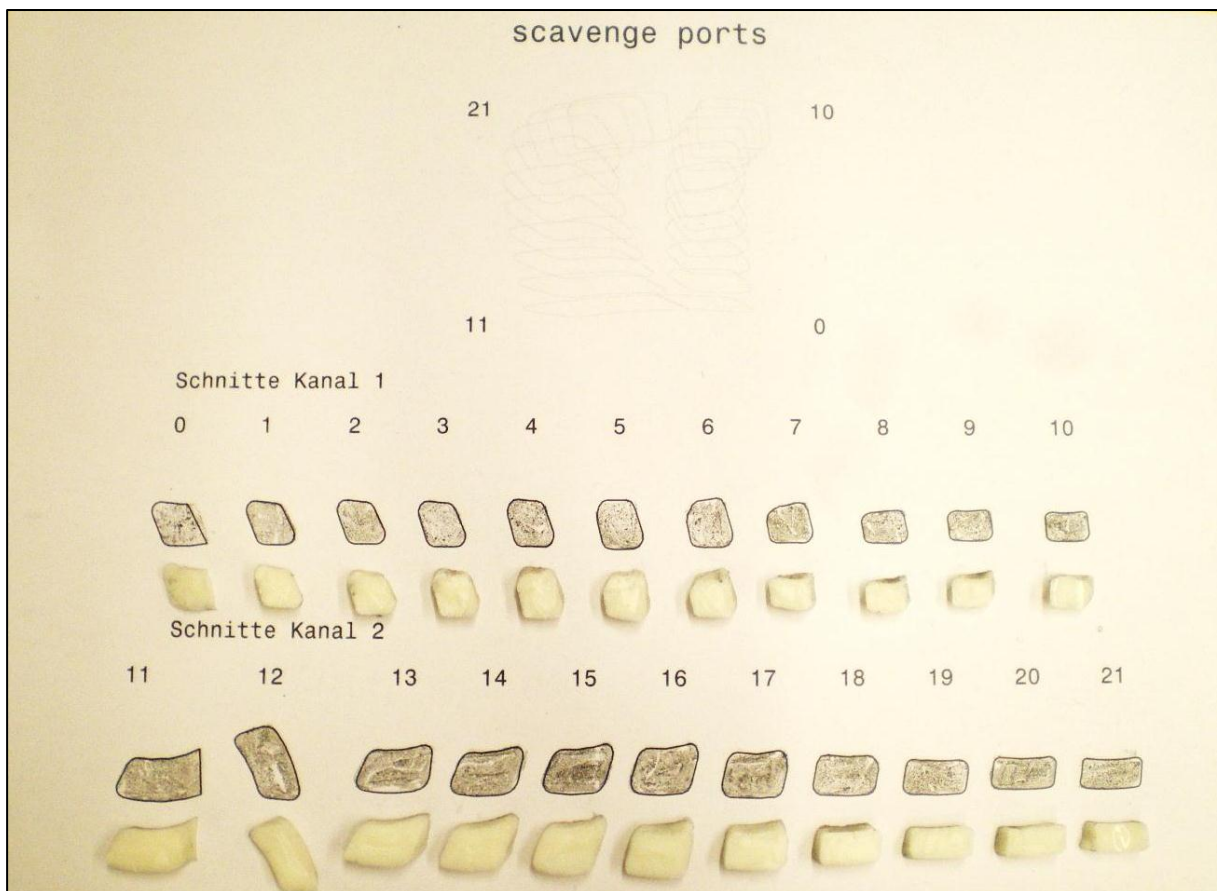


Abbildung 7-4: Kanalabgleich der Überströmkanäle

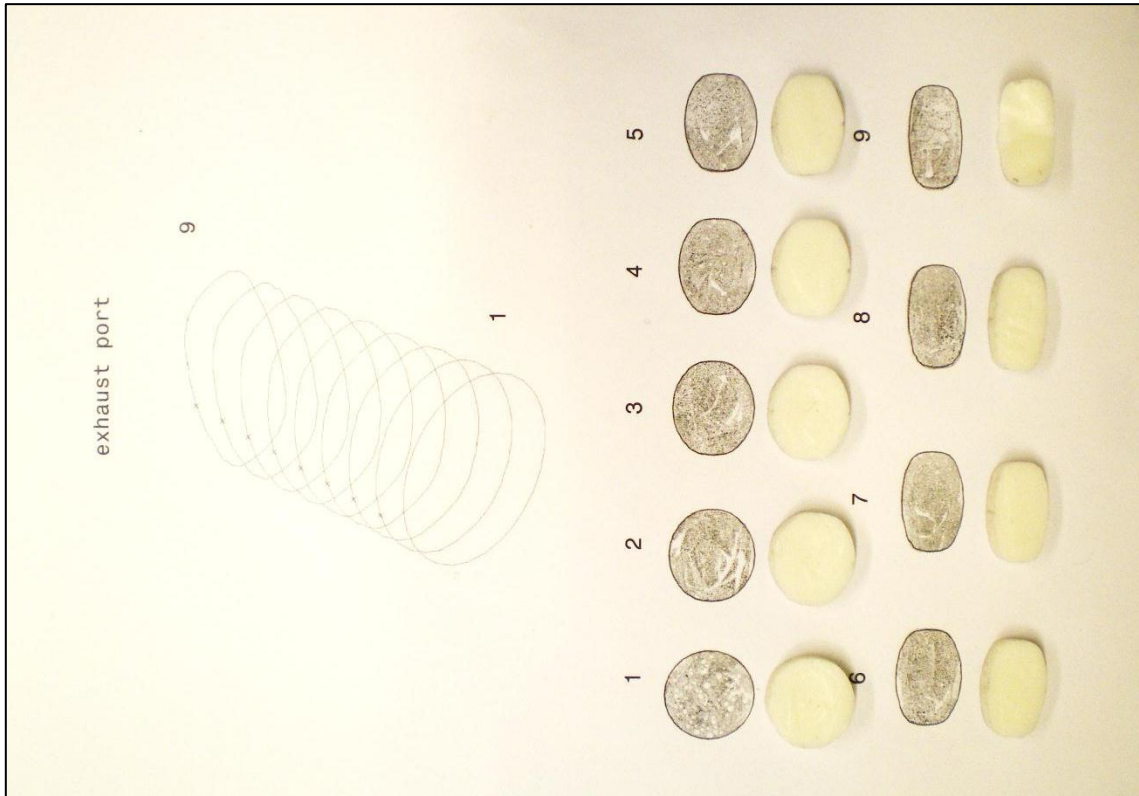


Abbildung 7-5: Kanalabgleich des Auslasskanals

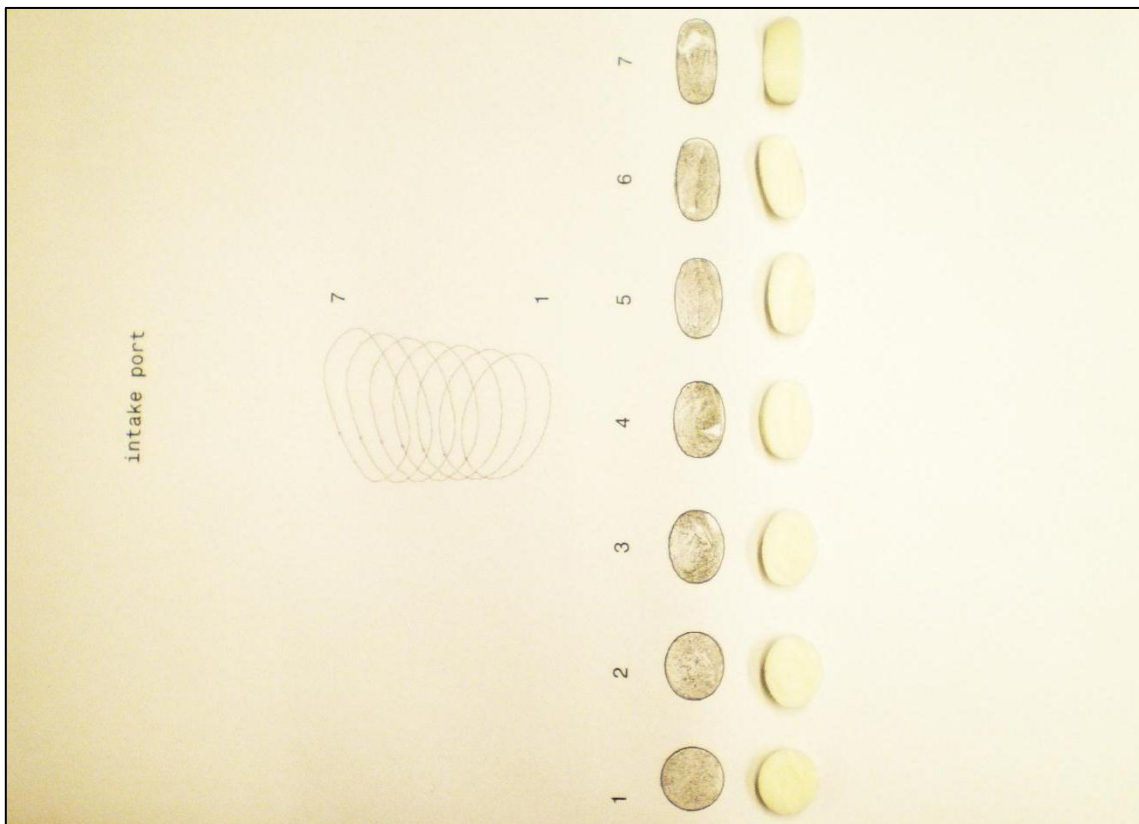


Abbildung 7-6: Kanalabgleich des Einlasskanals

7.2 3D – Berechnungsergebnisse der Basisgeometrie

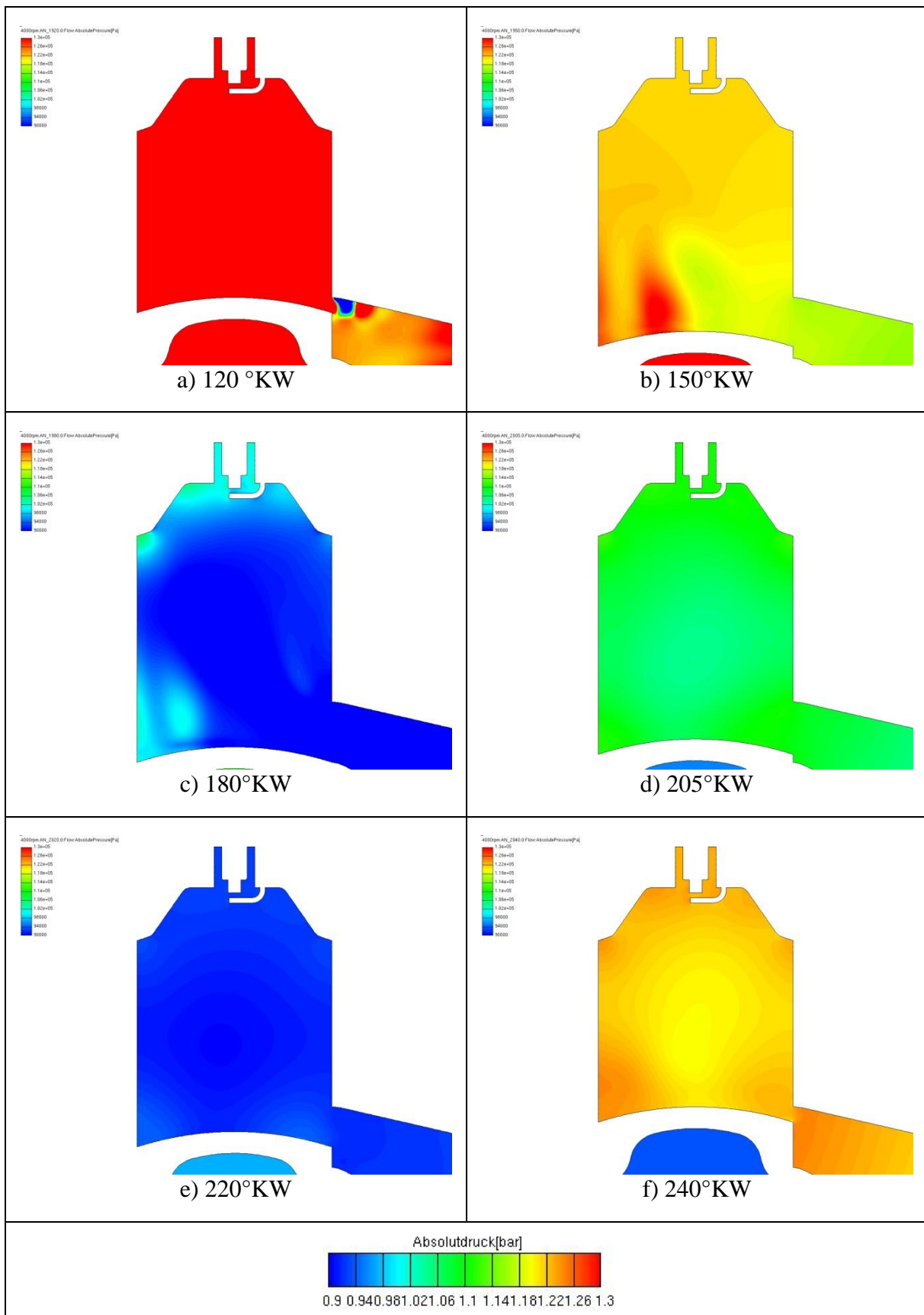


Abbildung 7-7: Absolutdruck im Brennraum, x-Schnitt

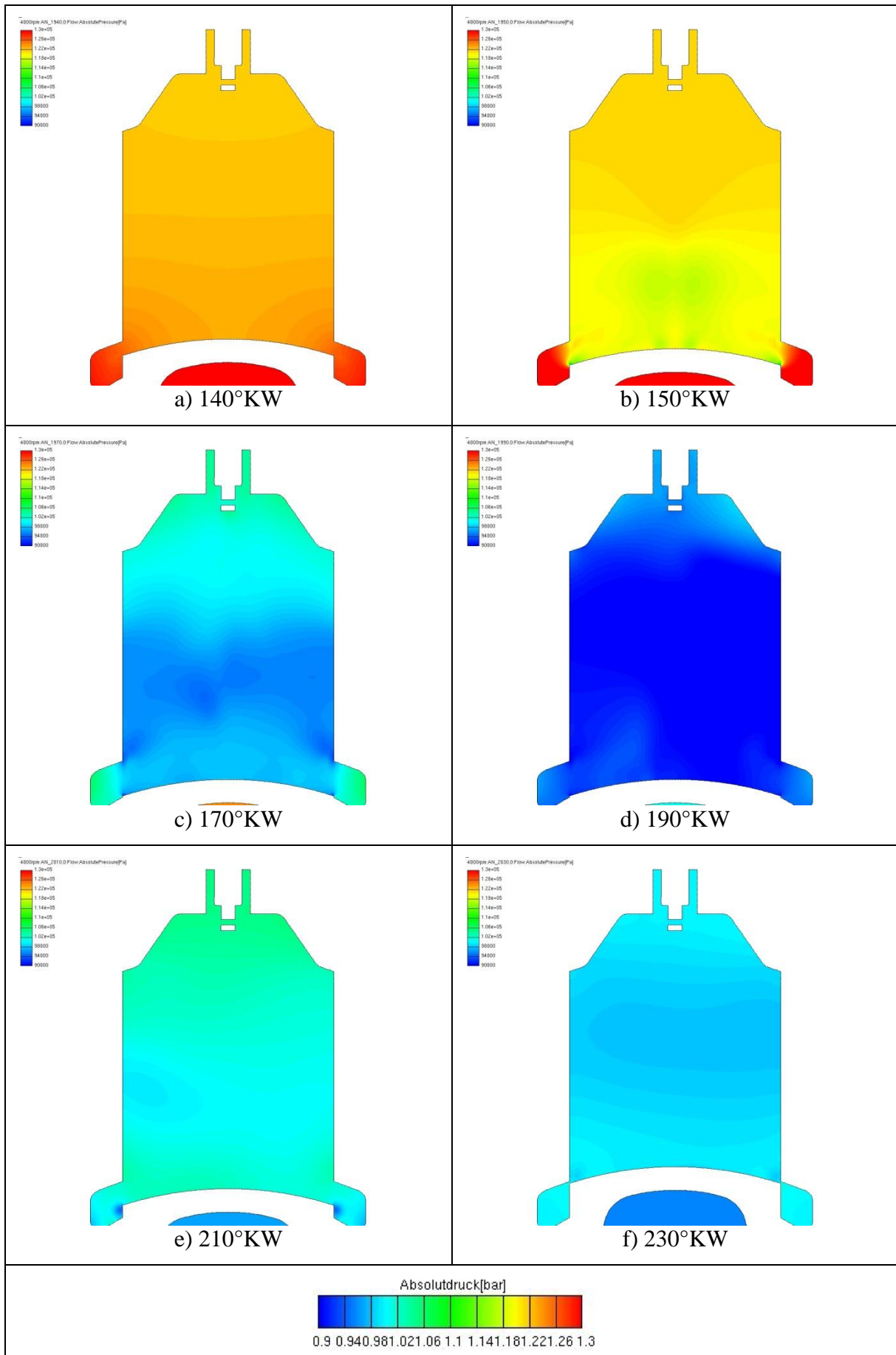


Abbildung 7-8: Absolutdruck im Brennraum, y-Schnitt

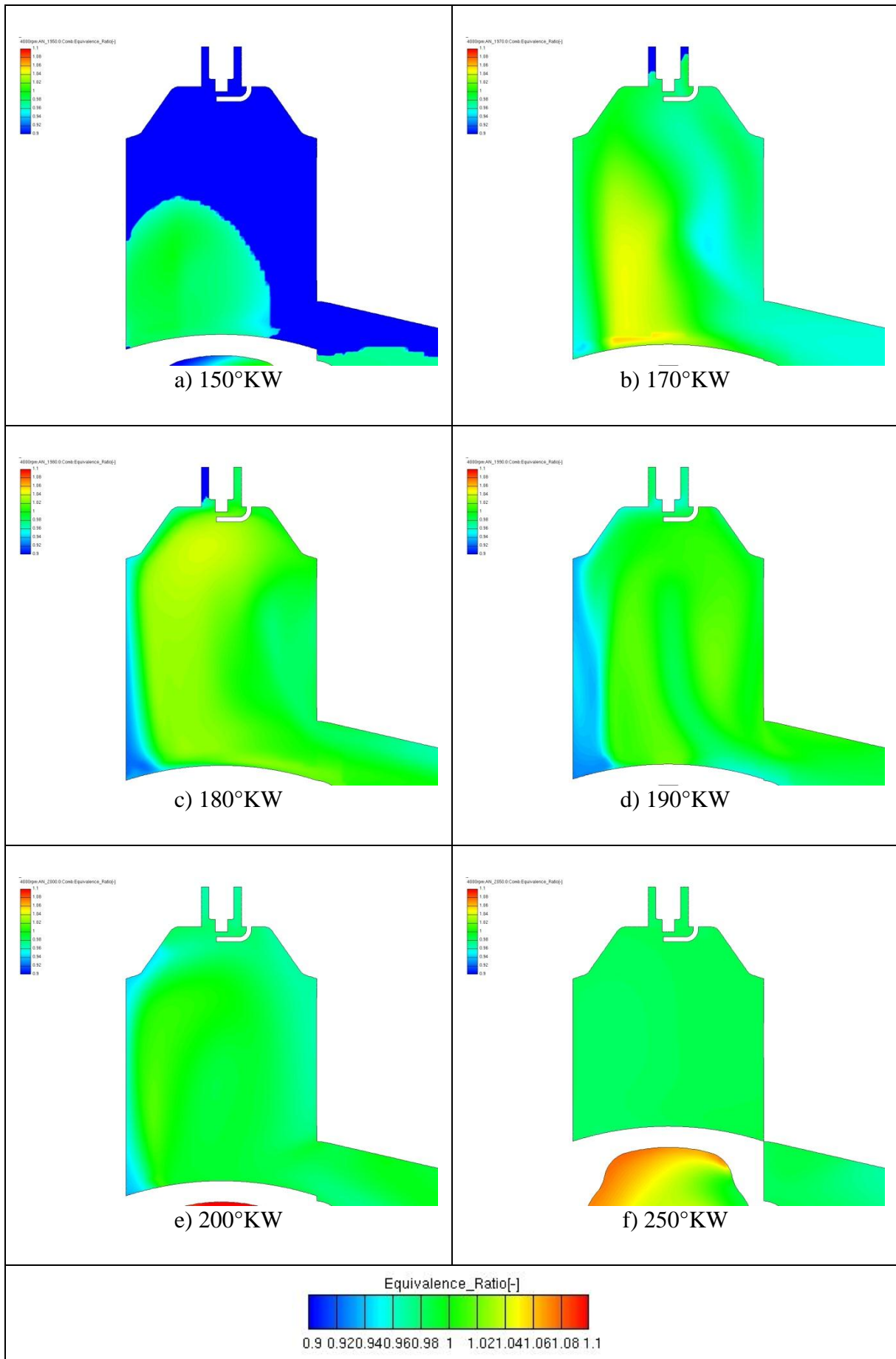


Abbildung 7-9: Equivalence – Ratio, x – Schnitt

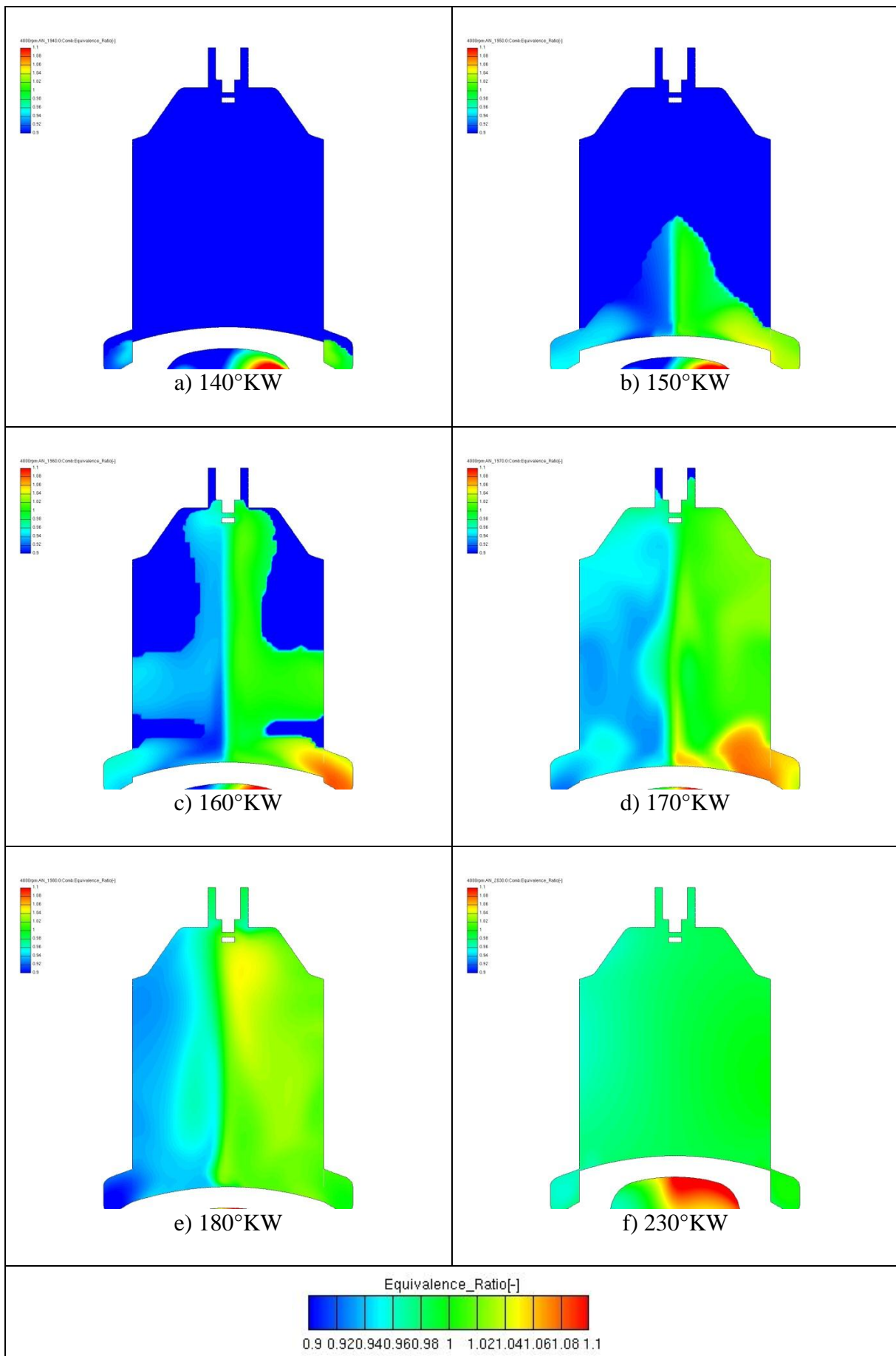


Abbildung 7-10: Equivalence – Ratio, y – Schnitt

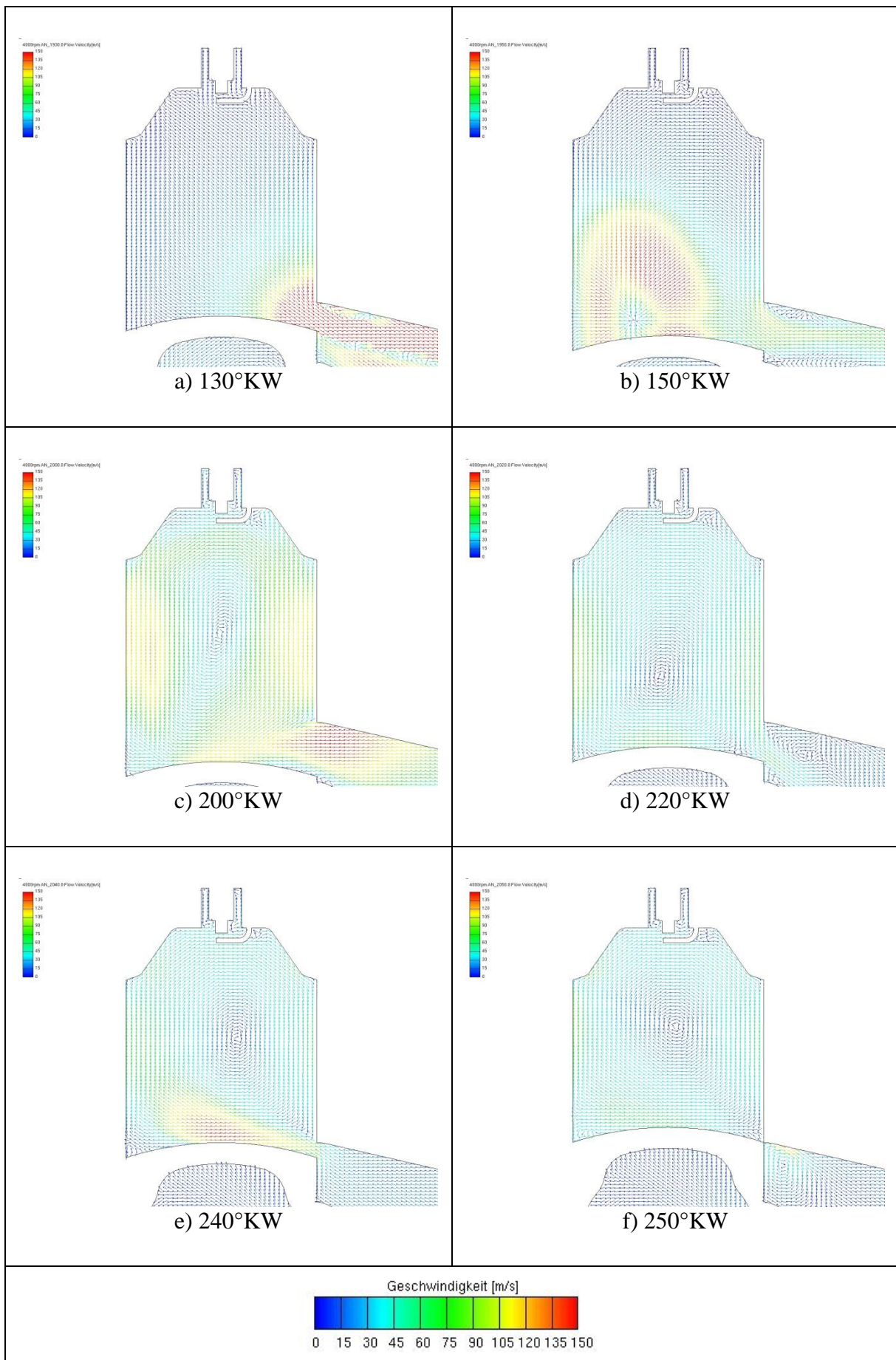


Abbildung 7-11: Geschwindigkeiten im Brennraum, x – Schnitt

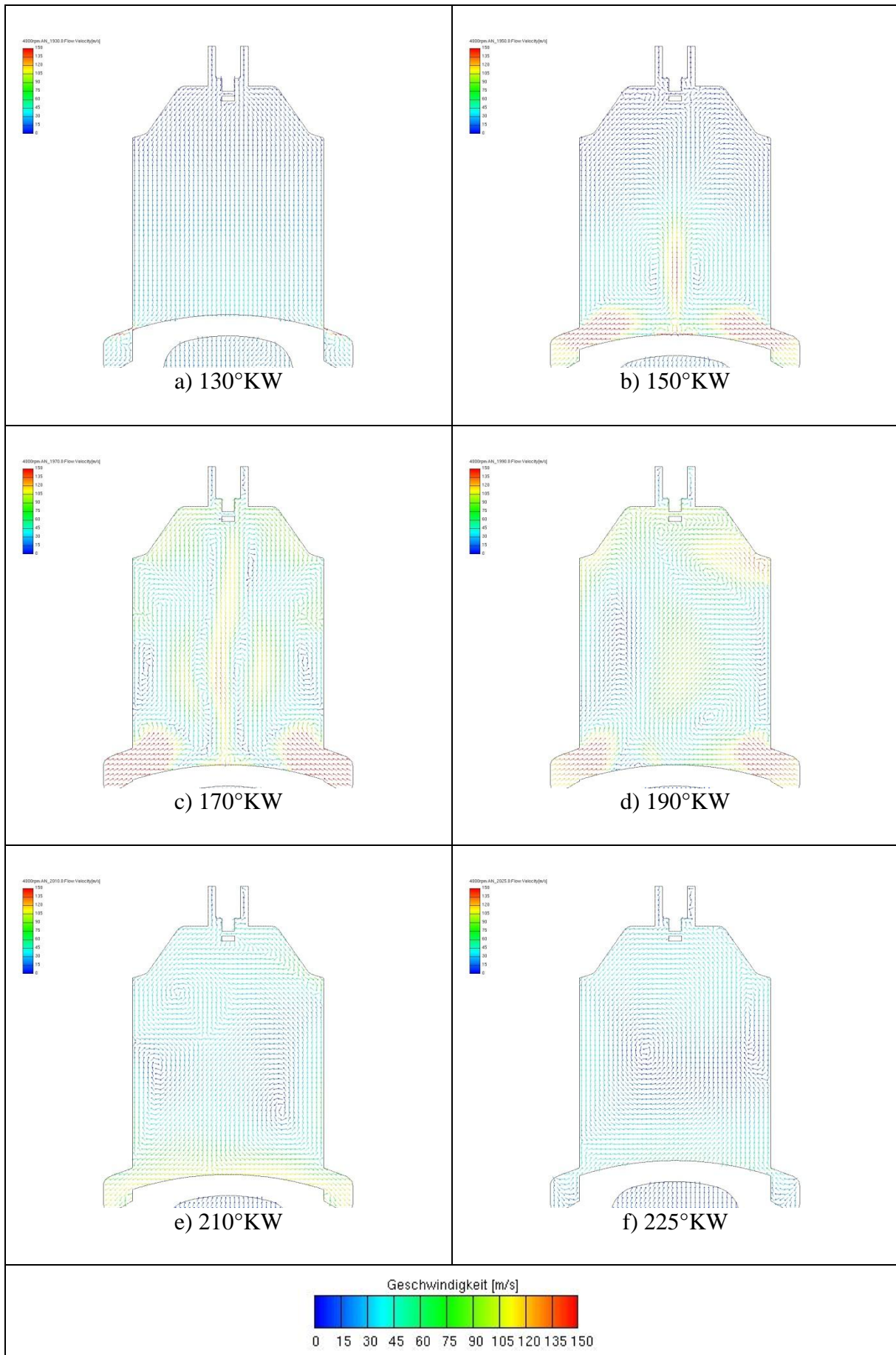


Abbildung 7-12: Geschwindigkeiten im Brennraum, y – Schnitt

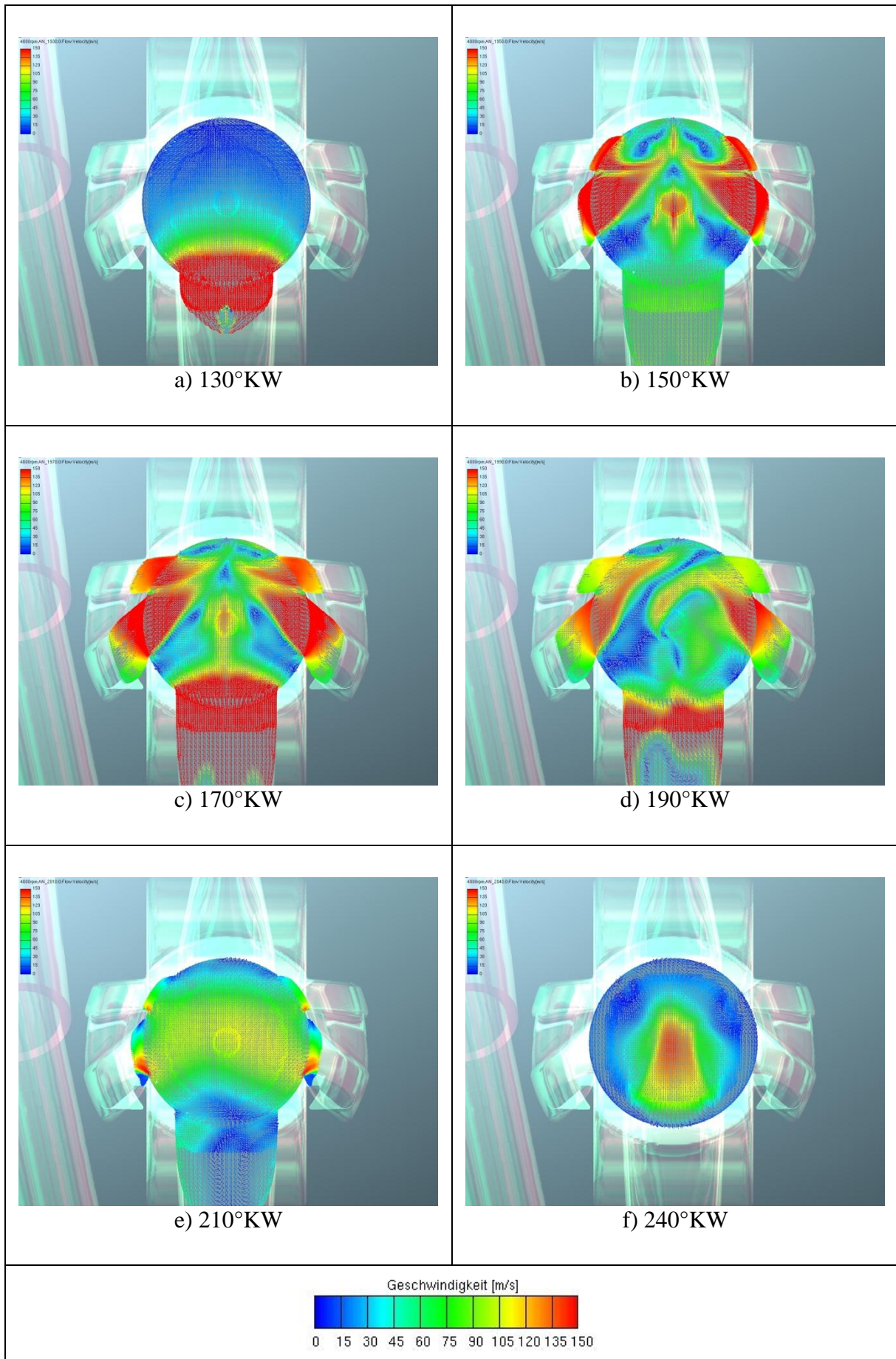


Abbildung 7-13: Geschwindigkeiten 5 mm über dem Kolben

7.3 3D – Berechnungsergebnisse der Überströmkanalvarianten

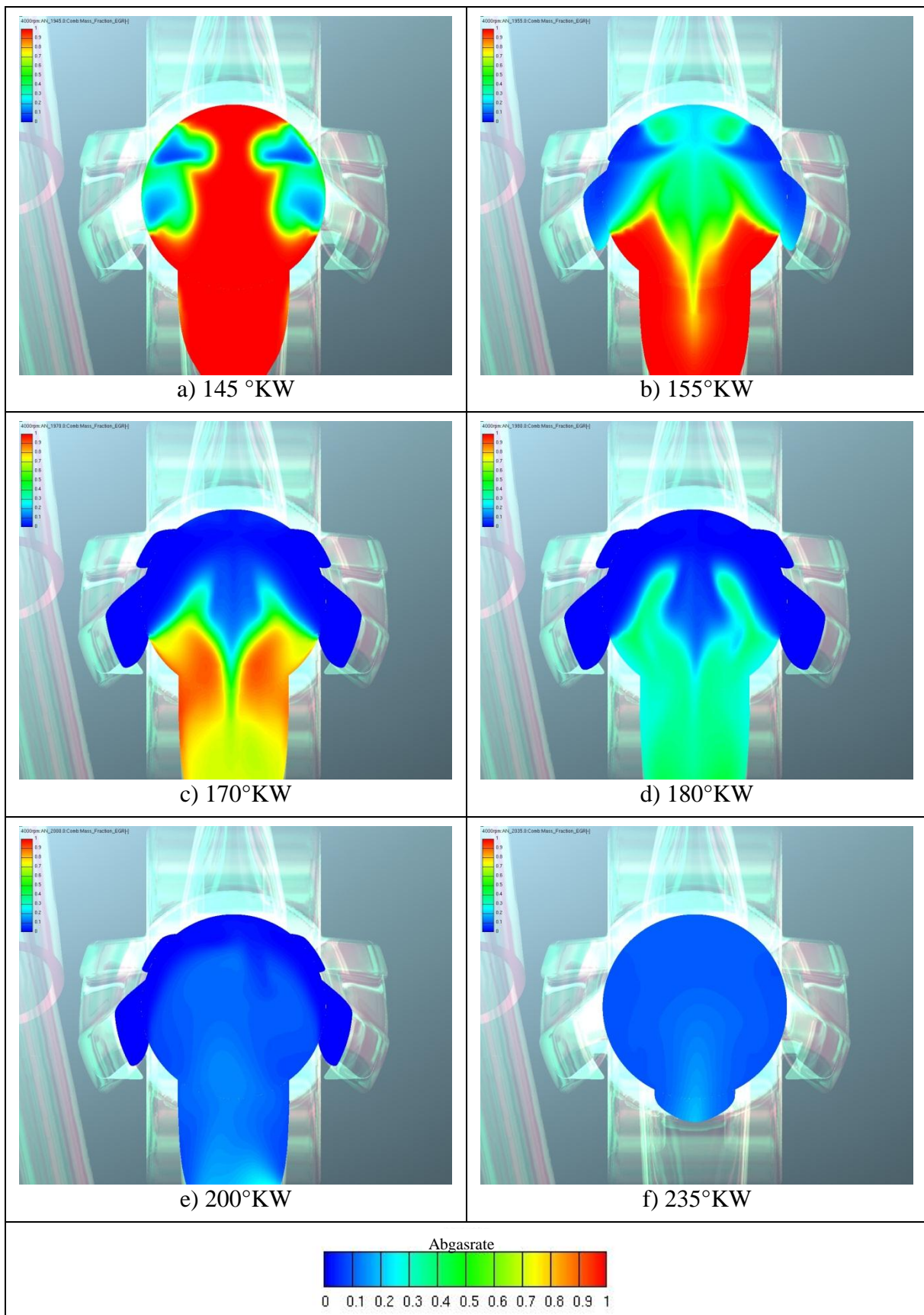


Abbildung 7-14: TP 1.1, Abgasrate 5mm über dem Kolben

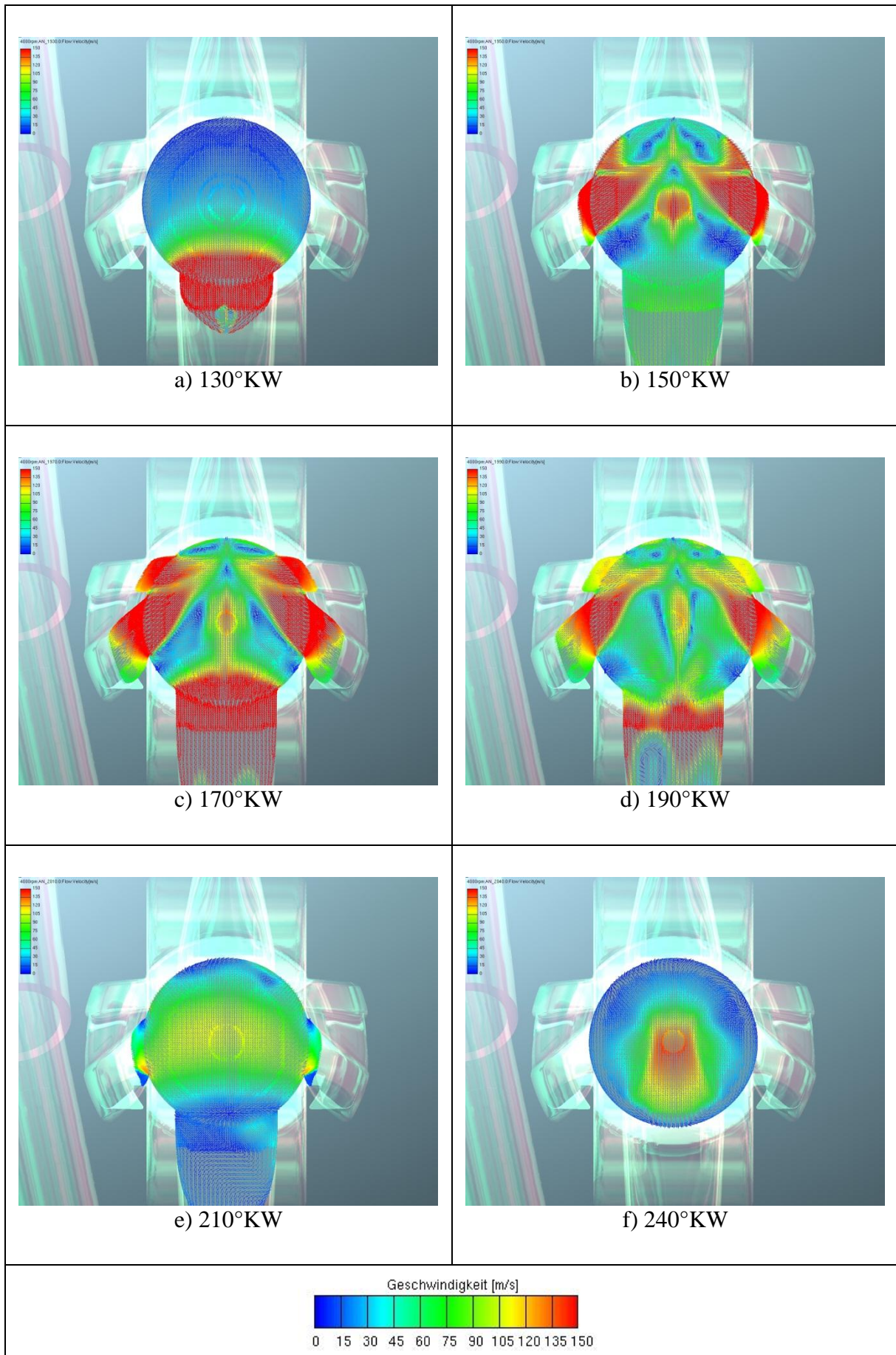


Abbildung 7-15: TP 1.1, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben

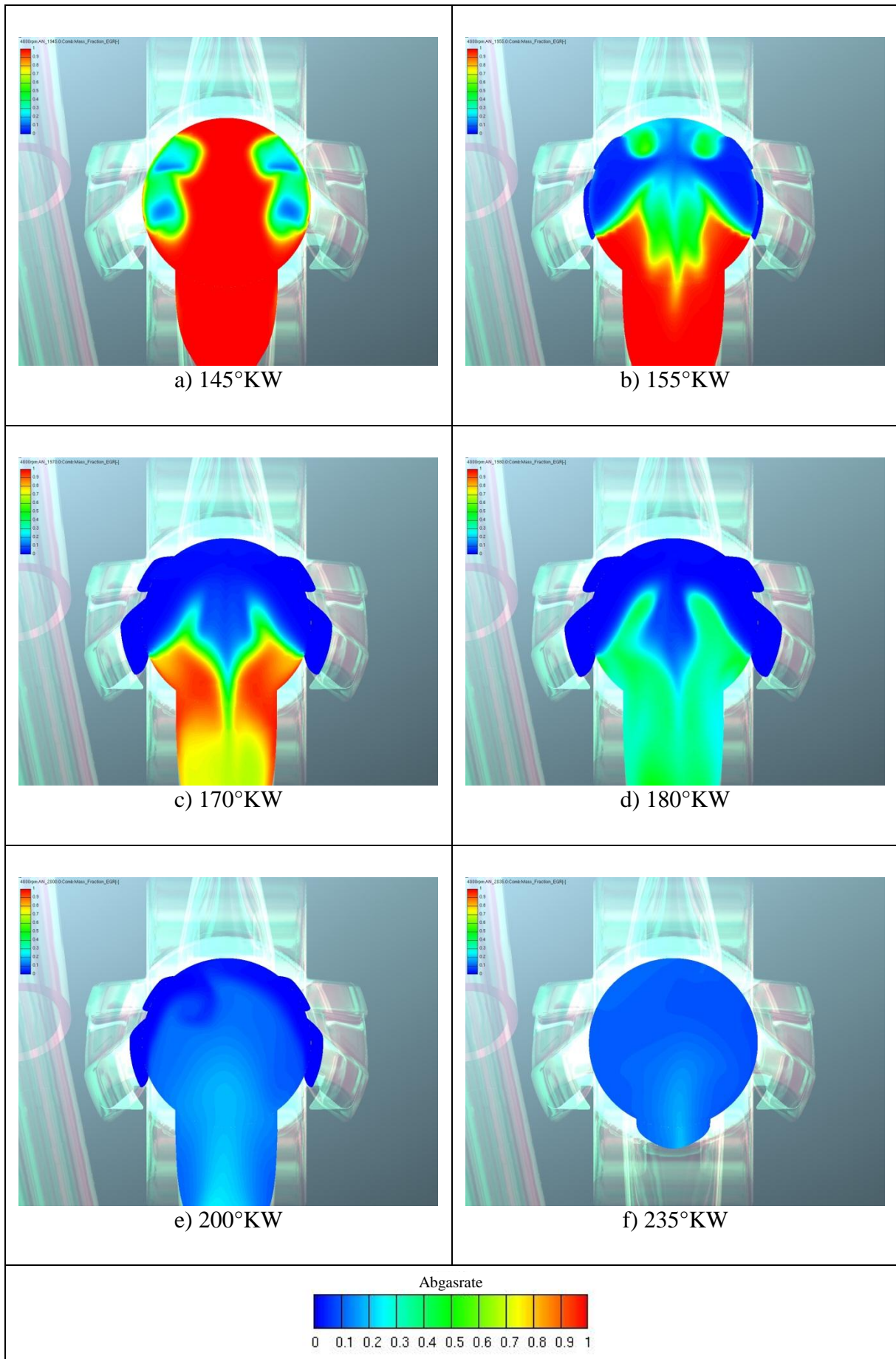


Abbildung 7-16: TP 1.2, Abgasrate 5mm über dem Kolben

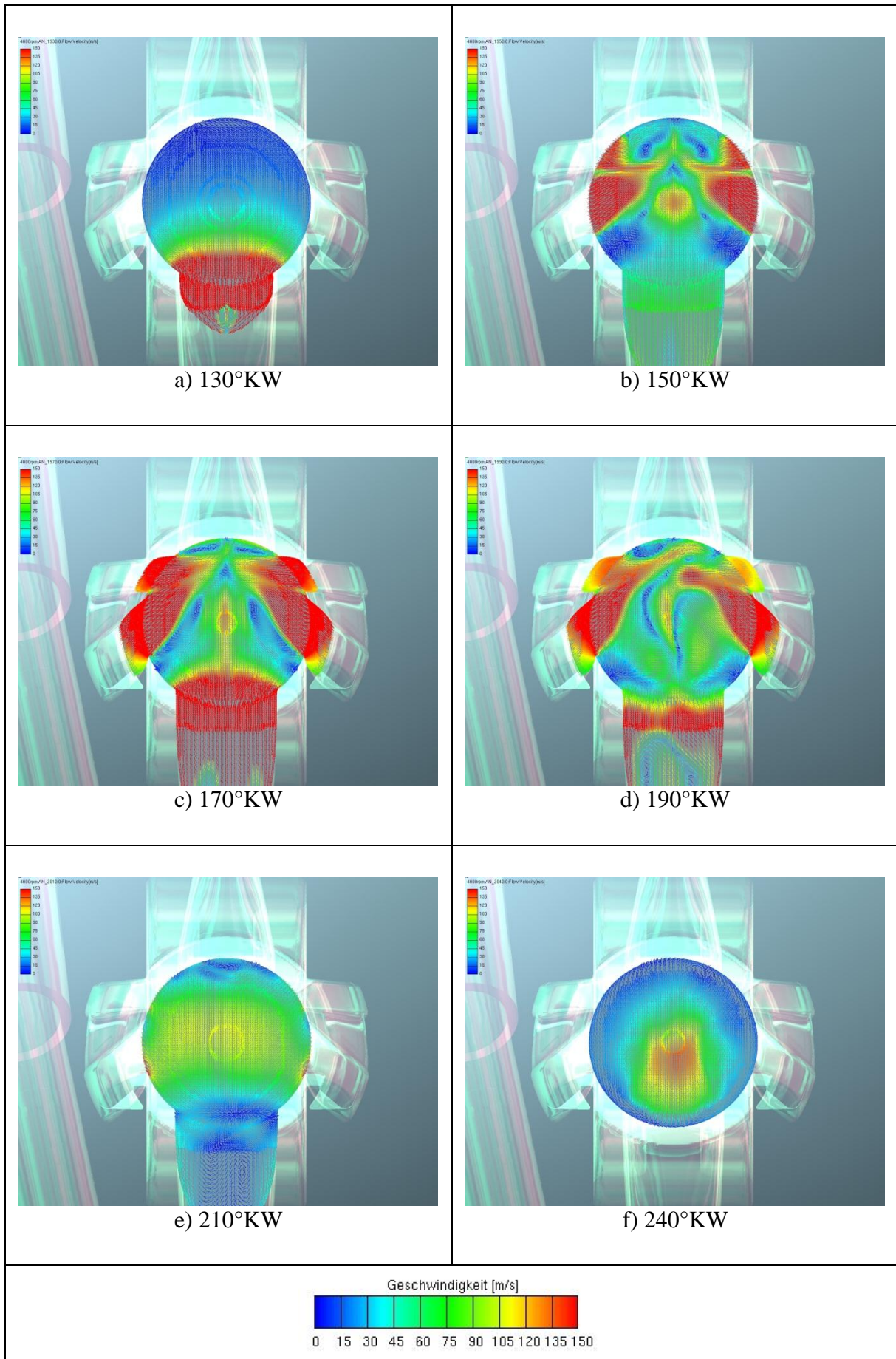


Abbildung 7-17: TP 1.2, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben

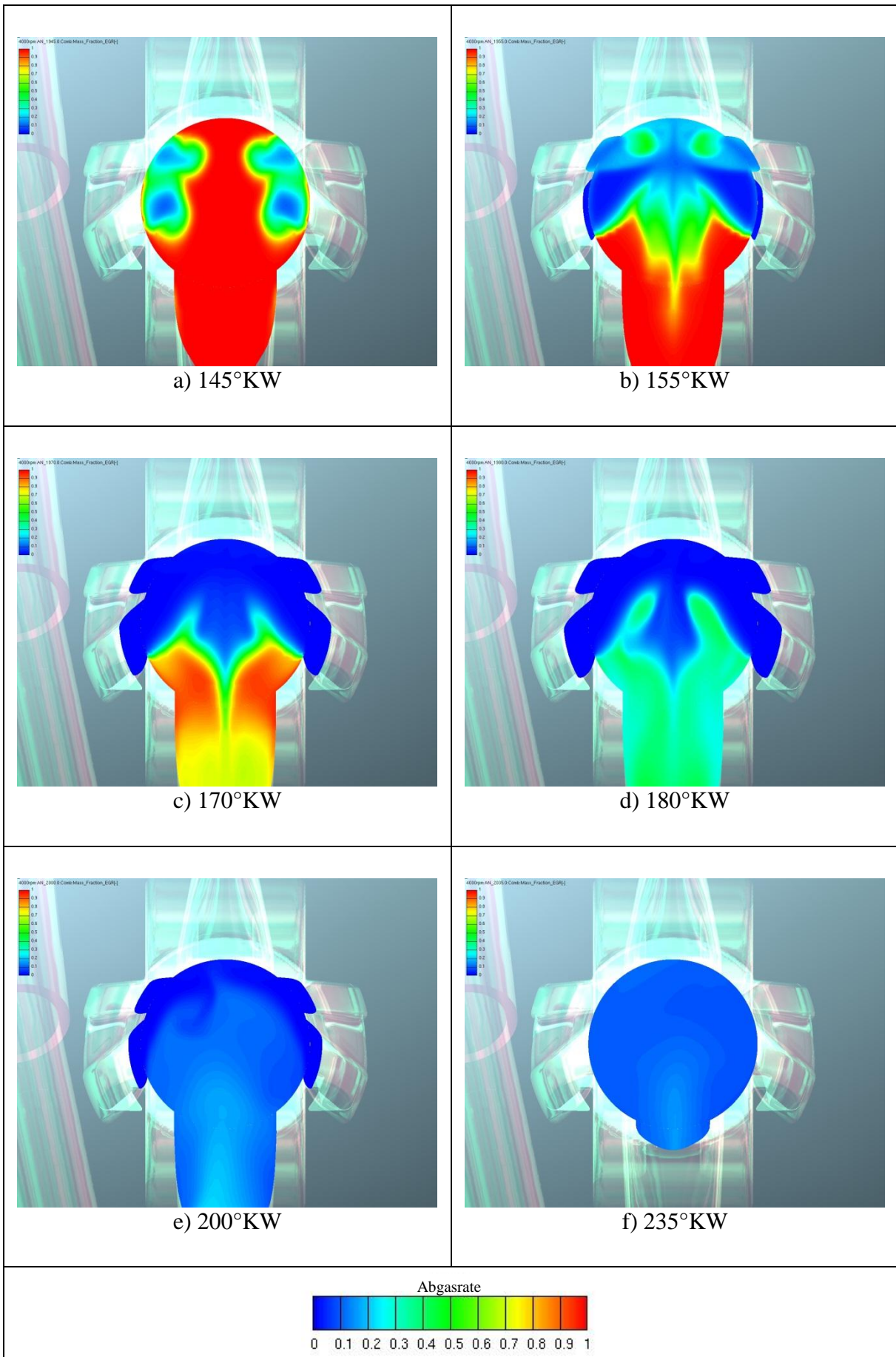


Abbildung 7-18: TP 1.3, Abgasrate 5mm über dem Kolben

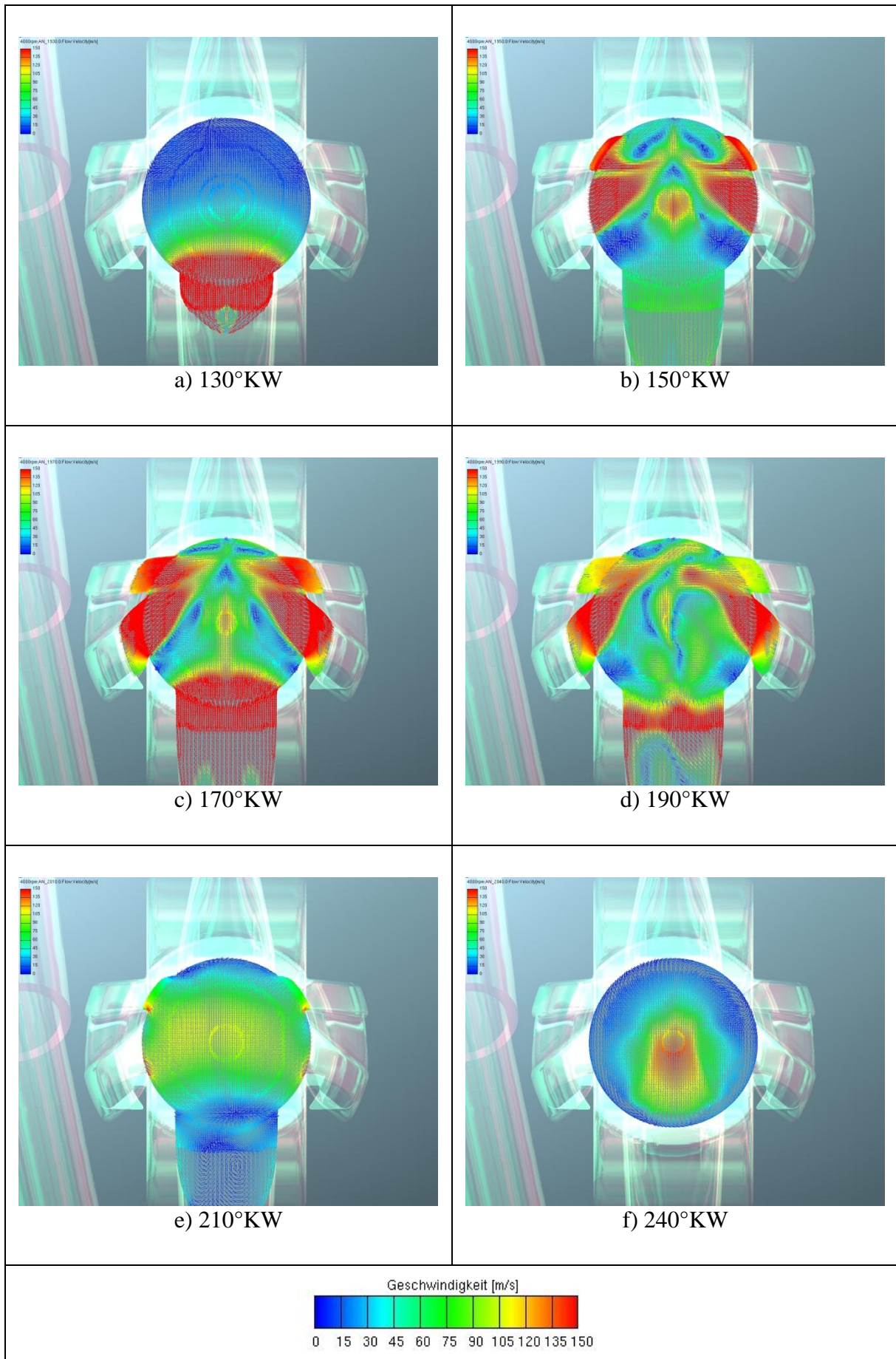


Abbildung 7-19: TP 1.3, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben

7.4 2D – Berechnungsergebnisse der Optimierungsvarianten

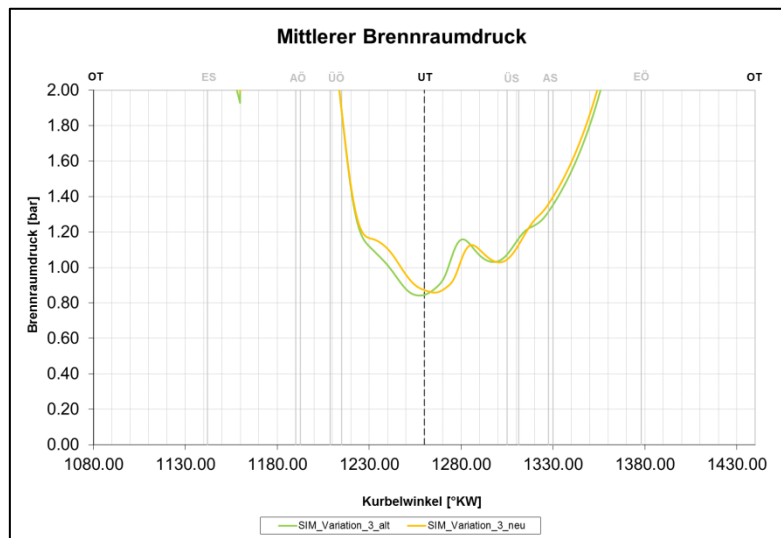


Abbildung 7-20: Vergleich der Brennraumdrücke der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung

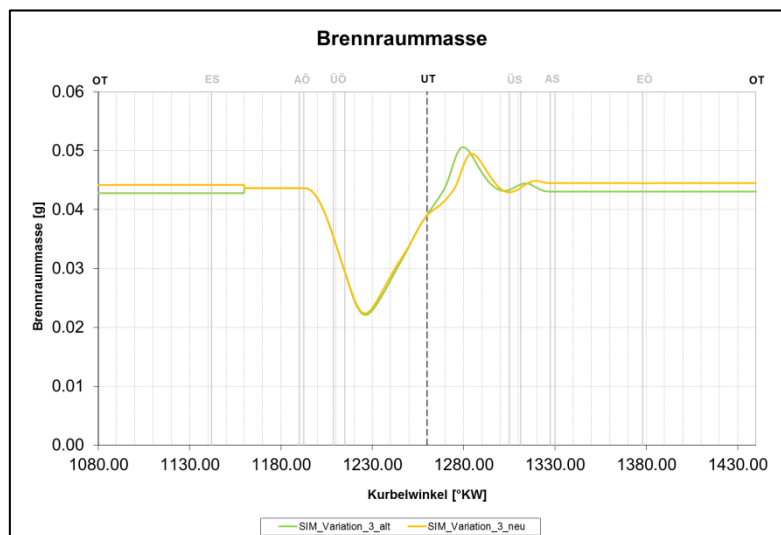


Abbildung 7-21: Vergleich der Brennraummassen der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung

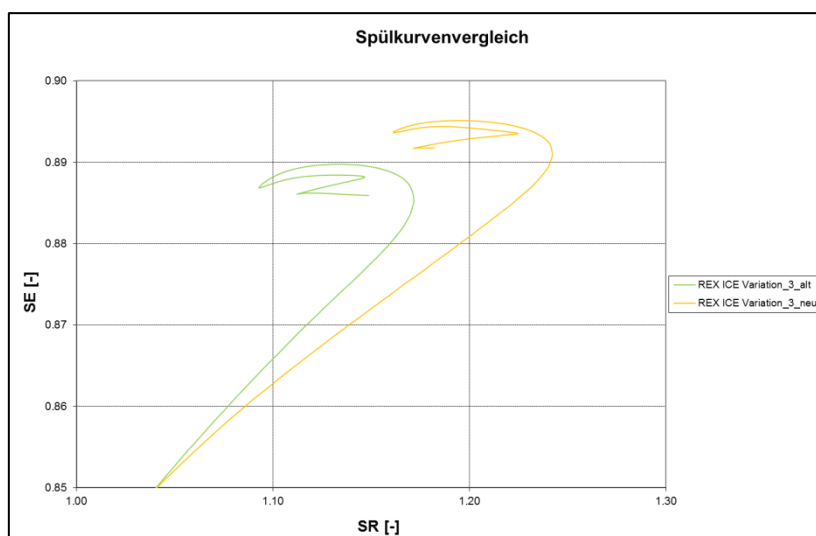


Abbildung 7-22: Vergleich der Spülkurven der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung

8 Verzeichnisse

8.1 Abkürzungsverzeichnis

dA	differentielles Oberflächenelement
$d\mathbf{A}$	differentieller Oberflächenvektor
dE	differentielle Energie
$d\mathbf{F}_s$	differentielle Oberflächenkraft infolge Schubspannungen
dI	differentieller Impuls
dM	differentielle Masse
dQ_s	differentielle über die Oberfläche S eingebrachte Wärme
dt	differentieller Zeitschritt
dV	differentielles Volumen
e	Innere Energie
E	gesamte Energie
\mathbf{f}	Kraftvektor
\mathbf{f}^b	spezifische Volumenkraft
\mathbf{F}^b	resultierende Volumenkraft
\mathbf{F}_s	resultierende Oberflächenkraft infolge Schubspannungen
\mathbf{F}	Vektorfeld
I	gesamter Impuls
M	gesamte Masse
\mathbf{n}	Normalenvektor
q	zu/abgeführte Wärme
\mathbf{q}	spezifischer Wärmestromvektor über die Oberfläche
Q_s	resultierende über die Oberfläche S eingebrachte Wärme
ρ	Dichte
S	gesamte Oberfläche
S_e	Wärmequellen/Wärmesenken
\mathbf{u}	Geschwindigkeitsvektor
V	eulersches (ortsfestes) Kontrollvolumen
$\bar{V}(t)$	lagrangesches (massenfestes) Kontrollvolumen
ϕ	beliebige Skalare oder vektorielle Größe
$\underline{\sigma}$	Spannungstensor
Ω_e	volumenbezogene Wärmequellen/Wärmesenken

8.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Wirkungsgrade des Antriebsstranges [1].....	3
Abbildung 1-2: Projektablaufdiagramm.....	4
Abbildung 1-3: Forschungsmotor in Explosionsdarstellung [3].....	5
Abbildung 2-1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck für:.....	7
Abbildung 2-2: Massenaufteilung beim Ladungswechsel [6].....	10
Abbildung 2-3: Spülarten von Zweitaktmotoren	12
Abbildung 2-4: Idealisierte Spülverfahren	13
Abbildung 2-5: Spülkurven unterschiedlicher Spülverfahren und Spülarten,	14
Abbildung 2-6: Theoretische Spülverhalten; Verdrängungs-, Verdünnungs-, Kurzschlusspülung; Beispiele: Uniflow, Yam 14	16
Abbildung 3-1: Abguss des Kompressionsvolumens.....	23
Abbildung 3-2: Überlagerung des Negativvolumens und der abgeglichenen Kanäle	24
Abbildung 3-3: Modell des gesamten Ansaugtraktes mit definierten Bereichen.....	26
Abbildung 3-4: Berechnungsmodelle des Kurbelkastens und der Basis-Überströmkanäle.....	26
Abbildung 3-5: Geschnittenes Modell und Auspuff des Prüfstands	27
Abbildung 3-6: Reale Krümmerausführung und Vergleich zum CAD-Modell.....	27
Abbildung 3-7: CAD – Modell zur Erzeugung des dynamischen Netzes.....	28
Abbildung 3-8: Druck- und Temperaturmessstellen am Prüfstand.....	28
Abbildung 3-9: Gesamtes CATIA Motormodell	29
Abbildung 3-10: Kantennetz und Selektionen des AGD	30
Abbildung 3-11: CATIA-Oberflächennetz und FIRE-Volumennetz.....	31
Abbildung 3-12: Kontrolle des Volumennetzes	31
Abbildung 3-13: Kontrolle und Korrektur der Durchströmquerschnitte	32
Abbildung 3-14: Volumennetz des Ansaugtraktes.....	32
Abbildung 3-15: Volumennetz der Überströmkanäle und des Kurbelkastens.....	33
Abbildung 3-16: Status nach der Vernetzung	34
Abbildung 3-17: Bewegtes Netz im oberen und im unteren Totpunkt	35
Abbildung 3-18: Einlassdrücke von Prüfstand und Basismodell.....	39
Abbildung 3-19: Kurbelkastendrucke von Prüfstand und Basismodell.....	40
Abbildung 3-20: Auslassdrücke von Prüfstand und Basismodell.....	41
Abbildung 3-21: Auslassdruckmessstelle am Prüfstand	41
Abbildung 3-22: Auslasstemperaturen von Prüfstand und Basismodell.....	42
Abbildung 3-23: Brennraumdrücke von Prüfstand und Basismodell	43
Abbildung 3-24: Massenstromverlauf über die Überströmkanäle	44
Abbildung 3-25: Massenstromverlauf über den Auslasskanal.....	45
Abbildung 3-26: Massenstromverlauf an der Auslassrandbedingung	46
Abbildung 3-27: Brennraummasse.....	47
Abbildung 3-28: Druck- und Temperaturinitialisierung im Brennraum.....	49
Abbildung 3-29: Tumble im Brennraum.....	50
Abbildung 3-30: Spülkurve REX VKM Basis	51
Abbildung 3-31: Detail der Spülkurve REX VKM Basis	52
Abbildung 3-32: TE über SR des REX VKM Basis	52
Abbildung 3-34: Abgasrate des Gesamtsystems	55
Abbildung 3-35: 90% Abgasrate Iso-Flächen	56
Abbildung 3-36: Abgasrate, x – Schnitt.....	57
Abbildung 3-37: Abgasrate, y – Schnitt.....	58
Abbildung 4-1: Überströmkanäle, Basisgeometrie und Kanalvarianten.....	60
Abbildung 4-2: Vergleich der Drücke von langem und kurzem Kolbenhemd	61
Abbildung 4-3: Einlassdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten.....	62

Abbildung 4-4: Kurbelkastendrucke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten....	63
Abbildung 4-5: Massenstrom über die Überströmkanäle im Vergleich zur Basisgeometrie...	64
Abbildung 4-6: Auslassdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten.....	64
Abbildung 4-7: Massenstrom über den Auslasskanal im Vergleich zur Basisgeometrie	65
Abbildung 4-8: Brennraumdrücke vom Basismodell und den Überströmkanalvarianten	65
Abbildung 4-9: Tumblezahl im Vergleich zur Basisgeometrie	66
Abbildung 4-10: Brennraummasse im Vergleich zur Basisgeometrie.....	67
Abbildung 4-11: Splittung und Vergleich der Einströmmasse und der Zylindermasse.....	68
Abbildung 4-12: Veränderung der Massenverhältnisse	69
Abbildung 4-13: Kennzahlen des Ladungswechsels.....	70
Abbildung 4-14: Spülkurven REX VKM Basis und Varianten	71
Abbildung 4-15: Detail der Spülkurven REX VKM Basis und Varianten	71
Abbildung 4-16: TE über SR, REX VKM Basis und Varianten.....	72
Abbildung 4-17: Detail TE über SE, REX VKM Basis und ÜK 1.2	72
Abbildung 4-18: Einström-, Frischladungs-, und Spülverlustmasse der Varianten im Vergleich.....	73
Abbildung 4-19: 90% Abgasrate-Isoflächen, Vergleich des Rückströmvorgangs bei 135 °KW	74
Abbildung 4-20: 90% Abgasrate-Isoflächen, Einströmvorgang bei 145 °KW	75
Abbildung 5-1: AVL BOOST - Modell des untersuchten Motors.....	76
Abbildung 5-2: DOE Ergebnisse der Optimierung	77
Abbildung 5-3: Kanäle der optimierten Variante.....	78
Abbildung 5-4: Optimiertes Auspuffsystem im Schnitt.....	79
Abbildung 5-5: Spülkurve der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie.....	79
Abbildung 5-6: Fanggradvergleich der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie	80
Abbildung 5-7: Massenverläufe der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie.....	80
Abbildung 5-8: Auslassdruck der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie.....	81
Abbildung 5-9: Brennraumdruck der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie	81
Abbildung 5-10: Brennraummasse der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie	82
Abbildung 5-11: Vergleich der Überströmkanalmassenströme	82
Abbildung 5-12: Vergleich der Auslasskanalmassenströme.....	83
Abbildung 5-13: Abgasrate der optimierten Variante an der Strömungsoberfläche.....	84
Abbildung 5-14: Spülkurvenvergleich der Variation 2.....	85
Abbildung 5-15: Detail der Spülkurve der Variation 2 im Vergleich.....	86
Abbildung 5-16: Massenverläufe der Variation 2 im Vergleich.....	86
Abbildung 5-17: Brennraummasse der Variation 2 im Vergleich	87
Abbildung 5-18: Brennraumdruck der Variation 2 im Vergleich	87
Abbildung 5-19: Fanggradvergleich der Variation 2	88
Abbildung 5-20: Auspuffsystem der Variation 3 im Schnitt	88
Abbildung 5-21: Spülkurvenvergleich der Variation 3.....	89
Abbildung 5-22: Detail der Spülkurve der Variation 3 im Vergleich.....	89
Abbildung 5-23: Fanggradvergleich der Variation 3	90
Abbildung 5-24: Massenverläufe der Variation 3 im Vergleich.....	90
Abbildung 5-25: Brennraummasse der Variation 3 im Vergleich	91
Abbildung 5-26: Brennraumdruck der Variation 3 im Vergleich.....	91
Abbildung 5-27: Auslassdruck der Variation 3 im Vergleich.....	91
Abbildung 7-1: Abgegossener Auslasskanal und CAD-Modell mit den definierten Querschnitten	94
Abbildung 7-2: Abgegossener Einlasskanal und CAD Modell mit den definierten Querschnitten	94

Abbildung 7-3: Abgegossener Überströmkanal und CAD Modell mit den definierten Querschnitten	95
Abbildung 7-4: Kanalabgleich der Überströmkanäle.....	95
Abbildung 7-5: Kanalabgleich des Auslasskanals	96
Abbildung 7-6: Kanalabgleich des Einlasskanals	96
Abbildung 7-7: Absolutdruck im Brennraum, x-Schnitt.....	97
Abbildung 7-8: Absolutdruck im Brennraum, y-Schnitt.....	98
Abbildung 7-9: Equivalence – Ratio, x – Schnitt.....	99
Abbildung 7-10: Equivalence – Ratio, y – Schnitt.....	100
Abbildung 7-11: Geschwindigkeiten im Brennraum, x – Schnitt.....	101
Abbildung 7-12: Geschwindigkeiten im Brennraum, y – Schnitt.....	102
Abbildung 7-13: Geschwindigkeiten 5 mm über dem Kolben	103
Abbildung 7-14: TP 1.1, Abgasrate 5mm über dem Kolben	104
Abbildung 7-15: TP 1.1, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben.....	105
Abbildung 7-16: TP 1.2, Abgasrate 5mm über dem Kolben	106
Abbildung 7-17: TP 1.2, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben.....	107
Abbildung 7-18: TP 1.3, Abgasrate 5mm über dem Kolben	108
Abbildung 7-19: TP 1.3, Geschwindigkeit 5mm über dem Kolben.....	109
Abbildung 7-20: Vergleich der Brennraumdrücke der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung	110
Abbildung 7-21: Vergleich der Brennraummassen der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung	110
Abbildung 7-22: Vergleich der Spülkurven der Variation 3 vor und nach der Krümmeränderung	110

8.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Konzept – Spezifikationen [1]	2
Tabelle 1-2: Technologievergleich [1]	2
Tabelle 1-3: Motordaten [2]	5
Tabelle 3-1: Randbedingungen der Basisgeometrie.....	36
Tabelle 3-2: Anfangsbedingungen der Basisgeometrie	37
Tabelle 4-1: Absolutwerte, Verhältnisse und Kennzahlen der Basisgeometrie und der Varianten	Fehler! Textmarke nicht definiert.
Tabelle 5-1: Steuerzeiten der Basisgeometrie und der optimierten Geometrie.....	78

9 Literaturverzeichnis

- [1] Kirchberger R., Winkler F., Schmidt S. P., Schacht H.-J. : Concept Study of Range Extender Applications in Electric Scooters; JSAE 20119592 / SAE 2011-32-0592
- [2] Korman M., Koller G., Michal L. : Conversion of the Tomos Revival 50 cc Two Stroke Engine for EURO 2 Homologation with different Speed Versions; Bericht Nr. FVT-35/03/KM K&A 02/4430; 2004
- [3] www.tomos-ersatzteile.de
- [4] Eichlseder H. : Skriptum Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung; TU Graz; 2005
- [5] Eichlseder H. : Skriptum Kolbenmaschinen; TU Graz; 2007
- [6] Pischinger R., Klell M., Sams T. : Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; 3. Auflage; Wien: Springer Verlag; ISBN 978-3211-99276-0; 2009
- [7] Blair G. P. : Design and Simulation of Two-Stroke Engines; SAE R-161; 1996
- [8] Nuti M. : Emissions from Two-Stroke Engines; SAE R-223; 1998
- [9] Laimböck F. : Skriptum Zweiradtechnik und Kleinmotoren; TU – Graz; 1996
- [10] Almbauer R. : Skriptum Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik; TU – Graz; 2011
- [11] Steiner H. : Skriptum Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung; TU – Graz; 2010
- [12] AVL FIRE; User Guide; 2009