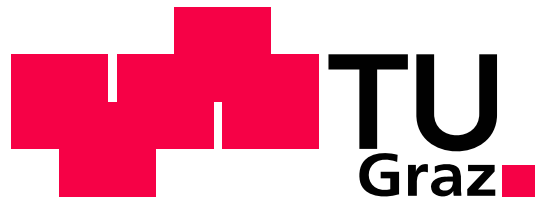


Diplomarbeit



Graz University of Technology

Untersuchung zur Kanalgestaltung für ein Otto DI Brennverfahren zur Anwendung in Sportmotoren

Hermann EDTMAYER

Matrikelnummer: 0130912

Studienkennzahl: F 704

eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Einreichdatum: 19.08.2010

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuender Ass: Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan SCHMIDT

Geheimhaltung bis 2012



ROTAX.



Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Fachbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Industrieprojektes mit der Fa. BRP-Powertrain GmbH & Co. KG.

Ich möchte mich bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder und dem Leiter des Fachbereiches Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger dafür bedanken, dass sie mir die Möglichkeit für die Durchführung dieser Diplomarbeit eröffnet haben.

Für die Betreuung dieser Diplomarbeit und die umfassende fachliche Unterstützung gebührt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Stephan Schmidt.

Herrn Oliver Schögl möchte ich besonders für seine Unterstützung danken. Er hat mit seinem fachlichen Wissen und seiner Geduld wesentlich zur Erstellung dieser Diplomarbeit beigetragen.

Weiters möchte ich mich bei allen Kollegen des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung bedanken. Sie standen mir jeder Zeit mit Rat und Tat zur Seite und die Zusammenarbeit war von einem äußerst freundschaftlichen Flair geprägt.

Bei meiner Freundin und bei meinen Eltern möchte ich mich ganz besonders bedanken. Mit ihrer Liebe und Geduld gaben sie mir immer den nötigen Rückhalt und die Kraft dieses Studium erfolgreich zu beenden. Widmen möchte ich diese Diplomarbeit all den Menschen, die durch ihr positives Vorbild meinen Lebensweg entscheidend beeinflusst haben.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

.....

(Unterschrift)

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

.....

(signature)

Kurzfassung

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde ein Teilbereich der Entwicklung eines neuen Motorkonzeptes am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung umgesetzt.

Es sollten für einen zu entwickelnden Hochleistungs- Dreizylinder Ottomotor verschiedene Einlasskanalgeometrien konstruktiv erarbeitet und mittels 3D- CFD Simulation bewertet werden. Dabei wurde neben der Beachtung der geometrischen Randbedingungen vor allem die Verwendbarkeit der erarbeiteten Kanalkonzepte für ein freisaugendes sowie für ein aufgeladenes Motorkonzept in zwei charakteristischen Betriebspunkten überprüft. Die Bewertungskriterien stellten dabei die Zylinderfüllung und die Ladungsbewegung dar.

Die Verbesserung des Brennverhaltens durch eine entsprechende Einlasskanalgestaltung sollte dabei mit einer Anpassung an die veränderte Kanaleinbausituation kombiniert werden.

Abstract

This thesis was realized as part of the development of a new engine concept at the Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics at the Graz University of Technology, research area design. The aim was to develop a high performance three-cylinder gasoline engine intake port geometry using 3D- CFD simulation methods. Beside the consideration of the geometric boundary conditions, the applicability of the developed intake port for a conventional as well as a supercharged engine concept in two characteristic operation points was examined in particular. The main criteria comprised the cylinder charge and the charge movement.

In the process the optimization of the combustion behaviour by a corresponding intake port design should be combined with an adjustment to the changed duct situation.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	2
Inhaltsverzeichnis	5
1 Einleitung	7
1.1 Projektbeschreibung	7
1.1.1 Projektablauf	7
2 Theorie	9
2.1 Motorische Grundlagen	10
2.1.1 Gemischbildung und Aufladung	10
2.1.2 Einlasskanal: Zylinderfüllung und Ladungsbewegung	12
2.1.3 Messverfahren	14
2.2 Rechnerische Grundlagen	17
2.2.1 Strömungsmechanik	17
2.2.2 Turbulenz und Turbulenzmodelle	19
2.3 Grundlagen DoE	21
2.4 Software	23
3 Ausgangssituation	24
3.1.1 Füllkanal	25
3.1.2 Drallkanal	26
3.1.3 Tumble Kanal	26
4 Untersuchung der Einflussfaktoren	27
4.1 Definition der Geometrie und der Einflussfaktoren	27
4.2 Aufbau der Geometrie in parametrisierter Konstruktion	29
4.3 Rechenmodellerstellung	30
4.3.1 Vorbereitung des Oberflächennetzes	31
4.3.2 Vernetzung	33
4.3.3 Solvereinstellungen	34
4.4 Modellerstellung und Auswertung in Modde	36
4.4.1 Modellerstellung	36

4.4.2	Modellkontrolle	36
4.4.3	Auswertung und Aussagen	37
4.5	Ergebnisse und Schlussfolgerungen zur Parameterstudie	41
5	Kanalauslegung und Bewertung bei stationärer Durchströmung	45
5.1	Konstruktion der Kanalgeometrien	45
5.1.1	Füllkanal	45
5.1.2	Tumble Kanal	46
5.1.3	Drall Kanal	47
5.1.4	Hybrid Kanal	47
5.2	Geometrische Untersuchung der Injektoreinbaulage	49
5.3	Optimierung des Hybrid Kanals	51
5.4	Strömungssimulation	52
5.4.1	Beschreibung des Simulationsmodells	52
5.5	Auswertung und Vergleich	53
5.5.1	3D Ergebnisse	53
5.5.2	2D Ergebnisse	59
6	Kanalbewertung mit transienter Simulation	62
6.1	Geometriekonstruktion	62
6.2	Simulation	65
6.2.1	Randbedingungen	66
6.3	Auswertung	70
6.3.1	Volllast bei 5000 min ⁻¹	70
6.3.2	Teillast bei 2000 min ⁻¹ und 2 bar BMEP	75
7	Resümee	83
7.1	Bewertung der Ergebnisse	84
7.2	Ausblick	85
8	Anhang	86
9	Abbildungsverzeichnis	92
10	Tabellenverzeichnis	95
	Literaturverzeichnis	96

1 Einleitung

1.1 Projektbeschreibung

BRP Powertrain stellt Hochleistungsmotoren für Freizeitfahrzeuge wie Motorräder, Motorschlitten, Jetskis, Außenbordmotoren und Ähnlichem her. Wichtige Kriterien stellen dabei die Leistung, das Leistungsgewicht und die Kostenfrage dar.



Abbildung 1-1 BRP Produkte [1]

Im Projekt Eco Engine entwickelt BRP ein neues Motorkonzept. Die Ziele dabei bestehen darin, bei gleichen oder besseren Motorkeindaten, wie Leistung, Drehmoment und Drehmomentenverlauf, das Gewicht und die Baugröße des Motors zu verringern. Dabei soll für freizeitsportliche Anwendungen, wie in Abbildung 1-1 beispielhaft gezeigt, bei geringerem Verbrauch das Leistungsgewicht und die Einbausituation im Fahrzeug verbessert werden.

Zielsetzung in dieser Arbeit war es, ein geeignetes Einlasskanalkonzept für einen Ottomotor zu finden, das für kostengünstigere Saugmotoren mit konventioneller Saugrohreinspritzung sowie für leistungsstärkere aufgeladene Motoren mit Direkteinspritzung verwendet werden kann.

Eine besondere Herausforderung für den Entwurf des Einlasskanals bestand darin, eine ausreichende Zylinderfüllung für die Saugvariante zu garantieren und gleichzeitig die erforderliche Ladungsbewegung für die Gemischaufbereitung bei einer direkten Einspritzung in den Zylinder bereitstellen zu können. Die Anforderungen an den Kanal waren daher eine möglichst verlustarme und gleichzeitig gerichtete Strömung zu schaffen.

1.1.1 Projektablauf

In Abbildung 1-2 ist die Vorgehensweise zur Projektabwicklung dargestellt. Mittels einer Design of Experiments (DoE) Vorstudie sollten die wichtigsten Parameter in der

Kanalkonstruktion zur Beeinflussung von Füllgrad und Ladungsbewegung gefunden werden. Aus diesen Erkenntnissen und in Kombination mit bestehenden Konzepten wurde ein Entwurf erarbeitet. Dieser Entwurf wurde in mehreren Varianten überarbeitet, um den geometrischen Randbedingungen besser zu entsprechen.

Im nächsten Schritt wurden alle Kanalvarianten in einer stationären Durchströmung simuliert und gegenübergestellt. Die Kanäle, die sich dabei als optimal erwiesen, wurden in einer Kanalbewertung mit bewegtem Netz detaillierter untersucht, um somit zu einer Auswahl eines konkreten Kanals zu gelangen.

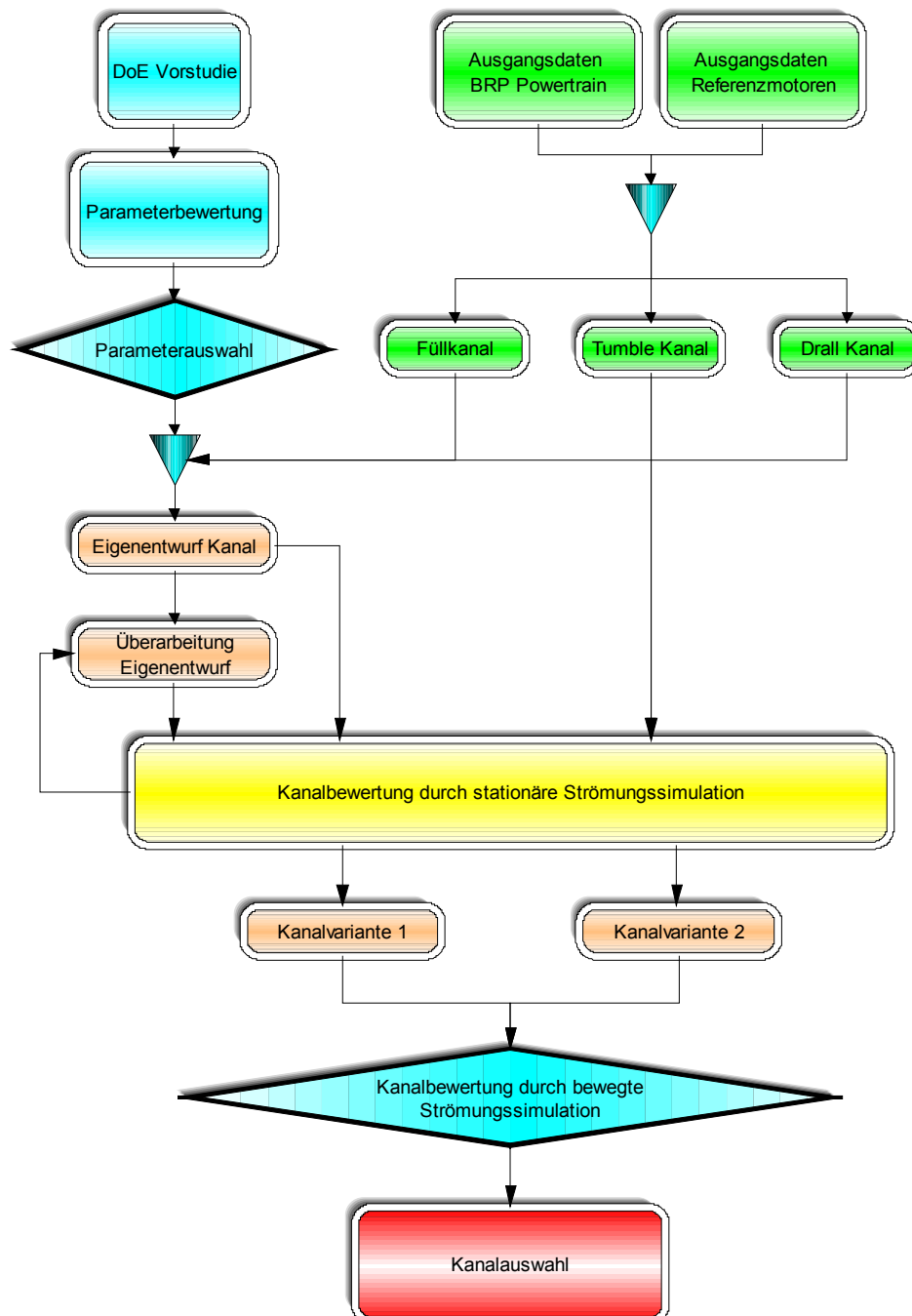


Abbildung 1-2: Projektablauf

2 Theorie

Die Bedeutung von Fahrzeugen, die nicht nur zur ausschließlichen Fortbewegung und zum Lastentransport dienen, sondern ein Teil der Freizeitgestaltung werden, wächst in der westlichen Wohlstandsgesellschaft ständig an. Mittlerweile ist nicht nur das Motorradfahren auf der Straße oder im Gelände ein weit verbreitetes Hobby, auch Sportboote, Jetskis, Schneemobile oder Quads finden immer mehr Anklang.

Aus der traditionellen Entwicklung für Motorräder kommend, werden Sportmotoren für die speziellen Bedürfnisse von Freizeitgeräten optimiert. Die Motivation dazu bilden die Optimierung des Leistungsgewichts und der Produktionskosten sowie der Baugröße und der Effizienzsteigerung.

Weiters sind in diesem Segment in den nächsten Jahren Verschärfungen der Abgasrichtlinien vorgesehen, die eine Optimierung in Hinsicht auf Verbrauch und Schadstoffausstoß erforderlich machen.^[2] Da Größenordnung und Zeitpunkt der Verschärfungen in verschiedenen Sektoren des Freizeitfahrzeugmarktes unterschiedlich festgelegt wurden, kann sich BRP durch eine Erweiterung der Motorenpalette in diese Richtung frühzeitig auf diese Anforderungen vorbereiten.

Als wesentlicher Einfluss auf die Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen ist die computergestützte, numerische Strömungsmechanik, kurz CFD (Computational Fluid Dynamics) zu sehen. Simulationen an Computermodellen können langwierige und schwierig durchzuführende Test auf Strömungsprüfständen größtenteils vermeiden. Dadurch entstehen deutliche Vorteile in der Entwicklungszeit und Kosteneffizienz.

2.1 Motorische Grundlagen [3]

2.1.1 Gemischbildung und Aufladung

Die in dieser Diplomarbeit untersuchten Einlasskanalkonzepte werden für einen freisaugenden und einen aufgeladenen Benzin Ottomotor, einerseits mit äußerer und andererseits mit innerer Gemischbildung entwickelt.

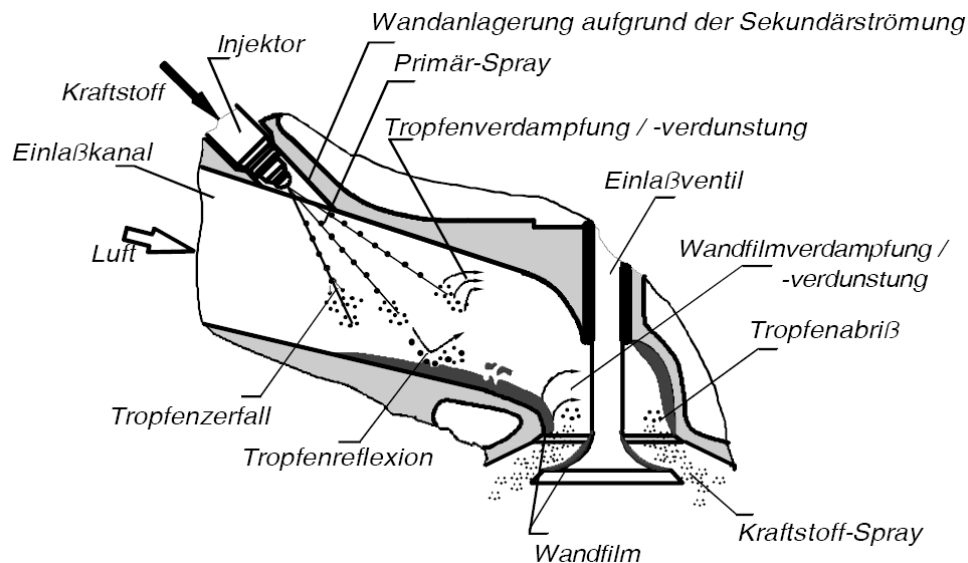


Abbildung 2-1: Äußere Gemischbildung [4]

Bei der äußeren Gemischbildung wird der Kraftstoff entweder zentral oder für jeden Zylinder einzeln ins Saugrohr eingespritzt, wie in Abbildung 2-1 dargestellt ist. Die Verdampfung und Homogenisierung findet während der Einspritzung im Saugrohr und durch die Ladungsbewegung im Zylinder statt. Neben der deutlich längeren Zeit für die Gemischbildung bietet die dezentrale Einspritzung deutliche Vorteile, da für jeden Zylinder die spezifische Kraftstoffmenge exakt zugemessen werden kann, was für die Abgasnachbehandlung und somit für die Schadstoffemissionen von großer Bedeutung ist.

Bei der inneren Gemischbildung, wie in Abbildung 2-2 dargestellt ist, wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum im Ansaughub für optimale Homogenisierung eingebracht. Beim Einspritzen in den Verdichtungshub, wie im unteren Bild dargestellt ist, werden verschiedene Schichtladungskonzepte, wie strahlgeführte, wandgeführte oder luftgeführte realisiert. [8]

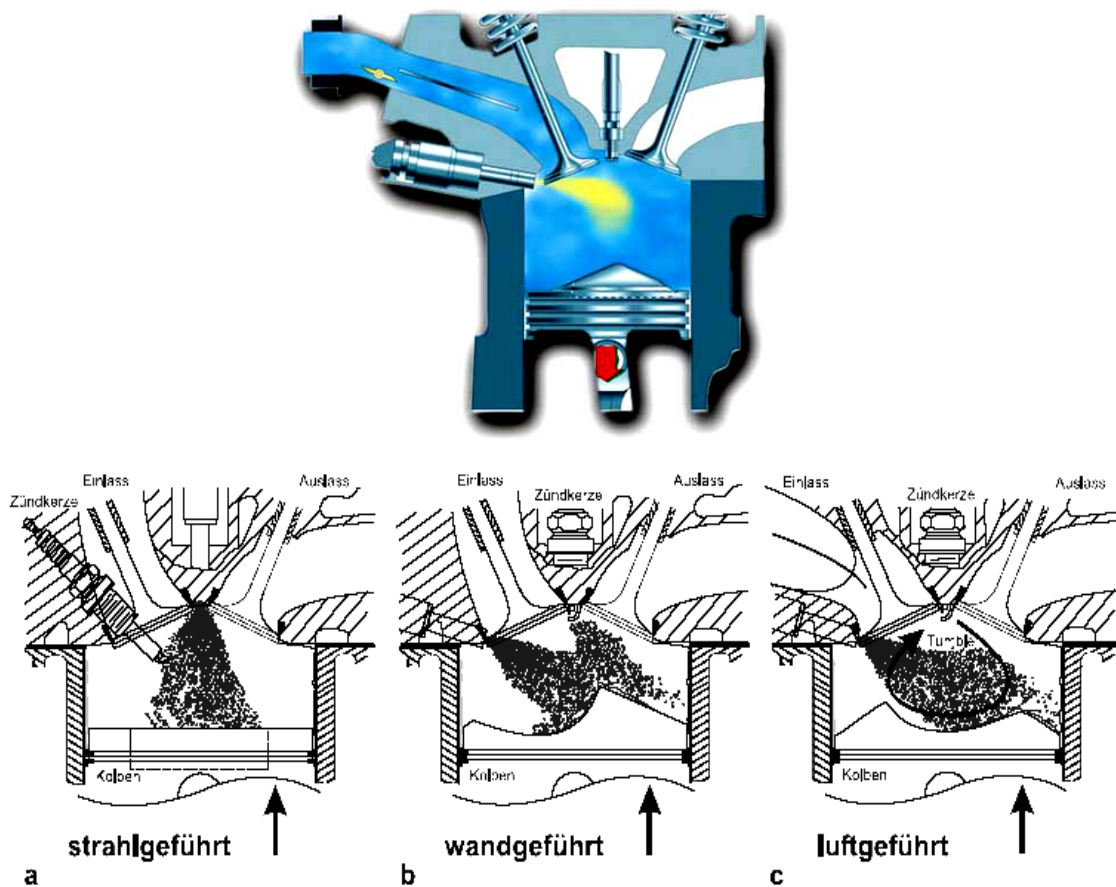


Abbildung 2-2: Innere Gemischbildung [4/5]

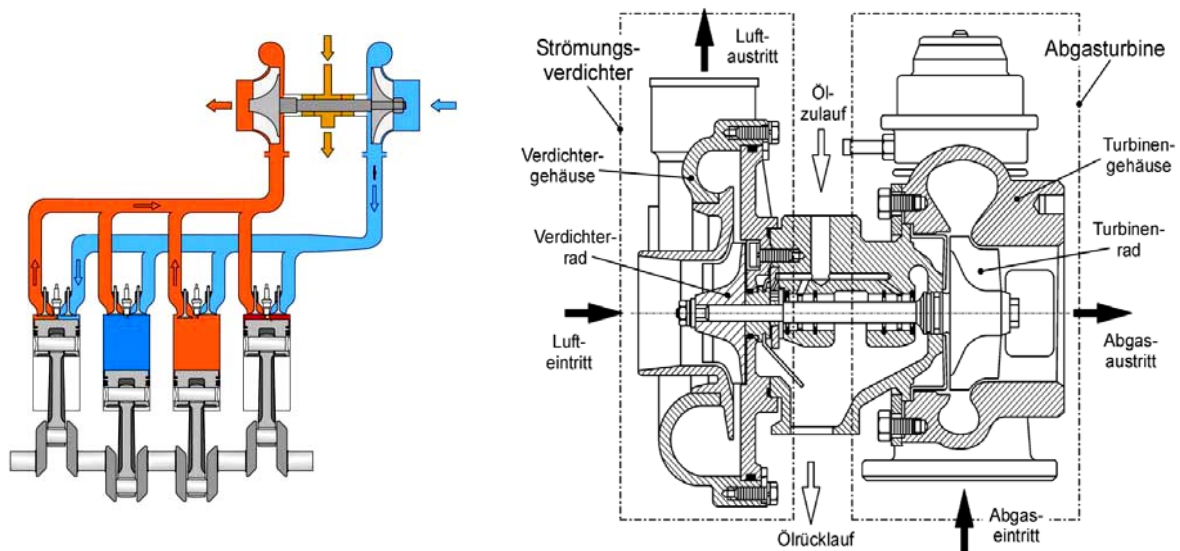


Abbildung 2-3: Prinzip Abgasturboaufladung, rechts Abgasturbolader im Schnitt [6]

Die Abgasturboaufladung, wie in Abbildung 2-3 dargestellt, ist das im KFZ am meisten eingesetzte Aufladekonzept. Vorteile bestehen in der Nutzung der Abgasenthalpie und der

mittlerweile sehr guten Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter. Weiters können hohe Aufladegrade bei großen Durchsatzspannen erzielt werden. [8]

In der Argumentation für die in dieser Arbeit verwendeten Konzepte können einige Vor- und Nachteile gegenübergestellt werden.

Die Motivation für eine Direkteinspritzung in Kombination mit einem Abgasturbolader liegt vorwiegend in der Möglichkeit, die Leistung und das Drehmoment des Basismotors mit Saugrohreinspritzung deutlich erhöhen zu können. Dies wird durch die Temperatursenkung des Frischgases während der Verdampfung des Kraftstoffs im Zylinder erreicht. Dadurch wird die Gasdichte erhöht und somit die Frischladungsmasse gesteigert. Weiters geht die Klopfneigung durch das geringere Temperaturniveau zurück, wodurch das Verdichtungsverhältnis gesteigert werden kann. Zusätzlich spielen Strömungsverluste im Ansaugkanal keine große Rolle, da durch die Aufladung ausreichend Zylinderfüllung garantiert wird. Somit kann der Einlasskanal auf maximale Ladungsbewegung optimiert werden. Weiters wird das Ansprechverhalten durch den Wegfall der Wandfilmanlagerung im Saugrohr gesteigert. Als wichtiges Argument ist die Möglichkeit des Downsizing, der Verringerung der Baugröße bei gleichbleibender Leistung, anzuführen. Dadurch wird das Leistungsgewicht gesteigert und die Baugröße verringert, wobei die Produktkosten auch gesenkt werden können. [6]

Nachteile entstehen im zusätzlichen Gewicht der Zusatzaggregate wie Abgasturbolader, Ladeluftkühler und Hochdruckpumpe. Weiters muss Leistung für das deutlich höhere Druckniveau im Einspritzsystem aufgewendet werden. Zu bedenken ist auch, dass für komplexe Bauteile, wie ein hochdrehender Abgasturbolader oder eine Hochdruckeinspritzpumpe, die Bauteilsicherheit für eine gewisse Lebensdauer gesichert werden muss. Ein weiterer Faktor sind die Mehrkosten für höherwertigere Bauteile oder die aufwendigere Entwicklung.

2.1.2 Einlasskanal: Zylinderfüllung und Ladungsbewegung

Der Einlasskanal hat einen wesentlichen Einfluss auf die Ladungsbewegung im Zylinder und somit auch auf die Verbrennung. Je stärker die Ladungsbewegung im Zylinder ausgeprägt ist, desto besser läuft die Verbrennung ab. Dabei trägt das turbulente Strömungsfeld um die Flammenfront wesentlich zur Flammenausbreitungsgeschwindigkeit bei. Die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit verbessert den Austausch von Masse, Impuls und Energie. In Abbildung 2-4 ist eine laminare und turbulente Flammenfront schematisch dargestellt.

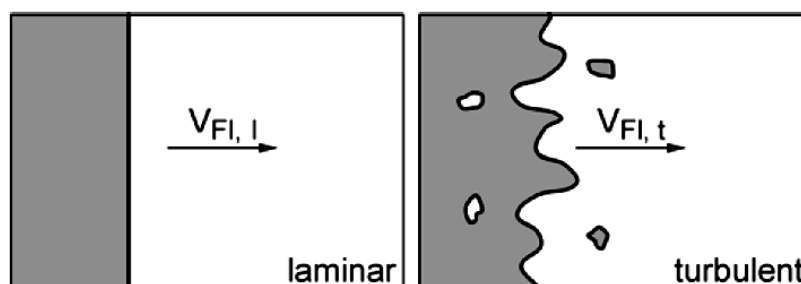


Abbildung 2-4: Laminare und turbulente Flammenausbreitung [6]

Bei hohen Drehzahlen wird durch die hohe Kolbengeschwindigkeit ein gutes Turbulenzniveau erreicht. Bei geringen Drehzahlen sinkt die Ladungsbewegung und es ergeben sich durch nicht optimale Verbrennungsbedingungen, wie z.B. hoher Restgasanteil verschiedene Schwierigkeiten. Wandnahes Verlöschen der Flamme oder Zündaussetzer erhöhen die Emissionen und verschlechtern den Wirkungsgrad und sollten daher möglichst vermieden werden. Weiters hat man besonders bei innerer Gemischbildung Schwierigkeiten, den Kraftstoff optimal zu homogenisieren. Durch eine dementsprechende Kanalgestaltung muss diesen Nachteilen entgegengewirkt werden. Zusätzlich versetzen verschiedene Maßnahmen im Einlasskanal und am Kolben die Ladung in Bewegung.

Grundsätzlich teilt man die Ladungsbewegung im Zylinder in einen horizontalen, als Tumble bezeichneten, und einen vertikalen, als Drall bezeichneten Teil ein, wie in Abbildung 2-5 dargestellt ist.

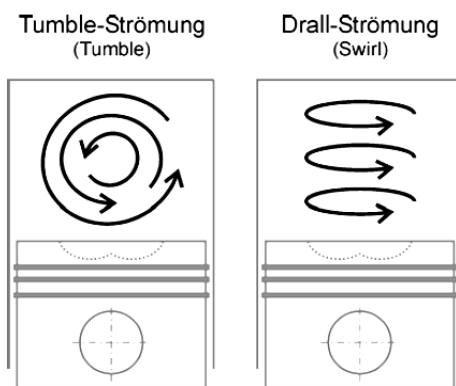


Abbildung 2-5: Strömung im Zylinder [6]

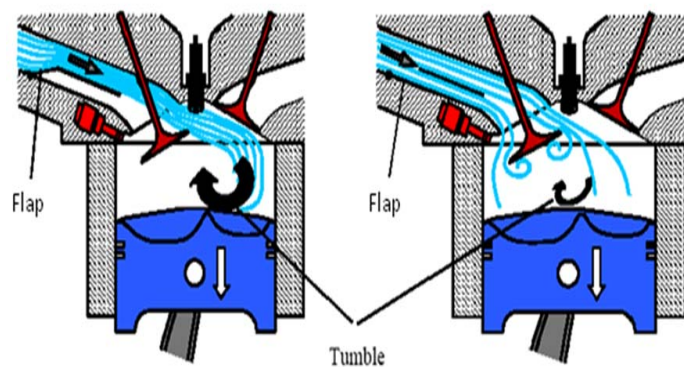


Abbildung 2-6: Konzept Tumble Kanal [5]

Die Tumble - Drehbewegung zerfällt bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens in kleinere Wirbel, wobei die Rotationsenergie dabei in Turbulenz umgesetzt wird. [9] In Abbildung 2-6 ist das Konzept eines schaltbaren Tumble Kanals zu sehen, der im Teillastbereich sowie im Vollastbereich ein gleichmäßiges Tumbelniveau erzeugt. In Abbildung 2-7 ist das Prinzip eines Einlasskanals zur Drallerzeugung dargestellt, wie es vorwiegend in Dieselmotoren zur Anwendung kommt.

In konventionellen Ottomotoren ohne Aufladung sind vor allem die störungsfreie Einströmung und die optimale Zylinderfüllung von Bedeutung. In Abbildung 2-8 ist ein solcher, als Füllkanal bezeichneter, Einlasskanal eines Hochleistungsmotors eines Sportmotorrades abgebildet. Ein Füllkanal wird durch einen möglichst homogenen, düsenförmigen Querschnittsverlauf charakterisiert. Störstellen oder geringe Radien, die die Strömung im Kanal mit Verlusten behaften, werden nach Möglichkeit vermieden.

Momentenmessgerät besteht die Möglichkeit, beide Ladungsbewegungsarten und eine Kombination aus diesen in einem Messdurchlauf zu ermitteln. [9] Umgesetzt wird dies an speziellen Zylinderkopfprüfständen mit stationärer Durchströmung, siehe Abbildung 2-11, wobei der sphärische Messgleichrichter nach Tippelmann, wie in Abbildung 2-10 gezeigt ist, das wichtigste Messverfahren darstellt.

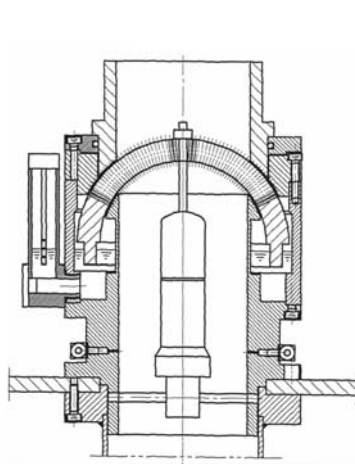


Abbildung 2-10: Skizze Tippelmann [9]

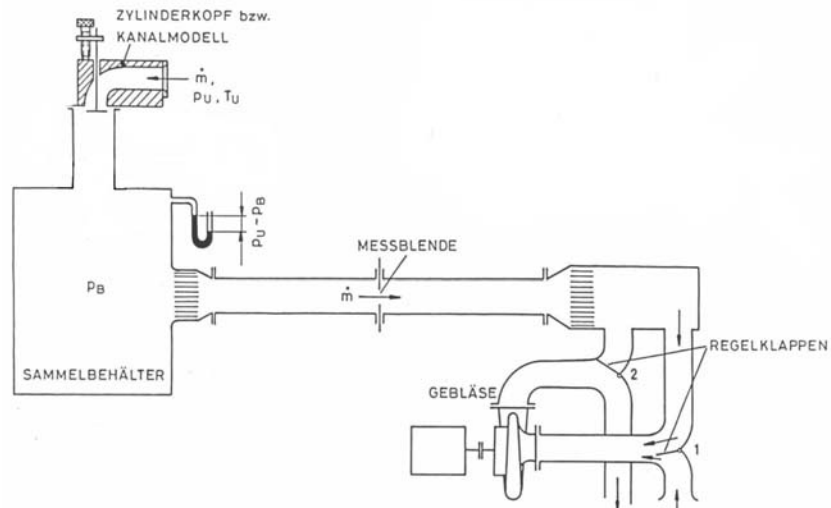
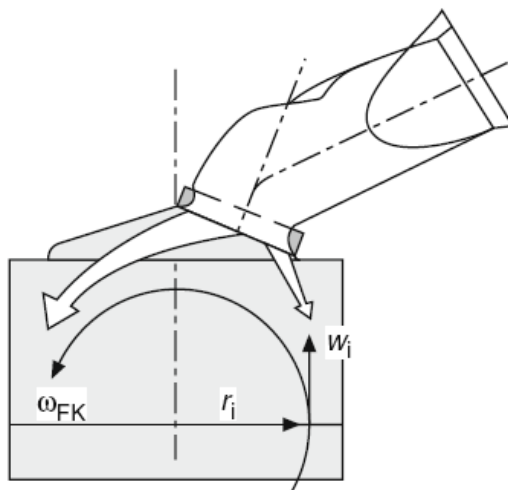


Abbildung 2-11: Skizze Strömungsprüfstand [9]

Die Bewertung der Ladungsbewegung horizontal zur Zylinderachse (Tumbleströmung) erfolgt mit Hilfe der Tumble Zahl (TZ). Dabei wird die Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung ω_{FK} mit der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ω_{Mot} in Bezug gebracht. Siehe Abbildung 2-12.



$$TZ = \frac{\omega_{FK}}{\omega_{Mot}} \quad 2-1$$

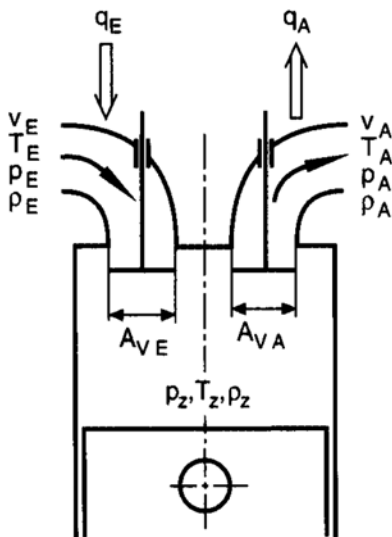
Abbildung 2-12: Tumble Definition [8]

Bei der stationären Durchströmung wird die mittlere axiale Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit gleichgesetzt. Aus dieser mittleren Kolbengeschwindigkeit wird über die Kurbelgeometrie eine fiktive Motordrehzahl ermittelt.

Das Tippelmann Messsystem ist so ausgelegt, dass es die Momente um den Kugelmittelpunkt in allen drei Achsenrichtungen misst. Die Tumble Zahl ergibt sich hier aus dem kombinierten Moment aus X- und Y- Richtung senkrecht zur Zylinderachse M_{XY} , multipliziert mit dem Zylinderradius R_{Zyl} und dividiert durch den Impulsfluss $\dot{V} \cdot \rho$ im Zylinder. Näheres dazu siehe [9]

$$TZ = \frac{M_{XY} \cdot R_{Zyl}}{\dot{V} \cdot \rho} \quad 2-2$$

Die Bewertung der Zylinderfüllung erfolgt über den Durchflusskennwert $\mu\sigma$. Dieser ist definiert als der aktuelle Einlassmassenstrom bezogen auf den maximal möglichen Einlassmassenstrom.



$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{e, \text{aktuell}}}{\dot{m}_{e, \text{theoretisch}}} \quad 2-3$$

Abbildung 2-13: Definition Durchflusskennwert [3]

Der theoretische Einlassmassenstrom $\dot{m}_{e, \text{theoretisch}}$ ergibt sich aus der Anzahl der Einlassventile z_e , dem inneren Ventilsitzdurchmesser d_e , dem Druck p_e und der Temperatur am Einlass T_e , dem Isentropenexponent κ und dem Zylinderdruck p_z . Ausführliche Informationen zu diesem Thema ist dem Buch [3] zu entnehmen.

$$\dot{m}_{e, \text{theoretisch}} = z_e \frac{d_e^2 \pi}{4} \frac{p_e}{\sqrt{RT_e}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_z}{p_e} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_z}{p_e} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad 2-4$$

2.2 Rechnerische Grundlagen [10]

Die Berechnung von Strömungsvorgängen im Verbrennungsmotor steht in enger Beziehung zu den Methoden der numerischen Berechnung von komplexen mathematischen Problemen. Die stetige Verbesserung dieser und die kontinuierlich steigenden Rechenleistungen moderner Prozessoren kombiniert mit leistungsstarker Software bieten immer mehr Möglichkeiten, teilweise langwierige oder kostenintensive Versuche an realen Prüfkörpern zu umgehen. Als Ergebnisse stehen hoch aufgelöste, dreidimensionale und zeitabhängige Strömungsfelder zur Verfügung, die Auskunft über Druck, Temperatur, Geschwindigkeit, Turbulenz, Stoffverteilung, etc. geben.

Nachteile entstehen durch die fehlerbehaftete Umsetzung eines realen Problems in ein numerisches. Bei der Aufteilung der Geometrie in ein Volumennetz entstehen Diskretisierungsfehler und durch Modellannahmen, wie z.B. Turbulenzmodelle, usw., die nur eine Annäherung an die Realität darstellen, treten weitere Fehler auf. [10]

2.2.1 Strömungsmechanik [10/11]

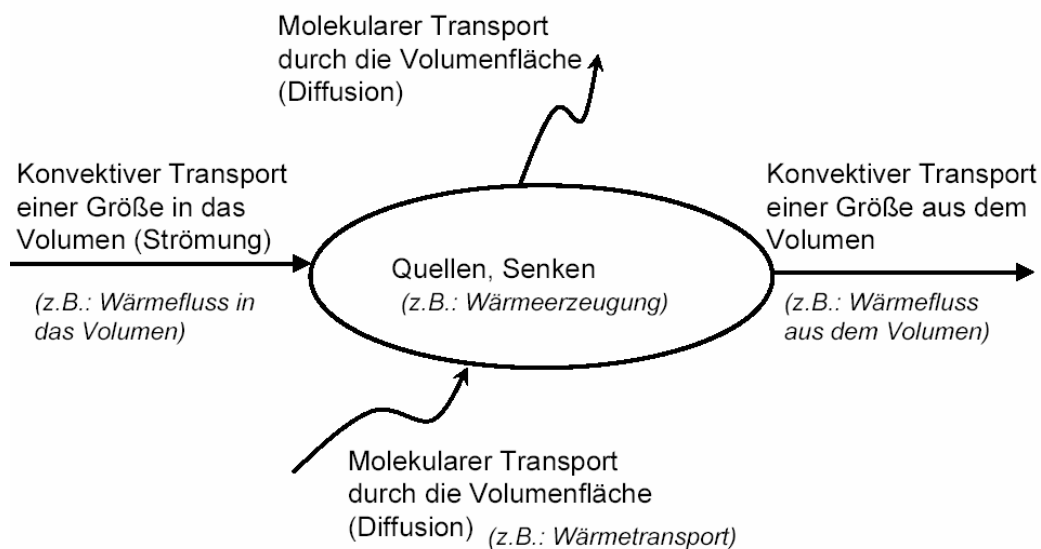


Abbildung 2-14: Prinzip der Erhaltung einer skalaren Größe [10]

Das Prinzip der Erhaltung einer skalaren Größe bildet die Grundlage für die Lösung der Bilanzgleichungen für Masse, Impuls, Energie und Massenbruch.

Die allgemeine differentielle Form der Transportgleichung für die Größe Φ in Tensor-schreibweise wird wie folgt dargestellt [10/11]:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \phi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad 2-5$$

Instationärterm Konvektion Diffusion Quellterm

Dabei beschreibt der Instationärterm die zeitliche Änderung, die Konvektion den Transport durch Geschwindigkeit, die Diffusion den Transport durch Diffusion und der Quellterm die Zu- und Abfuhr durch Quellen und Senken, wie z.B. chemische Reaktionen.

Angewendet auf die Bilanz von Masse, Impuls und Energie ergibt dies:

Kontinuitätsgleichung (Erhaltung der Masse)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad 2-6$$

$\frac{\partial \rho}{\partial t}$ zeitliche Änderung der Masse

$\frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j}$ konvektive Massenänderung für alle 3 Raumrichtungen

Strömungsgleichung (Erhaltung von Impuls)

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad 2-7$$

Dies ist die Impulserhaltungsgleichung in differentieller Form in Tensor-Schreibweise.

Unter Berücksichtigung von Normalspannungen und Schubspannungen von Newton'schen Fluiden ergibt sich daraus die Navier-Stokes'sche Gleichung.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \cdot \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad 2-8$$

Speziesbilanz (Erhaltung einer skalaren Größe)

Die Darstellung des molekularen Transports mit Hilfe des Fick'schen Gesetzes für die molekulare Stoffdiffusion ergibt die Erhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial (\rho \Phi)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j \Phi)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \Gamma_j}{\partial x_j} + S_\Phi \quad 2-9$$

Wobei Γ_j ausgedrückt werden kann durch:

$$\Gamma_j = -\rho D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \quad 2-10$$

Im Fick'schen Gesetz ist die Teilchenstromdichte Γ_j proportional zum Konzentrationsgradienten $\frac{\partial \Phi}{\partial x_j}$, wobei die Proportionalitätskonstante durch den Diffusionskoeffizient D beschrieben wird.

Energieerhaltung

Für den Transport der spezifischen Enthalpie h unter Vernachlässigung der Dissipation ergibt sich die folgende Gleichung:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial u_i h}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_h \quad 2-11$$

Diese kann mit der Temperatur als unabhängige Variable geschrieben werden:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{S_h}{c_p} \quad 2-12$$

Wobei mit der Annahme von idealem Gas und kleinen Druckänderungen die Beziehung

$$c_p \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial h}{\partial x_i}$$

gilt.

2.2.2 Turbulenz und Turbulenzmodelle [10]

Für technisch relevante Anwendungen wird in der numerischen Strömungssimulation die Turbulenz mit Hilfe statistischer Methoden behandelt. In der Methode der Reynolds Mittelung erfolgt eine Zeitmittelung der turbulenten Schwankungsgrößen einer Strömung. Diese werden dabei in einen zeitlichen Mittelwert \bar{u} und eine Schwankungsbewegung u' aufgespalten.

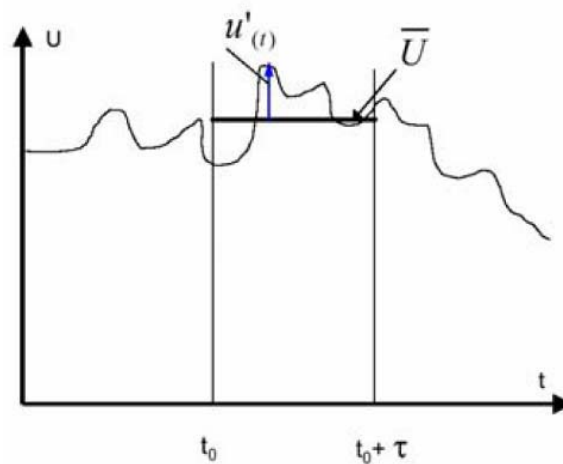


Abbildung 2-15: Reynolds Mittelung [10]

Diese Mittelwertbildung wird nun auf alle Strömungsgrößen angewandt, wobei die Mittelwerte der Schwankungsbewegungen Null ergeben.

$$u = \bar{u} + u' \quad p = \bar{p} + p' \quad \Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad 2-13$$

Durch Übertragen der Mittelwertbildung auf die Navier-Stokes Gleichungen erhält man folgendes Gleichungssystem:

→ zeitgemittelte Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad 2-14$$

→ zeitgemittelte Impulsgleichung

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\tau}_{ij} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] + \rho g_i \quad 2-15$$

Der in rot markierte Term der Gleichung zeigt die sogenannten Reynoldsspannungen, die durch die turbulente Zusatzbewegung entstehen. In den Impulserhaltungsgleichungen wirken sie sich wie eine erhöhte Zähigkeit aus. Für alle skalaren Größen wirkt die Turbulenz wie ein erhöhter Diffusionskoeffizient.

Dieser Zusatzterm stellt eine neue Unbekannte dar und führt nun dazu, dass die Reynoldsgleichungen nicht mehr geschlossen lösbar sind. Diese Zusatzinformationen müssen über ein Turbulenzmodell eingebracht werden. Dazu werden empirische Ansätze aus Experimenten abgeleitet. Das in dieser Arbeit verwendete Turbulenzmodell ist das $k - \xi - f$ Modell. Näheres zu diesem Thema siehe [10].

2.3 Grundlagen DoE [12/13]

Da Entwicklungszeit und Entwicklungskosten in der Motorenentwicklung eine bedeutende Rolle spielen, ist es das Ziel der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments), mit möglichst geringem Aufwand - d.h. mit einer möglichst geringen Anzahl an Versuchen - das vorliegende Systemfeld in einer best möglichen Qualität darzustellen. Dabei soll der Zusammenhang von Einflussfaktoren und Zielgrößen statistisch abgesichert klar hervortreten. Für den Ingenieur ist dies eine effektive Methode, komplexe Problemgebiete in kurzer Zeit überschaubar zu machen und dabei die wichtigen Parameter heraus zu filtern. Durch iteratives Überarbeiten der Versuchsreihen können in kurzer Zeit Zielwerte definiert werden und somit Optimalvarianten des gewünschten Modells erarbeitet werden.

Bei der konventionellen Versuchsdurchführung wird ein Parameter pro Versuch variiert und das Ergebnis beobachtet. Die bessere Einstellung wird beibehalten und danach der nächste Parameter variiert. Dies bedeutet einen hohen Zeitaufwand und die optimale Lösung wird nur (mit Glück) vor Abarbeiten aller Variationen gefunden. Weiters werden Einzelwirkungen und der Zusammenhang von Parametern nicht erkannt. Wie in Abbildung 2-16 dargestellt ist, muss pro Messpunkt ein Versuch durchgeführt werden. Dabei steigt bei der konventionellen Versuchsführung die Versuchsanzahl bei steigender Parameteranzahl exponentiell an.

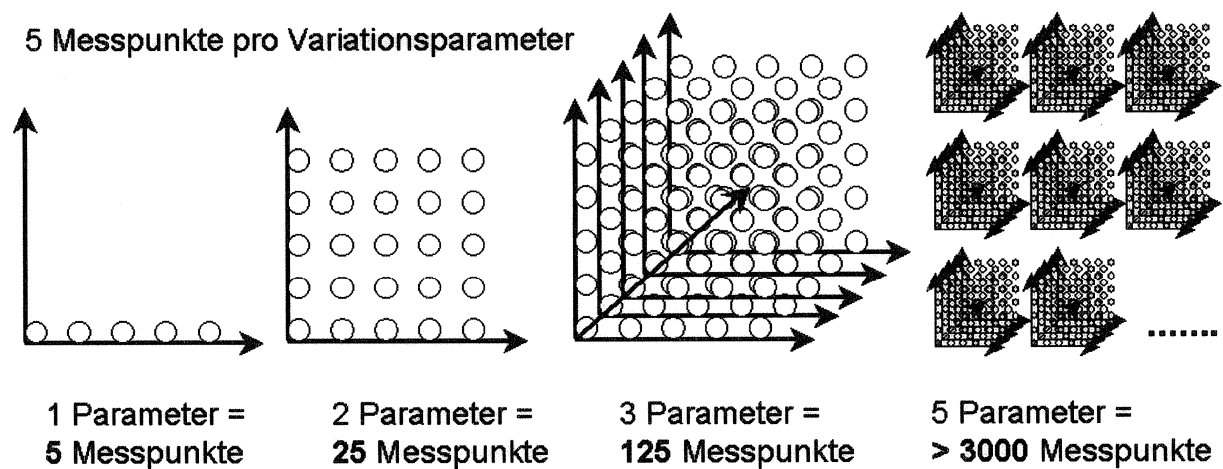
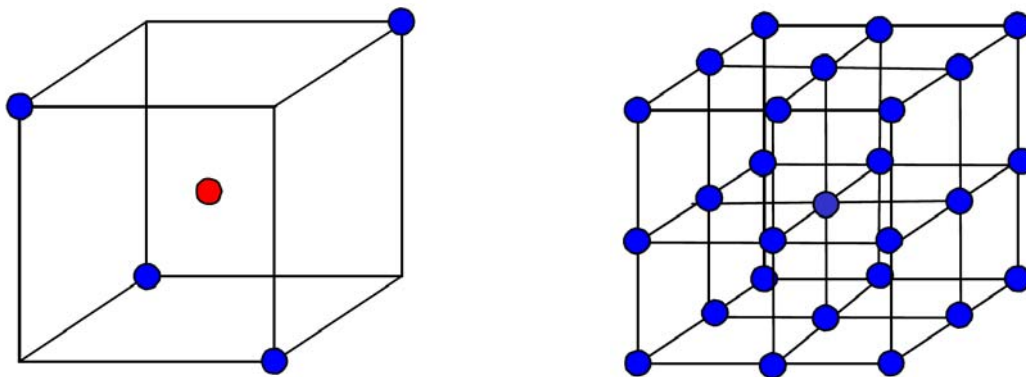


Abbildung 2-16: Konventionelle Versuchsdurchführung [12]



2k-teilfaktorieller Versuch mit Center Point

3k-vollfaktorieller Versuch

Abbildung 2-17: Versuchsaufbau DoE [13]

In teilfaktoriellen Versuchen, wie in Abbildung 2-17 dargestellt ist, werden bestimmte Variationen von Parametern zu Gunsten der Durchführungsdauer weggelassen. Um lineare Zusammenhänge nicht zu verlieren, wird ein sogenannter Center Point definiert. Diese Methode ist vor allem zum Kennenlernen der Parameter und der Analyse von Haupteffekten wichtig. Vollfaktorielle Versuche decken die Parameterauswahl mit zwei oder mehr Variationen je Parameter ab und ergeben die Haupteffekte inklusive der Wechselwirkungen. Sie sind geeignet, um detaillierte Informationen über die Parameter und ihre Wechselwirkungen zu erfahren, im Weiteren nicht-lineare Einflüsse zu untersuchen und die relevanten Parameter zu optimieren. In Abbildung 2-18 sind die Eigenschaften verschiedener Versuchsanordnungen gegenübergestellt.

2k-teilfaktorielle Versuche	vollfaktorielle Versuche		Response Surface Designs
teilfaktorielle Versuche mit 2 Stufen je Faktor	Versuche mit 2 Stufen je Faktor (2k-vollfaktoriell)	Versuche mit mehr als 2 Stufen je Faktor	Versuche für nicht-lineare Zshg. mit 5 Stufen / Faktor
Analyse der Haupteffekte und ggf. von 2-fach Wechselwirkungen	Analyse der Haupteffekte und sämtlicher Wechselwirkungen (WW)		
Parameter kennen lernen	Details über Parameter und Wechselwirkungen erfahren	Analyse quadratischer Effekte	
Parameter 3 - 47	max. 5	nicht-lineare Einflüsse untersuchen, wichtige Parameter optimieren	
		2 - 3	2 - max. 7

Abbildung 2-18: Übersicht über verschiedene Versuchspläne [13]

2.4 Software

Computergestützte Konstruktion und Auslegung ist in der heutigen Motorenentwicklung ein grundlegender Bestandteil eines jeden Entwicklungsprozesses. In dieser Einlasskanalentwicklung wurde ausschließlich Computersoftware verwendet.

Für die geometrische Definition der Versuchsgeometrie wurden Pro Engineer Wildfire 4 und Catia V5 R16 verwendet. Mit Hilfe der 3D-CFD Software AVL-Fire 2009 wurden die Strömungssimulationen und das Postprocessing durchgeführt. Die Analyse der Einflussfaktoren im Zuge der statistischen Versuchsplanung wurde mit der DoE Software Modde 7 erarbeitet. Die Datenverarbeitung der 2D Ergebnisse wurde in Microsoft Excel realisiert.

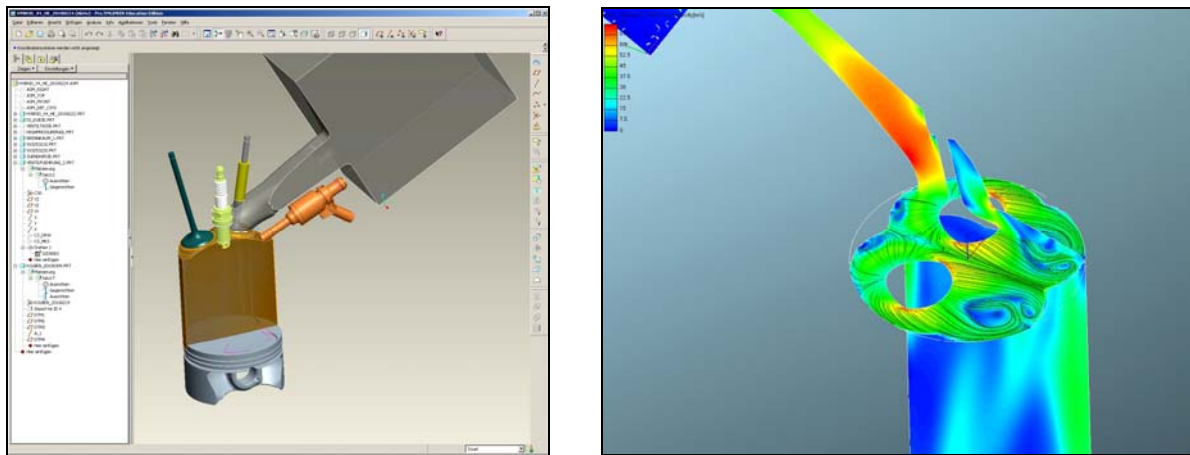




Abbildung 2-19: Softwareoberflächen

3 Ausgangssituation

BRP bietet eine breite Produktpalette an Motoren für die verschiedensten Anwendungen im Freizeitbereich an. In Tabelle 3-1 sind zwei davon aufgelistet. Das Ziel der Entwicklung des Eco Engine ist es, die Palette im Hochleistungssegment zu erweitern.

Tabelle 3-1: Auszug Motorpalette BRP [1]

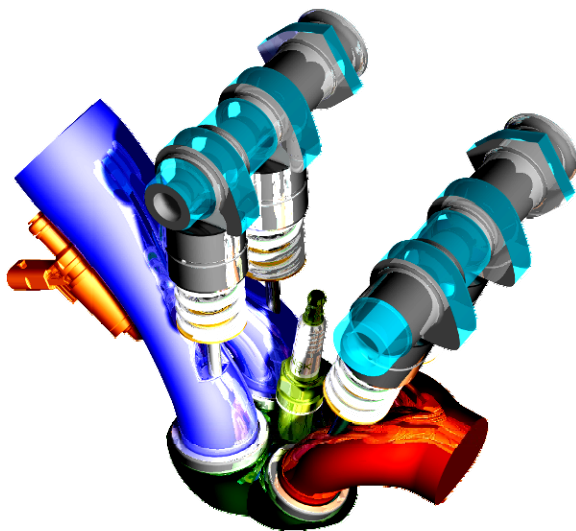
Sektor Schneeschlitten: BRP Rotax 1203	
	<ul style="list-style-type: none"> ~ 4-Takt ~ 3 Zylinder Reihenmotor ~ DOHC (12V) ~ 92 KW / 125 PS ~ 1171 ccm ~ Flüssigkeitskühlung ~ Trockensumpfschmierung ~ EFI (Elektronische Benzineinspritzung)
Sektor Motorrad: BRP Rotax V990	
	<ul style="list-style-type: none"> ~ 4-Takt ~ 2-Zylinder ~ V60° Motor ~ 4 Ventile/Zylinder ~ 102 kW / 139 PS ~ 997,6 ccm ~ 6-Gang Schaltgetriebe ~ 2 Ausgleichswellen ~ EFI (Elektronische Benzineinspritzung)

3.1.1 Füllkanal

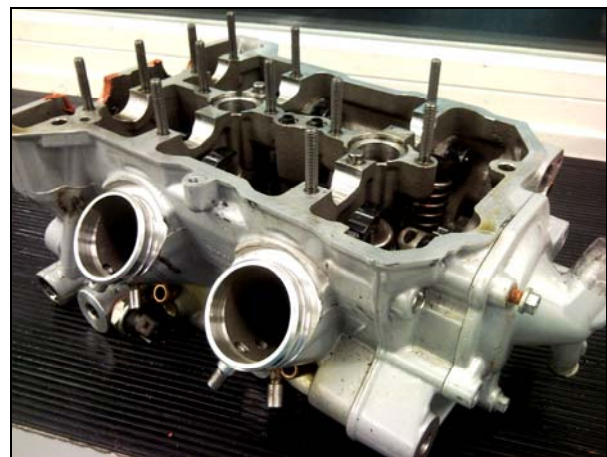
Als Ausgangssituation diente eine von BRP zur Verfügung gestellte Grundgeometrie für das Eco Engine Projekt mit Einlasskanal, Auslasskanal, Brennraum, Ventile mit Ventiltrieb, Ventilsitzringe, Injektor und Zündkerze sowie den dazugehörigen Positionen. Dieses Brennsystem wurde von BRP bereits in bestehenden Motorkonzepten eingesetzt. In Tabelle 3-2 sind wichtige Eckdaten der Grundgeometrie aufgelistet.

Tabelle 3-2: Daten der Grundgeometrie

Bohrung	84 mm
Hub	80 mm
Verdichtungsverhältnis	12,5
Ventilsitzdurchmesser	31,9 mm
Ventilwinkel Einlass	10,5°
max. Ventilerhebung	8,9 mm
Kanalwinkel	57°
Injektorwinkel	27,5°



Grundgeometrie des Brennsystems



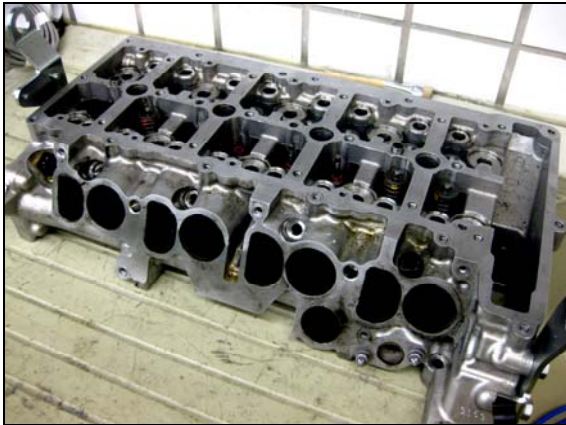
Zylinderkopf BRP 804

Abbildung 3-1: BRP Rotax Originalgeometrie Füllkanal

In Abbildung 3-1 ist der Zusammenbau der Grundgeometrie in Pro Engineer und die Ausführung des Brennsystems in einem Zylinderkopf dargestellt.

3.1.2 Drallkanal

Für die Darstellung des Drallkanals wurden aus einem bestehenden Referenzmotor die Einlasskanäle mit Silikon abgegossen und in Pro Engineer nachgebildet. Der Zylinderkopf, der in Abbildung 3-2 dargestellt ist, stammt von einem direkteinspritzenden, vierzylindrischen Dieselmotor mit Abgasturboaufladung neuer Generation. Rechts sieht man den Silikonabguss der Einlasskanäle, die als Vorlage für den konstruktiven Kanalaufbau dienten.



Zylinderkopf

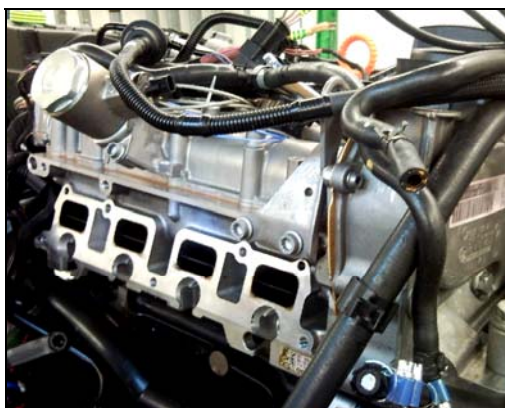


Silikonabguss Drallkanal mit Ventilen

Abbildung 3-2: Ausgangsgeometrie Drallkanal

3.1.3 Tumble Kanal

Für den Tumble Kanal wurde eine bestehende Konstruktion eines Referenzmotors verwendet. Dieser Kanal stammt aus einem abgasturboaufgeladenen, vierzylindrischen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung. In Abbildung 3-3 ist dieser auf dem Motorprüfstand dargestellt, wobei die Luftzuführung und der Einspritztrakt demontiert sind. Rechts ist wiederum ein Silikonabguss von Einlasskanal, Auslasskanal und Brennraum zu sehen. Dieser Referenzmotor entspricht wiederum dem aktuellen Technologiestand.



Einlassseitig: Motor am Prüfstand



Silikonabguss Brennensystem Tumble Kanal

Abbildung 3-3: Ausgangsgeometrie Tumble Kanal

4 Untersuchung der Einflussfaktoren

Da die konstruktive Gestaltung der Einlasskanäle einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrennung ausübt, wurden zuerst grundsätzliche Einflussfaktoren und deren Zusammenhänge gesucht. Dabei wurde die statistische Entwicklungsmethodik Design of Experiments (DoE) verwendet, um verschiedene Kanalvarianten, deren Parameter und Strömungseigenschaften zu untersuchen. Die Ermittlung der relevanten Kennwerte erfolgte mithilfe stationärer Durchströmungsversuche bei einem konstant gehaltenen Ventilhub von 9 mm.

Unter Verwendung von des Programms Modde wurde eine Versuchsmatrix erstellt, deren geometrische Ausführung in Catia konstruiert und in Fire simuliert wurde. Die Ergebnisse wurden in Modde ausgewertet und die Zusammenhänge analysiert. Zur Modellverifikation wurde eine weitere Kanalvariante, die nicht im Ausgangsmodell vorhanden war, erstellt und simuliert. Weiters wurde zur Verifikation des Schnittmodells ein Vollmodell der ersten Kanalvariante simuliert.

4.1 Definition der Geometrie und der Einflussfaktoren

Um die Eigenschaften und Zusammenhänge des Kanaldesigns möglichst einfach und klar darstellen zu können, wurde die Konstruktion auf das Wesentliche reduziert. Basierend auf bestehende Untersuchungen wurden 3 Eingabeparameter definiert, wie in Abbildung 4-1 illustriert ist, die in der DoE Auslegung variierten. Im Folgenden wird darauf näher eingegangen. Weiters wurde der Kanalquerschnitt auf kreisrund vereinfacht und der Querschnittsverlauf konstant gehalten. In einer weiteren Vereinfachung wurde die Kanalzusammenführung nicht dargestellt und ein Halbschnittmodell verwendet. Der Einfluss der Ventilfehrung konnte später aus Konstruktionsgründen nicht berücksichtigt werden, daher wurde keine Ventilfehrung ins das Modell eingesetzt. Weiters wurde die Zündkerzengeometrie nicht implementiert, da sie auf die Einströmsituation einen vernachlässigbaren Einfluss hat. Dadurch wurde die Zellenanzahl des Rechengitters für die Simulation und somit die Gesamtrechnenzeit der Voruntersuchung nicht unnötig erhöht.

Die Brennraumgeometrie, die Ventilsitzringe, die Ventile und der Bohrungsdurchmesser stammen aus der Eco Engine Vorlage. Auch die Kanallänge wurde nach der Vorgabe des Eco Engine Konzeptes für alle Varianten konstant gehalten.

Die Grenzen der Parameter, die in Tabelle 4-1 aufgelistet sind, wurden nach den geometrischen Möglichkeiten in der Konstruktion abgesteckt. Für ein gutes Vorhersagemodell ist es jedoch wichtig, die Spanne der jeweiligen Eingabeparameter möglichst groß zu halten.

Tabelle 4-1: Parameterdaten

	Kanalwinkel (Port Angle) [deg]	Kanalradius (Port Radius) [mm]	Kaminhöhe (Chimney Height) [mm]
Minimum	45°	0	0
Maximum	75°	100	30

Als erster Parameter wurde der Port Angle definiert. Dieser ist der Winkel zwischen Kanalmittelebene und Zylinderachse. Als weiterer Parameter wurde der innere Rundungsradius des Kanalknicks definiert. Der dritte Parameter war die Höhe der Kanalgeraden vor dem Ventil Sitz.

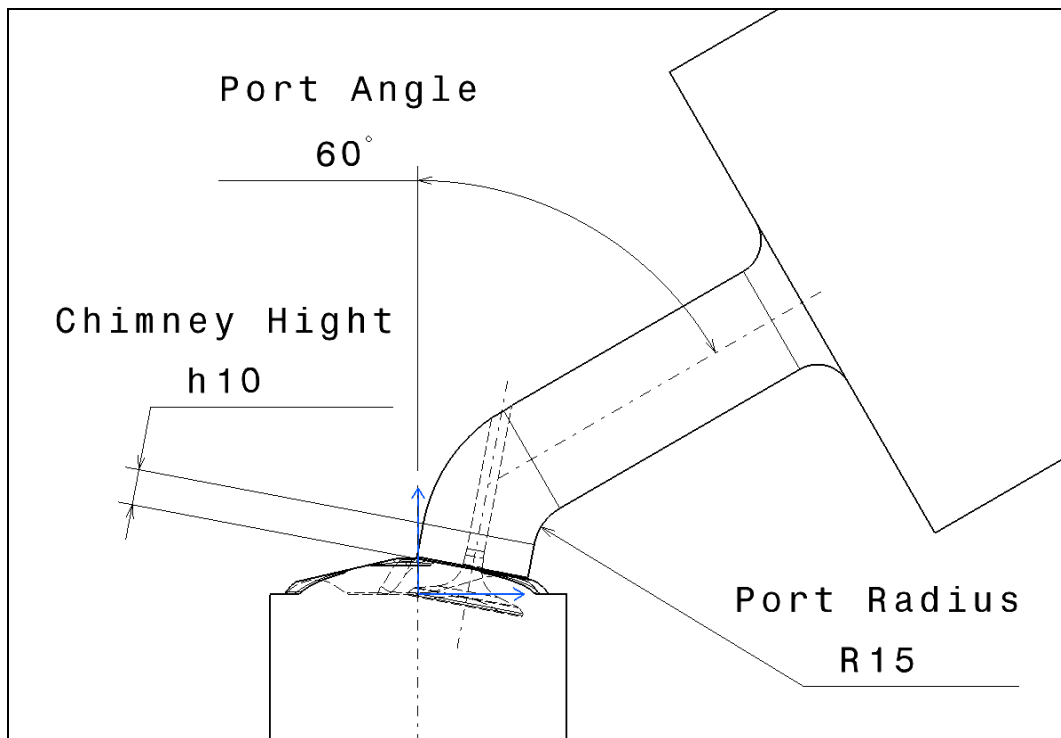


Abbildung 4-1: Kanalparameter

4.2 Aufbau der Geometrie in parametrisierter Konstruktion

Als nächster Schritt folgte die Konstruktion des Volumenmodells in Catia. Für eine Strömungssimulation in Fire ist es nötig, das zu durchströmende Luftvolumen zu konstruieren und nicht den Motorblock im klassischen Stil.

Der Brennraum des Eco Engine wurde als Ausgangspunkt verwendet, um davon ausgehend den Kanal zu konstruieren. Es wurden die drei Parameter mittels Formeln definiert und in den jeweiligen Konstruktionsskizzen mit den Abmaßen verknüpft. Anschließend wurde das Einlassvolumen, das zur Definition der Umgebungssituation dient, aufgesetzt und mit einer Verrundung für eine homogene Einströmung versehen.

Die Kanallänge wurde nach dem Vorbild des Eco Engine mit 122,5 mm konstant gehalten.

In Abbildung 4-2 sieht man den Aufbau der Führungslinie des Kanals und in Abbildung 4-3 die fertige Konstruktion.

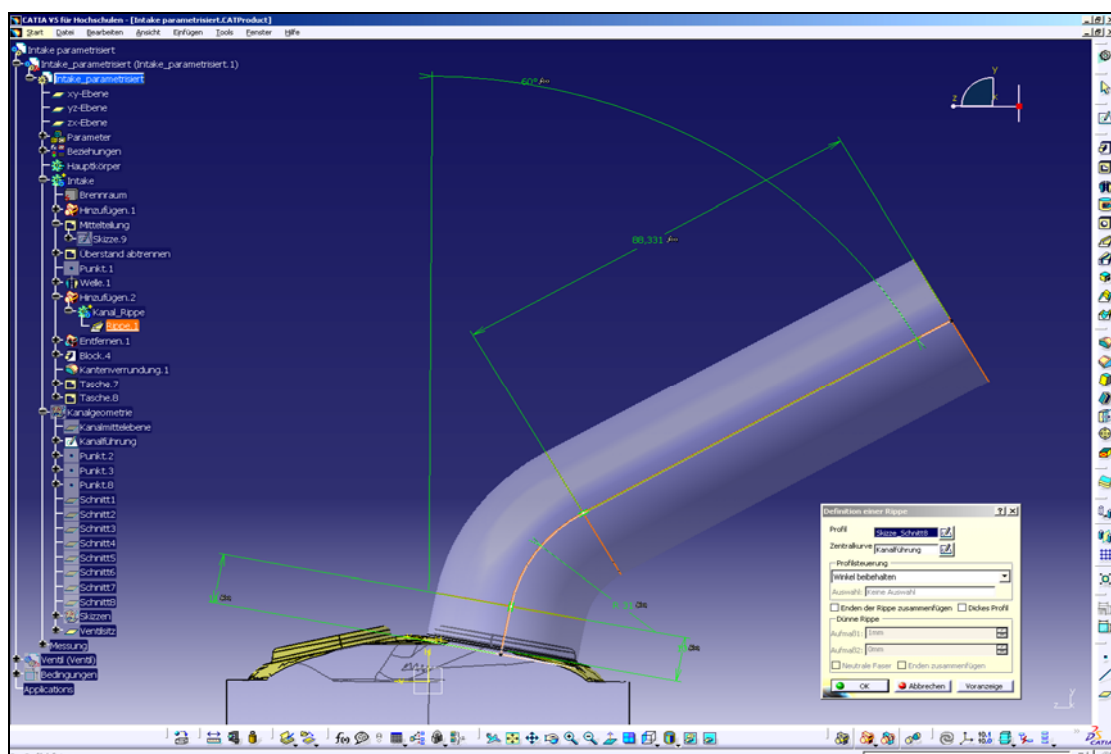


Abbildung 4-2: Skizze Kanalaufbau

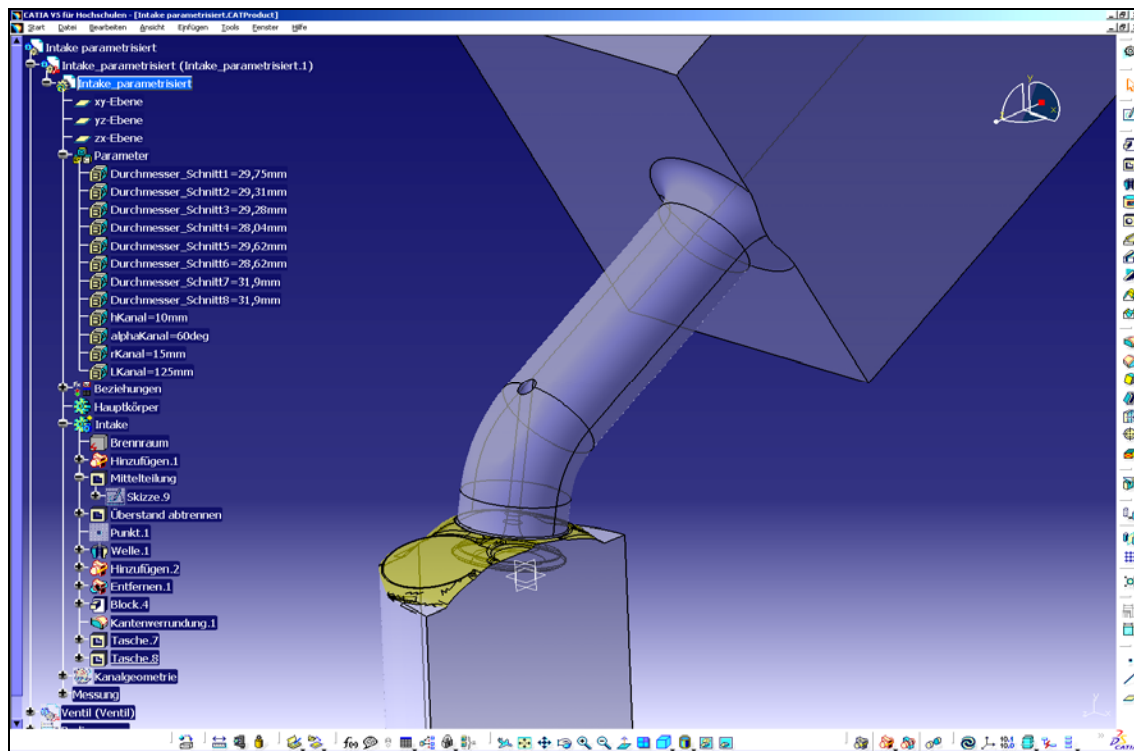


Abbildung 4-3: Parametrisierte Kanalkonstruktion

Schwierigkeiten ergaben sich in der Referenzdefinition der einzelnen Variationsparameter, da durch die Variationsbreite manche Referenzen verloren gingen. Gelöst wurde dies durch ein Grundskelett in der Konstruktion, auf das alle relevanten Maße referenziert wurden. Die Positionierung der Ventilfehrung bereitete aber weiterhin Schwierigkeiten und hätte im Nachhinein im jeweiligen Parametermodell einzeln eingefügt werden müssen. Aus zeitlichen Gründen und zur Vereinfachung dieser Basisuntersuchung wurde daher auf die Ventilfehrung verzichtet.

Das Grundskelett wurde im Weiteren als Definition der Zentralkurve für die Rippenkonstruktion des Kanals verwendet.

4.3 Rechenmodellerstellung

Anschließend an die Konstruktion wurden die einzelnen Modelle in Fire importiert und aus den vorbereiteten Oberflächennetzen die Volumennetze erstellt. Nach Definition der Randbedingungen und der Solvereinstellungen konnte die Simulation gestartet werden. Die Ergebnisse der gewünschten Parameter für Durchfluss und Tumble wurden in Microsoft Excell auf Mittelwerte reduziert und wieder an Modde übergeben.

4.3.1 Vorbereitung des Oberflächennetzes

Es ist notwendig, die Zellenanzahl und somit die Rechenzeit in akzeptablen Bereichen zu halten. Daher müssen Selektionen vorgenommen werden, mit denen die Netzauflösung in besonders wichtigen Bereichen möglichst fein gehalten werden kann. Dazu mussten die gewünschten Bereiche des Oberflächennetzes ausgewählt und zusammengefasst werden. Weiters mussten Selektionen für die Randbedingungen vorgenommen werden.

Da dieses Modell geometrisch relativ einfach ist, keine bewegten Teile und keine Temperaturrandbedingungen, wie z.B. ein heißer Auslassbereich hat, sind nur wenige Selektionen nötig.

Die wichtigsten zu beachtenden Punkte sind:

- ◆ Bereiche mit höherer Strömungsgeschwindigkeit, speziell mit scharfen Kanten, müssen fein vernetzt werden, um die entstehende Turbulenz gut abzubilden.
- ◆ Bei Bereichen mit feinen Geometrien, wie z.B. die Ventiltellerkante, ist es wichtig, mit ausreichend feiner Gittergröße die Qualität des erzeugten Volumennetzes zu sichern. Bei zu grober Auflösung wird die Bauteilgeometrie ungenau abgebildet, es entstehen Lücken oder Brücken in der Geometrie oder fehlerhafte, verzerrte und in sich verdrehte Volumenteilchen.

Als Selektionen wurden definiert:

- ~ Randbedingung Einlass
Vorgabe von Strömungsrandbedingungen wie Druck, Temperatur, Geschwindigkeit, usw.
- ~ Randbedingung Auslass
Wie Einlass.
- ~ Randbedingung Symmetrie
Definition der Symmetrieflächen.
- ~ Verfeinerung Einlasskanal
Es ist notwendig, die Randschicht sowie die Turbulenz im Kanal mit feinerer Gitterauflösung darzustellen.
- ~ Verfeinerung Ventil 1 bis 3
Da das Ventil deutlich strömungsbeeinflussend wirkt, wird es gemeinsam mit der näheren Umgebung in mehreren Stufen feiner aufgelöst. Besonders kritisch sind dabei die zwei oberen Kanten am Ventilteller, die klare Abrisskanten bilden. Weiters muss beachtet werden, dass die Auflösung das Bauteil ausreichend genau abbildet.
- ~ Verfeinerung Ventilsitzring
Der Ventilsitzring beinhaltet auch, ähnlich wie beim Ventil, strömungskritische

Kanten, bei denen es zu einem Strömungsabriss und somit zu einem hochturbulenten Nachlaufgebiet kommt.

- ~ Verfeinerung oberer Bereich Brennräum
Dient zur feineren Auflösung des turbulenten Bereichs um und nach dem Ventil.

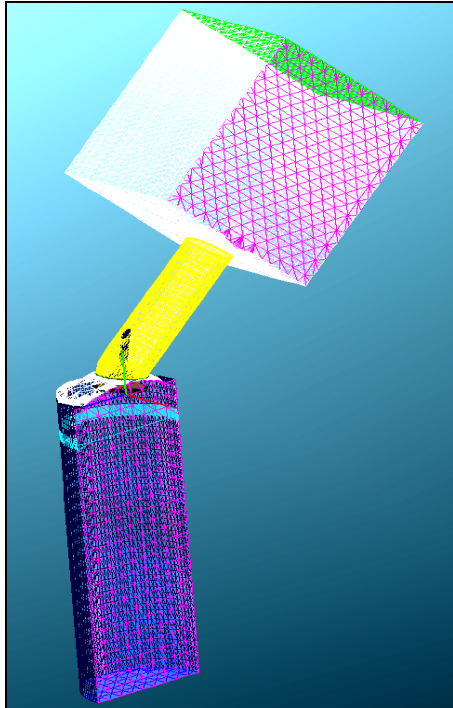


Abbildung 4-4: Oberflächenselektionen parametrisierter Kanal

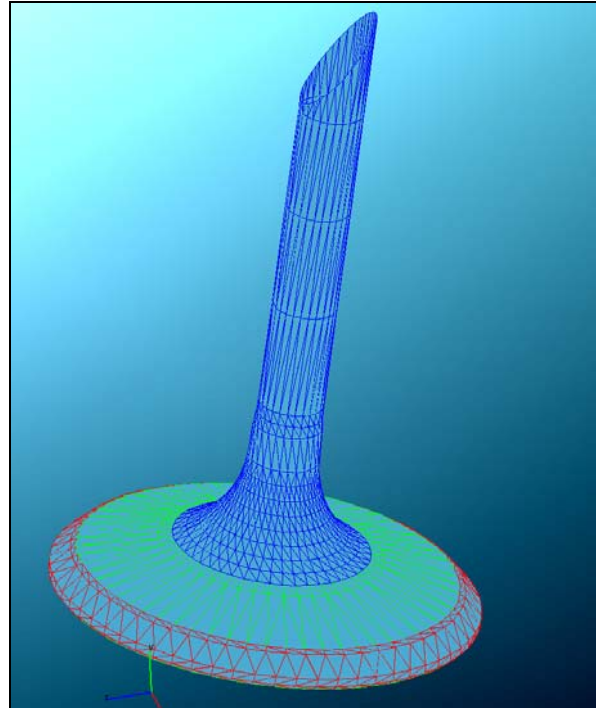


Abbildung 4-5: Ventil mit Selektionen

In Abbildung 4-5 ist das Einlassventil mit den drei Oberflächenselektionen dargestellt. Gut zu erkennen sind die zwei oberen Kanten in der roten Selektion. Diese befinden sich an der engsten Stelle im Ringspalt. Besonders bei kleineren Ventilöffnungen entsteht hier die größte Strömungsgeschwindigkeit und daher ein starker Strömungsabriss, der im Rechengitter fein genug aufgelöst werden sollte. Auch der Nachlauf hinter der Ventilkontur sollte möglichst lang feiner vernetzt werden. In Abbildung 4-4 sind verschiedene Oberflächenselektionen, wie die des Einlasskanals, in gelb dargestellt, zu sehen.

Als nächster Schritt folgte die Definition der bauteilrelevanten Kanten. Dem Autovernetzungsalgorithmus von Fire werden damit beizubehaltende Kanten vorgegeben, nach denen das Netz ausgerichtet wird. In Abbildung 4-6 ist der Einlassventilbereich dargestellt. Es ist wichtig, alle scharfen Kanten in die Selektion aufzunehmen, um die Kontur des Bauteils originalgetreu darzustellen.

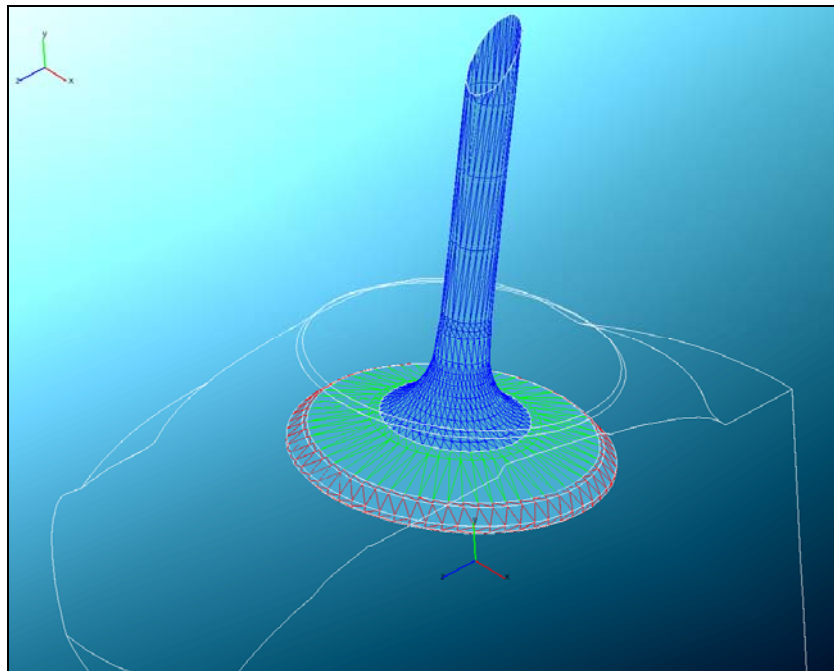


Abbildung 4-6: Ventil mit Selektionen und Kantennetz

4.3.2 Vernetzung

Nun wird aus dem Oberflächennetz und dem Kantennetz ein Volumennetz erstellt. Um die richtige Abstimmung zwischen Zellenanzahl und Netzgüte zu finden, sind mehrere Anläufe notwendig, durch die man sich sukzessiv an ein gewünschtes Ergebnis annähert.

Um die Rechenzeit in Grenzen zu halten wurde dabei eine Zellanzahl von ca. 1,5 Millionen für eine stationäre Durchströmung ohne bewegte Bauteile angepeilt.

Die Bereiche mit feiner Netzgröße schlagen bei der Zellanzahl besonders zu Buche. Mit einer Vorabschätzung der Strömungsverhältnisse und der angepassten Abstufung des Netzes durch mehrere Verfeinerungsbereiche, kann eine gute Netzstruktur erreicht werden.

In Abbildung 4-7 ist das resultierende Volumennetz der ersten Kanalvariante im Schnitt durch die Ventilebene dargestellt. Im Einlass- und Auslassbereich ist die global vorgegebene Zellgröße zu sehen. Zum Ventil hin folgen die feineren Auflösungsstufen. Die extra fein vernetzten Bereiche um den Ventilteller und den Ventilsitzring sind in der Vergrößerung Abbildung 4-8 dargestellt.

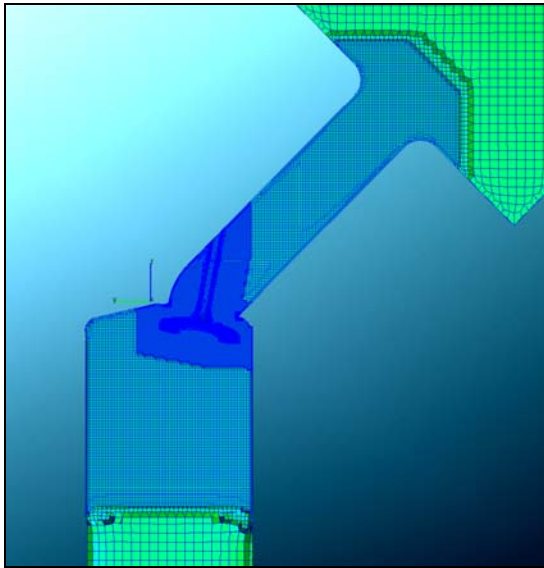


Abbildung 4-7: Volumennetz
Parameteruntersuchung

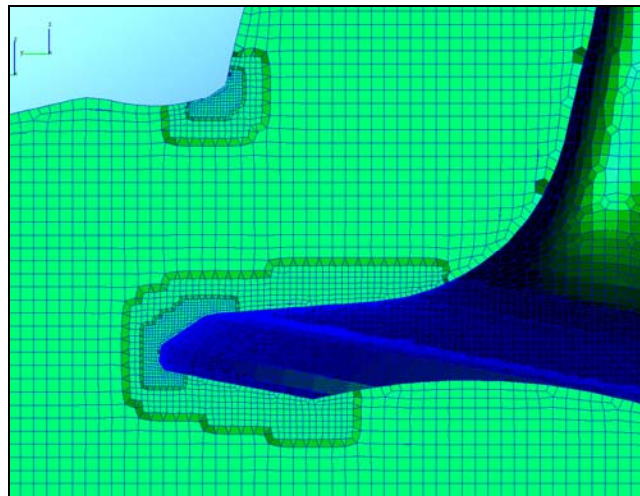


Abbildung 4-8: Vernetzung im Ventiltellerbereich

4.3.3 Solvereinstellungen

Im Folgenden werden die wichtigsten Solvereinstellungen für die Parameteruntersuchung zusammengefasst. Aus den in Fire vorgefertigt zur Verfügung stehenden Grundmodellen wurde das Intake Port Modell gewählt und entsprechend der Problemstellung angepasst. Das so entstandene Solversteeringfile, das die Berechnungsbedingungen definiert, wurde für alle weiteren Kanalgeometrien verwendet.

Das Druckgefälle wurde auf 20 mbar und die Einlasstemperatur auf 293,15 Kelvin festgelegt, da dies den Standardrandbedingungen bei Untersuchungen am Strömungsprüfstand entspricht. Die Unterrelaxationsfaktoren, die die Konvergierungsrate des Solvers regeln, konnten aufgrund des einfachen Rechenmodells auf Werte gesetzt werden, die die Rechnung zusätzlich beschleunigten. In Tabelle 4-2 sind ausgewählte Parameter aufgelistet.

Tabelle 4-2: Solvereinstellungen Parameteruntersuchung

Randbedingungen	Einlass	Totaler Druck	1 bar
		Temperatur konstant	293,15 K
	Auslass	Statischer Druck	0,98 bar
	Symmetrie	Selektion Symmetrie	
Fluideigenschaften		Luft	
Anfangsbedingungen		Druck	1 bar
		Dichte	1.19 kg/m ³
		Temperatur	293,15 K

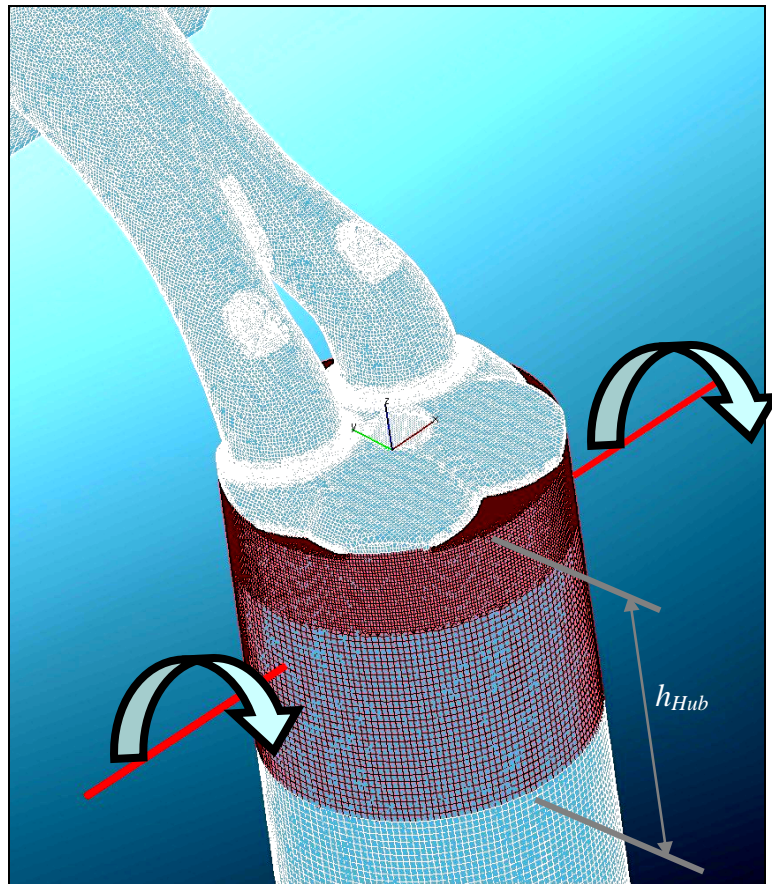


Abbildung 4-9: Bewertungssektion mit Drehachse

Der Durchflusskoeffizient $\mu\sigma$ wird über einen vorgefertigten Algorithmus nach der in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Formel berechnet. In der Eingabemaske sind lediglich die Angabe der Anzahl der Einlassventile, deren Durchmesser und die Druckrandbedingung an der Einlassfläche nötig.

Für die Tumble Bewertung wurde eine Selektion entsprechend des Hubvolumens, mit der Höhe $h_{Hub}=80\text{mm}$ erstellt, wie in Abbildung 4-9 in Braun dargestellt ist. In dieser Selektion wird wiederum mit einem vorgefertigten Algorithmus die Ladungsbewegung aufsummiert und in Bezug zu einer Drehachse gesetzt. Diese Ladungsbewegung wird, wie unter Kapitel 2.1.3 beschrieben ist, zur Berechnung der Tumble Zahl verwendet. Diese Drehachse, die hier in Rot dargestellt ist, ist vom Benutzer zu definieren und wurde hier in der Höhe des halben Hubs angenommen.

4.4 Modellerstellung und Auswertung in Modde

Die Grundlagen der statistischen Versuchsplanung wurden unter Kapitel 0 behandelt. Die Vorauswahl der Eingabeparameter fand im Zuge der Vorüberlegungen zur parametrisierten Untersuchung statt. Als Ausgabeparameter wurden die für das Motorenkonzept wichtigsten Faktoren, nämlich Durchflusskoeffizient und Tumble Zahl bestimmt.

4.4.1 Modellerstellung

Es wurde ein 2k-vollfaktorielles Modell mit drei Eingabe- und zwei Antwortparametern gewählt. Die Eingabeparameter werden dabei in zwei Stufen, höchster und tiefster Wert, variiert. Zusätzlich wird ein Center Point, der aus den Mittelwerten der Grenzen gebildet wird, zur Überprüfung der Linearität des Modells definiert.

Daraus ergaben sich zwei Versuchsreihen mit jeweils neun Versuchen. Die zweite Versuchsreihe war mit der ersten identisch und diente zur Ermittlung der Reproduzierbarkeit. Unter der Annahme, dass in der 3D-CFD Simulation hundertprozentige Reproduzierbarkeit herrscht, wurden für die zweite Versuchsreihe die Ergebnisse der ersten verwendet. Nach der Durchführung der Strömungssimulationen wurden die Ergebnisse in das Modde-Worksheet eingetragen und von der Software ausgewertet.

4.4.2 Modellkontrolle

Um das Modell zu kontrollieren besteht in Modde die Möglichkeit einen Analyseführer zu verwenden. In Abbildung 4-10 ist die Qualitätsanalyse des Modells für den Durchflusskoeffizient und die Tumble Zahl gezeigt. Der Wert R² ist das Prozent der Variation der Antwort, die durch das Modell erklärt wird. Das heißt es ist eine Messung der Modellpassung und gibt an, wie gut das statistische Modell zu den errechneten Daten passt.

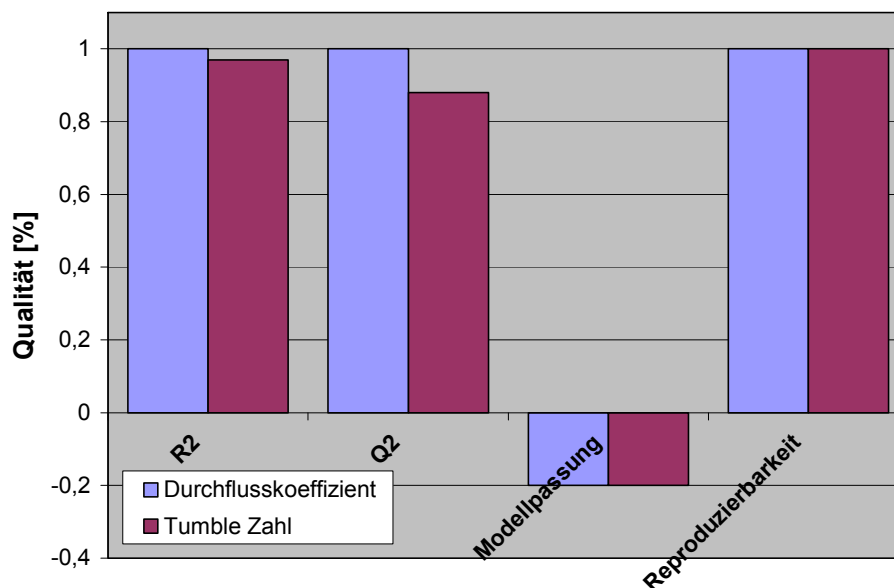


Abbildung 4-10: Modellanalyse

In diesem Fall ist dies für beide Antwortparameter sehr zufriedenstellend. Der Wert Q2 ist das Prozent der Variation der Antwort zufolge einer Kreuzvalidierung. Das bedeutet, er gibt die Prognosegenauigkeit des Modells wieder. Q2 soll über 80% liegen, was in diesem Fall gegeben ist. Der Wert für die Reproduzierbarkeit gibt Auskunft über die Wiederholgenauigkeit bei mehrmaligem Durchführen der Versuche. Diese ist aufgrund der CFD Simulation bei 100%. Die Modellpassung zeigt die Gültigkeit des Modells und würde für unser Modell negativ ausfallen. Durch die hundertprozentige Reproduzierbarkeit der Ergebnisse ist die Modellpassung künstlich verfälscht. Wichtig ist, dass die ersten beiden Aussagen, R2 und Q2, über achtzig Prozent liegen um die Modellqualität sicherzustellen.

4.4.3 Auswertung und Aussagen

Nachdem man sich der Modellqualität versichert hat, sind nun die Auswertung und Voraussagen möglich. Dabei können die Einflüsse der einzelnen Eingabeparameter sowie deren Zusammenspiel genauer betrachtet werden.

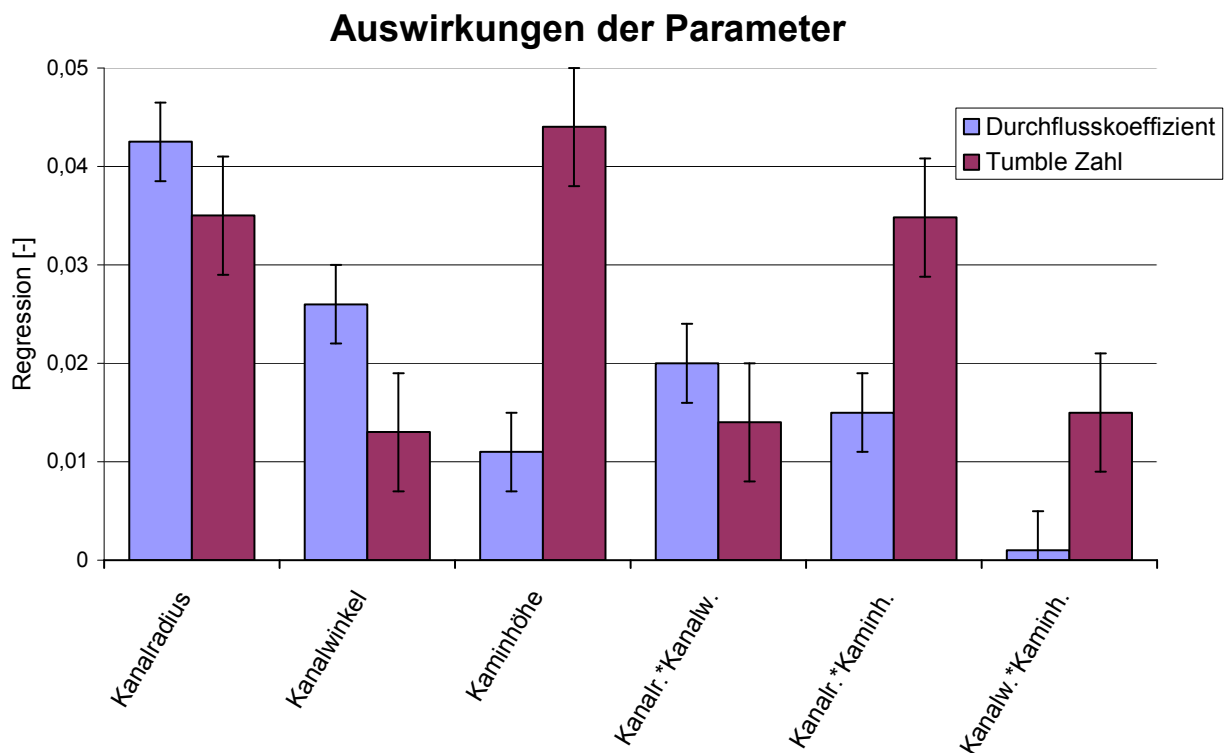


Abbildung 4-11: Effektanalyse der Parameter

In Abbildung 4-11 ist die Regression der Parameter normalisiert und zentriert dargestellt. Dies zeigt die Wirksamkeit der Eingabeparameter auf Durchflusskoeffizient und Tumble Zahl. Wie man erkennen kann, spielen der Kanalradius (p_{Radi}), der Kanalwinkel (p_{Angl}) und die Kombination beider ($p_{Angl} * p_{Radi}$) für den Durchflusskoeffizienten die größte Rolle. Weiters ist zu erkennen, dass die Kaminhöhe ($ChimH$), der Kanalradius und die Kombination beider ($ChimH * p_{Radi}$) für die Tumble Zahl den größten Einfluss bilden.

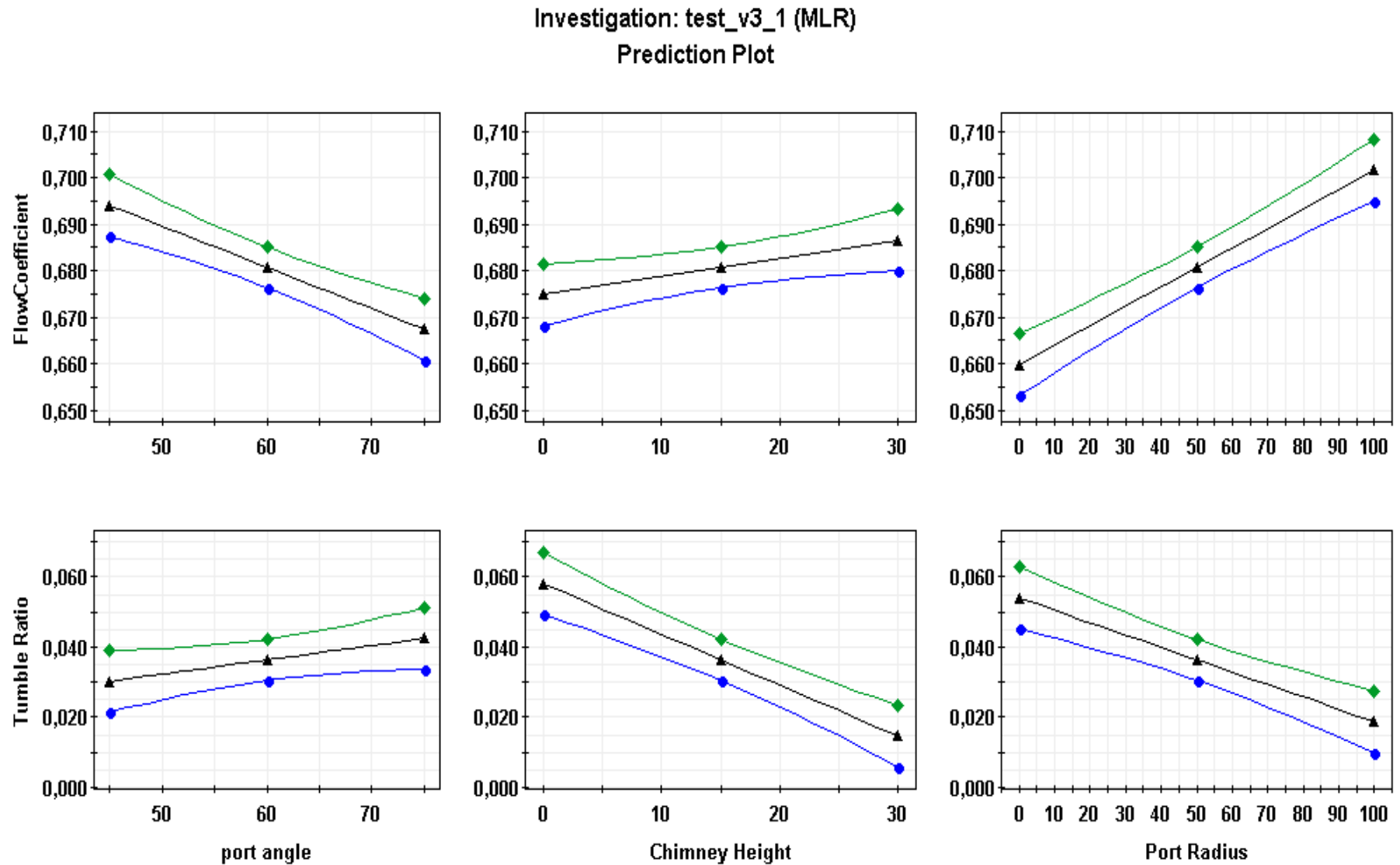


Abbildung 4-12: Einflüsse einzelner Parameter aufeinander

In Abbildung 4-12 werden in Form von Graphen die Einflüsse der einzelnen Eingabeparameter auf die Ergebnisse und die Wechselwirkungen untereinander in einer Voraussage gegenübergestellt. Dabei werden die nicht dargestellten Parameter konstant bei ihren Mittelwerten gehalten. Die grüne Linie stellt hier die obere Grenze und die blaue Linie die untere Grenze der Streuung dar. Es ist gut zu erkennen, dass die Kaminhöhe zugunsten der Tumble Zahl verringert werden kann, ohne dem Durchfluss allzu sehr zu schaden. Genauso kann man den Kanalwinkel zugunsten des Durchflusses in Richtung geringeren Bereich verschieben, ohne die Tumble Zahl bedeutend zu beeinflussen. Der Kanalradius ist eine kritischere Größe, für die für beide Ergebnisse ein vernünftiger Kompromiss gefunden werden muss.

Als nächster Schritt folgt eine Werteoptimierung der Parameter mittels der bereits gewonnenen Erkenntnisse, wie man in Abbildung 4-13 sehen kann. Links oben werden die Parameter in gewünschte Grenzen gesetzt oder konstant gehalten. Mit den Ergebnissen der Analyse wird der Kanalwinkel im steileren Bereich angesiedelt, da dies für den Durchfluss vorteilhaft ist. Die Kaminhöhe wird konstant auf Null reduziert, da sie auf beide Ergebnisgrößen geringen Einfluss hat. Der Kanalradius wird im vollen Bereich belassen, da dieser ein eher empfindlicher Parameter ist. Rechts oben besteht die Möglichkeit, eine Zielvorgabe für die Antwortparameter mit einer unteren und oberen Grenze zu definieren, die hier in einem ausgewogenen Ergebnis aus Tumble und Durchfluss bestand.

Factors: 3 (uncontrolled: 0) Responses: 2 Runs: 20 Objective: Screening Full Fac (2 levels) - interaction Fitted with MLR										
Factor	Role	Value	Low Limit	High Limit	Response	Criteria	Weight	Min	Target	Max
1 port angle	Free		45	55	1 FlowCoefficient	Target	1	0,6	0,68	0,8
2 Chimney Height	Const	0			2 Tumble Ratio	Target	1	0,06	0,07	0,08
3 Port Radius	Free		0	100						

Abbildung 4-13: Eingabeoberfläche Werteoptimierung

Tabelle 4-3: Ergebnis der Werteoptimierung

	1	2	3	4	5	6	7
	port angle	Chimney Height	Port Radius	FlowCoefficient	Tumble Ratio	iter	log(D)
1	45	0	0	0,6692	0,0731	0	-1,233
2	51,0547	0	15,3125	0,6668	0,0716	23	-1,5803
3	55	0	20	0,6639	0,0732	6	-1,151
4	54,3438	0	21,25	0,6654	0,0716	21	-1,5244
5	50,6875	0	12,5	0,666	0,0729	17	-1,244
6	45	0	0	0,6692	0,0731	0	-1,233
7	45	0	0	0,6692	0,0731	0	-1,233
8	45	0	0	0,6692	0,0731	0	-1,233

Nach Generierung eines Startfeldes nähert sich die Auswertung iterativ an das Optimum an. In Tabelle 4-3 ist die Optimallösung (blau hinterlegt) für diese Zielvorgabe zu sehen. Diese legt man anschließend in einer Lösungsliste ab um die Ergebnisse einzelner Durchgänge

vergleichen zu können. Ein zusätzliches Bewertungskriterium zum Durchflusskoeffizienten und der Tumble Zahl ist auch die Streuung der Vorhersage.

Nach etwas Jonglieren mit den gewünschten Zielen ergibt sich, wie in Tabelle 4-4 gezeigt ist, eine Reihe von interessanten Lösungsvorschlägen.

Tabelle 4-4: Liste verschiedener Voraussagen

	Kanal Winkel	Kamin Höhe	Kanal Radius	Durchfluss Koeffizient	Untere Grenze	Obere Grenze	Tumble Zahl	Untere Grenze	Obere Grenze	Streuung Durchfluss Koeffizient	Streuung Tumble Zahl
1	50	0	20	0,670	0,661	0,680	0,068	0,055	0,080	0,019	0,025
2	50	0	60	0,688	0,680	0,697	0,043	0,032	0,054	0,016	0,022
3	66	0	50	0,670	0,662	0,677	0,063	0,054	0,073	0,014	0,019
4	50	0	10	0,666	0,656	0,676	0,074	0,060	0,087	0,020	0,027
5	60	0	10	0,652	0,643	0,660	0,086	0,074	0,097	0,017	0,023
6	45	0	0	0,669	0,656	0,682	0,073	0,056	0,090	0,026	0,034

Reihe 6 ist ein guter Kompromiss bei etwas höherem Tumble, wobei man eine höhere Streuung in Kauf nehmen muss. Reihe 1 zeigt ein ausgewogenes Ergebnis für beide Koeffizienten mit relativ geringer Unschärfe. Reihe 5 gibt für unsere Anforderungen die besten Voraussagen bei noch geringerer Unsicherheit als die Vorhergehenden.

4.5 Ergebnisse und Schlussfolgerungen zur Parameterstudie

Für das Optimierungsprogramm Modde wurden die Kanalvarianten 1 – 9, siehe Tabelle 4-5, in CFD gerechnet und zur Bedatung des Modells benutzt. Mit diesem Modell wurden optimierte Kanalgeometrien errechnet, siehe Tabelle 4-4, daraus die Variante 10 zur Verifikation gewählt und nachträglich in CFD simuliert.

Tabelle 4-5: Gegenüberstellung der Kanalvarianten

Kanalvariante	Eingabeparameter			Ausgabeparameter	
	Kanalwinkel	Kanalhöhe	Kanalradius	Durchfluss-Koeffizient	Tumble Zahl
1	45°	0mm	0mm	0,666	0,069
1-Vollmodell	45°	0mm	0mm	0,665	0,073
2	75°	0mm	0mm	0,618	0,123
3	45°	30mm	0mm	0,693	0,021
4	75°	30mm	0mm	0,648	0,017
5	45°	0mm	100mm	0,704	0,028
6	75°	0mm	100mm	0,697	0,026
7	45°	30mm	100mm	0,699	0,018
8	75°	30mm	100mm	0,692	0,018
9	60°	15mm	50mm	0,695	0,022
10	50°	0mm	20mm	0,701	0,04

Die Kanalvariante 1-Vollmodell wurde zur Verifikation des Symmetriemodells gerechnet. Die Ergebnisse für den Durchfluss decken sich sehr gut. Der Tumble wird im Einkanalmodell mit Symmetrie etwas schwächer dargestellt.

Eine ausführliche Gegenüberstellung der Kanalvarianten mit den dazugehörigen Bildern der Konstruktionen ist im Anhang beigefügt.

Der Schnitt normal auf die z-Achse knapp unter dem Ventilteller, wie in Abbildung 4-14 dargestellt, stellt die Geschwindigkeitsverteilung dar. Es ist zu sehen, dass das Feld des Vollmodells links gut mit dem Halbmodell rechts übereinstimmt.

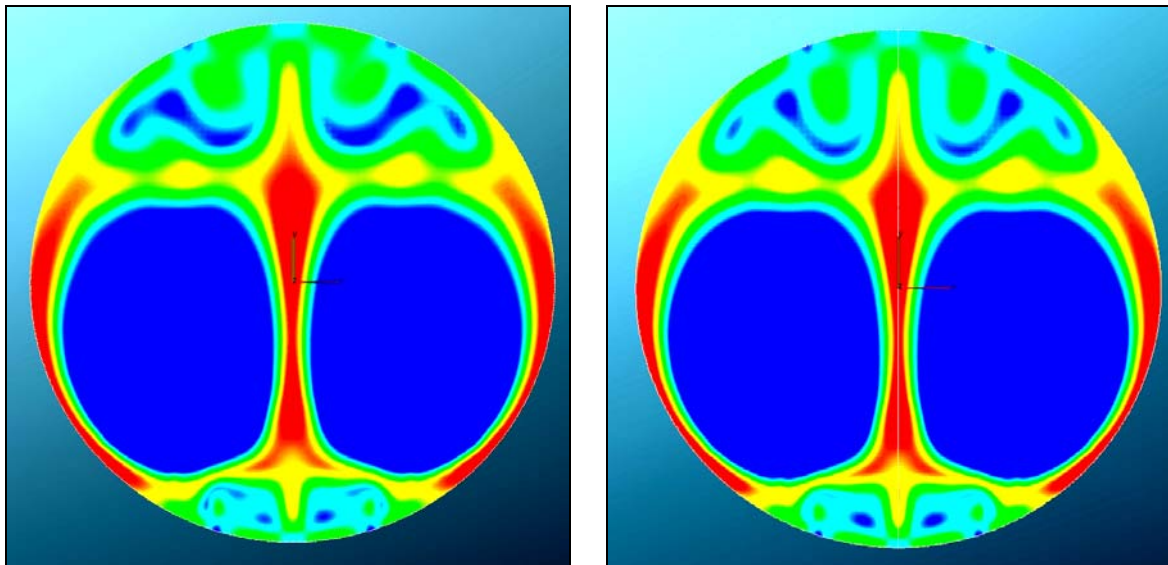


Abbildung 4-14: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsverteilung Vollmodell und Halbmodell

In Abbildung 4-15 sind die Eigenschaften der Kanäle 1 bis 10 gegenübergestellt. Das Vollmodell ist nicht mit einbezogen.

Kanal 1 bietet in der ersten Versuchsreihe das ausgewogenste Verhältnis zwischen Durchfluss und Tumble. Kanal 2 zeigt hohen Tumble bei geringem Durchfluss. Kanal 3 und 4 sind klare Negativbeispiele für eine Kanalgestaltung. Eine schlechte Strömungsführung gepaart mit einer zu hohen Abrisskante bewirkt einen schlechten Durchfluss und wenig Tumble. Besonders bei Kanal 4 ist das ersichtlich, da sich hier der Strömungsabriss durch den großen Kanalwinkel noch deutlicher ausprägt.

Die Kanäle 5 bis 9 geben den Einfluss des großen Radius wieder. Auf den Durchfluss wirkt er positiv und auf den Tumble negativ, wobei sichtbar wird, dass die Kaminhöhe erst bei kleineren Radien wichtiger wird. Bei großen Radien wirkt sie sich sowohl auf den Durchfluss als auch auf den Tumble negativ aus. Bei einem Vergleich von Kanal 6 und Kanal 8 wird das ersichtlich. Dies ist auf die stärkere Strömungsbeeinflussung durch den längeren Ventilschaft zurückzuführen, was den Durchflusskoeffizienten reduziert. Die Strömungsführung parallel zur Ventilachse mit zusätzlichem Wegfall der Abrisskante am Ventilsitzring bewirkt eine klare Reduktion des Tumble.

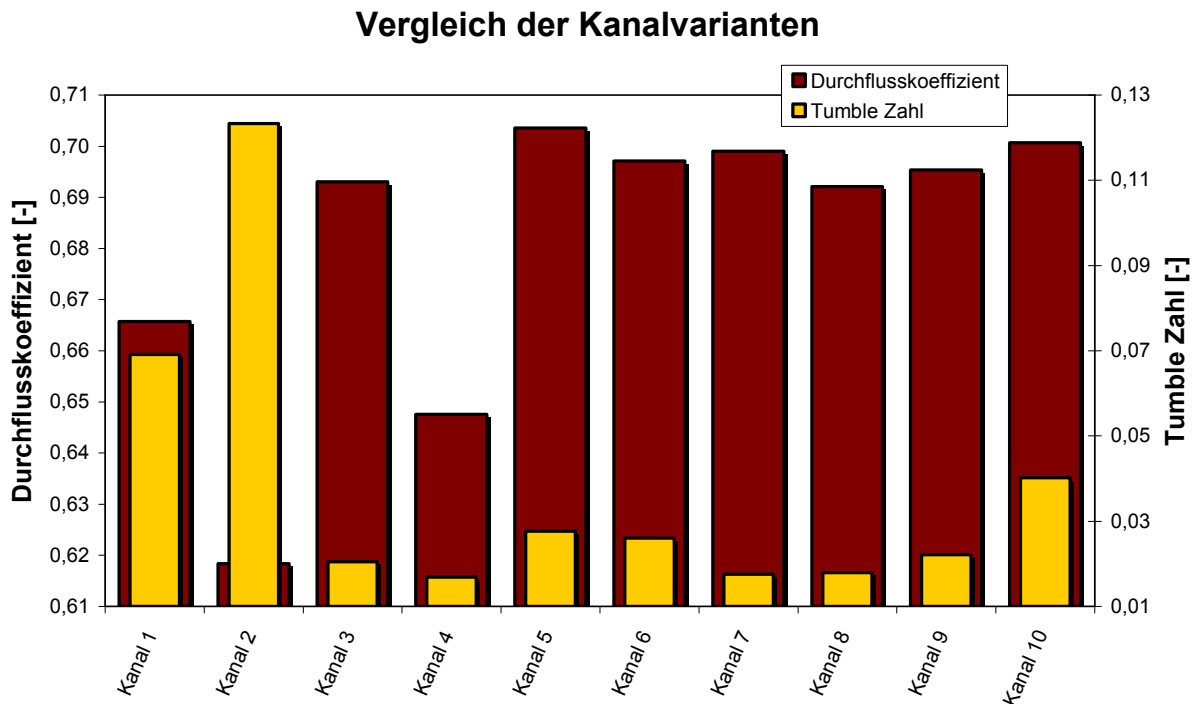


Abbildung 4-15: Vergleich der Kanalvarianten

Bei Kanal 10 ist klar zu sehen, dass bei guter Wahl von Kanalwinkel und Radius die Kaminhöhe ganz weggelassen werden kann und somit beide Ausgabegrößen optimiert werden. Dies bilden auch die Erkenntnisse der Parameteranalyse gut ab. Die Kanalhöhe kann mit positiver Auswirkung auf den Tumble reduziert werden ohne dabei dem Durchfluss zu schaden.

Die Treffsicherheit des Modells, wie sich bei Kanal 10 zeigt, ist nicht ganz zufriedenstellend. Dies ist darauf zurück zu führen, dass es Erfahrung bedarf, das Modell aufzusetzen und die Software zu bedienen. Eine Vertiefung in die Statistik und die Modellerstellung ist für präzisere Modelle sicherlich nötig. Darauf wurde jedoch aus Zeitgründen verzichtet, da es bei diesen Ergebnissen möglich ist, die grundlegenden Einflüsse und Trends zu erkennen. Somit konnten die Ziele dieser Voruntersuchung erreicht werden. Die Methodik der statistischen Versuchsplanung ist für komplexe und schwierig überschaubare Versuchsgebiete ein sehr hilfreiches Werkzeug, um Einblick in die einzelnen Parameter und deren Zusammenhänge zu gewinnen.

Die automatisierte Kopplung und Weiterverarbeitung in Catia und Fire wurde auf Grund der Komplexität des Themas nicht durchgeführt. Um ein relativ einfaches DoE Modell wie dieses umzusetzen, ist die händische Bearbeitung der Strömungssimulation noch möglich. Allerdings muss erwähnt werden, dass alleine für dieses Vorhersagemodell 13 Strömungssimulationen erforderlich waren und man ohne automatisierte Verarbeitung schnell an seine Grenzen stößt.

Die wichtigsten Erkenntnisse, die sich aus dieser Untersuchung ableiten lassen, sind der geringe Einfluss der Kaminhöhe, sowie der Trend vom Kanalwinkel in Richtung steil und vom Kanalradius in Richtung klein zu sehen. Wichtig für die weitere Betrachtung der Kanalkonstruktion ist, dass der Kanal zu Gunsten der Einbauposition des Injektors für die Direkteinspritzung steiler gestellt werden kann, ohne zu stark den Durchflusskoeffizienten und die Tumble Zahl zu reduzieren.

Basierend auf diesen Ergebnissen und den bisherigen Erfahrungen im Bereich der Einlasskanalgestaltung wurde in weiterer Folge ein Konzept mit etwas steilerem Kanalwinkel und kleinerem Radius verfolgt.

5 Kanalauslegung und Bewertung bei stationärer Durchströmung

Diese Untersuchungen dienen zur genaueren Bewertung der Eigenschaften verschiedener Kanalvarianten und zur Verifikation der entworfenen Kanalgeometrie für das gewünschte Motorkonzept.

Aufbauend auf den Ergebnissen der parametrisierten Voruntersuchung wurde ein Vergleich verschiedener bestehender Kanalvarianten mit einer neu entworfenen Variante, dem Hybrid Kanal und dessen Entwicklungsstufen durchgeführt. Hier wurden in stationären Durchströmversuchen wiederum der Durchfluss und die horizontale Ladungsbewegung bewertet. Zusätzlich zur Durchströmung wurde auch die Einbaulage des Injektors für die Direkteinspritzung untersucht.

Bei der Beurteilung der stationären Strömungsuntersuchungen ist es wichtig zu berücksichtigen, dass der Kolben nicht in den Brennraum eingesetzt ist und somit die Strömung durch diesen nicht abgelenkt wird. Weiters werden die Auswirkungen der sich bewegenden Bauteile auf die Strömung, wie z.B. die Resonanzphänomene der Druckschwingungen im Kanal, die durch das Öffnen und Schließen der Ventile entstehen, nicht abgebildet. Dadurch ist lediglich eine grundsätzliche Bewertung der Strömung möglich. Der grundlegende Vorteil liegt hier in der einfachen Umsetzung der Simulation und der Möglichkeit, eine Grundoptimierung des Kanaldesigns durchführen zu können.

5.1 Konstruktion der Kanalgeometrien

Zuerst wurden die Ausgangsgeometrien der Kanäle erarbeitet. Dabei wurden die drei Referenzkanäle, Füllkanal, Drall Kanal und Tumble Kanal auf den bestehenden Brennraum angepasst. Als weiterer Schritt wurde ein neuer Kanalentwurf erarbeitet und in mehreren Schritten weiter entwickelt.

5.1.1 Füllkanal

Der Füllkanal besteht aus einem von BRP entworfenen Kanal mit Auslegung auf Zylinderfüllung und wurde bereits in bestehenden Brennsystemen eingesetzt, wie unter Kapitel 3.1.1 näher beschrieben ist. In dieser Arbeit wurde er auf die bereits bestehenden Entwürfe für den Zielmotor, im speziellen auf die neue Kanallänge, den neuen Ventilsitzring und dessen Position angepasst. In weiterer Folge wurde, wie zuvor in Kapitel 4.2 und 5.1 ein Modell des zu durchströmenden Luftraums erstellt. In Abbildung 5-1 ist der konstruierte Füllkanal dargestellt.

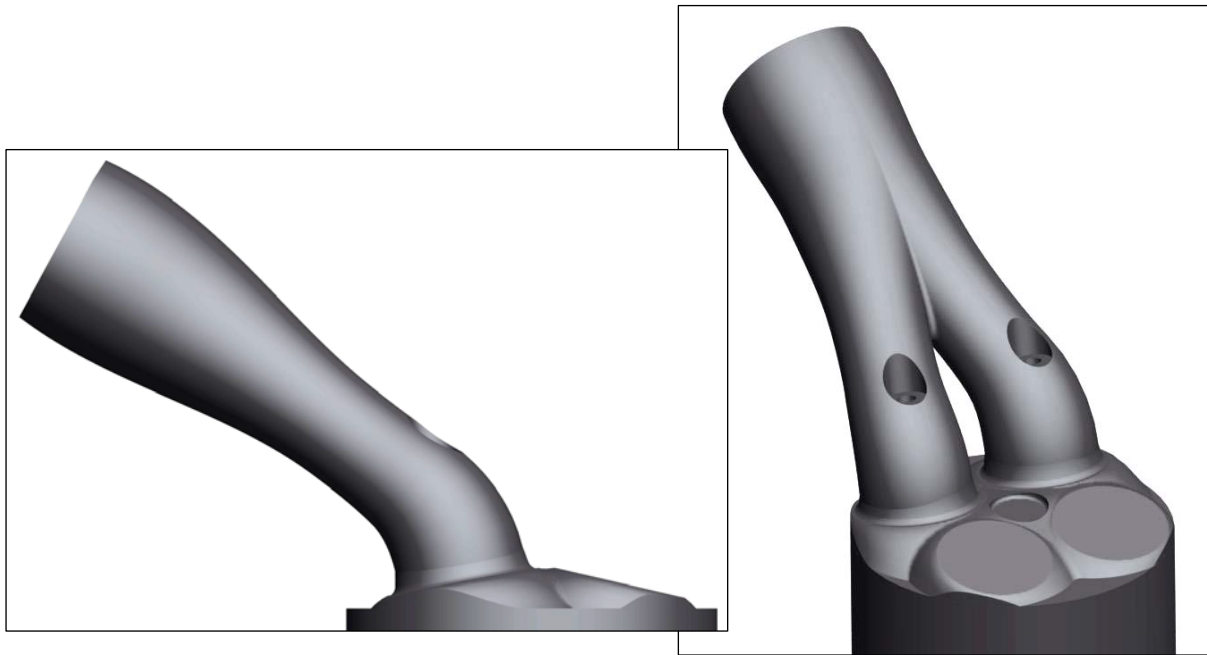


Abbildung 5-1: Konstruktion Füllkanal

5.1.2 Tumble Kanal

Die Geometrie eines am Institut näher untersuchten Konzeptes für hohe Tumble Ladungsbewegung, siehe Kapitel 3.1.3 wurde wiederum auf das bestehende Brennraummodell aufgesetzt und angepasst. In Abbildung 5-2 ist der konstruierte Tumble Kanal dargestellt.

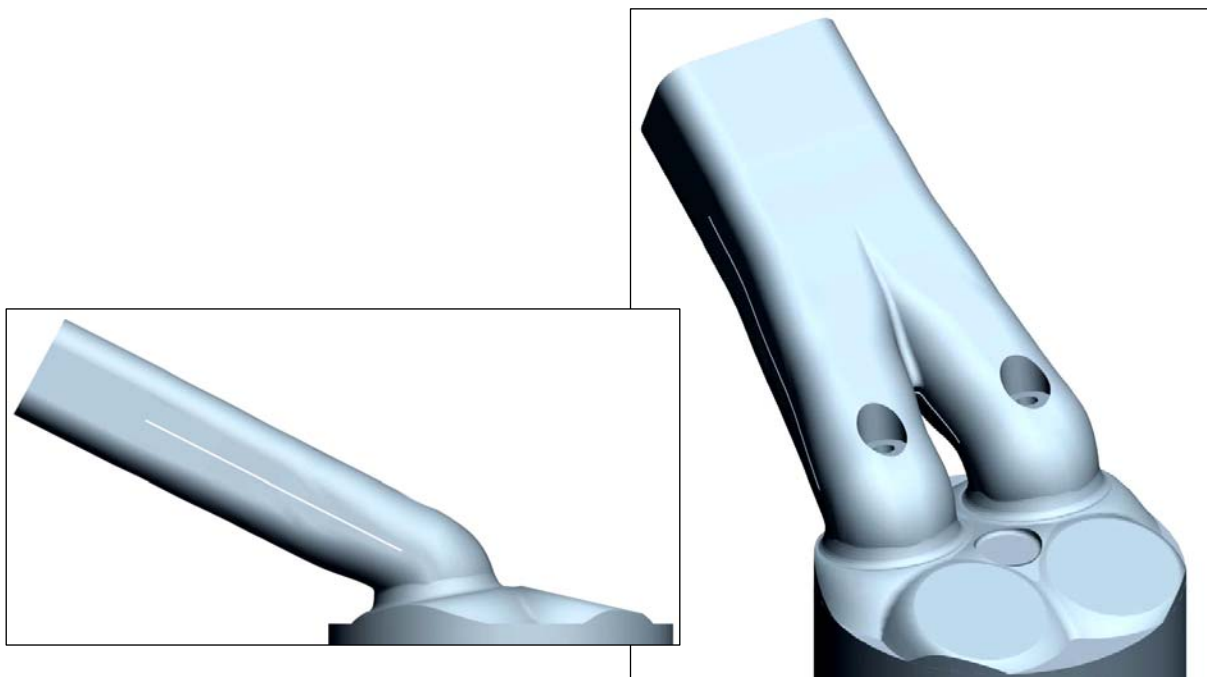


Abbildung 5-2: Konstruktion Tumble Kanal

5.1.3 Drall Kanal

Der Kanal eines bestehenden Zylinderkopfes für hohe Drall Ladungsbewegung, siehe Kapitel 3.1.2 wurde mit Silikon abgegossen und daraus nachgebildet. In Abbildung 5-3 ist der konstruierte Drall Kanal dargestellt.

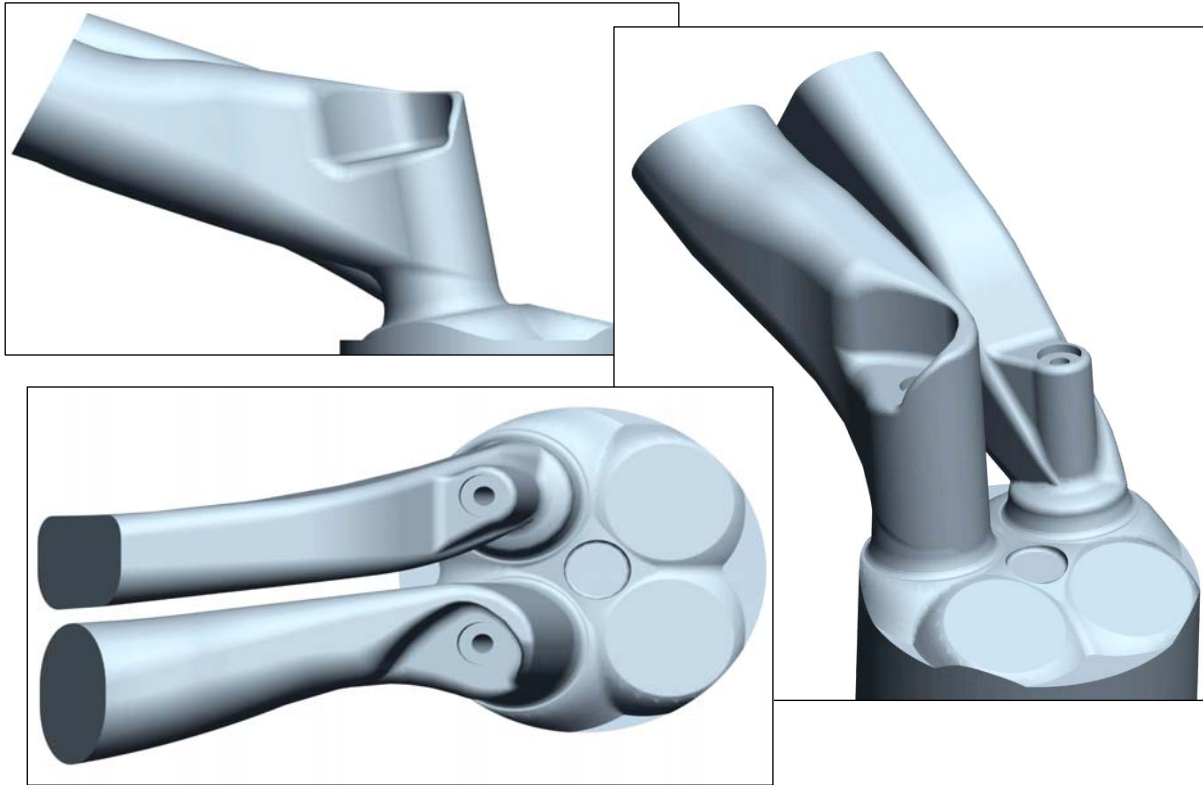


Abbildung 5-3: Konstruktion Drall Kanal

5.1.4 Hybrid Kanal

Schließlich wurde für das gewünschte Motorkonzept nach den Ergebnissen der Voruntersuchung ein eigener Kanal entworfen, der sich von seinen Eigenschaften zwischen der Füll- und der Tumble Variante befindet, daher auch die Bezeichnung Hybrid Kanal. In Abbildung 5-4 ist der konstruierte Hybrid Kanal dargestellt.

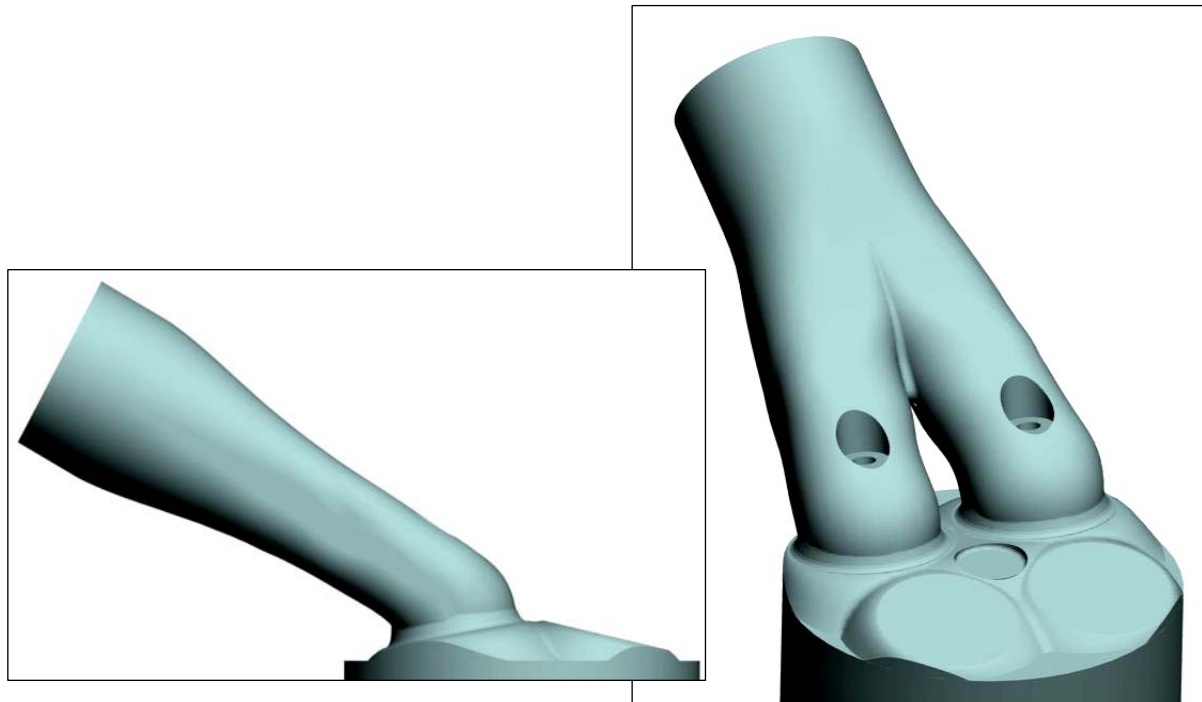


Abbildung 5-4: Konstruktion Hybrid Kanal

Der Einströmbereich wurde aus dem Füllkanal übernommen und an den Ventilbereich des Hight Tumble Kanals angesetzt. Für den Kanalwinkel wurde ein Wert zwischen der Füll - und der Tumble Variante gewählt.

Während der Kanalkonstruktion ist unter anderem der Querschnittsverlauf ein wichtiger Punkt. In Abbildung 5-5 sind die Querschnittsverläufe der einzelnen Kanalvarianten dargestellt, beginnend beim Eintrittsflansch bei 122,5mm hin zum Ventilsitz bei 0mm. Wichtig für gute Durchflusswerte ist ein düsenförmiger Querschnittsverlauf, der vor allem bei Saugmotoren von Bedeutung ist, wie die gelbe Linie zeigt. Bei ca. 25mm ist die Einschnürung durch die Ventilführung gut zu erkennen. Weiters ist ein gleichmäßiger Verlauf mit nicht zu großen Sprüngen zielführend. Aufgeladene Motoren sind unempfindlicher gegenüber kleineren Störungen im Kanalverlauf, wodurch für den Konstrukteur mehr Freiheitsgrade für die Luftführung entstehen. Es sollte zwar grundsätzlich ein gleichmäßiger Verlauf erzielt und gröbere Störstellen vermieden werden, es bestehen jedoch umfangreichere Möglichkeiten für Anpassungen an die umgebenden Komponenten, wie den Ansaugflansch, den Injektor oder die Ventilführung. Eine Ausnahme bildet der Drall Kanal, der durch die speziellen Anforderungen des Dieselverfahrens eine ganz eigene Charakteristik aufweist.

Querschnittsverläufe der Kanäle

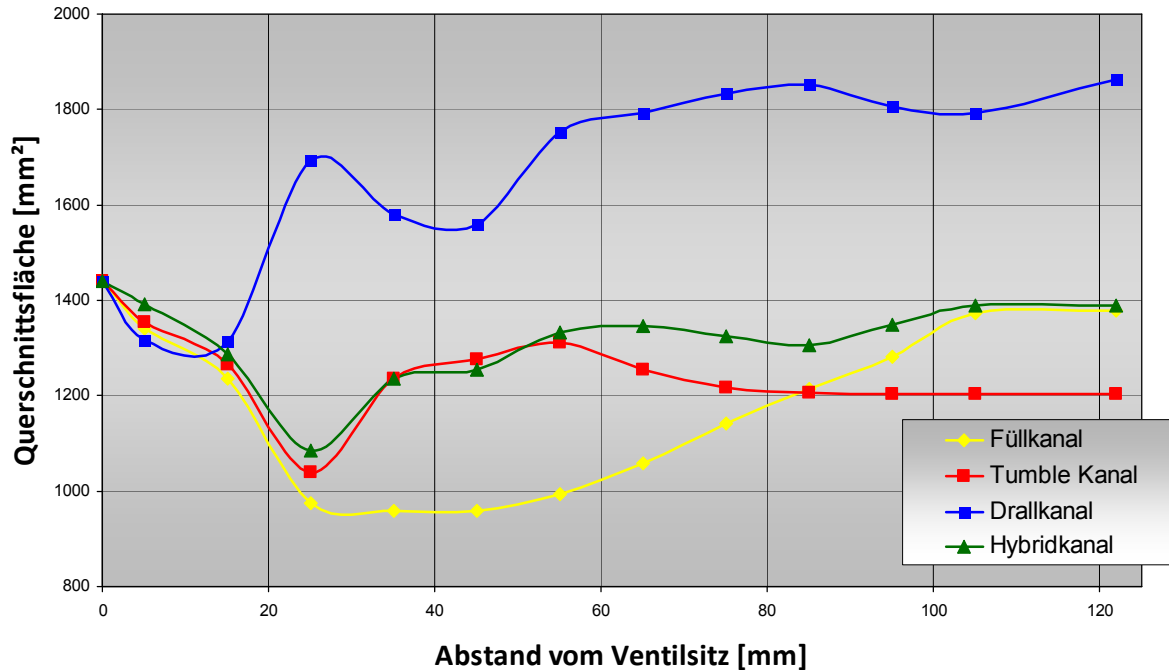


Abbildung 5-5: Querschnittsverläufe der Kanäle

In Tabelle 5-1 sind die Winkel der einzelnen Kanalvarianten und die dazugehörige Injektoreinbaulage eingetragen. Die Aspekte der Injektoreinbaulage werden im Kapitel 5.2 genauer behandelt.

Tabelle 5-1: Winkel der Kanalvarianten

	Kanalwinkel	Injektorwinkel
Füllkanal	57°	29°
Tumble Kanal	63°	20°
Drall Kanal	-	18,5°
Hybrid Kanal	60°	20°

5.2 Geometrische Untersuchung der Injektoreinbaulage

Beim Entwurf von Einlasskanälen wird vom Konstrukteur auch gefordert, die umgebenden Motorkomponenten im Auge zu behalten. Diese Komponenten haben zum Teil beschränkte Einbaulagen, Formvorgaben, usw. und führen zu notwendigen Anpassungen des Einlasskanals an diese Randbedingungen.

Der Hybrid Kanal wurde auf folgende geometrische Randbedingungen hin überprüft:

Wandstärke zu Luft- und Wasserraum

Die Wandstärke ist mit 5mm zum Wasserraum und 3mm zum Luftraum limitiert. In dieser Konstruktion gibt dies den Minimalabstand des Injektors zum Kanal vor.

Injektorposition

Bei der Wahl der Injektorposition ist zu beachten, dass das gewünschte Strahlbild leichter umzusetzen ist, wenn die Winkelabweichungen der Mittelachse der Düsenlöcher von der Injektormittelachse nicht zu groß ist. Größere Winkelabweichungen führen zu einem unregelmäßig ausgebildeten Strömungsfeld in der Düsen spitze und somit zu einer ungleichen Verteilung des Kraftstoffes. Weiters ist auf eine gute Spülung der Mulde im Brennraum, in der der Injektor sitzt, zu achten, um Verkokungen zu vermeiden. Demzufolge ist es besser, einen größeren Injektoreinbauwinkel zu gewährleisten und die Eintrittsposition in den Brennraum möglichst in Richtung Zylinderachse zu verschieben.

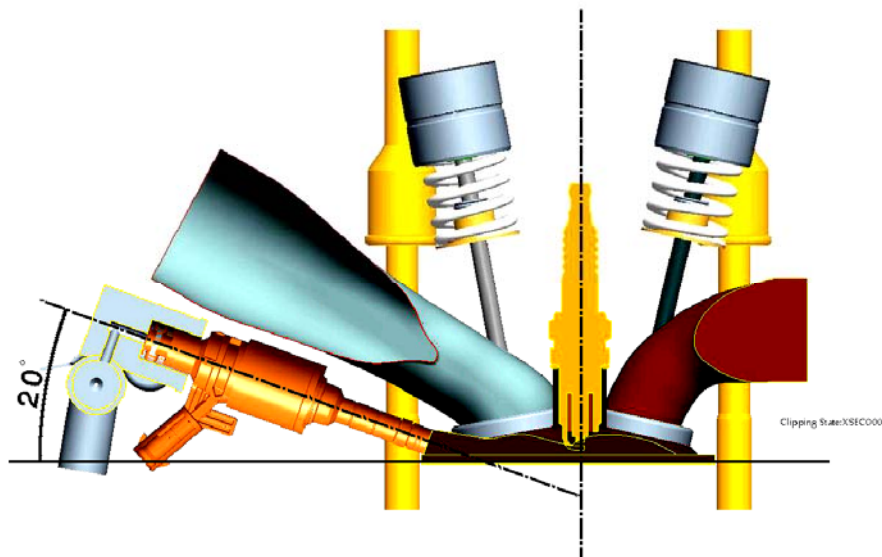


Abbildung 5-6: Injektorposition Hybrid Kanal

In Abbildung 5-6 ist die Injektoreinbaulage des neu entworfenen Hybrid Kanals zu sehen.

Kraftstoffrailposition

Auch ist darauf zu achten, dass das Kraftstoffrail platzierbar ist. In Abbildung 5-6 ist es links, auf den Injektor aufgesteckt, dargestellt.

Platzierung des Ansaugflansches

Die Form des Einlasses beeinflusst die Anbringung des Ansaugflansches und des Kraftstoffrails. Es muss ausreichend Platz vorhanden sein, um diese beiden Komponenten nebeneinander unterbringen zu können.

5.3 Optimierung des Hybrid Kanals

Nach den ersten Ergebnissen der stationären Strömungssimulation wurde die Hybrid Variante weiter überarbeitet. Die Geometrie wurde für eine bessere Positionierung des Injektors optimiert, wobei die bereits positiven Eigenschaften der Hybrid Variante 1 nicht verloren gehen sollten. Die runde Einlassform wurde auf eine ovalere abgeändert und mit einer Ausnehmung an der Kanalunterseite mehr Platz für den Injektor geschaffen. Zusätzlich wurde der Querschnittsverlauf etwas geglättet. Weiters sollte der Kanalwinkel beibehalten werden und gleichzeitig genügend Platz für den Luftflansch und das Kraftstoffrail durch leichtes Anheben des Kanalverlaufs im hinteren Teil geschaffen werden.

Die Ausnehmung an der Unterseite wurde möglichst flach ausgeführt, um keine Störstellen zu verursachen und die Strömung nur geringfügig zu beeinflussen.

In Abbildung 5-7 ist der Injektor in seiner Einbauposition dargestellt. Der Injektorwinkel konnte von 20° auf 25° angehoben werden, wie in Abbildung 5-8 zu sehen ist.

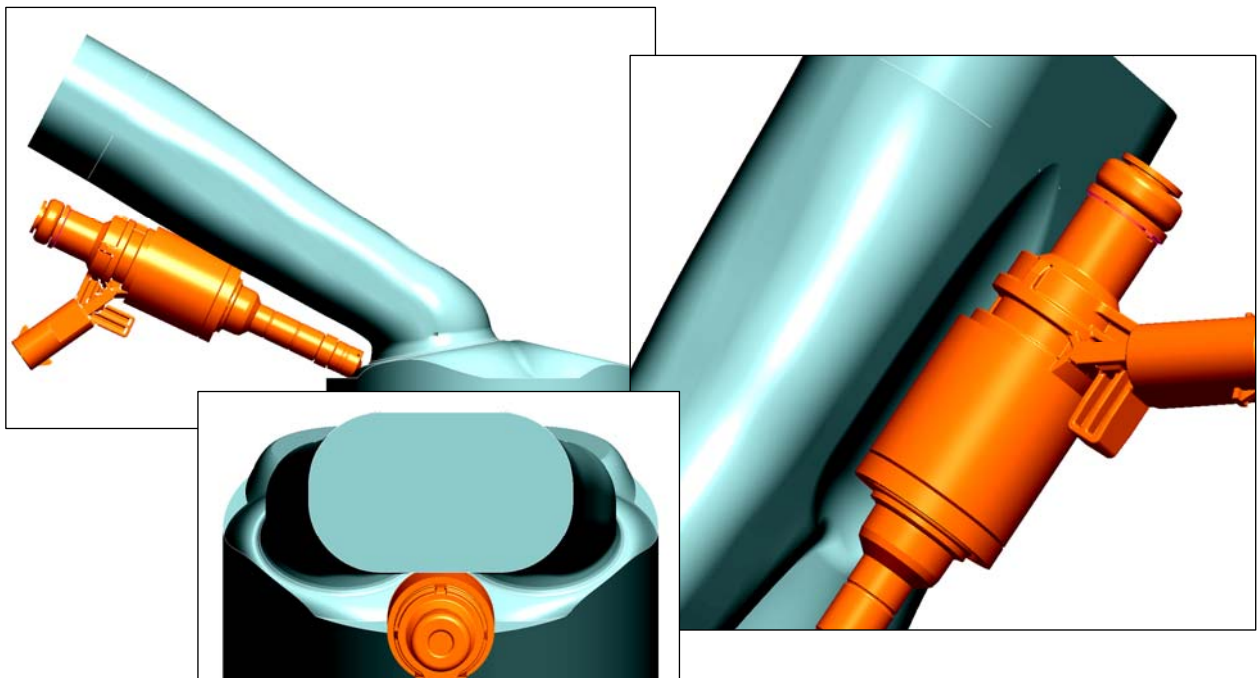


Abbildung 5-7 Kanalkonstruktion Hybrid Variante 4

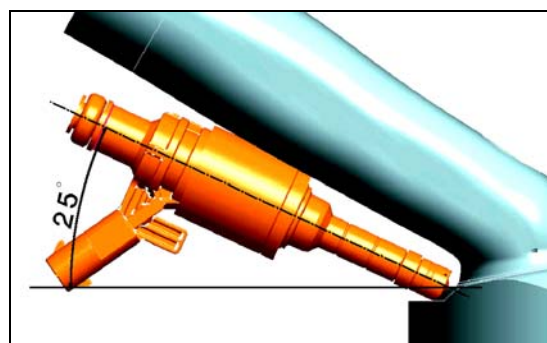


Abbildung 5-8: Injektorwinkel Hybrid Variante 4

5.4 Strömungssimulation

Nun konnte mit dem Erarbeiten der 3D - CFD Simulation begonnen werden. Nach der Vorbereitung der Oberflächengeometrie und dem Erstellen des Volumennetzes wurden die Modelle, wie bereits erwähnt, stationär durchströmt. Weiters wurde für jedes Kanalmodell die Ventilöffnungen 1,3,5,7 und 9mm simuliert, um das Verhalten der untersuchten Größen bei verschiedenen Ventilpositionen zu erhalten.

5.4.1 Beschreibung des Simulationsmodells

Die Erstellung des Berechnungsnetzes wurde bereits in Kapitel 4.3 ausführlich erklärt. Da aus der Parameteruntersuchung die Erfahrung gewonnen wurde, dass bei stationärer Durchströmung die Zellanzahl durchaus etwas größer sein kann, wurde hier mit einem Vollmodell gearbeitet. Weiters ist ein Vollmodell nötig, um eine Drallströmung darzustellen.

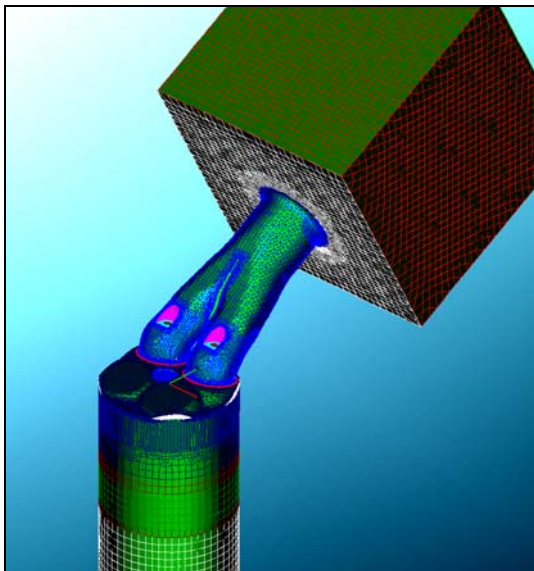


Abbildung 5-9: Volumennetz Hybridkanal

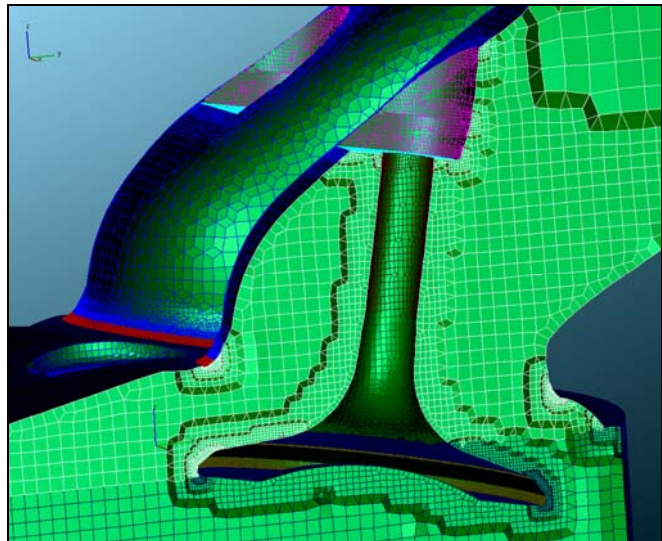


Abbildung 5-10: Netzverfeinerung im Ventilbereich

In Abbildung 5-9 ist das entworfene Volumennetz dargestellt. Im Gegensatz zu der Voruntersuchung der Parameter wurde hier auch die Ventilfehrung mit modelliert. Weiters wurde der Bereich der Kanalaufteilung mit einem Verfeinerungsbereich versehen, um die Turbulenz an der Aufteilungskante ausreichend abbilden zu können. Alle weiteren Verfeinerungen wurden wie schon in der Voruntersuchung vorgenommen. In Abbildung 5-10 lässt sich die Verfeinerungen im Ventilbereich gut erkennen. Die Ventilöffnung bei dieser Darstellung beträgt 9mm.

Für die Einlassrandbedingung wurde ein Totaldruck von 1 bar und für die Auslassrandbedingung ein statischer Druck von 0,98 bar aufgebracht. Damit ergibt sich als treibendes Potenzial für die Strömung ein Druckunterschied von 20 mbar zwischen Einlass und Auslass. Dies führt zu einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von ca. 80m/s im Kanal.

Für eine ausreichende Stabilisierung der stationären Strömung wurden 3000 Iterationen gerechnet. Dadurch wurde sichergestellt, dass alle Einschwingvorgänge abklingen, was durchschnittlich ab Iteration 1500 gegeben war. Die weiteren 1500 Iterationen wurden benötigt, um die mehr oder weniger starken, stationären Schwingungen für die 2D Ergebnisse durch Mittelwertbildung zusammenfassen zu können.

5.5 Auswertung und Vergleich

Während der Durchführung der ersten Versuche mit Füll- und Tumble Kanal wurde klar, dass die Simulation des Drallkanals für die gegebenen Fragestellungen von geringerer Bedeutung ist und wurde daher im Weiteren nicht mehr berücksichtigt.

Die einzelnen Kanäle wurden bei den jeweiligen Ventilhüben durchströmt und auf den Durchflusskoeffizienten $\mu\sigma$ und den Tumble Drehimpuls – „Angular Momentum“ ausgewertet. Die Bewertung von Tumble und Drall wurde gleich wie in Kapitel 4 vorgenommen. Zur Kontrolle wurde der Verlauf der Ergebnisse vom Durchflusskoeffizienten des Füllkanals mit bekannten Ergebnissen von Strömungsprüfstandsuntersuchungen abgeglichen.

5.5.1 3D Ergebnisse

Im Folgenden werden die dreidimensionalen Ergebnisse der Simulationen gegenübergestellt und analysiert. Ein anschauliches Kriterium stellt dabei die Geschwindigkeitsverteilung dar. Es werden dabei Schnitte in verschiedenen Positionen betrachtet, um die Ladungsbewegung zu beurteilen.

Zuerst werden Schnitte parallel zur Zylinderachse betrachtet. Der Schnitt durch die Ventilebene wurde etwas um die Vertikalachse in Richtung Kanal verdreht, um den Kanalquerschnitt besser abzubilden. Der Schnitt durch die Zylinderachse ist genau in der Symmetrieebene gesetzt. Als Ergänzung für eine bessere Übersicht sind Oberflächendarstellungen beigelegt.

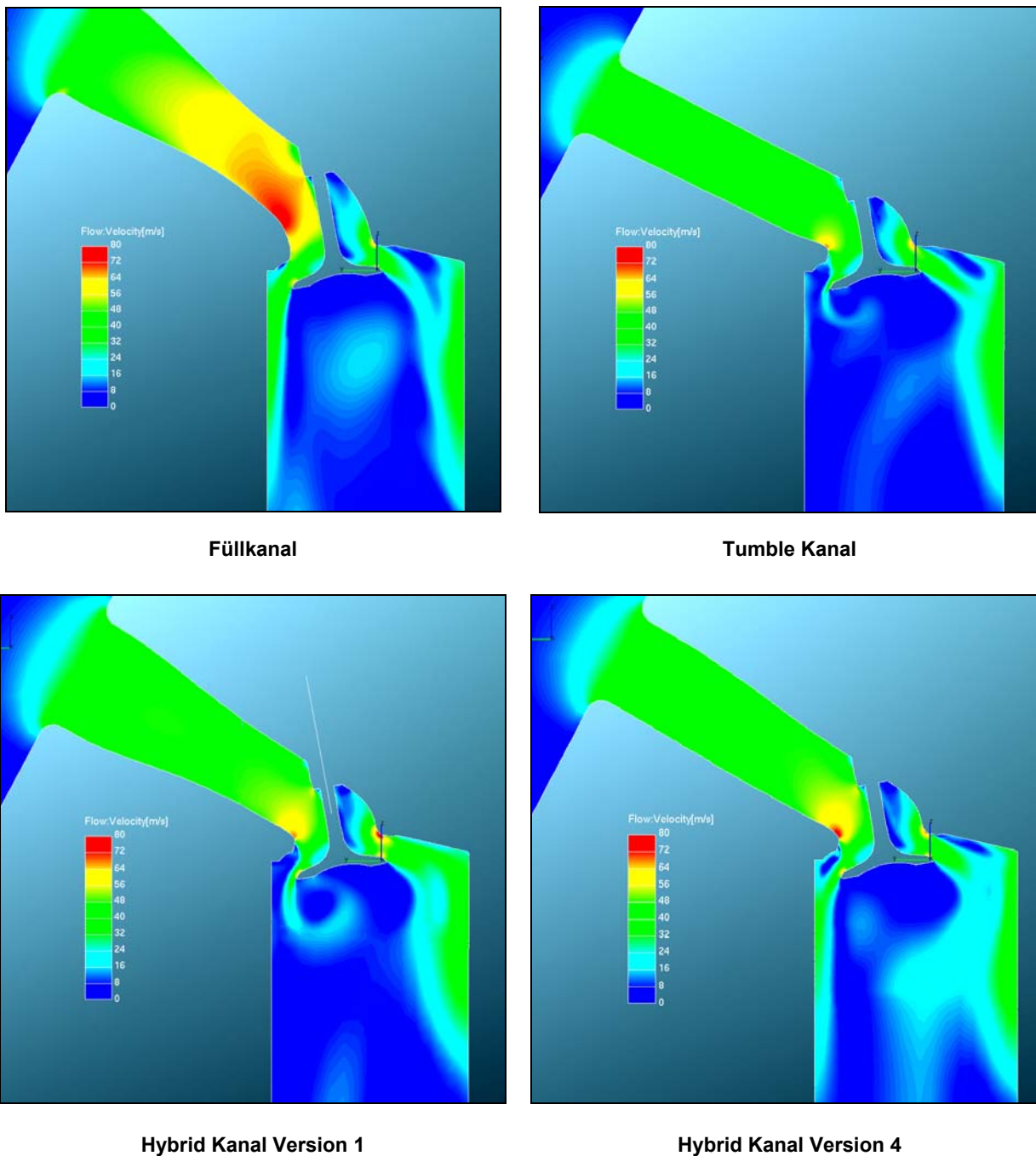


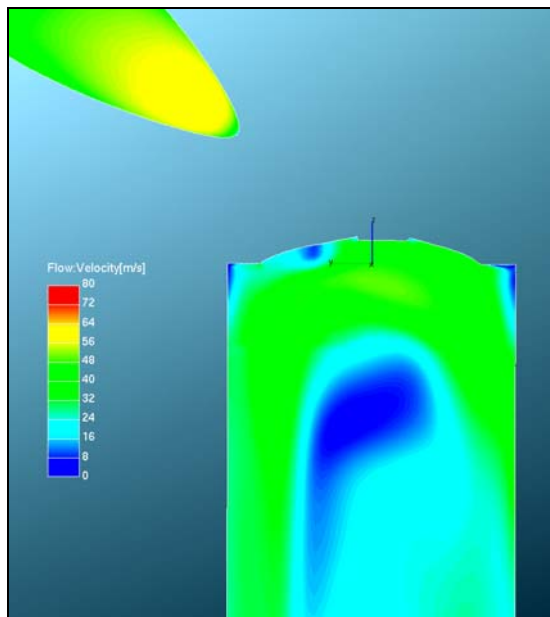
Abbildung 5-11: Geschwindigkeitsverteilung - Schnitt durch die Ventilachse bei 9mm Ventilhub

In Abbildung 5-11 ist gut zu erkennen wie sich die Strömung im Kanal und über den Ventilteller verhält. Der Füllkanal zeigt eine ausgewogene Strömung sowohl über die vordere (der Zylinderachse nähere) als auch über die hintere (der Zylinderachse fernere) Kante. Die Kanaleinschnürung sowie die Strömungsablenkung aufgrund der Ventilfehrung sind stark ausgeprägt, wie die Geschwindigkeit in diesem Bereich zeigt. Dadurch wird der Vorteil einer gut positionierten Ventilfehrung gut sichtbar. Die Position der Ventilfehrung in der

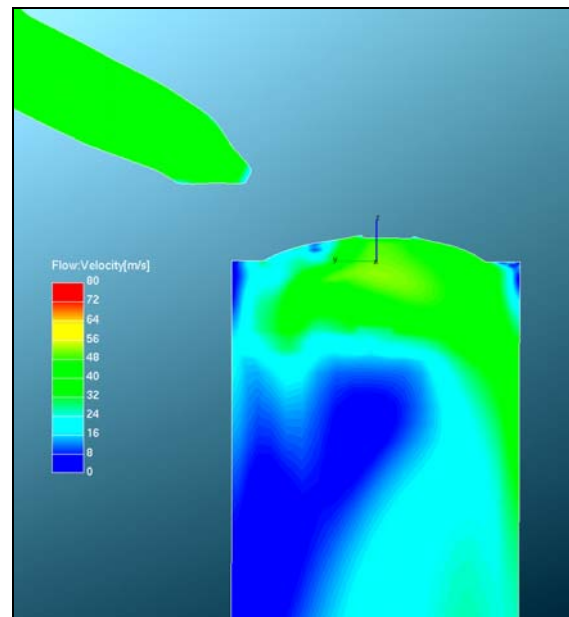
Durchströmungsuntersuchung wurde entsprechend der eines realen BRP Zylinderkopfes (Motor 804) gewählt. Die Strömungsablenkung durch die Ventilfehrung an der Hinterkante prägt sich hier stark aus. Weiters wird der störende Einfluss des Ventilschafts deutlich, wie an der blauen Zone mit niedriger Geschwindigkeit hinter dem Schaft ersichtlich wird. Kanäle mit einem kleinen Radius und einem großen Kanalwinkel haben deutliche Vorteile in der Länge des Ventilschafts und somit geringere Störungen.

Beim Tumble Kanal ist die Strömung über die Vorderkante des Ventiltellers stark ausgeprägt. Dies wird durch den großen Kanalwinkel, aber vor allem durch den kleinen Kanalradius erzeugt. Im Gegensatz zum Füllkanal kann hier die Strömung der Kontur an der Kanalhinterseite aufgrund der markanten Richtungsänderung nicht folgen und es entsteht somit ein klarer Strömungsabriss. Der Fluss über die Ventiltellervorderkante wird anschließend von der Zylinderwand abgelenkt, wodurch sich die gewünschte horizontale Ladungsbewegung ausbildet.

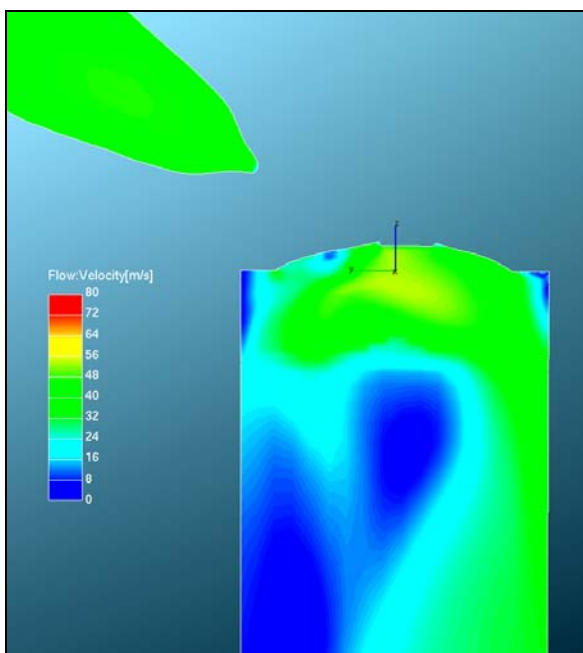
Beim Hybrid Konzept ist es gelungen, eine starke Tumble Bewegung mit einem guten Füllgrad zu kombinieren. Sowohl im Schnitt in der Ventilebene als auch in der Zylindersymmetrie ist gut zu erkennen, dass sich die Strömung vor allem an der Vorderkante des Ventiltellers ausbildet, wobei sich aber auch ein kleiner Anteil über die Hinterkante bewegt. Der Unterschied zum Tumble Kanal zeigt sich darin, dass sich die Strömung insgesamt massiver ausbilden kann und der gesamte Massenfluss dadurch größer ausfällt, dies spiegelt sich in den deutlich besseren Durchflusswerten gegenüber dem Tumble Kanal wider, wie in Abbildung 5-15 zu sehen ist. Im Schnitt durch die Zylindersymmetrie in Abbildung 5-12 ist gut zu erkennen, dass sich gegenüber dem Tumble Kanal der grüne Bereich des Geschwindigkeitsfeldes im unteren Teil des Zylinders fülliger ausprägt. Dies ergibt die bessere Zylinderfüllung.



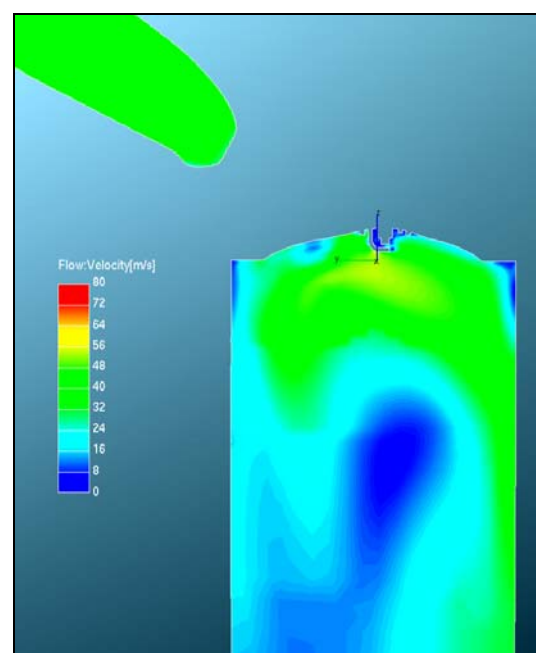
Füllkanal



Tumble Kanal

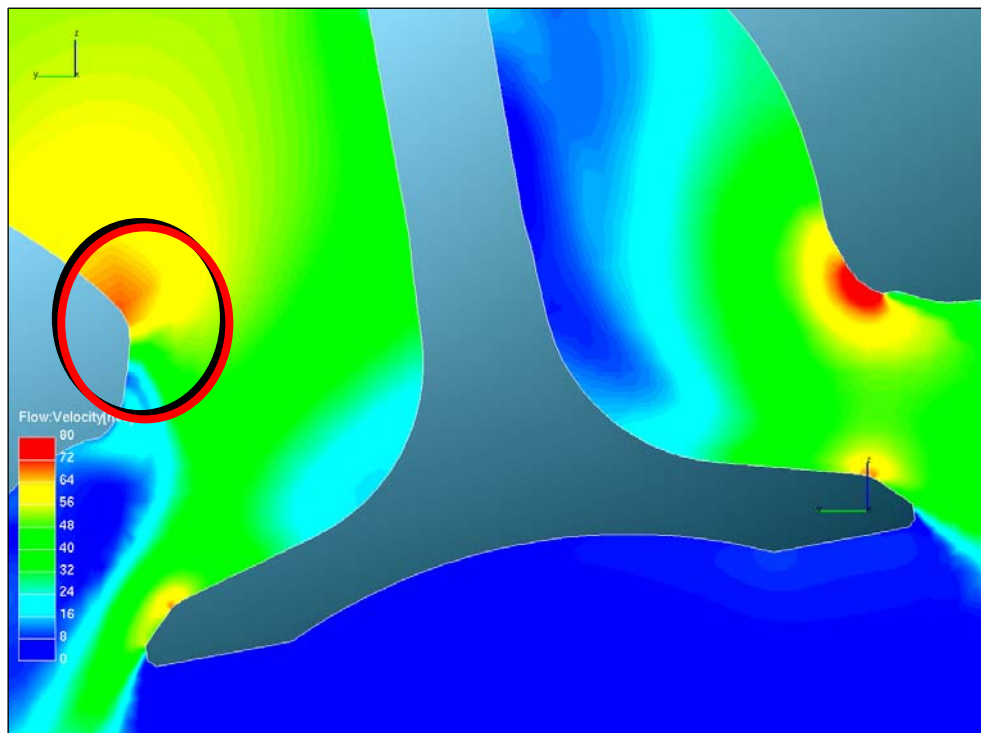


Hybrid Kanal Version 1

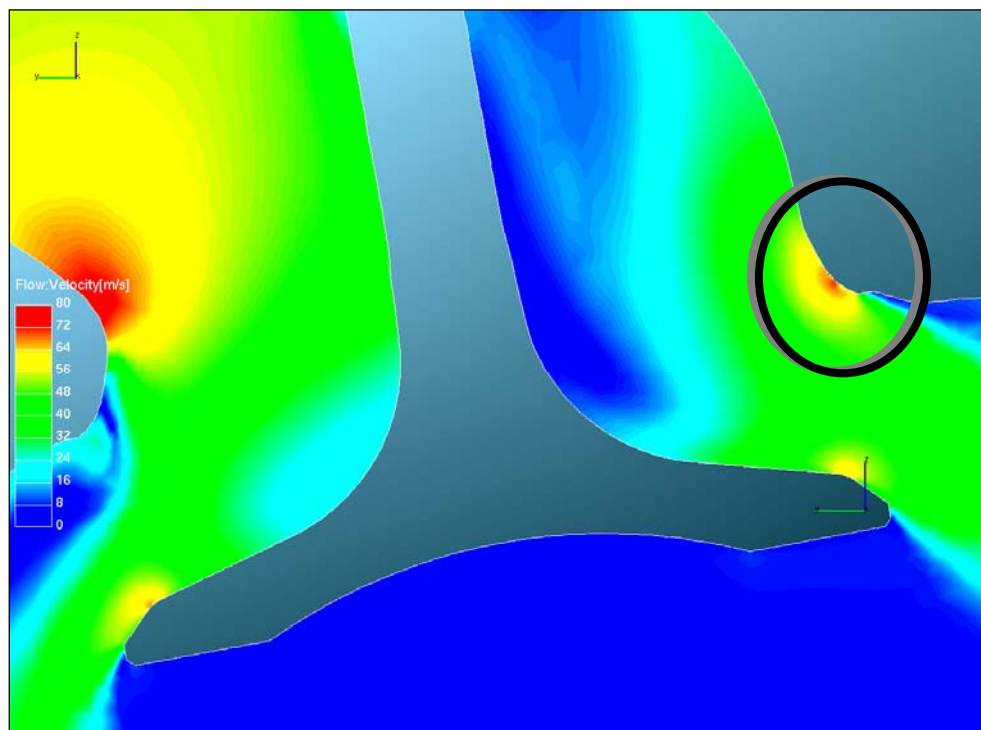


Hybrid Kanal Version 4

Abbildung 5-12: Geschwindigkeitsverteilung - Schnitt durch die Zylinderachse



Hybrid Kanal Version 1



Hybrid Kanal Version 4

Abbildung 5-13: Nahaufnahme Ventil - Vergleich Hybrid Version 1 und 4

Für die Version 4 wurde nur noch der Ventilhub 9mm gerechnet, da lediglich kleine Änderungen im Design vorgenommen wurden. Wie bei der Auswertung der 2D Ergebnisse in Abbildung 5-16 zu sehen ist, bleibt der Durchfluss der Versionen 3 und 4 knapp unter dem der Version 1. Doch in Abbildung 5-18 ist ersichtlich, dass der Tumble der späteren Varianten deutlich hinter dem der Variante 1 bleibt. Da dies jedoch als vorrangiges Ziel für eine aufgeladene Motorvariante definiert ist, wurde intensiv nach den Ursachen gesucht. Eine kleine Abänderung des Übergangsradius des Kanals auf den Ventilsitzring wurde dabei genauer betrachtet, da offensichtlich dessen Änderung starken Einfluss auf die Strömung hat. In Abbildung 5-13 ist dieser Bereich mit einem roten Kreis markiert. An den roten Bereichen mit hoher Geschwindigkeit ist gut zu erkennen, dass sich die Strömung von der vorderen auf die hintere Ventilsitzseite verlagert. Der Durchmesser des grünen Strahls mittelgroßer Geschwindigkeit am hinteren Ventiltellerrand ist bei Version 4 deutlich breiter, was auf eine leicht füllende Eigenschaft hindeutet. Der vordere Bereich der Abrisskante am Ventilsitzring, der in Version 4 schwarz markiert ist zeigt einen deutlich kleineren Bereich hoher Geschwindigkeit, als in Version 1. Auch der stromabwärts folgende Bereich am Brennraumdach zeigt einen klaren Strömungsschatten in Blau. Beides lässt auf einen geringeren Massendurchsatz schließen, was negativ auf den Durchfluss aber vor allem auf den Tumble wirkt. Dieser Trend spiegelt sich auch in den vorhergehenden Schnittbildern wider.

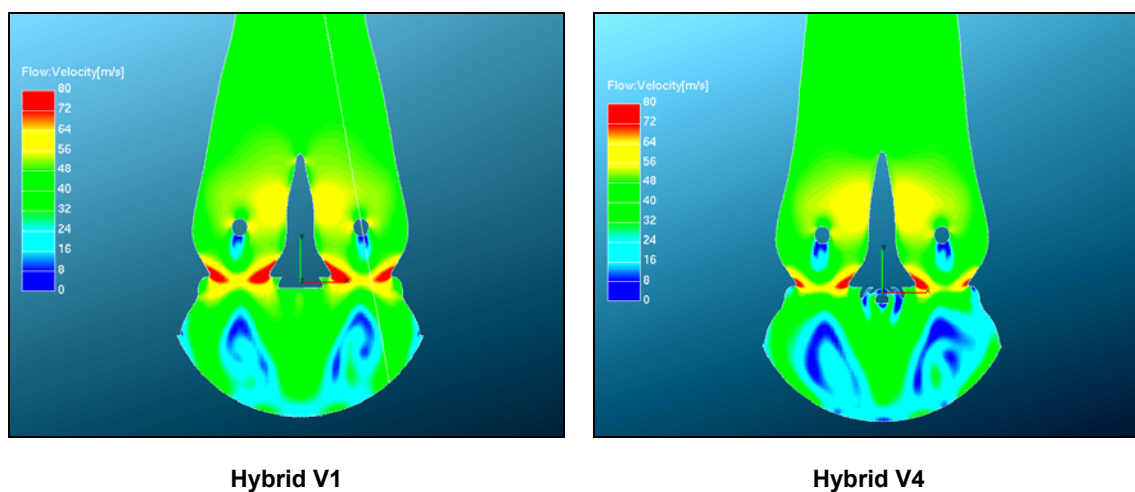


Abbildung 5-14: Geschwindigkeitsverteilung - waagrechter Schnitt durch die Kanalmitte

In Abbildung 5-14 ist die Geschwindigkeitserhöhung an der Vorderkante des Ventilsitzrings an den roten Zonen gut zu erkennen. Weiters ist die Ausfüllung des Brennraumdachs bei Variante 1 deutlich stärker ausgeprägt.

Offensichtlich wird in Variante 1 insgesamt mehr Luftmasse durchgesetzt und zusätzlich die Strömung optimal für den Tumble gelenkt. Im Vergleich zum Füllkanal führt dies zu einem nahezu gleichem Durchfluss aber zu signifikant höheren Tumble Werten. Die Ursache dafür ist darin zu finden, dass bei der Konstruktion von Variante 4 durch die Glättung des Querschnittsverlaufs die Kanalhinterkante ungewollt etwas runder ausgeführt wurde als bei

Variante 1. Dadurch wird ein deutlich geringerer Strömungsabriss erzielt und die Strömung kann der Hinterkante besser folgen, was bei diesem Kanalwinkel zu höheren Verlusten führt.

Die Oberflächendarstellungen geben einen Überblick über die Strömungsverteilung und spiegeln die in den Schnittdarstellungen besprochenen Trends wider. Diese sind im Anhang beigefügt.

5.5.2 2D Ergebnisse

Hier werden die zweidimensionalen Ergebnisse in Form von Diagrammen aufbereitet und gegenübergestellt. Wie zuvor schon besprochen, zeichnen sich auch hier die positiven Eigenschaften der Hybrid Kanal Version 1 ab.

Gegenüberstellung Durchflusskoeffizient $\mu\sigma$ über Ventilhub für verschiedene Kanalgeometrievarianten

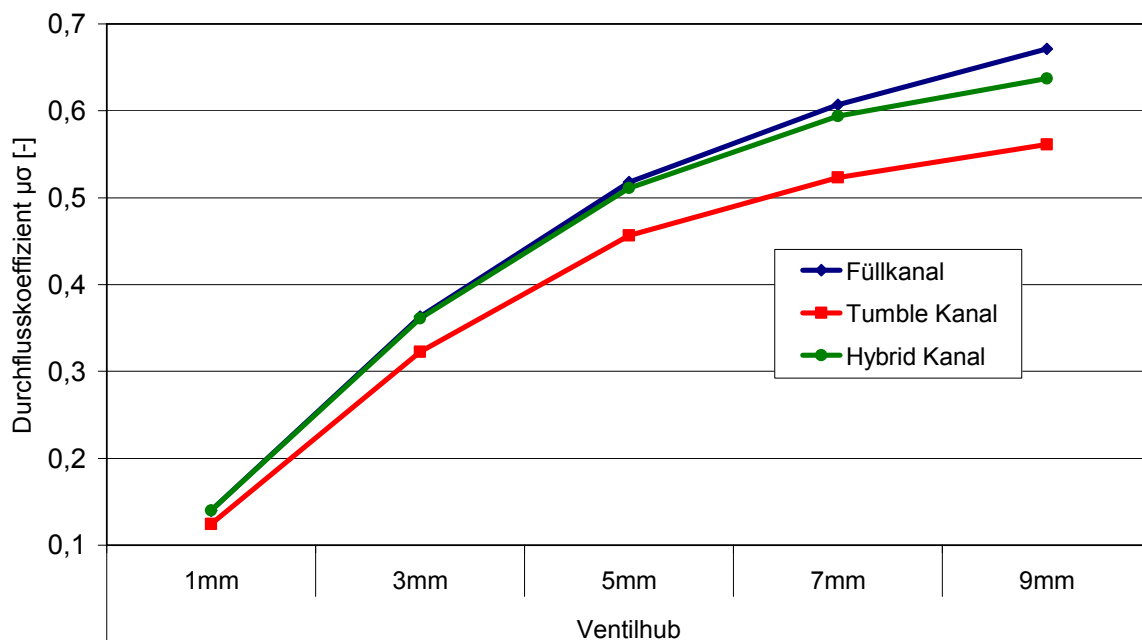


Abbildung 5-15: Vergleich Durchfluss der Kanalvarianten

Die 2D Ergebnisse geben den Trend der Schnittbilder wieder. Es sind die Ergebnisse der Strömungssimulation, Durchflusskoeffizient in Abbildung 5-15 und Tumble Drehimpuls in Abbildung 5-17 über den Ventilhub aufgetragen. Die Werte des Tumble Drehimpulses der Hybrid Version 1 liegen dabei sogar knapp über jenen des Tumble Kanals. Die Durchflusswerte über den Ventilhub weichen aber auch nicht allzu sehr vom Füllkanal ab. Gut zu erkennen ist, wie sich beim Füllkanal ab einem gewissen Geschwindigkeitsniveau eine ausgeprägte Ventiltellerumströmung einstellt. Dadurch wird der Tumble Drehimpuls auf etwa gleichbleibendem Niveau gehalten.

Gegenüberstellung Durchflusskoeffizient $\mu\sigma$ über Ventilhub für verschiedene Hybridvarianten

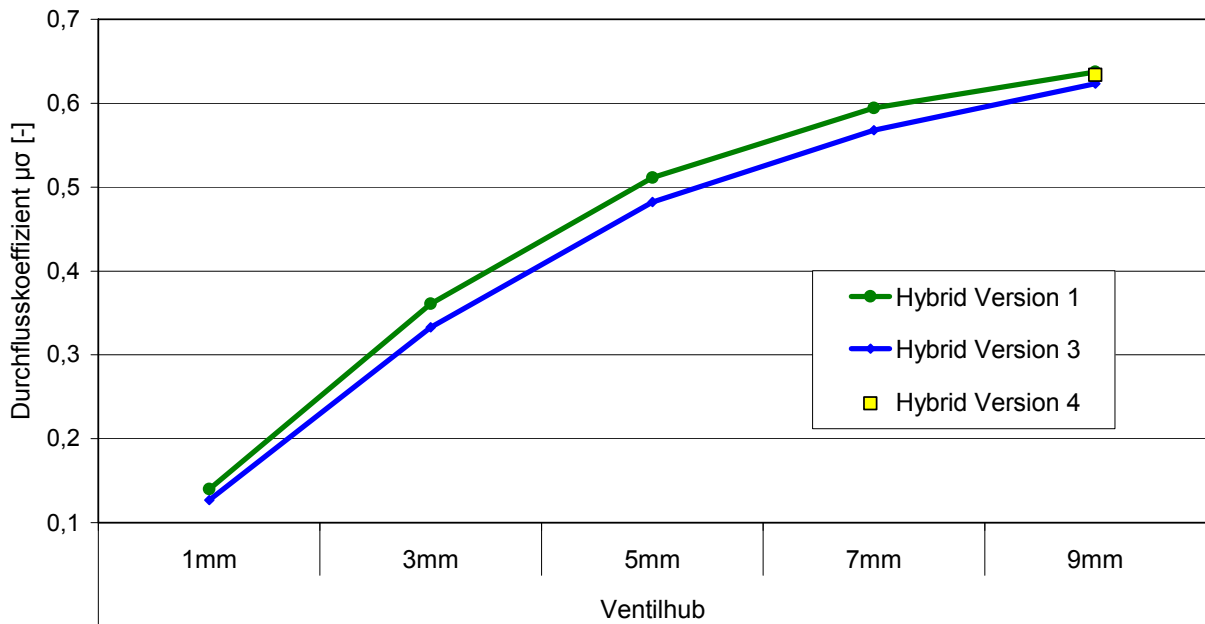


Abbildung 5-16: Vergleich Durchfluss der Hybridvarianten

Gegenüberstellung Tumble Angular Momentum über Ventilhub für verschiedene Kanäle

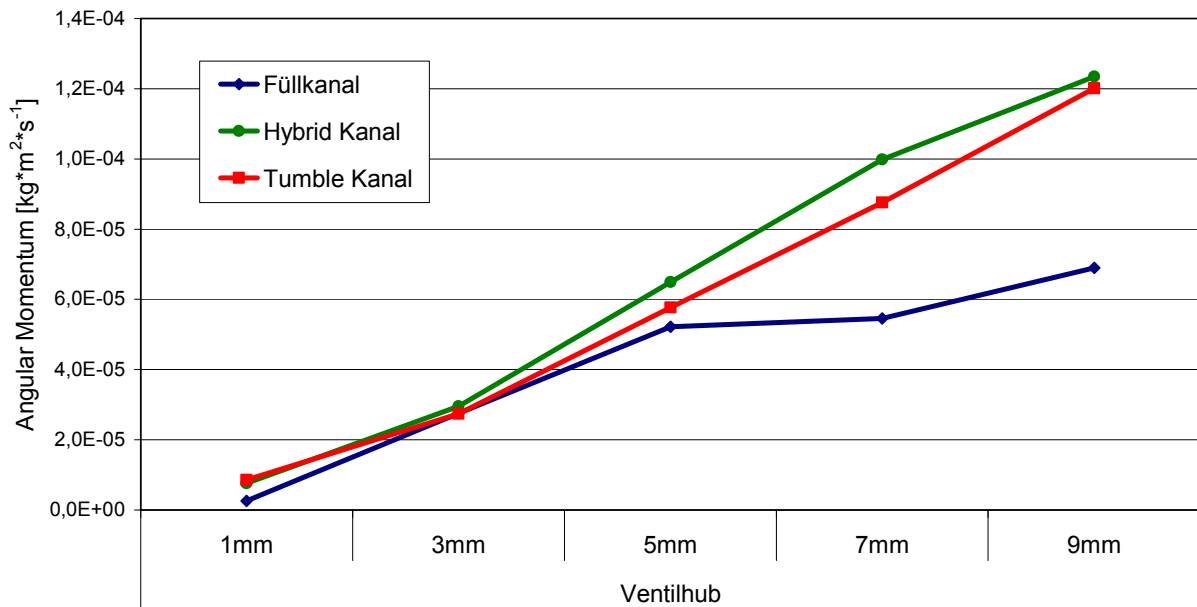


Abbildung 5-17: Vergleich Tumble Drehimpuls der Kanalvarianten

Im Vergleich der einzelnen Hybrid Versionen zeigt sich konstant über den Ventilhubverlauf die Stärke der Version 1 wie man in Abbildung 5-16 und Abbildung 5-18 gut sehen kann. Bei der Tumble Zahl liegen die Versionen 3 und 4 weit hinter der Version 1.

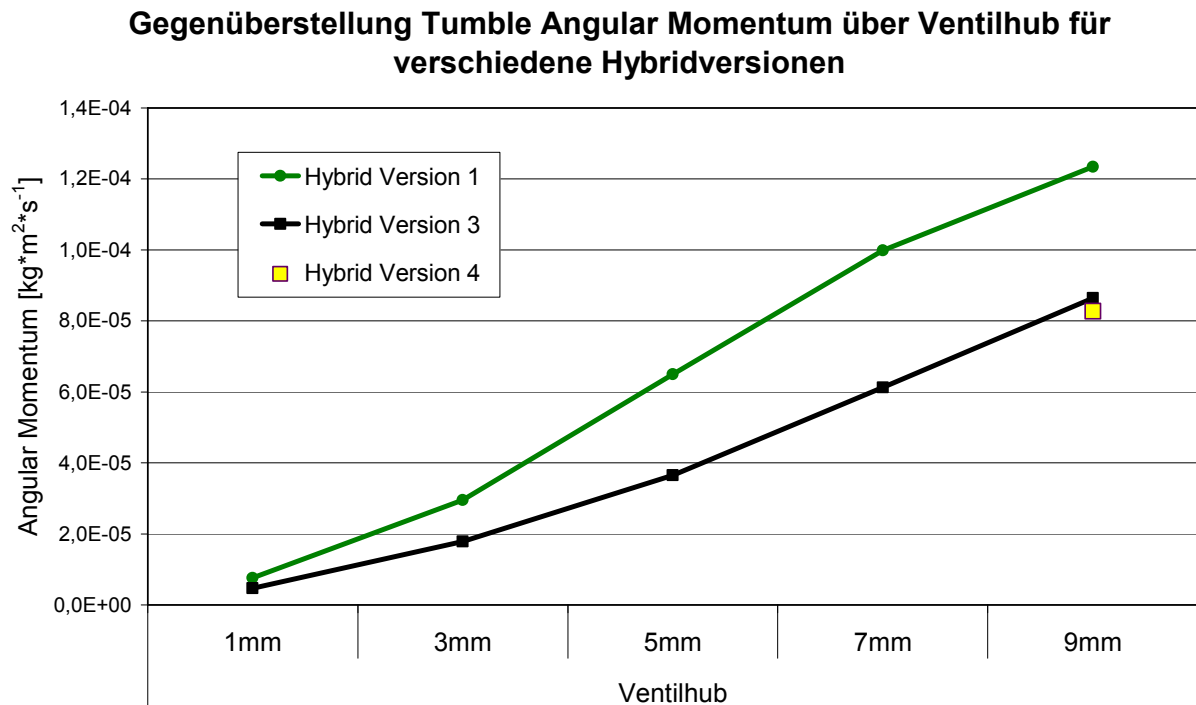


Abbildung 5-18: Vergleich Tumble Drehimpuls der Hybridvarianten

6 Kanalbewertung mit transienter Simulation

Um die Ansaugsituation, die Gasdynamik und deren Einflüsse auf die Ladungsbewegung unter realen Motorbedingungen abbilden zu können, wurden in einem weiteren Schritt die Hybrid Varianten 1 und 4 mit Hilfe eines bewegten Netzes simuliert. Die Ventilerhebung der Einlassseite wurde mittels einer gemessenen Kurve der Nockenwelle des BRP Ausgangsmotors nachgebildet und der Kolben wurde entsprechend von Hub, Kurbeltriebgeometrie und Verdichtungsverhältnis bewegt. Weiters wurden reale Randbedingungen von Druck, Bauteil – und Gastemperatur vorgegeben. Die Auslassventilbewegung und somit Ventilüberschneidung spielt zwar eine Rolle für die Zylinderfüllung, ist aber für den Vergleich zweier Kanäle unter gleichen Randbedingungen nicht unbedingt notwendig. Da für die Modellierung der Auslassventile eine wesentliche Erweiterung des Volumennetzes und somit der Rechenzeit erforderlich gewesen wäre, wurde darauf verzichtet.

6.1 Geometrie konstruktion

Nach einem Geometrieupdate des Auftraggebers, wobei der Ventilsitzdurchmesser von 31,9mm auf 29,9mm verkleinert und die Form des Brennraums etwas verändert wurde, wurden die Hybridkanäle überarbeitet und daran angepasst. Weiters wurde die Kolbenmulde des Ausgangsmotors etwas abgeflacht, wie in Abbildung 6-1 dargestellt ist und die Position der Ventilführung festgelegt.

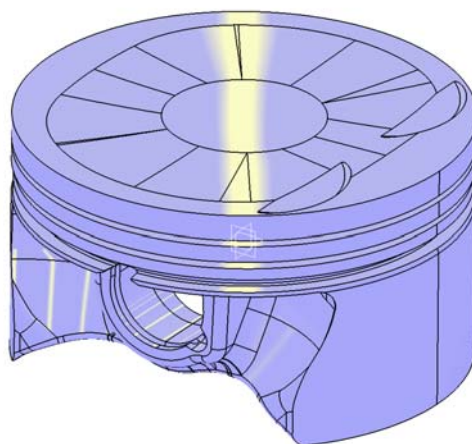


Abbildung 6-1: Kolben Eco Engine

Der Querschnittsverlauf der Hybrid Variante 1 war nicht ganz zufriedenstellend, weshalb bei der Umgestaltung der Variante 4 darauf eingegangen wurde. In Abbildung 6-2 ist der geglättete Verlauf zu erkennen. Weiters ist es mit der Neupositionierung der Ventilführung

gelingen, die starke Einschnürung im Bereich um 20mm Abstand vom Ventilsitz abzumindern.

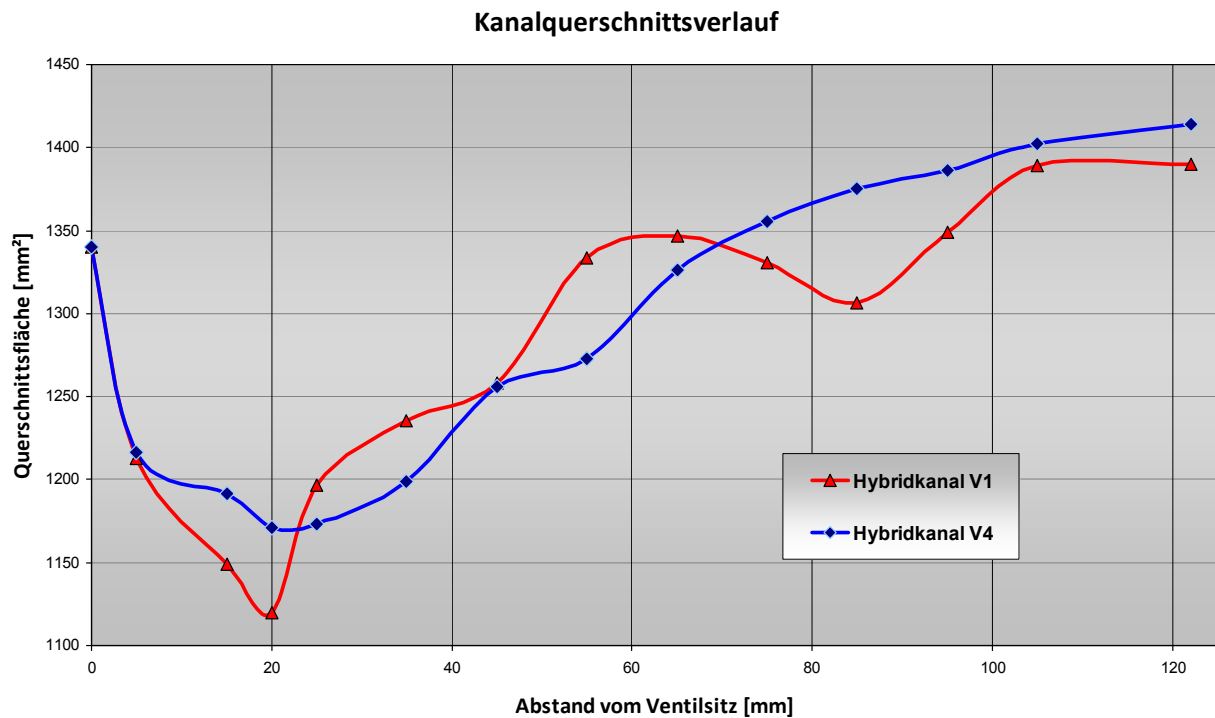


Abbildung 6-2: Querschnittsverlauf der überarbeiteten Hybridkanäle

In Abbildung 6-3 und Abbildung 6-4 sind die Ausgangsgeometrien der Hybrid Varianten 1 und 4 ohne Ausgleichsplenum dargestellt.

Im Zuge der Anpassung wurden die Kanalhinterkanten gemäß den Erkenntnissen aus der stationären Durchströmungsuntersuchung so gestaltet, dass ein optimaler Strömungsabriss zustande kommt. Indem der Kanal in gerader Führung direkt an den Ventilsitzring anschließt, wird eine scharfe Kante erzeugt, die dieses Resultat liefern soll. Ziel der Anpassung war, die Version 4 mit verbesserter Injektoreinbaulage an die Eigenschaften der Version 1 heranzubringen. Da die Auslassseite für die Ladungsbewegungsuntersuchungen eine vernachlässigbare Rolle spielt, wurde das Ventil rein in geschlossener Position in die Geometrie gesetzt und nicht bewegt. Daraus folgend wurde auch kein Auslasskanal mitmodelliert.

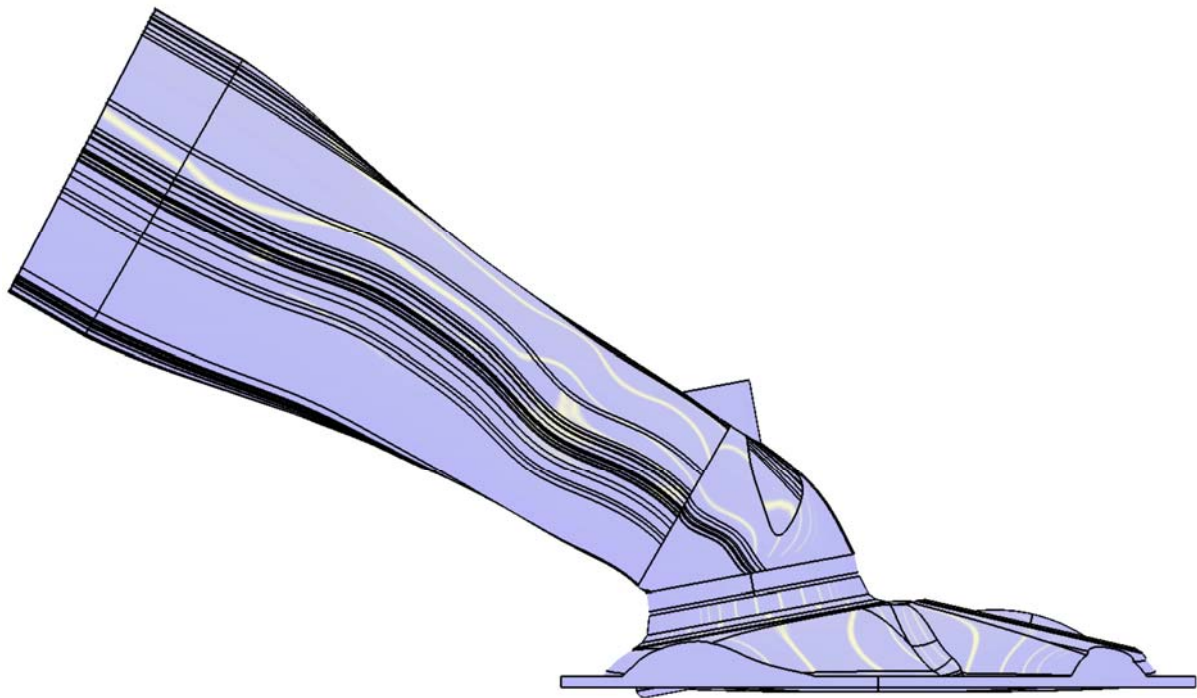


Abbildung 6-3: Seitenansicht Hybrid V1

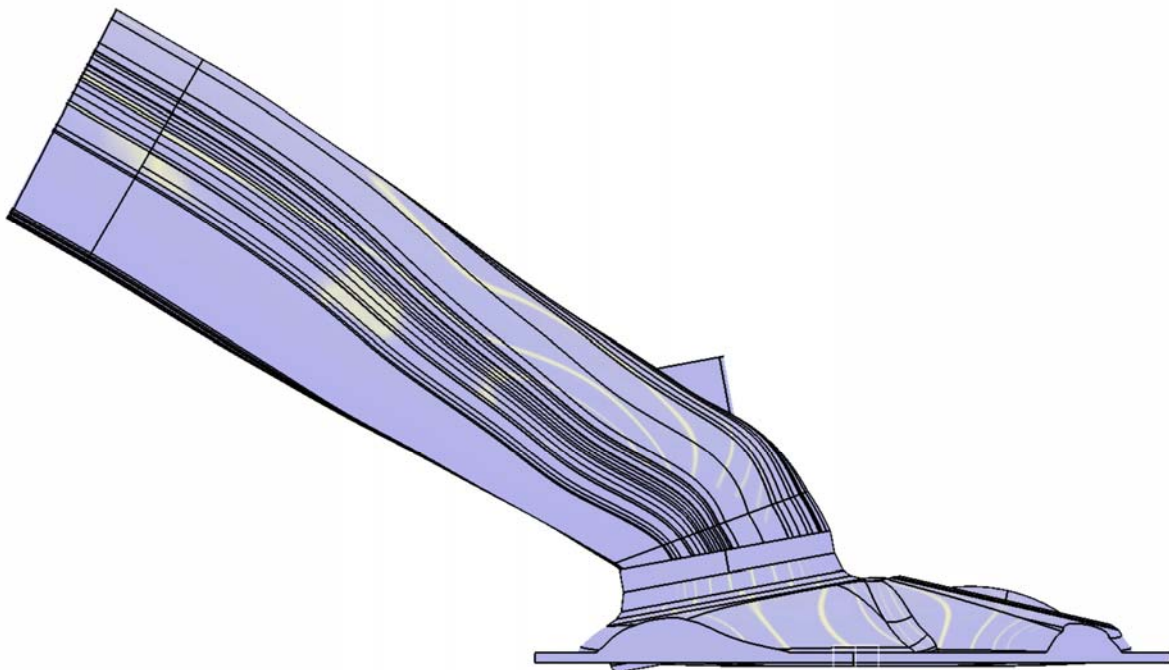


Abbildung 6-4: Seitenansicht Hybrid V4

In Abbildung 6-5 ist die Konstruktion der Grundgeometrie für die instationäre Strömungssimulation dargestellt. Die Abbildung links zeigt die Simulationsgeometrie von Einlass Öffnen bis Einlass Schließen. Rechts ist die vereinfachte Geometrie ab Einlass Schließen bis zum oberen Totpunkt des Verdichtungshubes dargestellt. Bei dieser wird ein

großer Anteil an Berechnungszellen, durch das Wegfallen des Einlasskanals eingespart und es ist dadurch möglich, die Rechenzeit erheblich zu verkürzen.

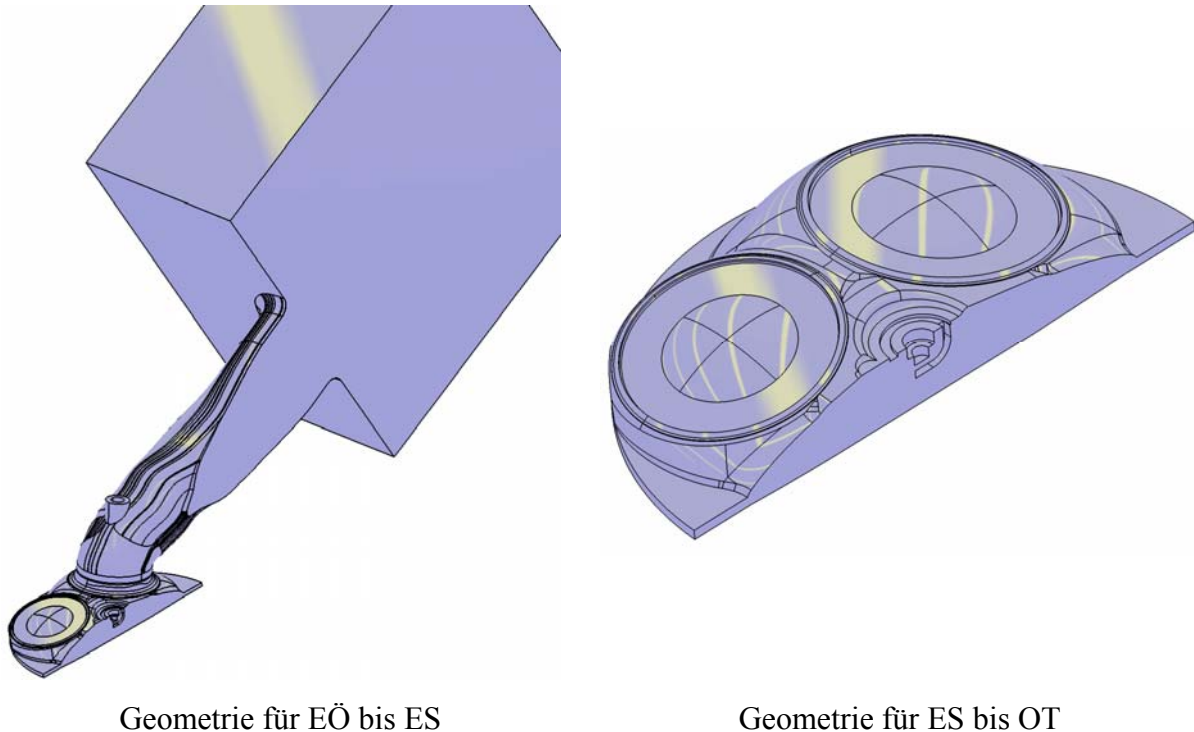


Abbildung 6-5: Geometrie für die bewegte Strömungssimulation

6.2 Simulation

In dieser Phase der Untersuchung war es wichtig, das Potenzial der Kanalvariante 4 unter freisaugenden als auch aufgeladenen Bedingungen zu testen und mit der Variante 1 abzugleichen. Daher wurden für jeden Kanal jeweils eine saugende und eine aufgeladene Variante unter Vollast bei 5000 min^{-1} und bei einem extremen Teillastpunkt von $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar}$ effektiven Mitteldruck (BMEP) simuliert.

Das Simulationsnetz in Fire wurde mit dem Modul Fame Engine Plus erstellt, das speziell für die Netzerstellung von Hubkolbenmotoren gestaltet ist. Die Unterschiede hier bestanden darin, dass die gewünschten Ventilerhebungen in Form von einer Tabelle, die aus der Ventilerhebungskurve abgeleitet wurde, siehe Abbildung 6-6 und Koordinaten der Führungssache für die Bewegungsrichtung angegeben werden musste. Die Kolbenbewegung wurde über die Vorgabe von Hub und Pleuellänge berechnet. Weiters mussten zu bewegende Netzbereiche definiert werden, die gestreckt oder gestaucht wurden, sogenannte Puffer-Zonen, und Bereiche die unbewegt blieben. Die Steuerung der Zeitschritte der Netzgenerierung sowie der Berechnung erfolgte nun über Grad Kurbelwinkel. In diesem Fall wurde der Bereich des Ansaugtaktes von Einlassventil Öffnen bis zum Ende des Verdichtungtaktes im oberen Totpunkt betrachtet.

Die Bewertung der Ladungsbewegung wurde über eine Selektion des Zylindervolumens durchgeführt. Für die Rotationsachse wurde eine zusätzliche Definition für das bewegte Netz benötigt, um die Drehachse mit der Kolbenbewegung mitzuführen und konstant in der Mitte des Hubvolumens zu halten.

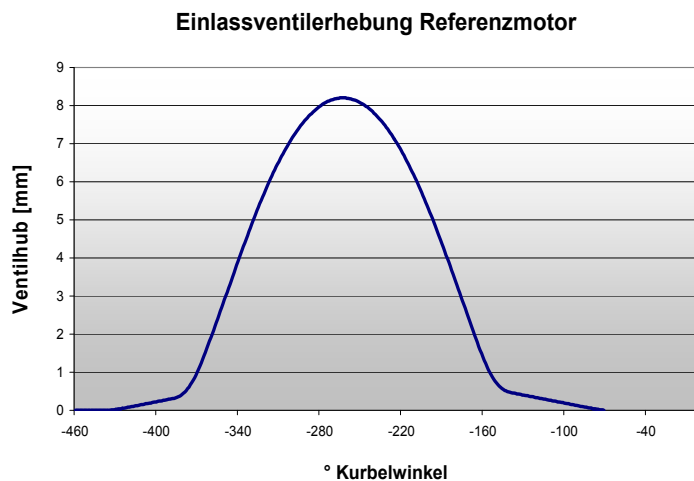


Abbildung 6-6: Einlassventilerhebung Referenzmotor

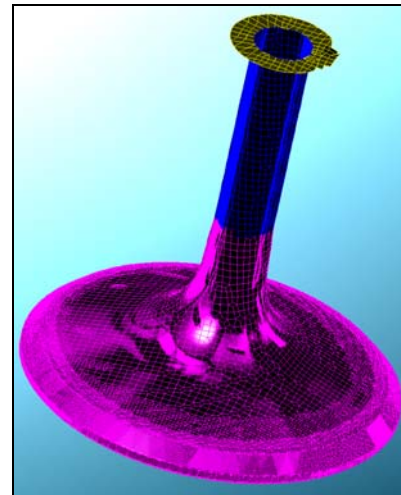


Abbildung 6-7: Volumennetz Einlassventil mit Zonen

In Abbildung 6-7 sind die Zonen der Bewegungsdefinition dargestellt. In Gelb das unbewegte Netz, in Blau die Bufferzone, die sich streckt und staucht und in Magenta das sich bewegende Volumennetz.

6.2.1 Randbedingungen

Für die Initialisierungs- und Rechenrandbedingungen wurden Datenwerte aus Prüfstandsmessungen und 1D-CFD Simulationen (AVL Boost) von einem aufgeladenen und einem freisaugenden Motor als Referenz verwendet. Die Druckrandbedingungen wurden den Druckverlaufskurven entnommen und durch Mittelwertbildung über einen ausgesuchten Kurbelwinkelabschnitt oder durch Aufprägen des gesamten Verlaufs über den simulierten Kurbelwinkelbereich vorgegeben. Die Randbedingungen des Saugmotors und des aufgeladenen Motors im Teillastpunkt bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$ unterscheiden sich in der Lage der Drosselklappe im Ansaugsystem. Die Saugvariante ist mit Einzeldrosselklappen für jeden Zylinder ausgerüstet, die direkt vor den Einlasskanälen positioniert sind. Der aufgeladene Motor besitzt eine zentrale Drosselklappe die vor dem Ausgleichsvolumen im Ansaugtrakt angebracht ist. Dadurch bleibt der Druck beim aufgeladenen Motor konstant auf einem tiefen Niveau während der Saugmotor nach dem Öffnen des Einlassventils abfällt und nach dem Schließen des Einlassventils wieder ansteigt. Der Messpunkt des Saugrohrdrucks liegt dabei knapp vor dem Einlassventil im Einlasskanal.

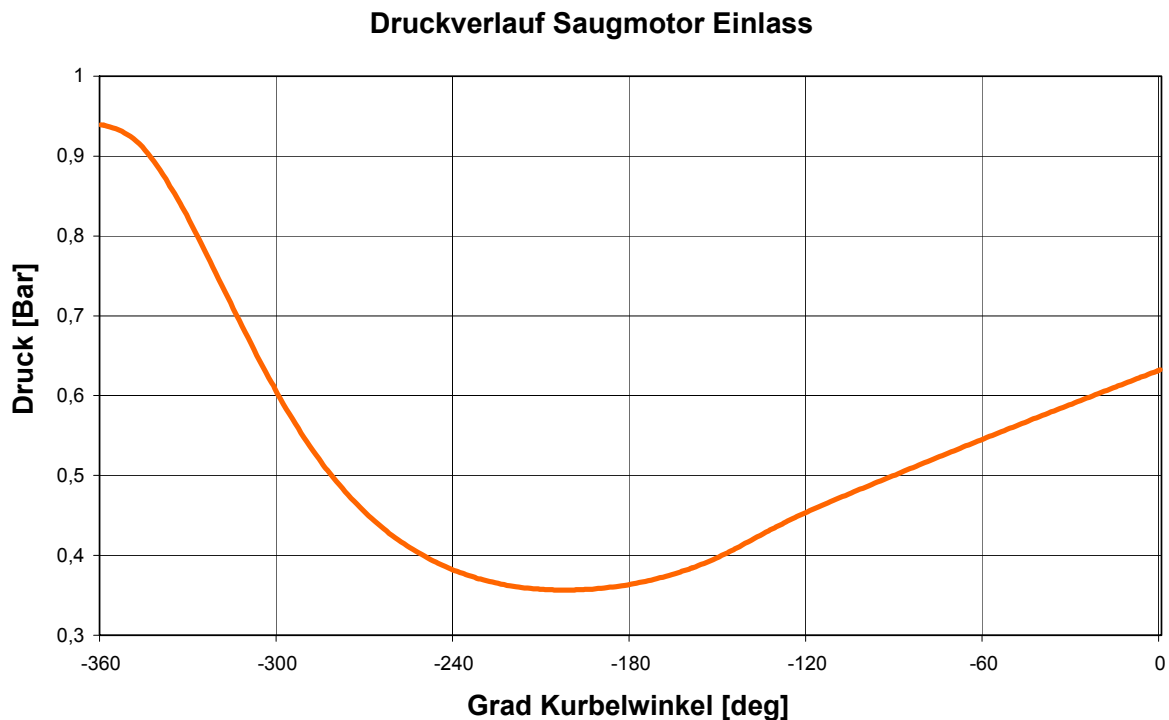
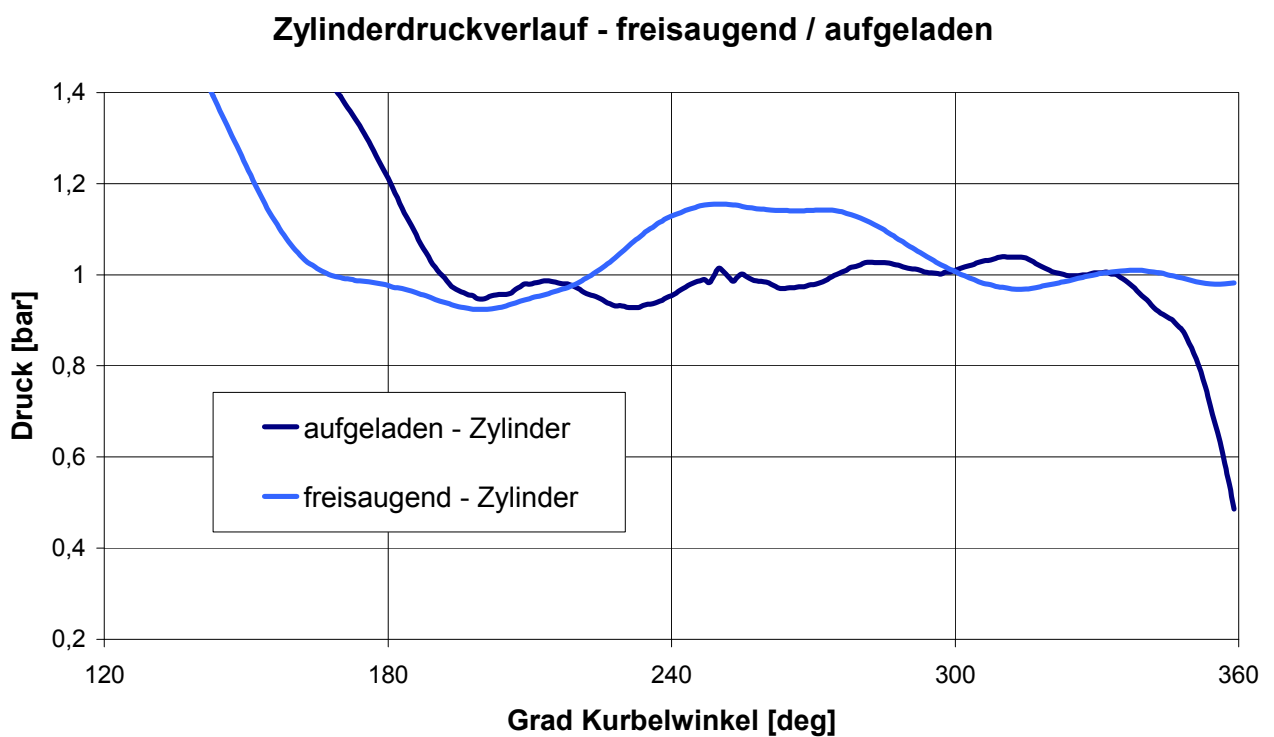
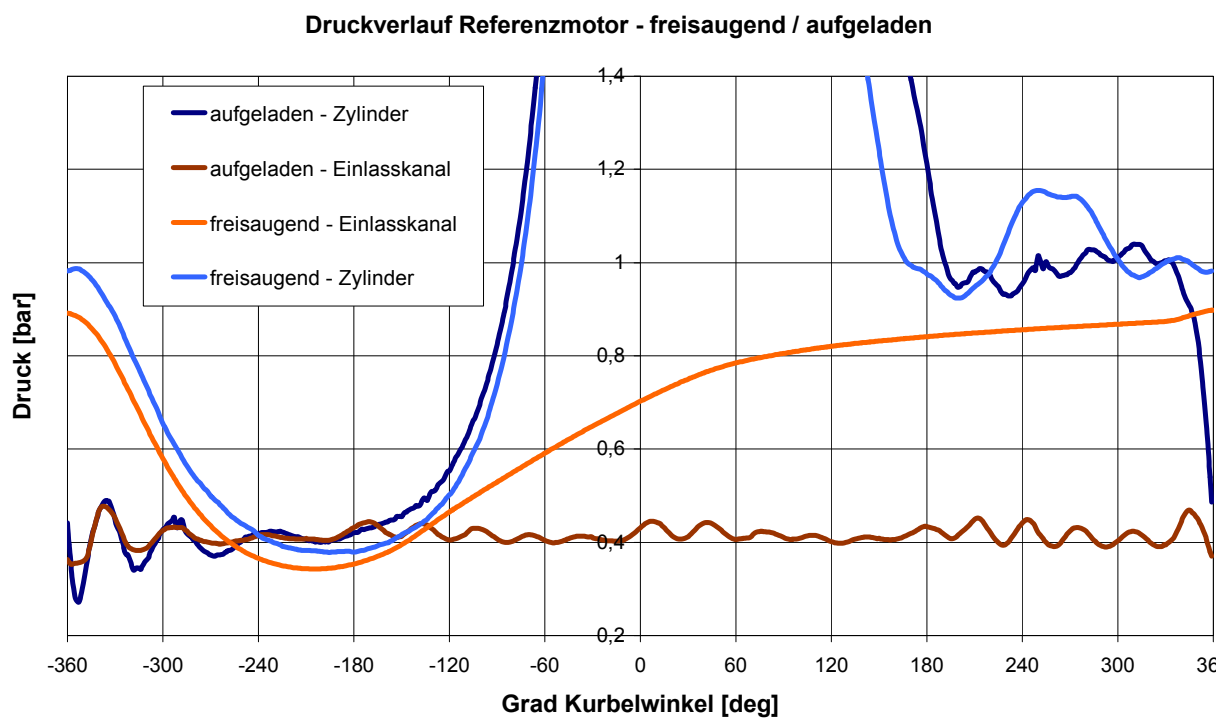


Abbildung 6-8: Einlassdruckverlauf Saugmotor bei 2000 min⁻¹ / 2 bar BMEP

Der Einlassdruckverlauf des Saugmotors wurde der Einlassrandbedingung, wie in Abbildung 6-8 zu sehen ist, aufgeprägt. Dieser ist aus dem Gesamtverlauf des Einlassdruckes, entnommen. Für den Einlassdruck des aufgeladenen Motors, der in Abbildung 6-9 unter aufgeladen-Einlasskanal dargestellt ist, wurde ein Mittelwert über den gesamten Verdichtungs- und Expansionshub gebildet. Die Druckrandbedingungen für die Zylinderinitialisierung wurden aus dem Druckverlauf des Ausstoßtaktes von 180°KW bis 340°KW durch Mittelwertbildung ermittelt. In Abbildung 6-10 ist dieser Abschnitt der Zylinderdruckverläufe aufgetragen.

Weiters wurden die thermischen Verhältnisse entsprechend dem Lastzustand des Betriebspunktes angepasst. Die Randbedingungen für die Temperatur am Einlass, im Ansaugkanal und im Zylinder wurden wiederum aus den bekannten Daten der Referenzmotoren übernommen.



In Tabelle 6-1 sind exemplarisch die Randbedingungen des aufgeladenen Motors im Teillastpunkt dargestellt.

Tabelle 6-1: Randbedingungen aufgeladener Motor bei Lastpunkt 2000 U min⁻¹ / 2bar BMEP

Initialisierung			
Zylinder	Druck		0.9895 bar
	Temperatur		741.4 K
	turbulente kinetische Energie		1 m ² /s ²
Einlasskanal	Druck		0.415 bar
	Temperatur		321 K
	turbulente kinetische Energie		1 m ² /s ²
Einlassrandbedingung			
Einlassfläche	Druck	Gesamtdruck	0.415 bar
	Temperatur		321 K
	turbulente kinetische Energie		1 m ² /s ²
Temperaturrandbedingungen			
Einlasskanal	Temperatur		330K
Einlassventil			
Einlassventilsitz			
Auslassventil	Temperatur		550K
Brennraum	Temperatur		450K
Zylinderwand			
Kolben			
Quetschspalt			

6.3 Auswertung

Zur Auswertung wurden die Kanalvarianten nach Tumble Bewegung im Zylinder und Massenfluss in den Zylinder bewertet und gegenübergestellt. Die Bewertung erfolgte über zweidimensionale Auswertungen der Strömung und wurde zur besseren Veranschaulichung durch dreidimensionale Schnittbilder ergänzt.

6.3.1 Volllast bei 5000 min⁻¹

Die Tumble Zahl dient als gutes Kriterium, da sie bei unterschiedlichen Motordrehzahlen die Strömung vergleichbar macht.

In Abbildung 6-11 ist zu erkennen, dass in dieser Darstellung die Kanalvariante 1 über den Großteil der Saug- und Verdichtungsphase deutliche Vorteile gegenüber der Variante 4 zeigt. Im Bereich um den oberen Totpunkt hält allerdings die Tumbleströmung bei der Variante 4 ein höheres Niveau und kehrt sich, im Gegensatz zu Variante 4, nicht um. Die starke Rückwärtsdrehung am Beginn der Saugphase entsteht durch die stärkere Saugwirkung an der dem Kolben näheren Hinterkante des Kanals. Erst wenn sich der massenreiche Durchfluss bei größeren Ventilhuben einstellt, dreht sich die Tumbleströmung in die gewollte Richtung.

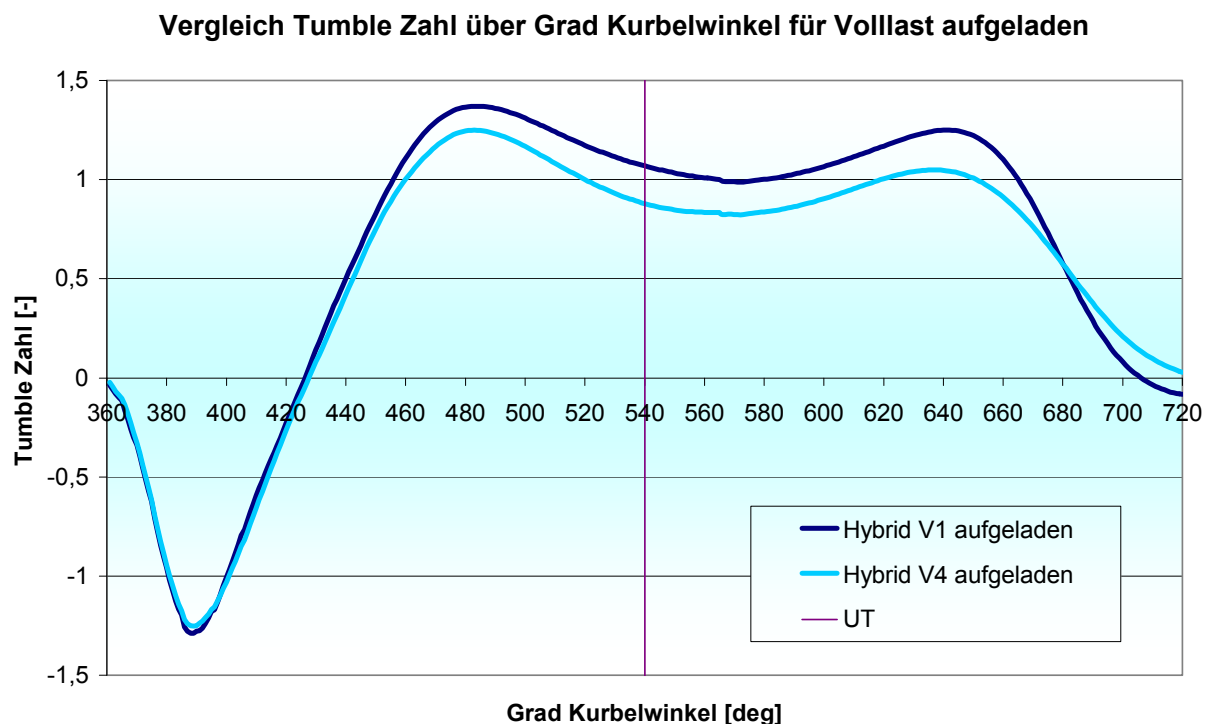


Abbildung 6-11: Vergleich Tumble Zahl für den aufgeladenen Zustand in der Volllast

Bei Beaufschlagen der Rechnung mit Randbedingungen für den freisaugenden Zustand, wie in Abbildung 6-12 dargestellt ist, zeigt sich eine ähnliche Charakteristik in Verlauf und Niveau der Tumble Zahl. Die Differenz zwischen den beiden Kanalvarianten tritt jedoch nicht so deutlich hervor und die Variante 4 ist in beiden Zuständen nahezu gleich.

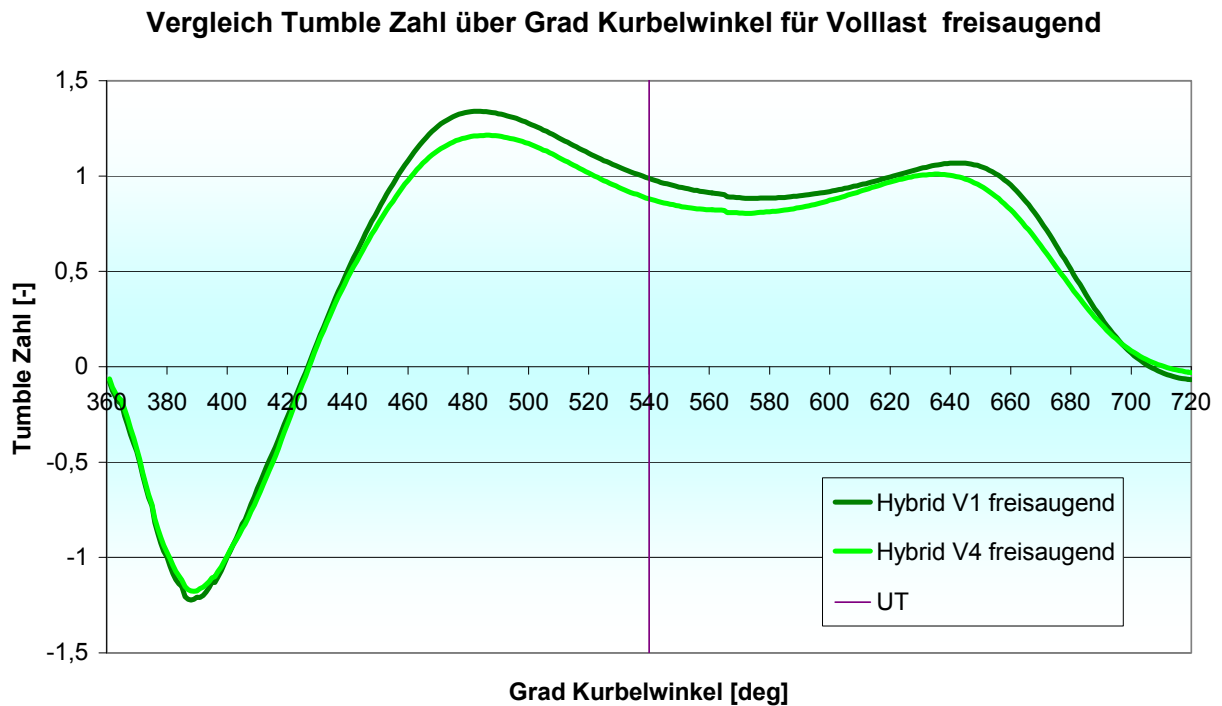


Abbildung 6-12: Vergleich Tumble Zahl für den freisaugenden Zustand in der Volllast

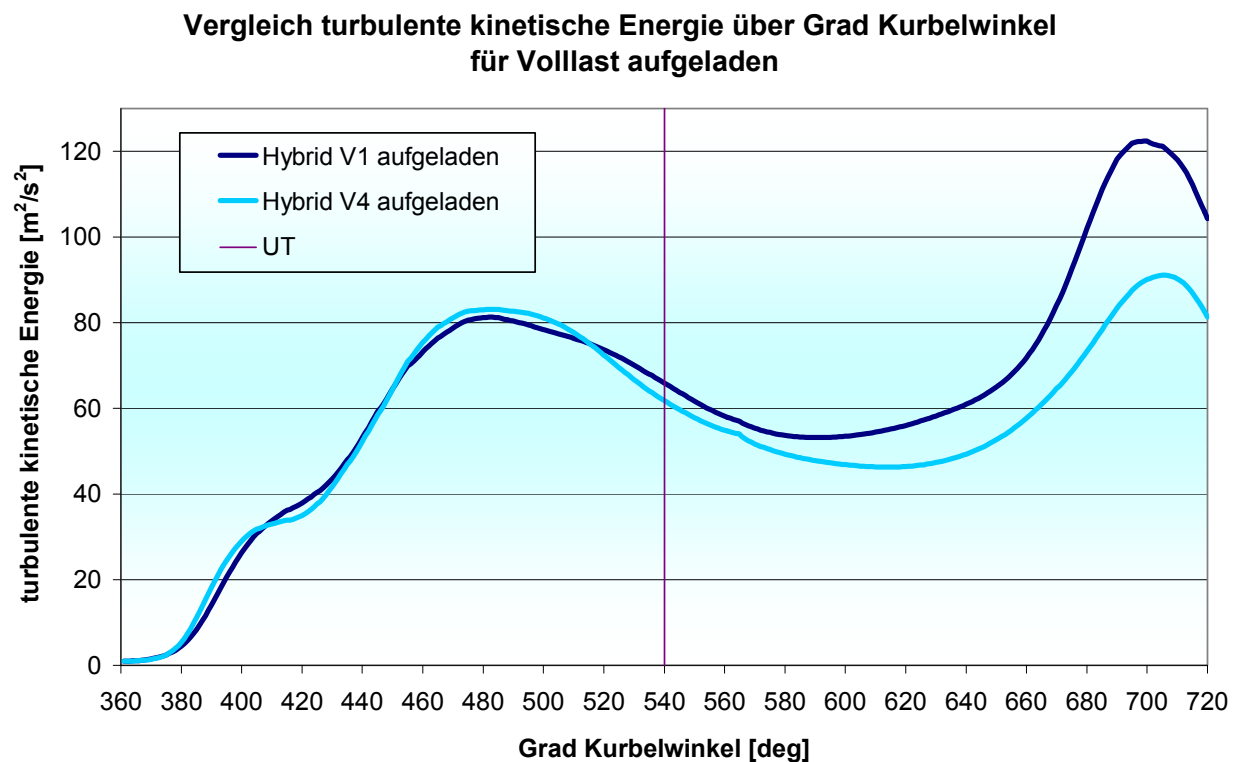


Abbildung 6-13: Vergleich turbulente kinetische Energie für den aufgeladenen Zustand in der Volllast

Bei der Analyse der turbulenten kinetischen Energie zeigt sich, in Abbildung 6-13 zu sehen, ein deutlicher Vorteil der Variante 1 in der Hochdruckphase zum oberen Totpunkt hin. Die

deutlich stabilere, weniger zerfallende Tumbleströmung der Variante 4 in diesem Bereich wirkt sich offensichtlich negativ auf das Niveau der turbulenten kinetischen Energie aus. Bei freisaugendem Zustand, in Abbildung 6-14, zeigt sich wieder ein geringerer Unterschied zwischen den Varianten und das Niveau in der späten Hochdruckphase liegt zwischen dem der aufgeladenen Varianten 1 und 4.

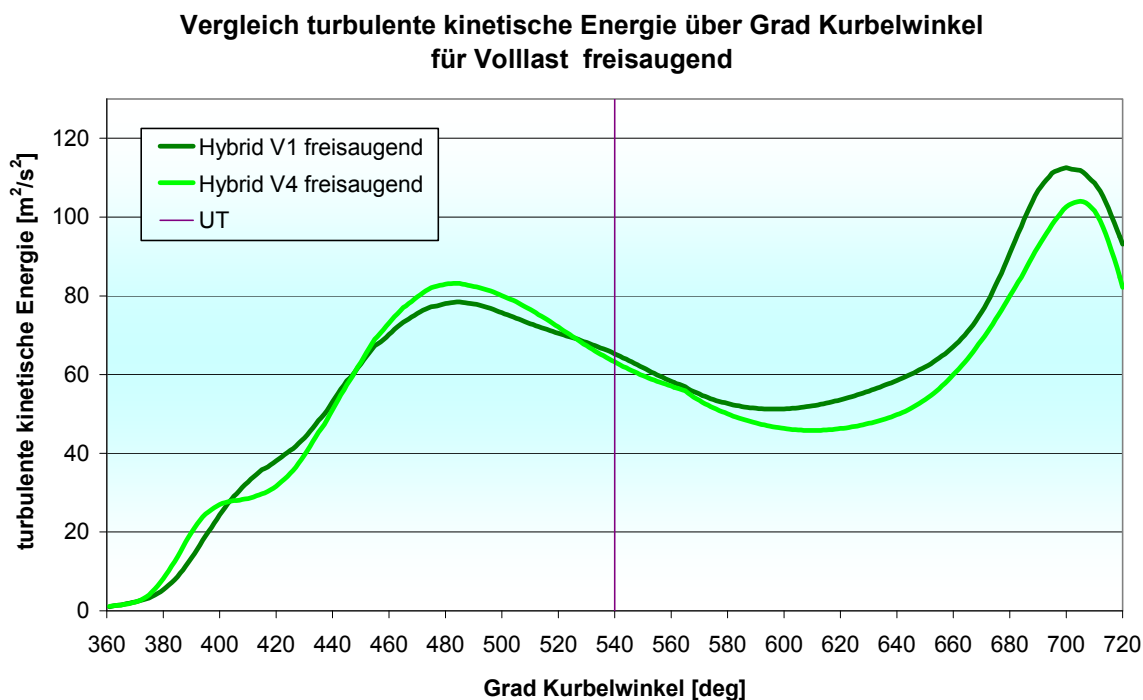


Abbildung 6-14: Vergleich turbulente kinetische Energie für den freisaugenden Zustand in der Volllast

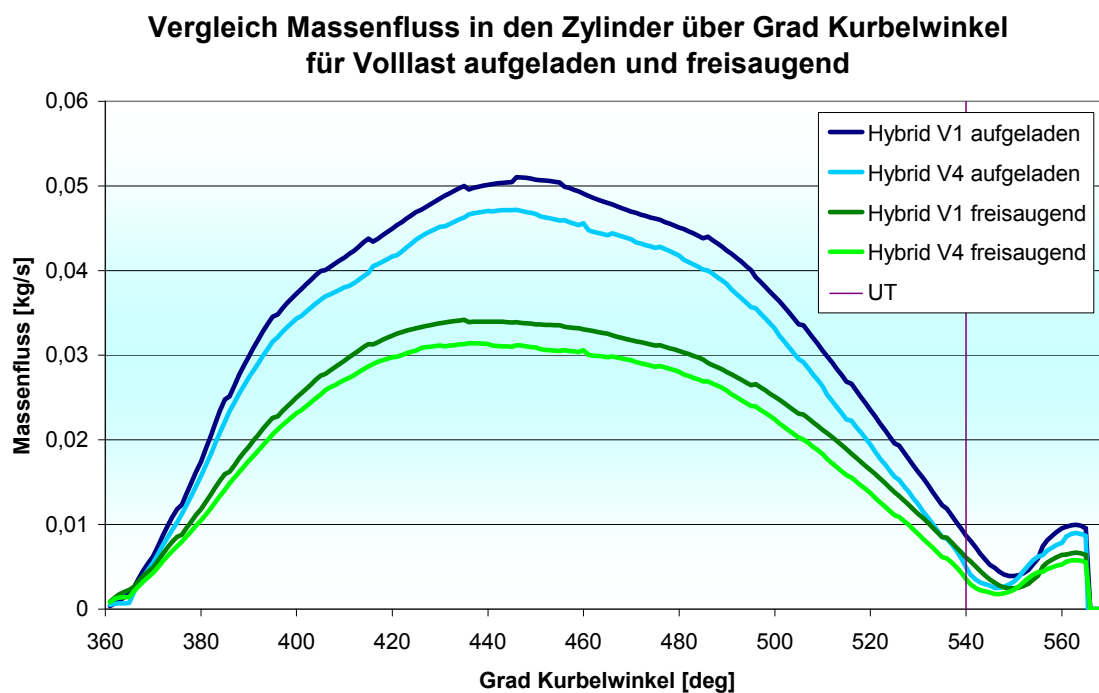


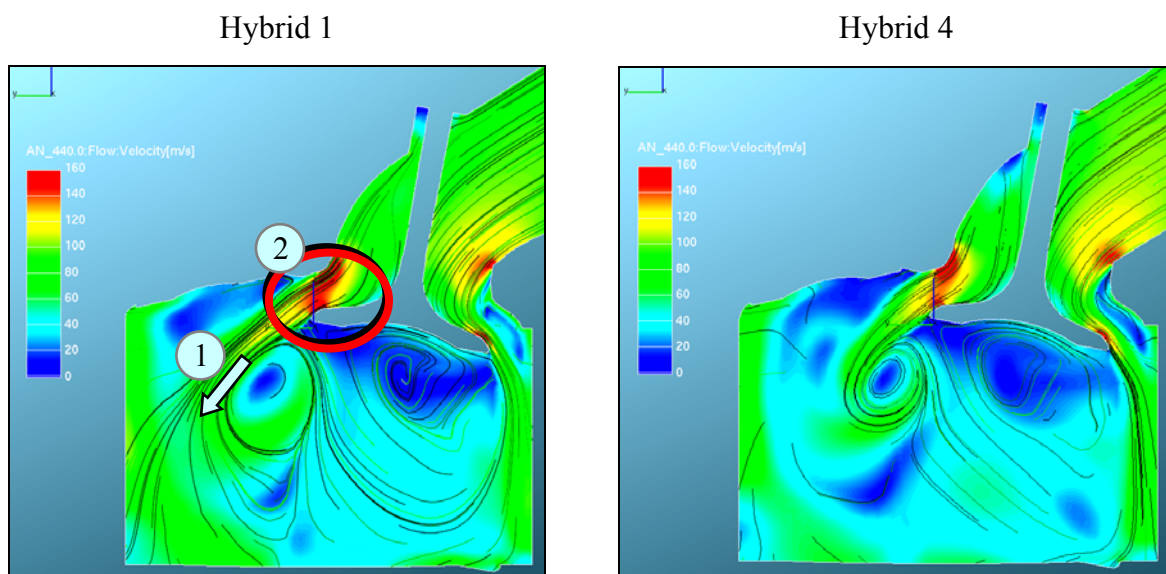
Abbildung 6-15: Vergleich des Massenflusses in den Zylinder in der Volllast

Bei der Betrachtung des Massenflusses in den Zylinder zur Bewertung der Zylinderfüllung, in Abbildung 6-15 aufgetragen, ist wiederum eine deutliche Überlegenheit der Variante 1, sowohl im freisaugenden als auch im aufgeladenen Zustand zu erkennen. Ebenso ist die Füllungssteigerung durch die Aufladung zu erkennen.

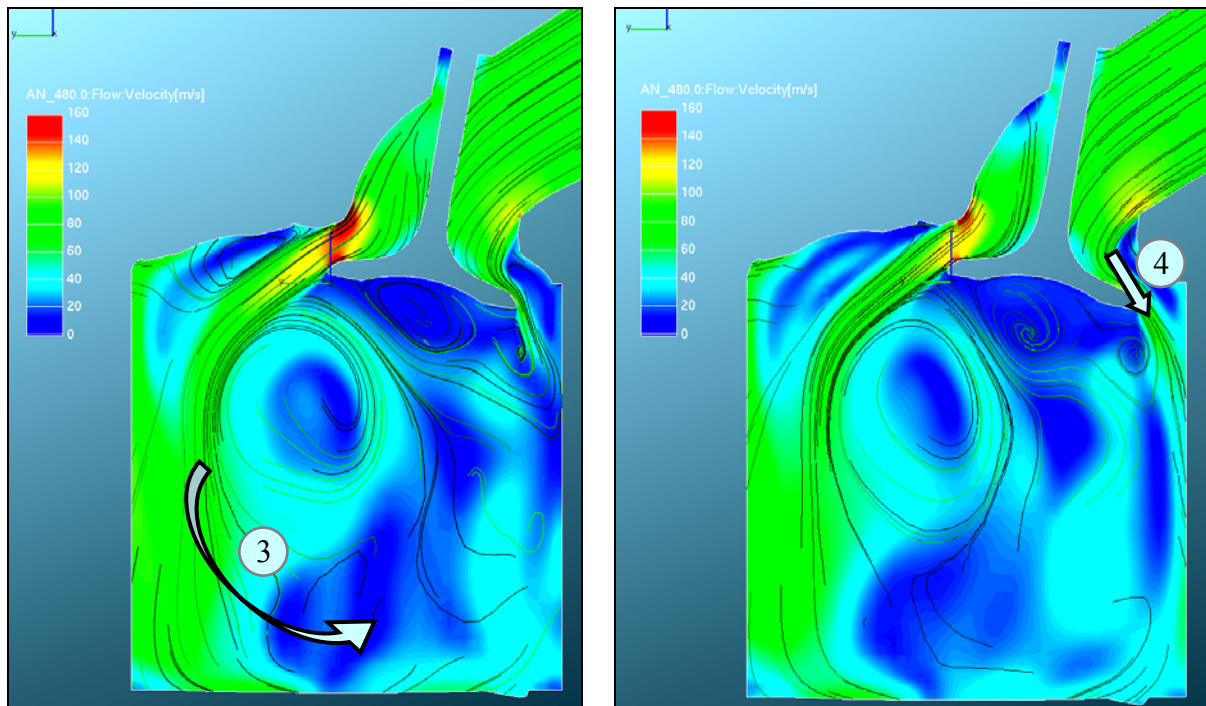
Die Schnitte zur Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung wurden wie bei der stationären Durchströmung in der Ventilebene platziert und leicht gedreht, um durch die Kanalmittelebene zu schneiden. Die Kurbelwinkelpositionen wurden bei 440°KW für den maximalen Massenfluss, bei 480°KW für die maximale Tumble Zahl und bei 700°KW für die maximale turbulente kinetische Energie gewählt, wie in Abbildung 6-16 dargestellt ist. Mit vorne wird im Weiteren die Seite bezeichnet, die näher zur Zylindermittelachse liegt.

Bei 440°KW ist deutlich der Massenflussvorteil der Variante 1 zu erkennen. Der Fluss über die Vorderkante des Ventiltellers, hier mit 1 markiert, die grüne Zone mit Geschwindigkeiten um 80m/s und der Wirbel dahinter sind deutlich stärker ausgeprägt. Wobei der Fluss über die Hinterkante ähnlich intensiv wie bei der Variante 4 ist. Dies gibt auch die größere, rote Zone mit hoher Geschwindigkeit um 160m/s an der Forderkante, siehe Markierung 2, wieder.

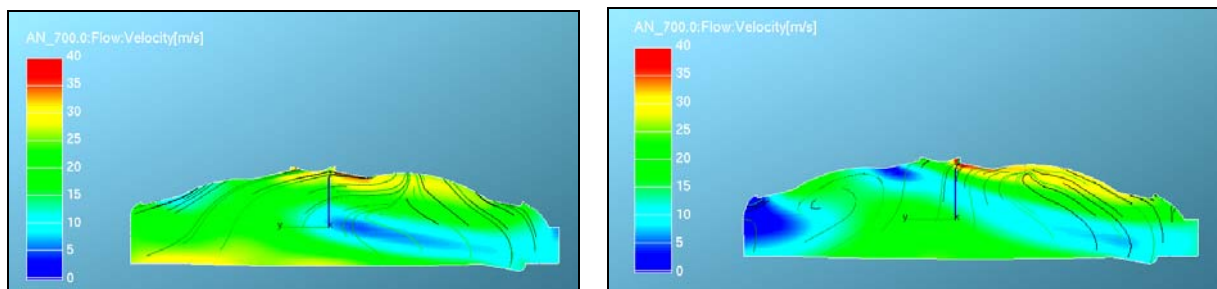
Bei 480°KW ist die Vorderkantenströmung noch immer stärker ausgeprägt als in Variante 4, wobei aber die Hinterkantenumströmung fast zur Gänze abreißt, wie bei Markierung 4 zu sehen ist. Dadurch wird die Ladung in die intensive Drehbewegung versetzt, siehe dazu Markierung 3, die durch die Tumble Zahl wiedergegeben wird.



440° Kurbelwinkel



480° Kurbelwinkel

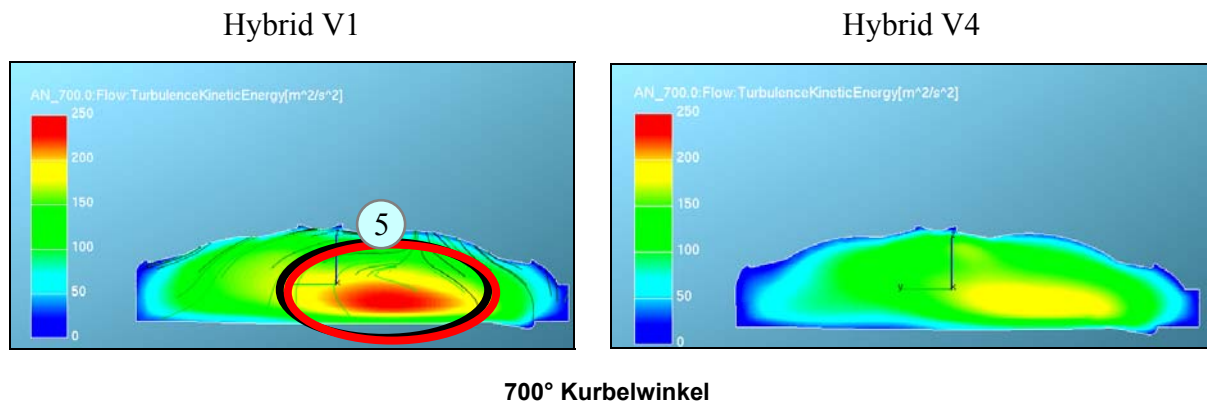


700° Kurbelwinkel

**Abbildung 6-16: Vergleich Hybrid V1 und V4,
Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene in Vollast und aufgeladenem Zustand**

Dieses Verhalten der Strömung stellt sich im extremen Teillastpunkt noch deutlicher dar und wird nachfolgend noch ausführlich behandelt.

Eine für dieses Projekt sehr wichtige Aussage steckt in der Darstellung der turbulenten kinetischen Energie. Wie auch schon in den 2D Ergebnissen gut zu sehen, zeigt Abbildung 6-17 sehr gut die zur Verfügung stehende kinetische Energie für die Verbrennung, bei der Markierung 5, die aus der tumbleoptimierten Formgebung entsteht, wobei die Hybridvariante 1 im hohen Niveaubereich eine deutlich ausgeprägtere Zone zeigt.



**Abbildung 6-17: Vergleich Hybrid V1 und V4,
turbulente kinetische Energie im Schnitt durch die Ventilebene in Vollast**

6.3.2 Teillast bei 2000 min⁻¹ und 2 bar BMEP

Im Teillastbereich zeigt sich der Unterschied zwischen Hybrid Variante 1 und Variante 4 teilweise stärker und teilweise schwächer als bei Vollast. In manchen Bereichen, vor allem im freisaugenden Zustand ist sogar die Variante 4 leicht im Vorteil. Bei der Tumble Zahl präsentieren sich beide Varianten überwiegend ausgeglichen, wie in Abbildung 6-18 und Abbildung 6-19 zu sehen ist.

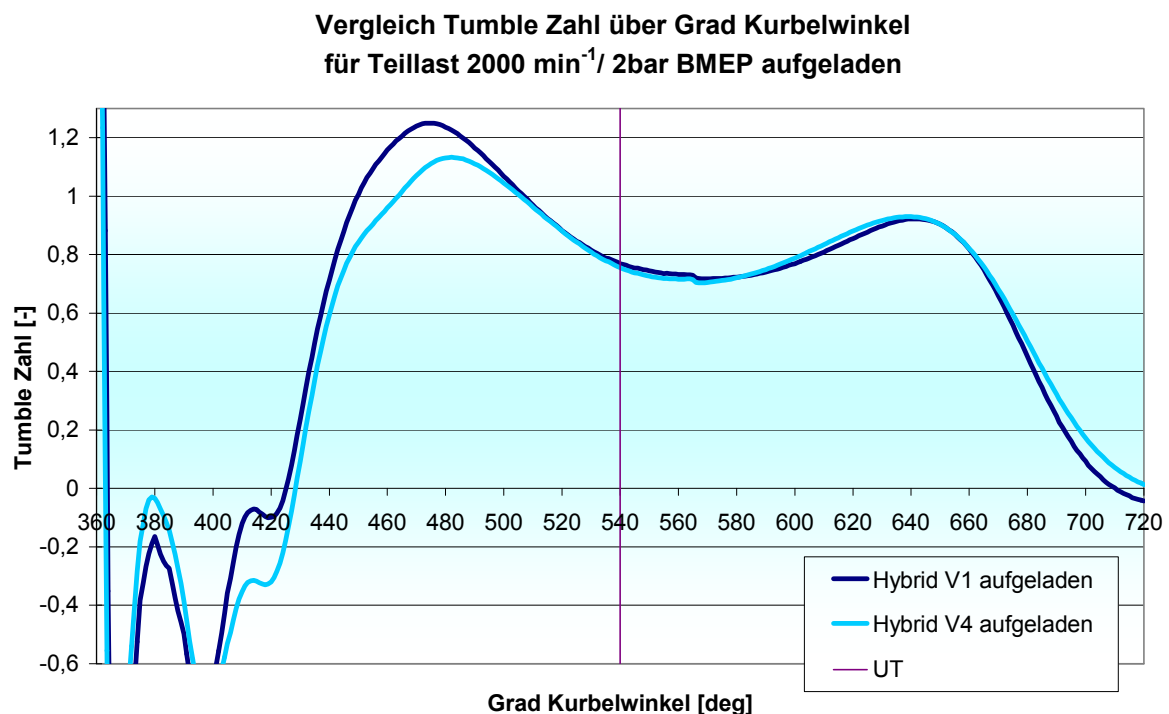
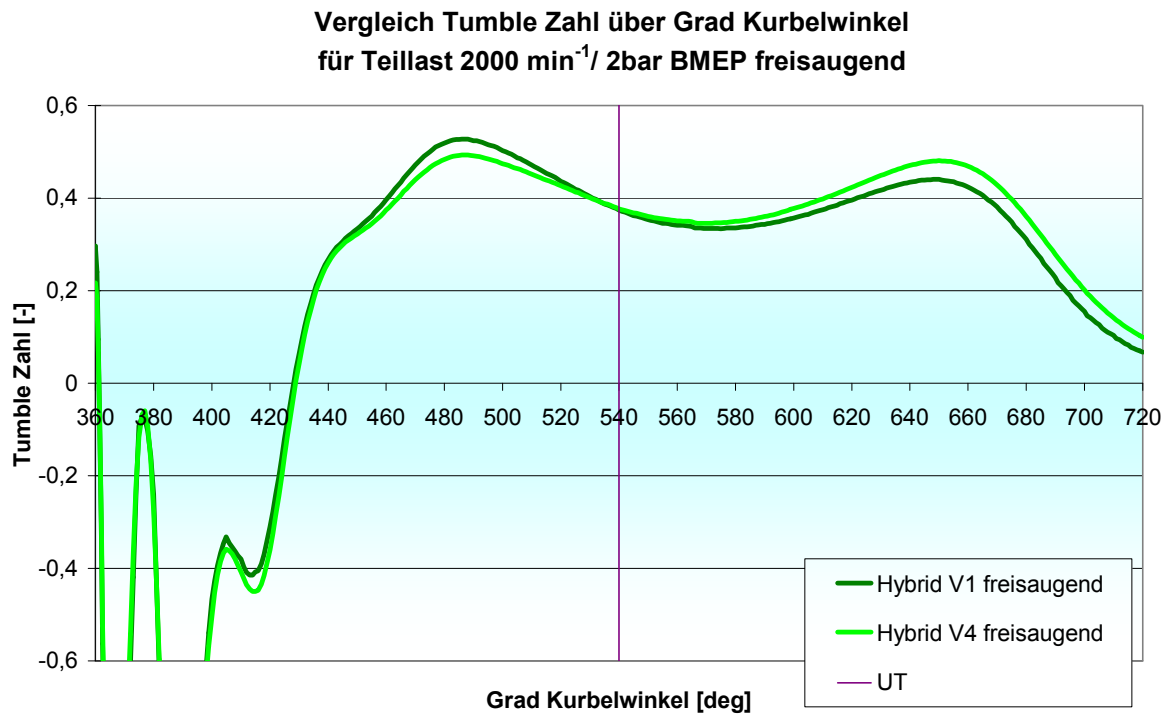
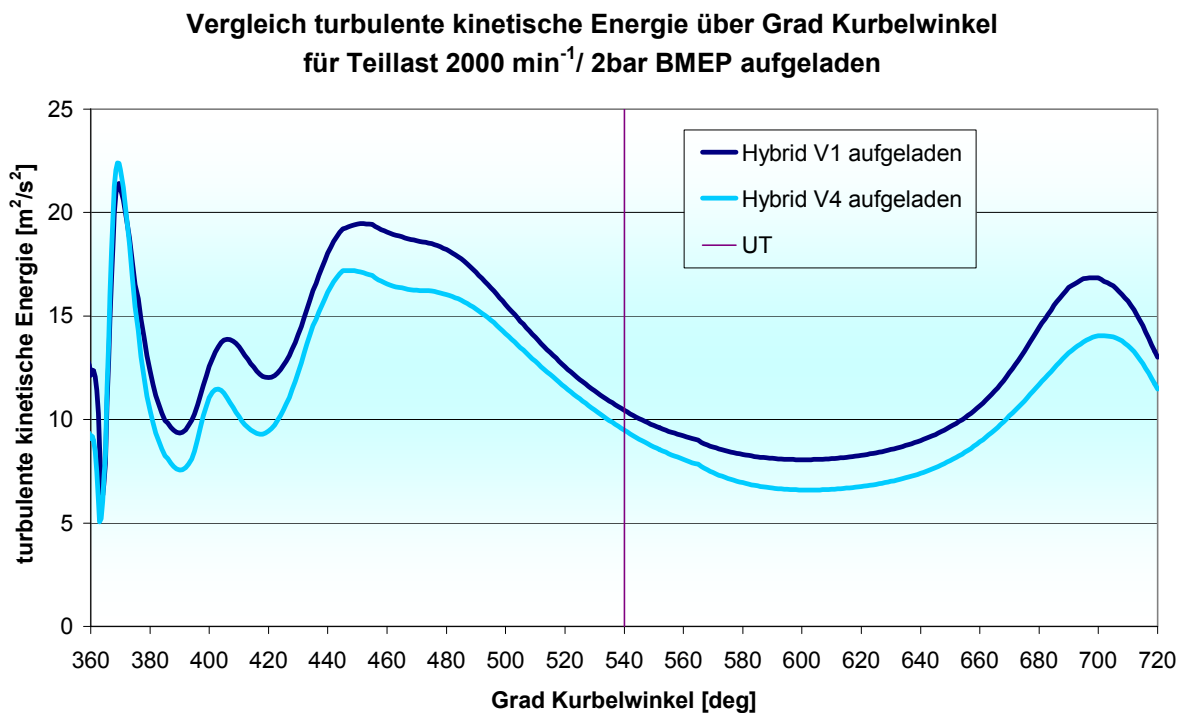


Abbildung 6-18: Vergleich Tumble Zahl für den aufgeladenen Zustand bei 2000 min⁻¹ / 2 bar BMEP

Abbildung 6-19: Vergleich Tumble Zahl für den freisiegenden Zustand bei 2000 min^{-1} / 2 bar BMEPAbbildung 6-20: Vergleich turbulente kinetische Energie für den aufgeladenen Zustand bei 2000 min^{-1} / 2 bar BMEP

Die turbulente kinetische Energie in Abbildung 6-20, zeigt im aufgeladenen Zustand einen klaren Vorteil für die Variante 1. Im freisaugenden Zustand bildet sich im Bereich des OT bei Variante 4 ca. 10% mehr turbulente kinetische Energie. In Abbildung 6-21 ist der Verlauf für den freisaugenden Zustand in einem größeren Maßstab dargestellt.

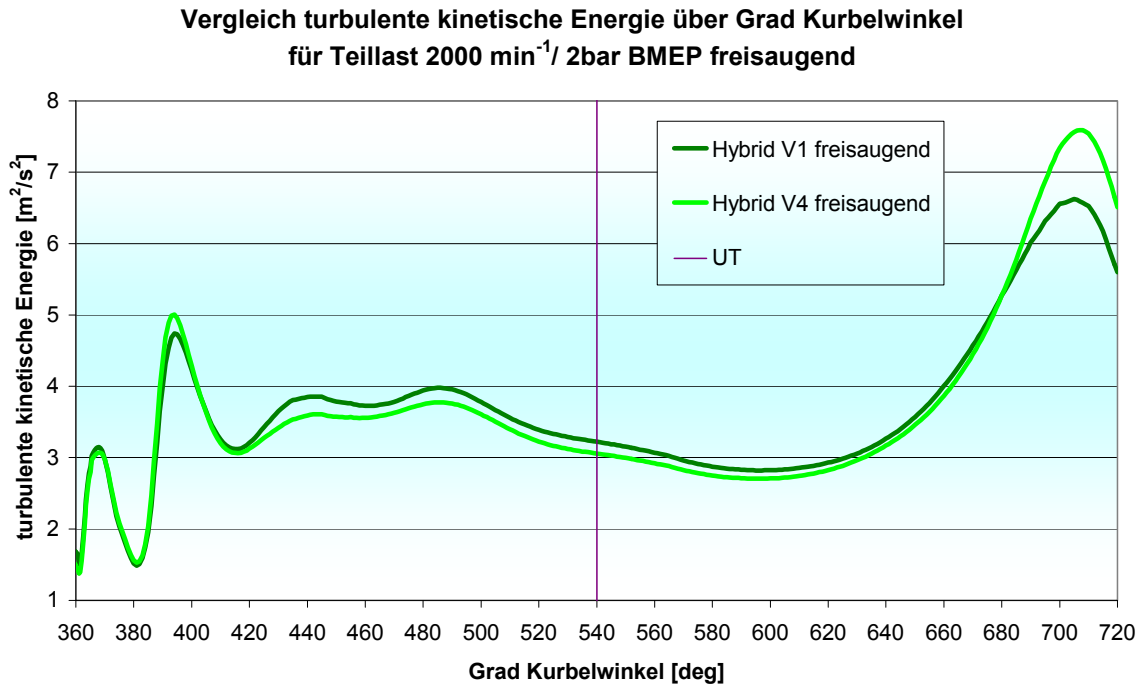


Abbildung 6-21: Vergleich turbulente kinetische Energie für den freisaugenden Zustand bei 2000 min⁻¹ / 2 bar BMEP

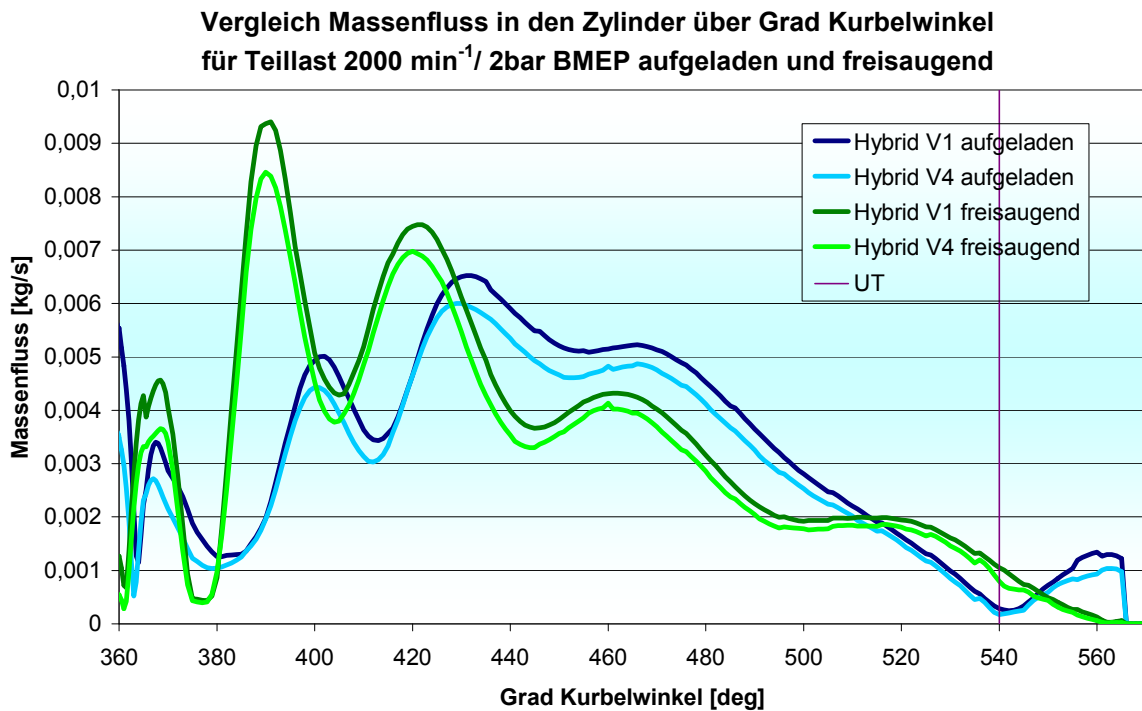


Abbildung 6-22: Vergleich des Massenflusses in den Zylinder bei 2000 min⁻¹ / 2 bar BMEP

In Abbildung 6-22 bildet sich der Massenfluss der Variante 1 wieder deutlich besser ab.

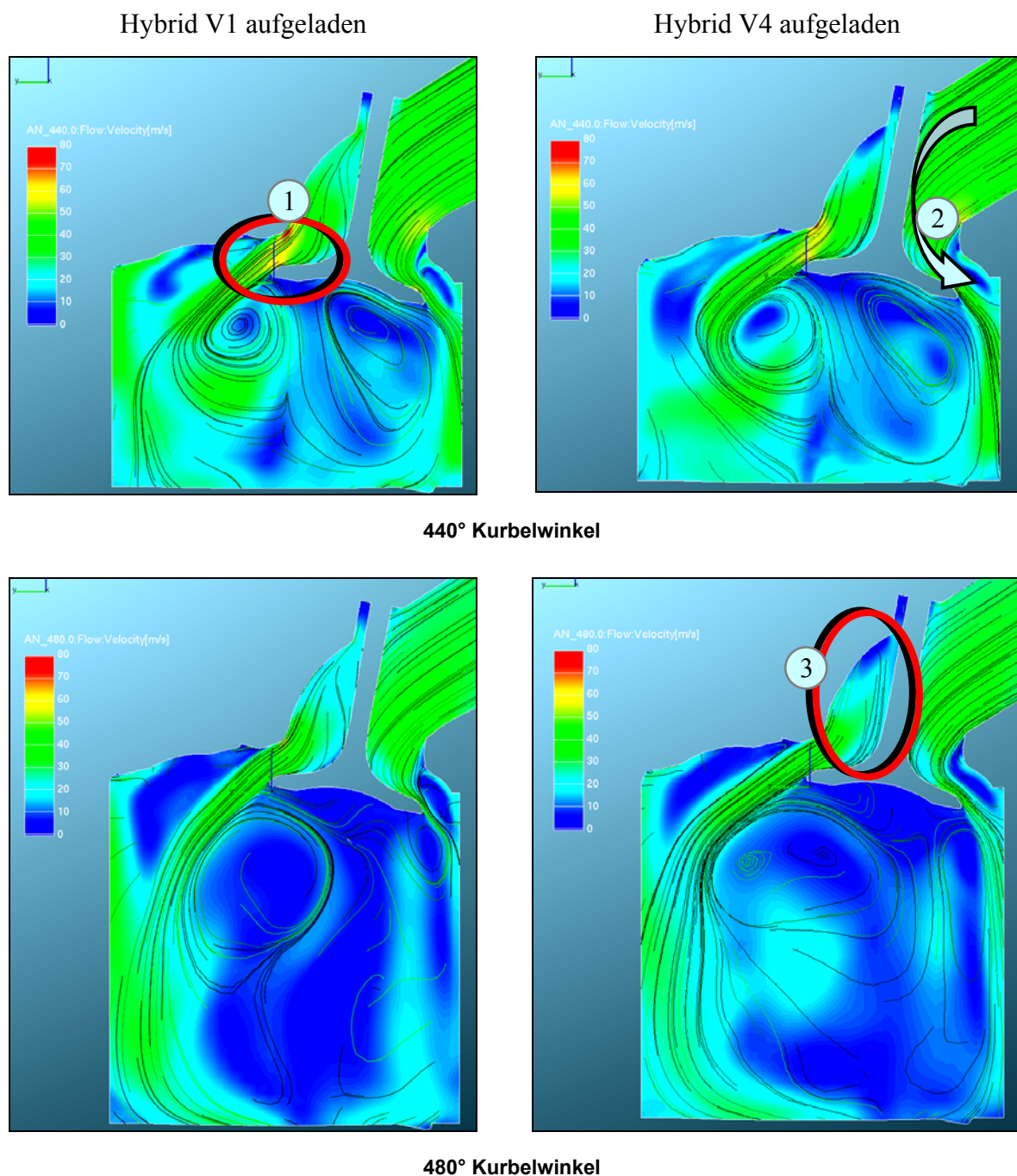


Abbildung 6-23: Vergleich Hybrid V1 und V4;
Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene bei 2000 min^{-1} / 2 bar BMEP

Die Schnitte in Abbildung 6-23 geben Aufschluss über die Aussagen der 2D Auswertung. In der Hybrid Variante 4 wird die Strömung grundsätzlich von der Kanaloberseite weg runder nach unten geleitet, wie das der eingezeichnete Pfeil bei Markierung 2 andeutet. Obwohl der Strömungsabriss an der Kanalhinterkante bereits sehr gut funktioniert, drückt diese Tendenz

die Strömung wiederum stärker über die Ventilhinterkante, was nicht erwünscht ist. Zu erkennen ist dies auch in dem deutlich besser ausgebildeten Gebiet hoher Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Ventiltellervorderkante bei Markierung 1. Dadurch entsteht der ausgeprägte Massenfluss Richtung vordere Zylinderwand, der bei Variante 4 deutlich geringer ausfällt. Der Strömungsschatten; bei Markierung 3, stromabwärts des Ventilschafts zeigt zudem ein ausgeprägtes Gebiet geringer Strömungsgeschwindigkeit, welches bei Variante 1 quasi nicht auftritt. Dies gibt auch die nach unten gerichtete Tendenz der Strömung vor dem Ventilschaft wieder.

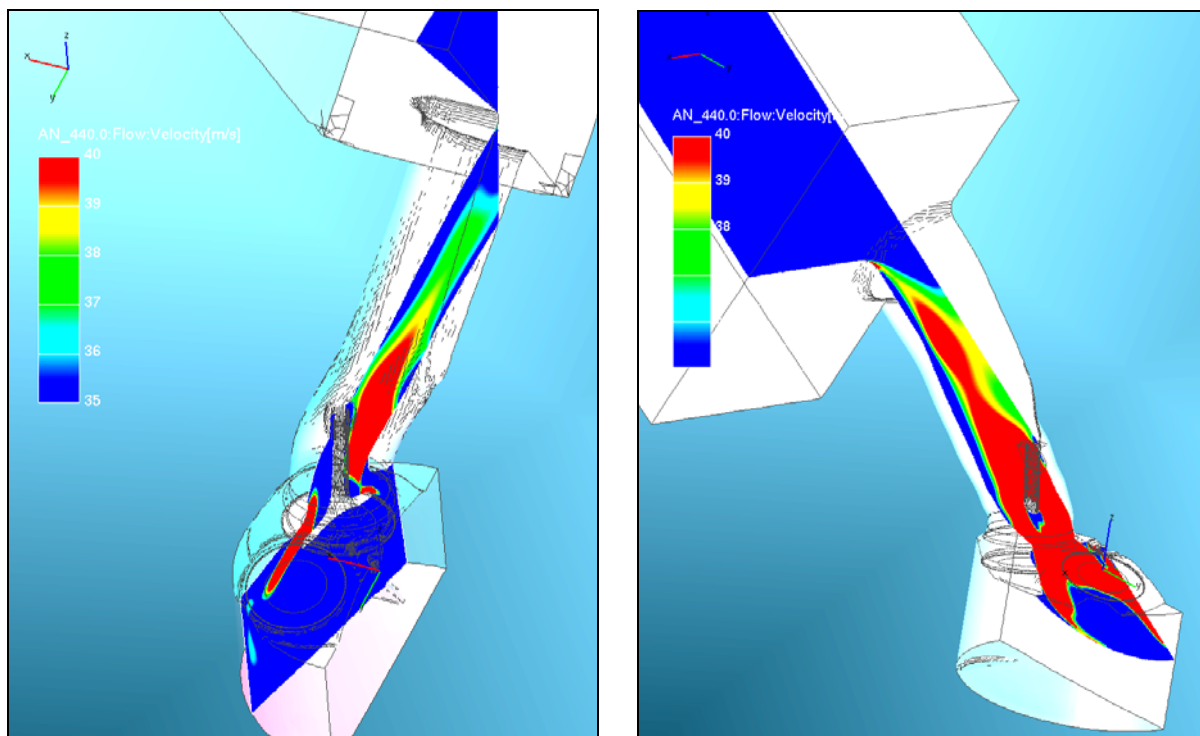


Abbildung 6-24: Schnitfführung

Durch eine veränderte Schnitfführung und einer Reduzierung der Skalierung des Geschwindigkeitsbereiches auf 35-40m/s, können die Strömungsvorgänge in den beiden Kanälen besser veranschaulicht werden. Der vertikale Schnitt durch die Ventilachse, wie in Abbildung 6-24 dargestellt, wurde stärker um die Hochachse gedreht, um den Einfluss der Kanalteilung und der Injektormulde besser abzubilden. Zusätzlich wurde ein weiterer, horizontaler Schnitt durch die Kanalmittelebene gelegt, um den Geschwindigkeitsverlauf über die Kanalbreite beurteilen zu können.

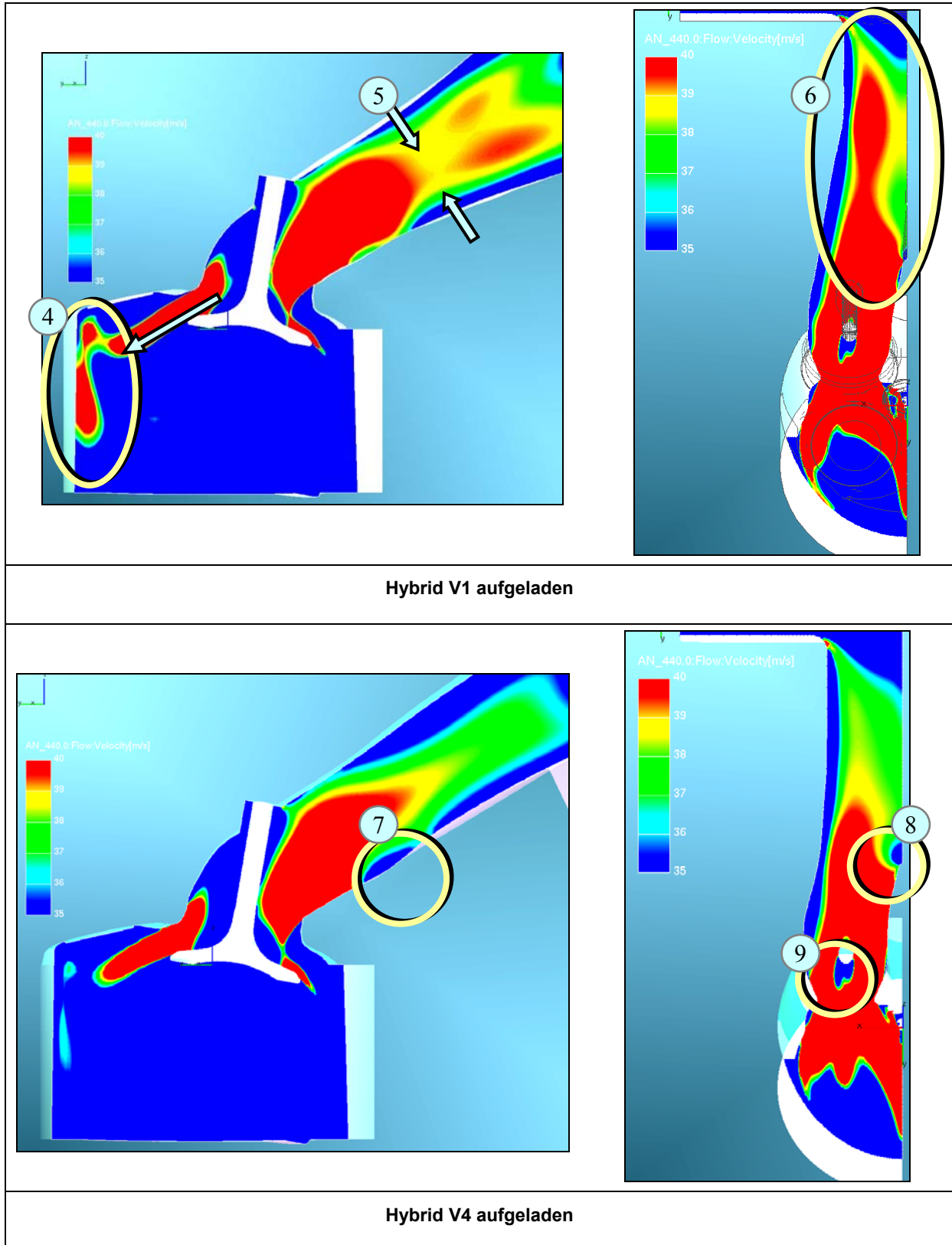
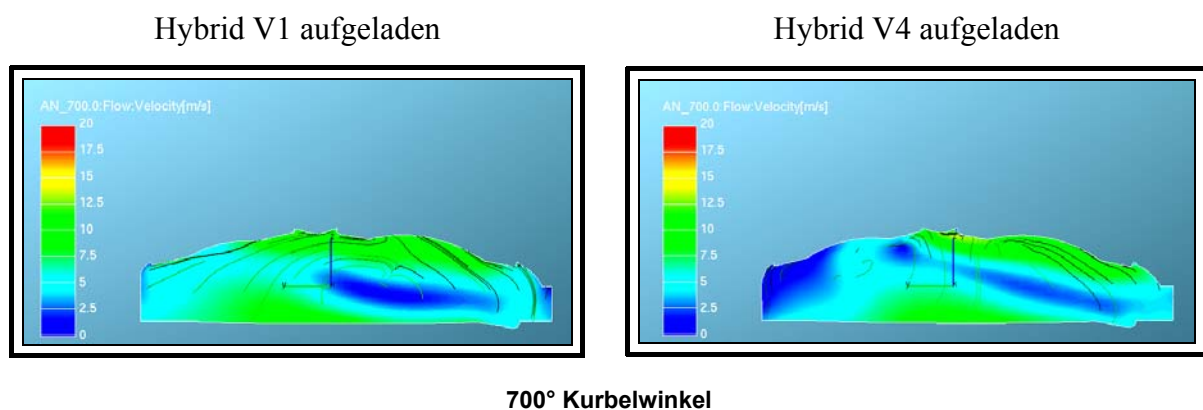
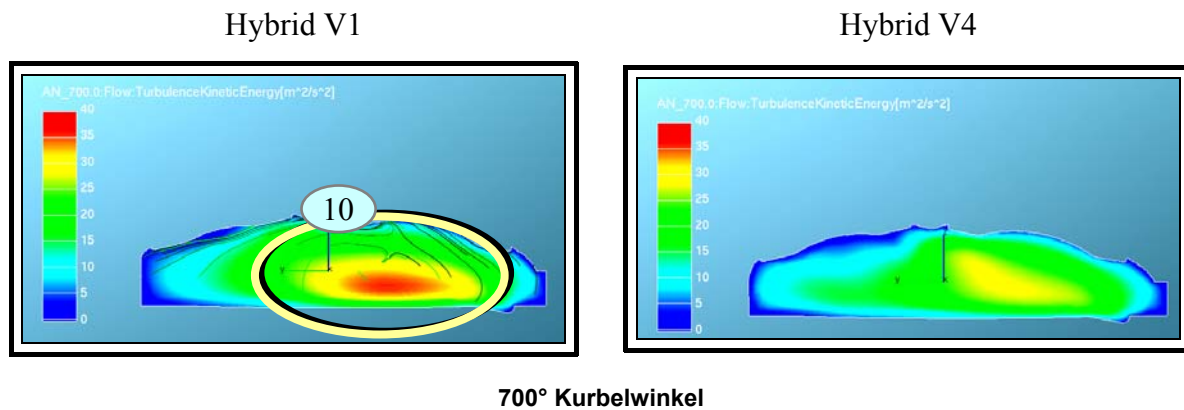


Abbildung 6-25: Vergleich bei veränderter Schnittführung und eingeschränktem Geschwindigkeitsbereich bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$

In Abbildung 6-25 wird deutlich, dass in Variante 1 ein intensiverer Bereich höherer Geschwindigkeit ausgebildet wird, wie bei der Markierung 4 zu sehen ist, der sich über den Ventilteller hinweg bis zur Zylinderwand fortsetzt. Der Kanal entfaltet vom Einlassquerschnitt weg eine bessere Düsenwirkung, siehe Markierung 6, wobei eine Einschnürung des Geschwindigkeitsprofils im Bereich der Kanalteilung bei Markierung 5, den unsteten Querschnittsverlauf widerspiegelt. Die Hybrid Variante 4 ist im Einlassbereich zu füllig ausgeführt, somit erreicht die Strömung eine geringere Geschwindigkeit und kann sich nicht in dem Maße bis zur Zylinderwand fortsetzen. Bei Markierung 9 ist der größere Strömungsschatten durch die geringere turbulente Einschnürung hinter dem Ventilschaft gut zu erkennen. Zusätzlich, wie bei Markierung 7 zu erkennen, hebt die Strömung im Bereich stromabwärts der Injektormulde durch die Wölbung ab und im Bereich der Kanalteilung, Markierung 8, entsteht ein Staupunkt. Dabei ergeben sich wiederum Strömungsverluste. Für die Strömung ergibt sich dadurch die Möglichkeit, bei geringer werdender Geschwindigkeit im Fortschreiten des Saughubs die Hinterkante des Ventiltellers wieder stärker zu umströmen. Dieser Massenstrom fehlt wiederum an der Ventiltellervorderkante, um die Tumble Rotation weiter zu verstärken und länger aufrecht zu erhalten. In Abbildung 6-26 ist zu erkennen, dass das Geschwindigkeitsniveau kurz vor OT bei der Variante 1 deutlich höher ist und sich besser über den Zylinder verteilt.



**Abbildung 6-26: Vergleich Hybrid V1 und V4,
Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene bei 2000 min^{-1} / 2 bar BMEP und 700°KW**



**Abbildung 6-27: Vergleich Hybrid V1 und V4,
turbulente kinetische Energie im Schnitt durch die Ventilebene bei 2000 min⁻¹ / 2 bar BMEP**

Wie in Kapitel 2.1.2 schon näher behandelt, ist die bei Ende des Verdichtungshubs zur Verfügung stehende turbulente Energie enorm wichtig für eine optimale Verbrennung. Besonders bei einem extremen Teillastpunkt bei 2000 min⁻¹ und 2 bar BMEP ist bekannt, dass eine optimale Verbrennung schwierig zu verwirklichen ist. Es herrscht ein geringeres Geschwindigkeitsniveau, da die mittlere Kolbengeschwindigkeit und somit die Strömungsgeschwindigkeit wesentlich geringer und der Einlasskanal in stark gedrosseltem Zustand ist. In Abbildung 6-27 bei Markierung 10 ist gut zu erkennen, wie gut bei Variante 1 die turbulente kinetische Energie ausgeprägt ist. Durch das fülligere und höhere Niveau der Geschwindigkeit wird der Brennraum besser durchgemischt und inhomogene Zonen der Gemischbildung verringert. Weiters bringt das höhere Niveau und die mittigere Ausrichtung der turbulenten kinetischen Energie deutliche Vorteile für die Flammenausbreitung.

7 Resümee

Aus dieser Arbeit wird ersichtlich, wie wichtig einzelne Konstruktionsparameter für die Eigenschaften eines Einlasskanals sind. Auch wenn für eine vollständige Aussage über das Motorverhalten der Versuch am gefeuerten Motor erforderlich ist, können wichtige Abschätzungen über die Auswirkungen auf die Gemischbildung und Verbrennung erfolgen. Alle Einflussgrößen und Ergebnisse für die Strömung im Kanal und im Brennraum werden dabei bewertet. Ein sehr gutes Mittel für die Abschätzung stellt die statistische Versuchsmethodik DoE dar. Im Besonderen, wenn Parameterfelder unüberschaubare Ausmaße annehmen, kann sehr gut eine Eingrenzung gefunden werden, die für die weitergehende und intensivere Betrachtung essentiell ist. Dadurch bieten sich große Vorteile bezüglich Entwicklungszeit und Kosten. Es wird möglich, Einflüsse einzelner Parameter und die Wechselwirkung dieser untereinander zu erkennen und dadurch den Fokus der Untersuchung gezielt auf die Problemstellen des betrachteten Systems zu richten. Bei komplexeren Systemen sind viele Versuchsdurchgänge notwendig, um die nichtlinearen Zusammenhänge richtig erfassen zu können. Daher ist ein weitgehend automatisierter Versuchsablauf zu realisieren.

Der stationäre Durchströmungsversuch bietet eine einfache und schnelle Möglichkeit, die Grundtendenzen des entworfenen Kanals abzuschätzen und mit weiteren Kanalmodellen zu vergleichen. Der Aufbau des geometrischen Modells, die Durchführung der Strömungssimulation und die Auswertung der Ergebnisse sind relativ einfach umzusetzen. Weiters sind die stationären Randbedingungen einfacher und die Ergebnisse werden dadurch gut vergleichbar. Dies bietet die Grundlage für eine gezielte Optimierung und Weiterentwicklung der entworfenen Kanalgeometrie. Nachteile entstehen durch die nicht vollständige Brennraumgeometrie, da der Kolben und somit eine wichtige Komponente für die Ausbildung der Ladungsbewegung fehlt. Weiters werden wichtige Randbedingungen, wie Druck und Temperatur, im Einlass und Zylinder nur vereinfacht dargestellt. Vor allem die Druckrandbedingungen spielen gemeinsam mit der Bewegung der Ventile und des Kolbens bei gasdynamischen Vorgängen eine wichtige Rolle.

Die instationäre Untersuchung der Ladungsbewegung im vollständigen Brennraum, mit Berücksichtigung der Bauteilbewegungen und der realen Randbedingungen bietet eine sehr gute Möglichkeit für die Beurteilung der Strömungssituation im Einlasskanal. Gerade die CFD Simulation bietet hier große Vorteile gegenüber Untersuchungen an realen Versuchsträgern. Der Zeit- und Kostenaufwand ist in der Simulation ungleich kleiner und eine schnelle Umsetzung geometrischer Änderungen wird dadurch möglich. Im Vergleich zur stationären Durchströmung erhöht sich zwar der Aufwand der Modellerstellung. Ausgehend von der Konstruktion über die Simulation bis hin zur Datenauswertung steigt dieser um den Faktor zwei bis drei. Vor allem die Qualität der Randbedingungen zu sichern, stellt dabei ein schwieriges Kriterium dar. Die Ergebnisse sind jedoch bei fachgerechter Durchführung um ein vielfaches aussagekräftiger. Darauf aufbauend können mit relativ geringem

Zusatzaufwand weiterführende Gemischbildungsuntersuchungen für die Saugrohr- oder Direkteinspritzung durchgeführt werden.

7.1 Bewertung der Ergebnisse

Aus den Auswertungen wird ersichtlich, dass der Kanalwinkel und der Radius der Hinterkante wichtige Grundparameter darstellen. Die Eigenschaften in punkto Zylinderfüllung und Ladungsbewegung ändern sich empfindlich bei geringer Variation dieser Größen. Bei der Kaminhöhe stellte sich heraus, dass sie weder auf den Durchfluss und auf keinen Fall auf den Tumble eine positive Wirkung hat. Es ist wichtig größere Ventilschaftlängen im Kanal zu vermeiden und den Ventilschaftdurchmesser möglichst gering zu halten. Weiters ist darauf zu achten, durch die Gestaltung des Kanalquerschnittverlaufs, hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich des Ventilschafts zu realisieren und zum Ventilsitzring hingehend eine möglichst gute Diffusorwirkung zu erzielen. Mit einer hohen Strömungsgeschwindigkeit wird das Ausmaß des Totwasserbereichs hinter dem Ventilschaft verringert, was wesentlich zum Strömungswiderstand im Kanal beiträgt. Mit einer Diffusorwirkung wird das Druckniveau am Ventilsitz und somit im Zylinder positiv beeinflusst. Durch eine genauere Betrachtung der Strömungssituation im Bereich des Ventiltellers wurde klar, wie wichtig es ist, die verlustbehaftete Umströmung der Hinterkante nach Möglichkeit zu vermeiden. Bei ausreichend gutem Strömungsabriss am Ventilsitzring in diesem Bereich kann ein ähnlich guter Massenfluss wie bei einem Füllkanal gewährleistet werden. Gemeinsam mit einer hohen Strömungsgeschwindigkeit erhält die Ladung damit einen guten, gerichteten Impuls an die gegenüberliegende Zylinderwand. Dadurch ergibt sich eine ausgeprägte Tumbleströmung um das Zentrum des Brennraums. Weiters hat der Kanalquerschnittsverlauf durch einen gleichmäßigen Verlauf Einfluss auf den Strömungswiderstand. Veränderungen in der Kanalgeometrie, die zu einer besseren Einbausituation von benachbarten Bauteilen, wie dem Injektor, führen sollen, sind nicht immer leicht umsetzbar. Bei der Injektormulde hat sich gezeigt, wie leicht sich die Strömungsrichtung beeinflussen lässt und dass sich auch bei einer runden Formgebung Totwasserbereiche ausbilden. Hier muss immer ein Kompromiss zwischen guten Strömungseigenschaften und der Anpassung an die Umgebung gefunden werden. Bei diesem Stand der Untersuchung ist auf jeden Fall die Hybrid Variante 1 zu bevorzugen, da sie sowohl im Füllgrad als auch in der Ladungsbewegung deutlich Vorteile aufzeigt und somit als Kompromiss sowohl für eine aufgeladene als auch eine freisaugende Motorvariante gut geeignet ist.

7.2 Ausblick

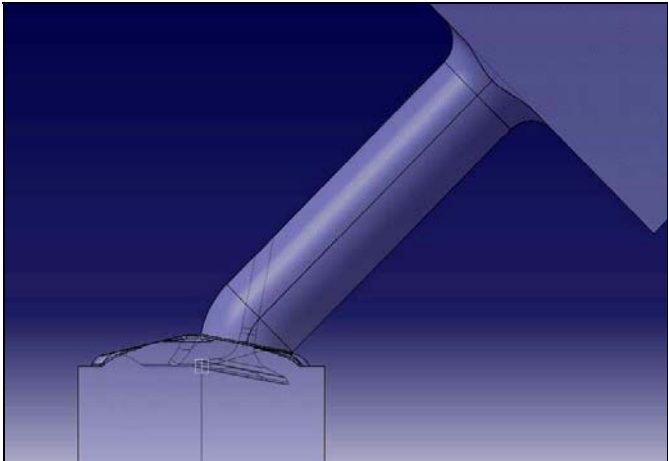
Mit der Hybrid Kanal Variante 1 ist es gelungen die Anforderungen für das gewünschte Brennsystem zu erfüllen. Dies bietet die Grundlage für die weiteren Entwicklungen des Eco Engine Konzeptes. In der Gemischbildungsrechnung wird es möglich sein die Qualität der Eigenschaften der Variante 1 näher zu untersuchen und die Gemischbildung und Ladungsverteilung über den Ansaug- und Verdichtungstakt zu bewerten.

Die aus den Ergebnissen gewonnenen Erkenntnisse bieten die Möglichkeit für eine weiterführende Optimierung und Feinabstimmung der Hybrid Variante 4. Vor allem die Kanalteilung, auf die hier nicht näher eingegangen wurde, ist ein Element, das sicherlich weitere Verbesserungen der Strömung in punkto Widerstand und Richtung bringt. Einflüsse aus dem Kanalquerschnittsverlauf sowie der Injektorpositionierung bieten weiteres Potential und werden in den nachfolgenden Untersuchungen zu einer Verbesserung der Kanaleigenschaften beitragen können. Bei dementsprechenden Anpassungen der Kanalgeometrie ist es möglich, die Variante 4 näher an die Variante 1 heranzubringen und somit die Vorzüge der Einbaulage von Peripheriekomponenten mit guten Kanaleigenschaften zu kombinieren.

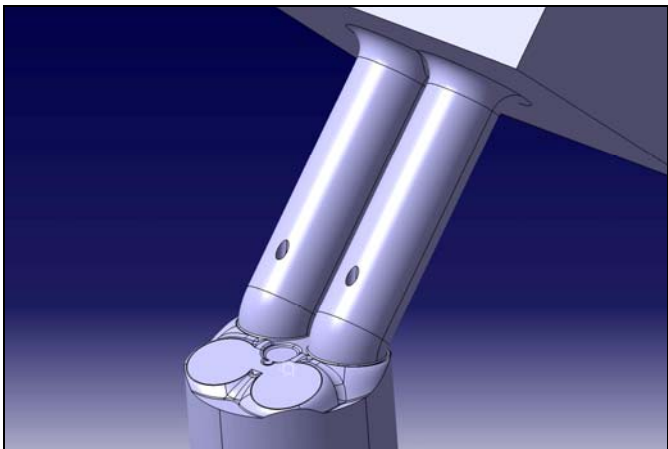
8 Anhang

Tabelle 8-1: Gegenüberstellung der Kanalvarianten in der Parameterstudie

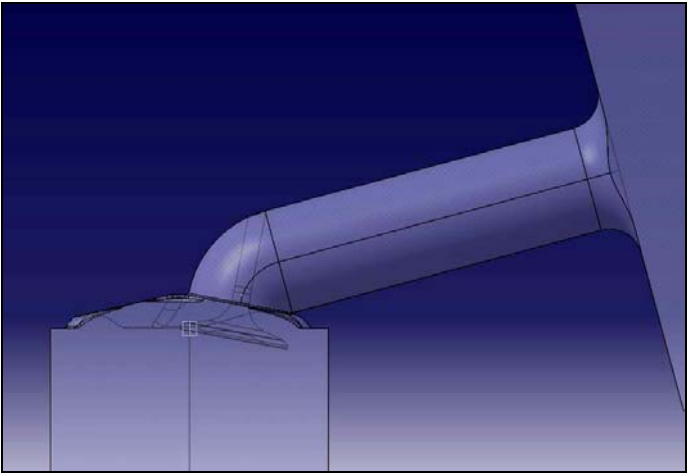
Intake Port 1		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
45	0mm	0mm
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,666	0,069	



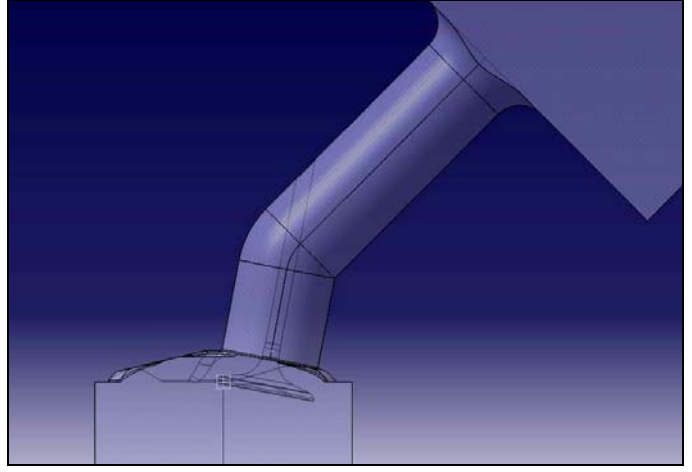
Intake Port 1 Zweikanalmodell		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
45	0	0
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,665	0,073	



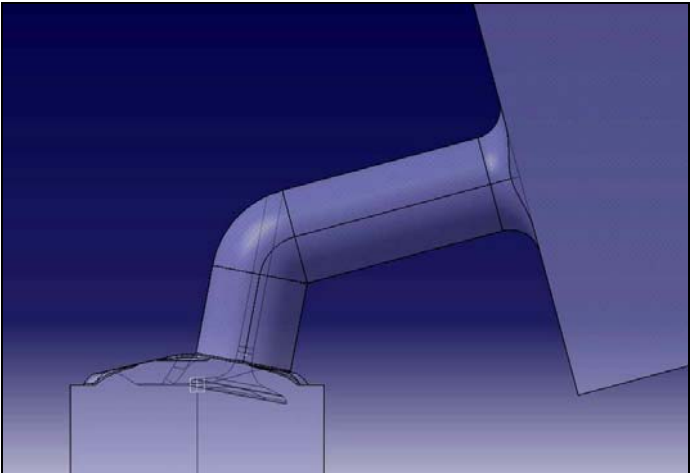
Intake Port 2		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
75	0	0
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,618	0,123	



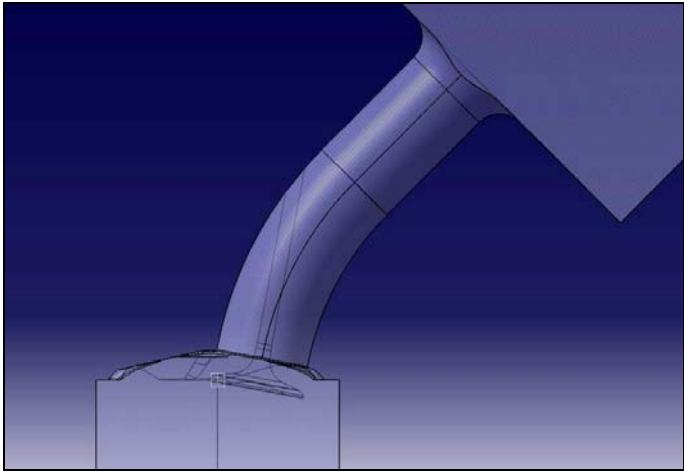
Intake Port 3		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
45	30	0
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,693	0,021	



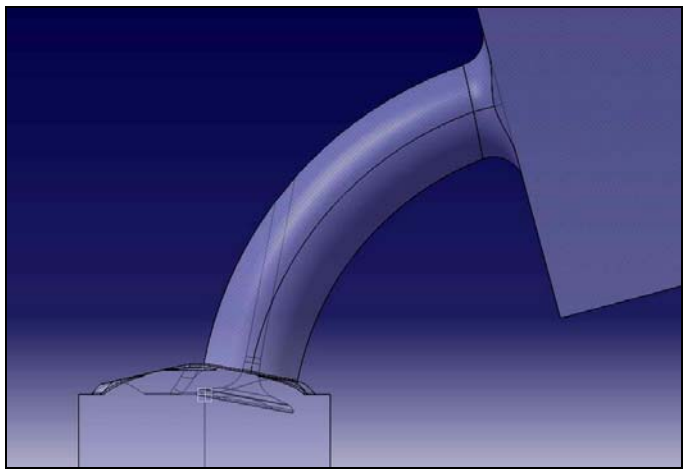
Intake Port 4		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
75	30	0
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,648	0,017	



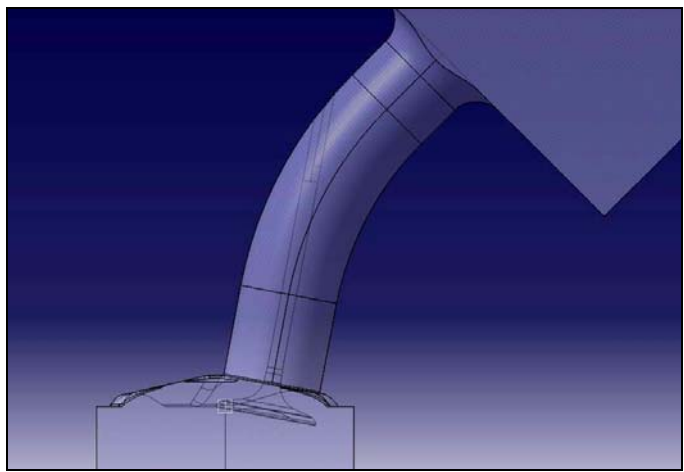
Intake Port 5		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
45	0	100
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,704	0,028	



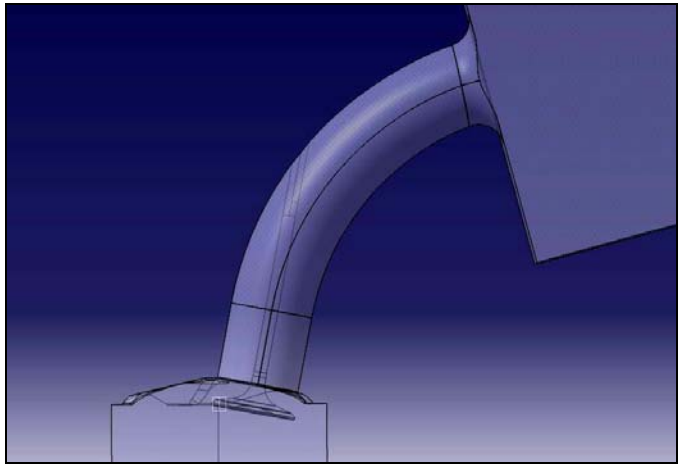
Intake Port 6		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
75	0	100
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,697	0,026	



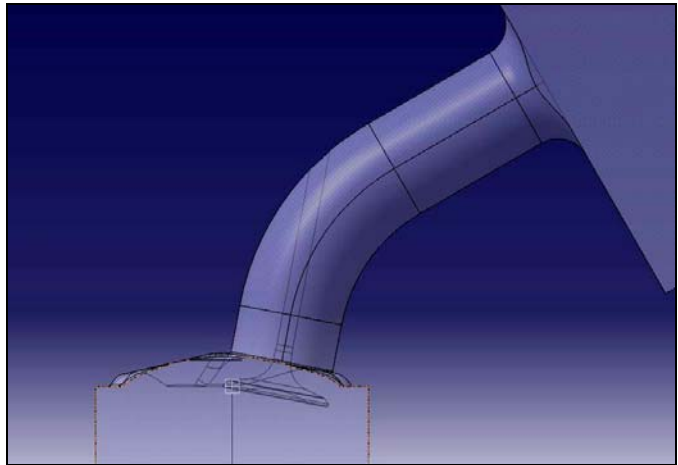
Intake Port 7		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
45	30	100
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,699	0,018	



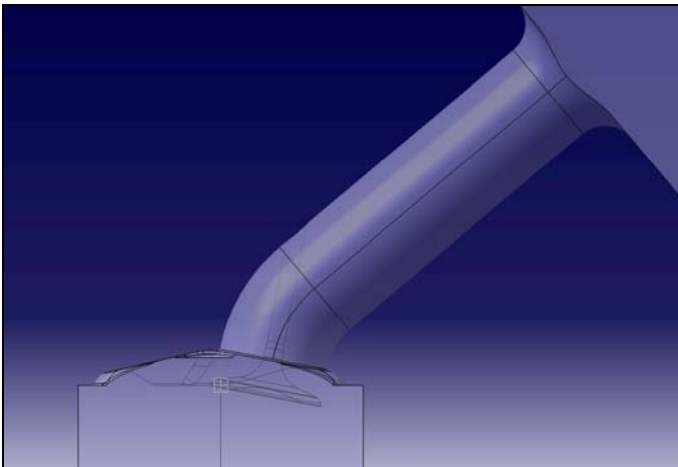
Intake Port 8		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
75	30	100
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,692	0,018	

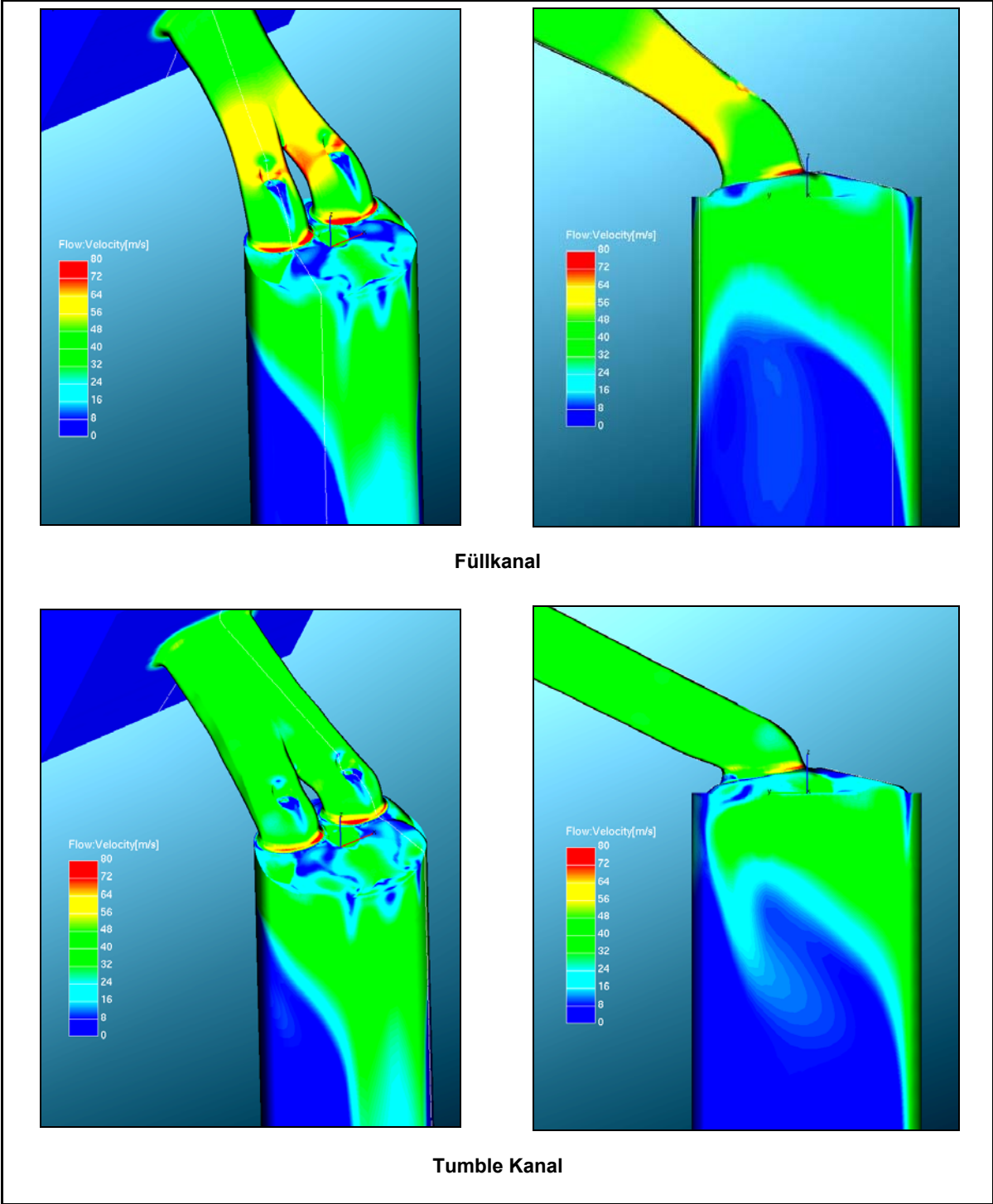


Intake Port 9		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
60	15	50
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,695	0,022	



Intake Port 10		
Eingabeparameter		
Port Angle	Chimney Height	Port Radius
50	0	20
Ausgabeparameter		
Flow Coefficient	Tumble Ratio	
0,701	0,040	





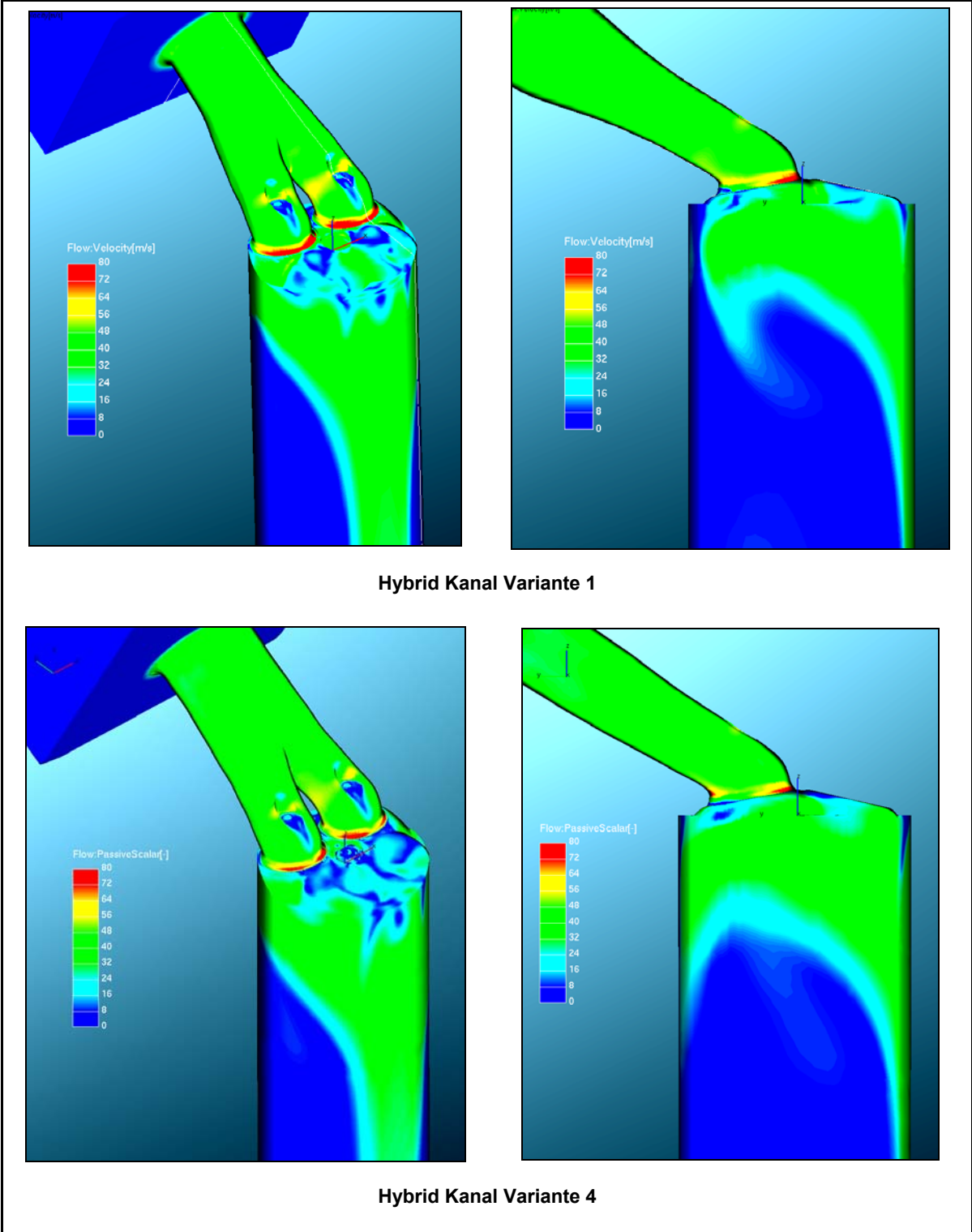


Abbildung 8-1: Geschwindigkeitsverteilung in der stationären Durchströmung - Oberflächendarstellung

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 BRP Produkte	7
Abbildung 1-2: Projektablauf.....	8
Abbildung 2-2: Innere Gemischbildung	11
Abbildung 2-3: Prinzip Abgasturboaufladung, rechts Abgasturbolader im Schnitt	11
Abbildung 2-4: Laminare und turbulente Flammenausbreitung	12
Abbildung 2-5: Strömung im Zylinder	13
Abbildung 2-6: Konzept Tumble Kanal	13
Abbildung 2-7: Spiral-Einlasskanal zur Drallerzeugung	14
Abbildung 2-8: Motorschnitt Suzuki Hayabusa 1300	14
Abbildung 2-9: Messverfahren zur Bewertung einlasskanalgenerierter Strömung	14
Abbildung 2-10: Skizze Tippelmann	15
Abbildung 2-11: Skizze Strömungsprüfstand	15
Abbildung 2-12: Tumble Definition	15
Abbildung 2-13: Definition Durchflusskennwert	16
Abbildung 2-14: Prinzip der Erhaltung einer skalaren Größe	17
Abbildung 2-15: Reynolds Mittelung	20
Abbildung 2-16: Konventionelle Versuchsdurchführung	21
Abbildung 2-17: Versuchsaufbau DoE	22
Abbildung 2-18: Übersicht über verschiedene Versuchspläne	22
Abbildung 2-19: Softwareoberflächen	23
Abbildung 3-1: BRP Rotax Originalgeometrie Füllkanal.....	25
Abbildung 3-2: Ausgangsgeometrie Drallkanal.....	26
Abbildung 3-3: Ausgangsgeometrie Tumble Kanal.....	26
Abbildung 4-1: Kanalparameter.....	28
Abbildung 4-2: Skizze Kanalaufbau	29
Abbildung 4-3: Parametrisierte Kanalkonstruktion	30
Abbildung 4-4: Oberflächenselektionen parametrisierter Kanal	32
Abbildung 4-5: Ventil mit Selektionen	32

Abbildung 4-6: Ventil mit Selektionen und Kantennetz.....	33
Abbildung 4-7: Volumennetz Parameteruntersuchung.....	34
Abbildung 4-8: Vernetzung im Ventiltellerbereich	34
Abbildung 4-9: Bewertungsselektion mit Drehachse.....	35
Abbildung 4-10: Modellanalyse.....	36
Abbildung 4-11: Effektanalyse der Parameter.....	37
Abbildung 4-12: Einflüsse einzelner Parameter aufeinander.....	38
Abbildung 4-13: Eingabeoberfläche Wertoptimierung.....	39
Abbildung 4-14: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsverteilung Vollmodell und Halbmodell.....	42
Abbildung 4-15: Vergleich der Kanalvarianten.....	43
Abbildung 5-1: Konstruktion Füllkanal	46
Abbildung 5-2: Konstruktion Tumble Kanal	46
Abbildung 5-3: Konstruktion Drall Kanal	47
Abbildung 5-4: Konstruktion Hybrid Kanal	48
Abbildung 5-5: Querschnittsverläufe der Kanäle.....	49
Abbildung 5-6: Injektorposition Hybrid Kanal.....	50
Abbildung 5-7 Kanalkonstruktion Hybrid Variante 4.....	51
Abbildung 5-8: Injektorwinkel Hybrid Variante 4.....	51
Abbildung 5-9: Volumennetz Hybridkanal.....	52
Abbildung 5-10: Netzverfeinerung im Ventilbereich	52
Abbildung 5-11: Geschwindigkeitsverteilung - Schnitt durch die Ventilachse bei 9mm Ventilhub.....	54
Abbildung 5-12: Geschwindigkeitsverteilung - Schnitt durch die Zylinderachse.....	56
Abbildung 5-13: Nahaufnahme Ventil - Vergleich Hybrid Version 1 und 4.....	57
Abbildung 5-14: Geschwindigkeitsverteilung - waagrechter Schnitt durch die Kanalmitte ...	58
Abbildung 5-15: Vergleich Durchfluss der Kanalvarianten	59
Abbildung 5-16: Vergleich Durchfluss der Hybridvarianten.....	60
Abbildung 5-17: Vergleich Tumble Drehimpuls der Kanalvarianten.....	60
Abbildung 5-18: Vergleich Tumble Drehimpuls der Hybridvarianten.....	61
Abbildung 6-1: Kolben Eco Engine	62
Abbildung 6-2: Querschnittsverlauf der überarbeiteten Hybridkanäle.....	63

Abbildung 6-3: Seitenansicht Hybrid V1	64
Abbildung 6-4: Seitenansicht Hybrid V4	64
Abbildung 6-5: Geometrie für die bewegte Strömungssimulation	65
Abbildung 6-6: Einlassventilerhebung Referenzmotor	66
Abbildung 6-7: Volumennetz Einlassventil mit Zonen	66
Abbildung 6-8: Einlassdruckverlauf Saugmotor bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	67
Abbildung 6-9: Druckverlauf Referenzmotoren bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	68
Abbildung 6-10: Zylinderdruckverlauf bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	68
Abbildung 6-11: Vergleich Tumble Zahl für den aufgeladenen Zustand in der Volllast	70
Abbildung 6-12: Vergleich Tumble Zahl für den freisaugenden Zustand in der Volllast	71
Abbildung 6-13: Vergleich turbulente kinetische Energie für den aufgeladenen Zustand in der Volllast	71
Abbildung 6-14: Vergleich turbulente kinetische Energie für den freisaugenden Zustand in der Volllast	72
Abbildung 6-15: Vergleich des Massenflusses in den Zylinder in der Volllast	72
Abbildung 6-16: Vergleich Hybrid V1 und V4, Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene in Volllast und aufgeladenem Zustand	74
Abbildung 6-17: Vergleich Hybrid V1 und V4, turbulente kinetische Energie im Schnitt durch die Ventilebene in Volllast	75
Abbildung 6-18: Vergleich Tumble Zahl für den aufgeladenen Zustand bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	75
Abbildung 6-19: Vergleich Tumble Zahl für den freisaugenden Zustand bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	76
Abbildung 6-20: Vergleich turbulente kinetische Energie für den aufgeladenen Zustand bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	76
Abbildung 6-21: Vergleich turbulente kinetische Energie für den freisaugenden Zustand bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	77
Abbildung 6-22: Vergleich des Massenflusses in den Zylinder bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	77
Abbildung 6-23: Vergleich Hybrid V1 und V4; Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	78
Abbildung 6-24: Schnittführung	79
Abbildung 6-25: Vergleich bei veränderter Schnittführung und eingeschränktem Geschwindigkeitsbereich bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$	80
Abbildung 6-26: Vergleich Hybrid V1 und V4, Geschwindigkeitsverteilung im Schnitt durch die Ventilebene bei $2000 \text{ min}^{-1} / 2 \text{ bar BMEP}$ und 700°KW	81

Abbildung 6-27: Vergleich Hybrid V1 und V4, turbulente kinetische Energie im Schnitt durch die Ventilebene bei 2000 min^{-1} / 2 bar BMEP	82
---	----

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Auszug Motorpalette BRP	24
Tabelle 3-2: Daten der Grundgeometrie.....	25
Tabelle 4-1: Parameterdaten.....	28
Tabelle 4-2: Solvereinstellungen Parameteruntersuchung.....	34
Tabelle 4-3: Ergebnis der Wertoptimierung.....	39
Tabelle 4-4: Liste verschiedener Voraussagen.....	40
Tabelle 4-5: Gegenüberstellung der Kanalvarianten.....	41
Tabelle 5-1: Winkel der Kanalvarianten	49
Tabelle 6-1: Randbedingungen aufgeladener Motor bei Lastpunkt 2000 U min^{-1} / 2bar BMEP	69
Tabelle 8-1: Gegenüberstellung der Kanalvarianten in der Parameterstudie.....	86

Literaturverzeichnis

- 1 BRP- Powertrain GmbH & Co KG, www.rotax.com
- 2 Delphi Automotive LLP: Delphi Brochure 2010/11 Passenger Cars & Light Duty Vehicles, 2010, www.delphi.com
- 3 Pischinger R., Klell M, Sams T: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, SpringerWienNewYork, dritte Auflage, 2009
- 4 Jajčević D.: CFD Simulation eines Hochleistungsmotors mit Benzindirekteinspritzung, Diplomarbeit Technische Universität Graz, 2007
- 5 <http://www.kfztech.de/>
- 6 Golloch R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Springer, 2005
- 7 Stoffregen J.: Motorradtechnik, Vieweg, 6.Auflage, 2006
- 8 Eichseder H., Klütting M, Piock W.F.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors; SpringerWienNewYork
- 9 Winkler F.: Laborübung Verkehrstechnik, Kapitel 9 Strömungsprüfstand, Skriptum, Technische Universität Graz, 2007
- 10 Almbauer R., Sturm P.: Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Skriptum Technische Universität Graz, 2009
- 11 Zinner Ch.: Vorauslegung eines Motorenkonzeptes für 4-Takt Hochleistungsmotoren mit Saugrohr- und Direkteinspritzung mittels 1D, 3D und gekoppelter Simulationsansätze, Diplomarbeit Technische Universität Graz, 2009
- 12 Nestler F.: Einbindung von DoE in den Entwicklungsprozess zur Emissionsbewertung von Bauteilvarianten, Diplomarbeit Technische Universität Graz, 2004
- 13 Giger B.: Design of Experiments – Einführung in die statistische Versuchsplanung, TQU AG Winterthur, 2009