



Diplomarbeit

Modell zur Abschätzung der Tumblezahl aus geometrischen Kenngrößen

von

Oliver Batruel

Eingereicht am:

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

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

Betreuender Assistent: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger

Betreuer AVL: Dipl.-Ing. Reinhard Glanz; Dipl.-Ing. (FH) Markus Schwarzl

Graz, 2010

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am
Ort, Datum

Unterschrift

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand im Sommersemester 2010 in der Abteilung Kanalkonstruktion und -entwicklung der AVL List GmbH.

Ich möchte mich an dieser Stelle recht herzlich bei meinen Betreuern an der AVL, Herrn Dipl.-Ing. Reinhard Glanz und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Markus Schwarzl, für die Möglichkeit zur Durchführung einer solch interessanten Diplomarbeit und für die Unterstützung bei der Ausarbeitung bedanken.

Weiters möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder und Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik für die Übernahme der Betreuung meiner Arbeit bedanken.

Mein Dank gilt auch allen Mitarbeitern der Abteilung Kanalkonstruktion und -entwicklung der AVL List GmbH, die mir stets mit Rat und Tat zur Seite gestanden sind: Herrn Benjamin McCloud, Herrn Markus Kores, Herrn Markus Gaspar und vor allem Herrn Dipl.-Ing. (FH) Egon Petschenig, der mir bei der *Particle Image Velocimetry* mit seinem Wissen und seiner Erfahrung besonders geholfen hat.

Einen wesentlichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit haben auch Herr Gerhard Bergmann und Herr Rainhold Zach geleistet, da sie mit ihrem Fachwissen und handwerklichen Geschick bei der Bearbeitung der Kanalmodelle die notwendige Wiederholgenauigkeit bei der Modellerstellung überhaupt ermöglicht haben.

Bei Frau Dipl.-Ing. Marie-Sophie Vogels möchte ich mich für die Hilfe bei der statistischen Versuchsplanung bedanken.

Schließlich möchte ich mich noch besonders bei meiner Familie und meiner Freundin samt Familie für die vielseitige Unterstützung während des gesamten Studiums bedanken.

Kurzfassung

Die Ladungsbewegung im Inneren des Zylinders ist ein entscheidender Parameter der Gemischbildung und Verbrennung. Sie bestimmt somit maßgebend den Verbrauch und die Emissionen von Verbrennungskraftmaschinen. Beim Ottomotor hat sich eine Zylinderinnenströmung in Form eines Wirbels senkrecht zur Zylinderachse (Tumble) als günstig erwiesen. Eine solche Tumble-Strömung kann mit der geometrischen Form der Einlasskanäle erzeugt werden. Es kann festgestellt werden, dass mit zunehmender Ladungsbewegung der Durchfluss der Einlasskanäle sinkt. Da erhöhte Strömungsverluste den Motorgesamtwirkungsgrad senken, liegt ein Zielkonflikt der beiden Größen vor und es ist eine gemeinsame, optimale Abstimmung dieser Strömungsparameter unumgänglich. Um eine zielgerichtete bzw. Zeit und Kosten sparende Konstruktion solcher Tumble-Kanäle zu ermöglichen, wurde ein mathematisches Modell zur Abschätzung des Tumbles und des Durchflusses aus charakteristischen geometrischen Kenngrößen von Einlasskanälen erstellt. Es waren dazu Versuche am stationären Strömungsprüfstand notwendig, um die Einflüsse dieser Kenngrößen ermitteln zu können. Dabei wurden die unterschiedlichen Parameterkombinationen mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (DoE) festgelegt. Die Messung der Strömungsfelder erfolgte mit der *Particle Image Velocimetry*. Nach der Modellerstellung wurde dieses hinsichtlich der Qualität und Aussagekraft überprüft und analysiert. Mit Hilfe des erstellten Modells und der damit optimierten Kanalvarianten konnten zudem grundlegende konstruktive Gestaltungsempfehlungen für Tumble-Kanäle erarbeitet werden.

Abstract

The charge motion inside the cylinder has a significant influence on the fuel-air-mixture generation and the combustion. Therefore it is relevant for the fuel consumption and exhaust emissions. In a gasoline engine a cylinder flow which rotates perpendicular to the cylinder axis (Tumble) is proved to be favorable. Such a tumble flow can be generated by the geometrical shape of intake ports. It can be noticed that with higher charge motion the flow efficiency of intake ports decreases. So a common, optimal tuning of both flow parameters tumble and flow is necessary. In order to save time and money during the intake tumble port design process a mathematical model for the estimation of the tumble and the flow with the aid of characteristic geometrical parameters has been created. To find out the influence of the parameters, tests on a stationary flow test bench were necessary. The different combinations of the parameters were set by the aid of DoE (Design of Experiments). With the Particle Image Velocimetry the flow field was measured. After modeling the quality of the model was checked and analyzed. With the aid of the created model a basic design recommendation of intake tumble ports has been developed.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	7
2. Ladungsbewegung	8
2.1 Grundlagen	8
2.1.1 Allgemeine Kenngrößen von Verbrennungskraftmaschinen	8
2.1.2 Gemischbildung	14
2.1.3 Verbrennung	15
2.1.4 Ladungswechsel	19
2.2 Formen der Ladungsbewegung	24
2.3 Zusammenfassung des Einflusses der Ladungsbewegung	27
3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung.....	29
3.1 Berechnung der Tumblezahl.....	30
3.2 Berechnung des Durchflusses	33
3.3 Durchflussmessung	35
3.4 Particle Image Velocimetry	36
3.4.1 Grundlagen	36
3.4.1.1 Aufbau und Funktionsweise	36
3.4.1.2 Kreuzkorrelation	37
3.4.1.3 Scheimpflug-Bedingung und „out of plane“ Komponente	38
3.4.2 Praktische Anwendung und Auswertung.....	40
4. Entstehung der Tumble-Strömung und deren konstruktive Beeinflussung.....	43
5. Auswahl der geometrischen Kenngrößen.....	45
5.1 Parametrisierbarer CAD-Kanal	45
5.2 Darstellung und Grenzen der Parameter	47
6. DoE - Design of Experiments	53
6.1 Regressionsanalyse	54
6.2 Erstellung der Versuchspläne.....	58
6.1.1 Erster Versuchsplan: One Factor at a Time	58
6.1.2 Zweiter Versuchsplan: D-Optimal.....	60
7. Konstruktion, Herstellung u. Messung der Kanalmodelle.....	62
7.1 Konstruktion der Kanalmodelle	62
7.2 Herstellung und Bearbeitung	64

7.3 Messung der Kanalmodelle mit PIV	65
7.3.1 Messaufbau	65
7.3.2 Fehlerquellen	66
8. Ergebnisse und Erstellung des Modells.....	67
8.1 Wiederholungsgenauigkeit	67
8.2 Ergebnisse des ersten Versuchsplanes	73
8.1.1 Einfluss der Parameter V, F1, A1, A2, B1, B2, B3	73
8.1.2 Qualitätsdiagramm.....	77
8.2 Modellerstellung.....	79
8.2.1 Ergebnisse des zweiten Versuchsplanes	79
8.2.2 Modellqualität.....	80
8.2.3 Interpretation und Analyse des Modells	82
8.2.4 Einfluss des Ventilwinkels bei konstanter Flanschlage	87
8.2.5 Vergleich des Modells mit bereits konstruierten Kanälen	88
9. Zusammenfassung.....	90
9.1 Ausblick	91
Literaturverzeichnis.....	93
Abbildungsverzeichnis	94
Tabellenverzeichnis.....	96
Anhang	97

1. Einleitung

Auch in Zeiten der zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstranges wird der Entwicklung effizienter, schadstoffarmer Verbrennungskraftmaschinen weiterhin eine enorme Bedeutung beigemessen. Der Viertakt-Ottomotor konnte in den letzten Jahren durch Aufladung, Direkteinspritzung und voll-variabler Ventilsteuerung deutliche Verbrauchsreduzierungen erreichen. In Verbindung mit seiner - bei homogener, stöchiometrischer Gemischbildung - einfachen und effektiven Abgasnachbehandlung durch den Dreiwegekatalysator stellt der Ottomotor eine wichtige und vor allem kostengünstige Antriebsquelle in modernen Pkws dar. Bei all den unterschiedlichen Kombinationen dieser Technologien haben die Einlasskanäle eine große Bedeutung. Sie sind nicht nur für einen möglichst verlustarmen Ladungswechsel zuständig, sondern stellen auch eine dem Konzept entsprechende Ladungsbewegung zur Verfügung, die ein wesentlicher Parameter für die Verbrennung ist. Als vorteilhaft hat sich beim Ottomotor eine Ladungsbewegung in Form eines Wirbels senkrecht zur Zylinderachse (Tumble) erwiesen, welcher durch die Tumblezahl quantifiziert wird.

Die geometrische Gestaltung der Einlasskanäle unter Beachtung aller Rahmenbedingungen bei Ottomotoren bestimmt nun einerseits den möglichen Durchfluss und andererseits die Form und Intensität der generierten Ladungsbewegung. Es kann festgestellt werden, dass mit zunehmender Ladungsbewegung der Durchfluss sinkt, daher ist eine Abstimmung beider Größen unumgänglich. Um eine zielgerichtete und infolgedessen Zeit und Kosten sparende Konstruktion zu ermöglichen, wurde im Zuge dieser Diplomarbeit ein Modell erstellt, welches unter Vorgabe charakteristischer geometrischer Kenngrößen erlaubt, Abschätzungen des Durchflusses und der Tumblezahl noch vor einer Messung am Prüfstand durchzuführen. Zudem wurde mit Hilfe des erstellten Modells eine grundlegende Konstruktionsempfehlung für Tumble-Kanäle erarbeitet.

In der folgenden Arbeit werden, ausgehend von allgemeinen Grundlagen, die Bedeutung der Ladungsbewegung sowie deren mögliche Formen gezeigt (Kapitel 2). Anschließend wird im dritten Kapitel auf die Berechnung der für diese Arbeit wichtigen Kenngrößen eingegangen. Der theoretische Hintergrund der verwendeten Messtechnik zur Erfassung der Ladungsbewegung wird im selben Kapitel beschrieben. Das Kapitel vier zeigt die Entstehung und konstruktive Beeinflussung des Tumbles. Der verwendete parametrisierbare Einlasskanal und die Auswahl und Definition der geometrischen Kenngrößen werden im fünften Kapitel bildlich dargestellt. Die Bedeutung von DoE, sowie die damit erstellten Versuchspläne, werden im sechsten Kapitel erklärt. Die praktischen Arbeiten bei der Konstruktion, Herstellung und Messung der Kanalmodelle werden im siebten Kapitel angeführt. Das achte Kapitel präsentiert schließlich alle Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Diplomarbeit.

2. Ladungsbewegung

Unter Ladungsbewegung versteht man grundsätzlich ein dreidimensionales Strömungsfeld im Arbeitsraum des Motors. Die Form der Einlasskanäle ist dabei von entscheidender Bedeutung. Der Brennraum und die Form des Kolbens sind weitere wesentliche Faktoren bei der entstehenden Zylinderinnenströmung. Diese Strömungsstruktur ist einerseits maßgeblich für die Gemischbildung, andererseits ist ihr Zustand am Ende der Verdichtung ausschlaggebend für den Verbrennungsprozess. In diesem Kapitel sollen aufbauend auf Grundlagen die Bedeutung sowie die unterschiedlichen Formen der Ladungsbewegung und deren Eigenschaften gezeigt werden.

2.1 Grundlagen

Um die Bedeutung der Ladungsbewegung und deren Einfluss auf die Verbrennung und Gemischbildung erkennen zu können, ist ein Verständnis über grundlegende und allgemeine Zusammenhänge bei Verbrennungskraftmaschinen unumgänglich. Daher soll im Folgenden einerseits näher auf die Definition maßgeblicher Kenngrößen und andererseits auf Gemischbildung, Verbrennung und den Ladungswechsel als entscheidende Vorgänge im Arbeitsprozess eines Motors eingegangen werden. Dieses Kapitel wurde mit Hilfe folgender Literatur erstellt: [1, 2, 3].

2.1.1 Allgemeine Kenngrößen von Verbrennungskraftmaschinen

Die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W wird üblicherweise auf das Hubvolumen V_h bezogen. Diese spezifische Arbeit hat die Einheit eines Drucks und wird daher als **Mitteldruck** p_m bezeichnet.

$$p_m = \frac{W}{V_h}$$

Die SI Einheit des Mitteldrucks ist J/m^3 oder N/m^2 (Pa), wird aber meist in „bar“ angegeben. Wird der Druck im Inneren des Brennraumes gemessen und über den Kolbenweg aufgetragen, so ergibt die eingeschlossene Fläche die innere Arbeit $W_i = \int p_i dV$. Setzt man nun in obigen Zusammenhang für die Arbeit W die innere Arbeit W_i ein, so erhält man den inneren (indizierten) Mitteldruck p_i . Analog erhält man den effektiven Mitteldruck beim Einsetzen der effektiven Arbeit W_e . Die effektive Arbeit kann aus einer Drehmomentmessung am Motorenprüfstand bestimmt werden. Die Differenz zwischen der an den Kolben abgegebenen inneren Arbeit und der effektiv geleisteten Arbeit entspricht der Reibungsarbeit W_r . Bezogen auf das Hubvolumen ergibt sich somit der Reibmitteldruck p_r .

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad W_r = W_i - W_e \quad p_r = \frac{W_r}{V_h}$$
$$p_r = p_i - p_e$$

2. Ladungsbewegung

Für die **Leistung** eines Viertaktmotors gilt die Gleichung:

$$P = \frac{n}{2} \cdot V_H \cdot p_m$$

Dabei ist die Leistung P (je nach Index effektive, innere oder Reibleistung) in Watt, die Drehzahl n in s^{-1} , der Mitteldruck in N/m^2 und das Gesamthubvolumen $V_H = z \cdot V_h$ (z = Zylinderanzahl) in m^3 angegeben.

Das **Drehmoment** eines Viertaktmotors errechnet sich aus folgender Gleichung:

$$M_d = \frac{V_H \cdot p_m}{4 \cdot \pi}$$

Je nach Index handelt es sich um das effektive, innere oder das Reibmoment.

Der effektive **Wirkungsgrad** η_e ist definiert als das Verhältnis der effektiv gewonnen Arbeit W_e zur zugeführten Brennstoffenergie $Q_B = m_B \cdot H_u$ (siehe Seite 10).

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B}$$

Analog gilt für den Innenwirkungsgrad η_i die Definition:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B}$$

Für den mechanischen Wirkungsgrad gilt:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad \text{wobei} \quad \eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Der **spezifische Kraftstoffverbrauch** b_e ist indirekt proportional zum effektiven Wirkungsgrad und zum Heizwert H_u

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u}$$

Das **Verdichtungsverhältnis** ε ist definiert als

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad \text{mit } V_c \text{ als Verdichtungs- bzw. Kompressionsvolumen}$$

Die bei der Verbrennung zugeführte Luftmenge weicht häufig vom stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} zur vollständigen Verbrennung ab. Diese Abweichung wird durch das **Luftverhältnis** λ beschrieben. Sie stellt somit eine wichtige Kennzahl der Verbrennung dar:

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}}$$

2. Ladungsbewegung

Der **Gemischheizwert** ist jene Energie, die bezogen auf den Außenzustand, mit einem m^3 Frischladung in den Zylinder eingebracht wird. Bei gemischansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert auf $1 m^3$ Gemisch V_G , bei luftansaugenden auf $1 m^3$ Luft V_L bezogen.

$$H_G = \frac{Q_B}{V_G} = \frac{m_B \cdot H_u}{V_G}$$

mit $V_G = \frac{m_L + m_B}{\rho_G}$

und $m_L = \lambda \cdot L_{st} \cdot m_B$

erhält man für den Gemischheizwert des gemischansaugenden Motors:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st} + 1}$$

H_GGemischheizwert in kJ/m^3

H_uHeizwert in kJ/kg

m_BBrennstoffmasse in kg

m_LLuftmasse in kg

V_GVolumen des Gemisches m^3

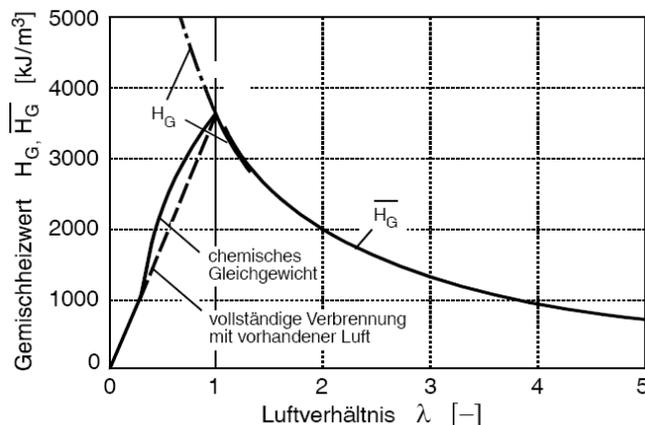
ρ_GDichte des Gemisches in kg/m^3

Analog erhält man den Gemischheizwert für luftansaugende Motoren folgendermaßen:

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st}}$$

Anhand dieser Gleichungen lässt sich der starke Einfluss des Luftverhältnisses auf den Gemischheizwert erkennen. **Abb. 2-1** zeigt die Gemischheizwerte als Funktion von λ . Jener Kurvenverlauf, der sich aufgrund der Formeln bei $\lambda < 1$ ergibt, ist unrealistisch, da nicht genügend Sauerstoff zur vollständigen Verbrennung zur Verfügung steht.

Die tatsächliche umgesetzte Energie ergibt sich vereinfacht durch eine vollständige Verbrennung mit der vorhandenen Luft.



Eine genauere Bestimmung muss das chemische Gleichgewicht berücksichtigen.

Obwohl sich der Heizwert von unterschiedlichen Brennstoffen merklich unterscheidet, so ist der Gemischheizwert dieser wiederum sehr ähnlich.

Abb. 2-1: Gemischheizwert als Funktion von λ für Benzin [3]

Der **Luftaufwand** λ_a ist nach DIN 1940 definiert und entspricht dem Verhältnis der gesamten zugeführten Frischladung je Arbeitsspiel m_E zur theoretischen Ladung je Arbeitsspiel m_{th} bei Füllung des Hubvolumens bei Außenzustand (siehe Kapitel 2.1.4 **Abb. 2-7**).

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}}$$

Für die zugeführte Brennstoffenergie gilt:

$$Q_B = \lambda_a \cdot V_h \cdot H_G$$

H_G steht hierbei für den Gemischheizwert bei Luft- und Gemischansaugung.

Wird $W_e = Q_B \cdot \eta_e$ mit obigem Ausdruck für die zugeführte Brennstoffenergie Q_B in die Definitionsgleichung für den Mitteldruck eingesetzt, so erhält man für den **effektiven**

Mitteldruck:

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e$$

Somit bestimmen der Luftaufwand, der Gemischheizwert und der effektive Wirkungsgrad den Mitteldruck, welcher entscheidend für Drehmoment und Leistung eines Motors ist.

- Luftaufwand: Dieser kann bei Saugmotoren durch Optimierung des Ladungswechsels nur begrenzt angehoben werden. Bei Motoren mit Aufladung kann er jedoch maßgeblich erhöht werden (siehe Kapitel 2.1.4 Aufladung). Der Luftaufwand wird zur Regelung von konventionellen Ottomotoren durch Drosselung bewusst abgesenkt: $p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e$. Diese Art der Laststeuerung wird als Füllungsregelung bzw. Quantitätsregelung bezeichnet.
- Gemischheizwert: Wie in **Abb. 2-1** ersichtlich, ist der Gemischheizwert im Wesentlichen vom Luftverhältnis abhängig. Bei Dieselmotoren erfolgt die Regelung durch die Menge des eingespritzten Kraftstoffes, wodurch das Luftverhältnis und der Gemischheizwert beeinflusst werden: $p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e$. Man spricht von einer Gemischregelung bzw. Qualitätsregelung.
- Effektiver Wirkungsgrad: Dieser sollte nicht nur aus energetischen Gründen sondern auch zur Erzielung eines hohen Mitteldruckes möglichst hoch sein. Pkw-Serienmotoren erreichen einen effektiven Wirkungsgrad von ca. 25-35 % in bestimmten Betriebspunkten.

Um eine Auflistung und Quantifizierung vermeidbarer Einzelverluste und dadurch auch den Einfluss der Ladungsbewegung besser darstellen zu können, soll nun auf die **Verlustanalyse** näher eingegangen werden. Sie zeigt das Potenzial auf, das durch eine Optimierung des Motors durch konstruktive und verfahrenstechnische Maßnahmen zur Verfügung steht. Der Wirkungsgrad eines vereinfachten Vergleichsprozesses hängt dabei nur vom Verdichtungsverhältnis, den Stoffgrößen und dem gewählten Verbrennungsablauf ab. Dieser kann einer Gleichraum-, Gleichdruck- oder kombinierten Verbrennung

entsprechen. Der **thermodynamische Wirkungsgrad** $\eta_{th,v}$ bei einer Gleichraumverbrennung hängt bei konstanten Stoffgrößen nur vom Verdichtungsverhältnis ε ab:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

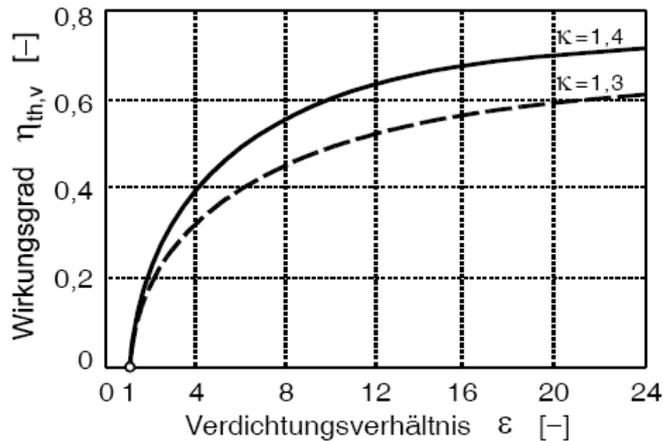


Abb. 2-2: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses [3]

Der Arbeitsbereich des Ottomotors befindet sich in **Abb. 2-2** im steilen Bereich der Kurve, daher ist besonders beim Ottomotor eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses anzustreben.

Der **Wirkungsgrad des vollkommenen Motors** η_v berücksichtigt die tatsächlichen Stoffgrößen des Arbeitsgases. Der vollkommene Motor ist in DIN 1940 definiert und entspricht „ein dem wirklichen Motor geometrisch gleichen Motor“ mit folgenden Eigenschaften:

- reine Ladung (ohne Restgas)
- gleiches Luftverhältnis, wie der wirkliche Motor
- vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- wärmedichte Wandungen
- keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- ohne Ladungswechselerarbeit

Abb. 2-3 zeigt den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für unterschiedliche Randbedingungen. Daraus lässt sich erkennen, dass der Wirkungsgrad mit zunehmenden Verdichtungsverhältnis und Luftverhältnis steigt. Als Maß für die Annäherung an das Ideal ist der **Gütegrad** η_g definiert als das Verhältnis von innerem Wirkungsgrad zum Wirkungsgrad des vollkommenen Motors:

2. Ladungsbewegung

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v}$$

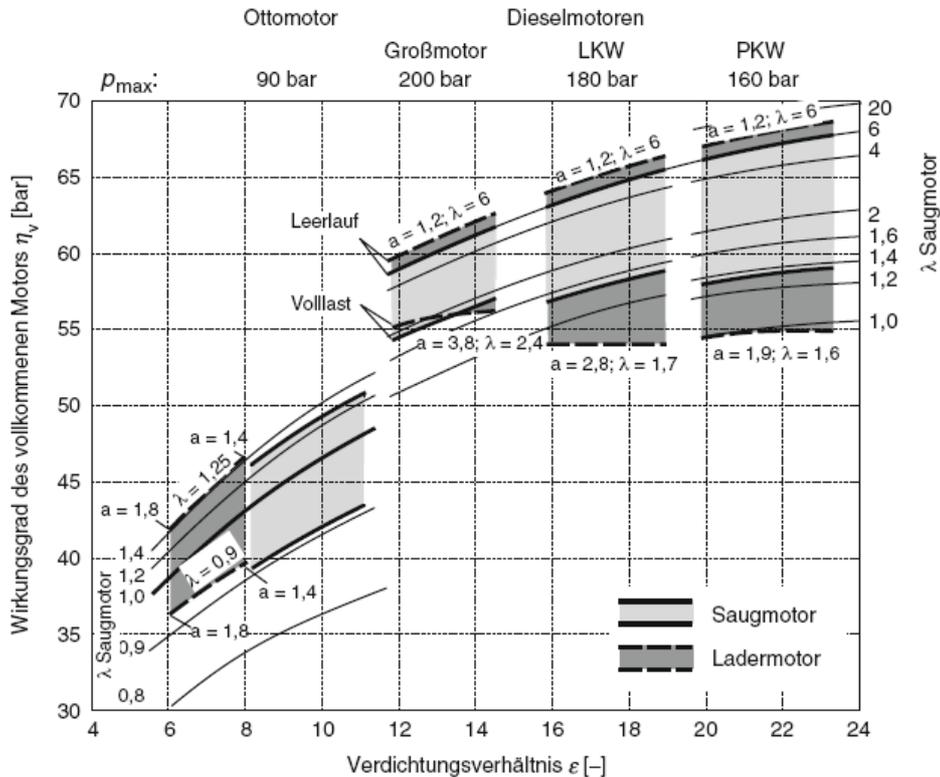


Abb. 2-3: Wirkungsgrade vollkommener Otto- und Dieselmotoren mit Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung in Abhängigkeit von Verdichtungsverhältnis ϵ , Luftverhältnis λ , Aufladegrad a und Spitzendruck p_{max} [1]

Der Gütegrad umfasst somit alle Verluste, die der wirkliche Arbeitsprozess gegenüber dem vollkommenen Motor aufweist. In der Verlustanalyse wird der Gütegrad in eine Reihe von Einzelverlusten unterteilt, die eine Beurteilung einzelner Teilbereiche in der Prozessführung erlauben. Man kann die Aufteilung der Einzelverluste in einer additiven Kette von Einzelverlusten darstellen:

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\dot{U}} + \Delta\eta_{LW}$$

- reale Ladung $\Delta\eta_{rL}$ (Einfluss des Ladungszustands)
- unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$ (Umsetzungsverlust)
- realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$ (Verbrennungsverlust)
- Wärmeübergang an die Brennraumwände $\Delta\eta_{Ww}$ (Wandwärmeverlust)
- Leckage $\Delta\eta_{Leck}$ (Leckageverlust)
- Überströmen zwischen Haupt- und Nebenbrennraum bei Kammernmotoren $\Delta\eta_{\dot{U}}$ (Überströmverlust)

- realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$ (Ladungswechselverlust)

Welchen, zum Teil erheblichen, Einfluss speziell die Ladungsbewegung auf die Verbrennungs-, Wandwärme-, Ladungswechselverluste sowie auf das Verdichtungsverhältnis und den Luftaufwand, ferner dadurch auf den effektiven Wirkungsgrad bzw. Mitteldruck ausübt, soll in den folgenden Kapiteln dargelegt werden.

2.1.2 Gemischbildung

Die Gemischbildung hat die Aufgabe, den Kraftstoff in eine gasförmige Phase überzuführen und eine zündfähige Mischung mit Luft sicherzustellen. Beim Ottomotor kann dies, im Gegensatz zum Dieselmotor, entkoppelt vom darauf folgenden Verbrennungsvorgang geschehen. Je nachdem, ob die Gemischbildung außerhalb oder im Zylinder erfolgt, spricht man von äußerer oder innerer Gemischbildung.

Äußere Gemischbildung

Hierbei wird im Saugsystem ein Gemisch aus Luft und Kraftstoffdampf erzeugt, das dann in den Zylinder gelangt. Für die vollständige Homogenisierung des Gemisches steht genügend Zeit in der Ansaug- und Verdichtungsphase zur Verfügung. Die Lastregelung erfolgt durch Drosselung, was dementsprechende Verluste in der Teillast verursacht. Die äußere Gemischbildung kommt in konventionellen Ottomotoren zum Einsatz, bei denen in der Regel Einzeleinspritzsysteme verwendet werden. Der Kraftstoff wird hier unmittelbar vor dem Einlassventil eingespritzt. Die Ausrichtung des Einspritzstrahles und dessen Interaktion mit der Zylinderinnenströmung spielt eine entscheidende Rolle für die Homogenisierung und gleichmäßige Verteilung des Gemisches im Brennraum. Eine mangelhafte Abstimmung mit der Ladungsbewegung kann Wandablagerungen des flüssigen Kraftstoffes verursachen, die in weitere Folge zu Ölverdünnung und sehr hohen HC-Emissionen führen.

Innere Gemischbildung

Bei der inneren Gemischbildung wird der Kraftstoff direkt in den Zylinder eingespritzt. Je nach Brennverfahren oder Betriebszustand erfolgt die Einspritzung während des Saugtakts (homogener Arbeitsprozess - **Homogenbetrieb**) oder zu einem späten Zeitpunkt während des Kompressionstakts (geschichteter Arbeitsprozess - **Schichtbetrieb**).

Bei direkter Einspritzung kommt es bei der Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes zu einem Absenken der Ladungstemperatur, weil die Verdampfungswärme unmittelbar der Umgebung (Zylinderladung) entzogen wird. Dies führt zu einem erhöhten Luftaufwand und zu einem Absenken der Klopfneigung (siehe Kapitel 2.1.3).

Im Schichtbetrieb kann der Motor bei variablen Luftverhältnissen entdrosselt betrieben werden (Qualitätsregelung). Dadurch können die **Ladungswechselverluste** $\Delta\eta_{LW}$ des konventionellen Ottomotors vermieden werden. Infolge des höheren Luftverhältnisses steigt auch der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (siehe **Abb. 2-3**). Die direkte Benzineinspritzung im Schichtbetrieb erlaubt daher Verbesserungen im Teillastverbrauch von 10-30%, wobei zu berücksichtigen ist, dass aufgrund des Abgehens vom stöchiometrischen Betrieb keine Abgasnachbehandlung mittels eines Dreiwegekatalysators mehr möglich ist.

Die bei der direkten Einspritzung deutlich verkürzten Zeiten zur Gemischbildung stellen neben den erhöhten Injektoranforderungen besondere Anforderungen an die Ladungsbewegung. So muss vor allem beim Schichtbetrieb die Ladungsbewegung in Abhängigkeit vom Brennverfahren dafür sorgen, dass einerseits der **Gemischtransport** zur Zündkerze sichergestellt ist und andererseits eine gute **Gemischaufbereitung** an der Zündkerze durch die Zylinderinnenströmung bei gleichzeitiger Erhaltung der Ladungsschichtung gewährleistet ist.

2.1.3 Verbrennung

Den entscheidenden Vorgang im Arbeitsprozess des Motors stellt die Verbrennung dar. Der starke Anstieg von Druck und Temperatur infolge der Verbrennung liefert die Nutzarbeit, verursacht aber auch Wandwärmeverluste und ist für die Schadstoffbildung verantwortlich.

Zündung

Eingeleitet wird die Verbrennung beim Ottomotor mittels eines zeitlich gesteuerten elektrischen Zündfunken (**Fremdzündung**). Durch diese Einbringung einer Energiemenge kommt es aufgrund einer Kombination von thermischen und chemischen Vorgängen zur Verbrennungseinleitung, da einerseits Wärme zugeführt wird und andererseits aktive Radikale gebildet werden. Die **Zündgrenzen** geben dabei die Grenzwerte des Mischungsverhältnisses an, innerhalb derer ein Kraftstoff-Luft-Gemisch zündfähig ist, d.h., dass Selbst- oder Fremdzündung möglich ist und sich die Flamme ausbreiten kann. Diese Grenzen liegen mehr oder weniger weit um das stöchiometrische Luftverhältnis. Bei handelsüblichem Benzin liegen sie bei etwa $\lambda = 0,4$ bis 1,4. Die magere Zündgrenze kann beim Ottomotor durch besondere Maßnahmen, wie erhöhte Verdichtung, Hochenergiezündung oder hohe Ladungsbewegung vergrößert werden

Flammenausbreitung

Beim Ottomotor spricht man von einer vorgemischten Verbrennung, da Brennstoff und Oxidationsmittel weitgehend homogen vorgemischt sind. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch verbrennt im Fall von Kohlenwasserstoffen oberhalb der Rußgrenze.

Wird ein an beiden Enden offenes Rohr mit einem in Ruhe befindlichen homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisch entzündet, so kann eine geschlossene Flammenfront, die mit einer bestimmten Geschwindigkeit durchs Rohr läuft, beobachtet werden. Dieser Vorgang wird als laminare Flammenausbreitung bezeichnet. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit v_{fl} hängt von der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen in der Reaktionszone ab und liegt bei den meisten Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen bei ca. 40 cm/s. Sie steigt mit der Temperatur und sinkt mit zunehmendem Druck, wie in **Abb. 2-4** für ein Methan-Luft-Gemisch ersichtlich ist.

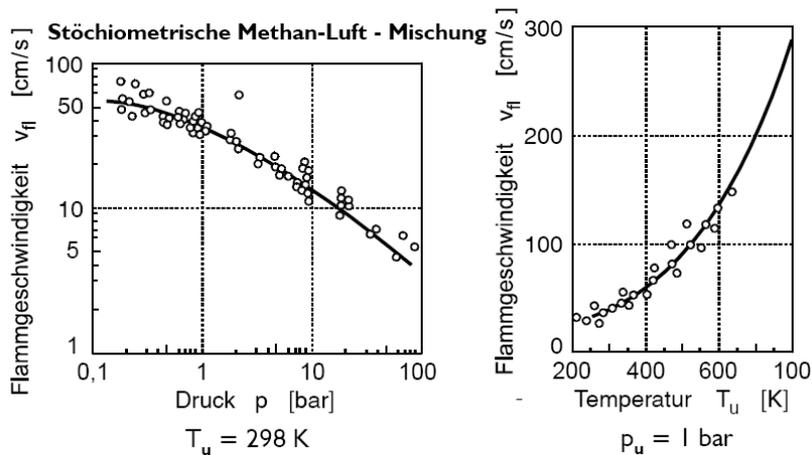


Abb. 2-4: Laminare Flammengeschwindigkeit stöchiometrischer Methan-Luft-Mischung in Abhängigkeit von Druck u. Temperatur [3]

Besteht ein turbulentes Strömungsfeld, wird die Flammenfront räumlich verzerrt und bei zunehmender Turbulenz schließlich aufgerissen. Man spricht von turbulenter Flammenausbreitung. Neben den laminaren Transportprozessen ist vor allem die Turbulenz des umgebenden Strömungsfeldes von entscheidender Bedeutung. Zur Beschreibung eines turbulenten Strömungsfeldes werden geeignete Längen- und Zeitmaßstäbe herangezogen. Modellvorstellungen von *Kolmogorov* gehen davon aus, dass eine turbulente Strömung Einzelwirbel unterschiedlicher Größe enthält, die miteinander in Interaktion treten und kinetische Energie austauschen. Die Turbulenzenergie wird dabei durch den Geschwindigkeitsgradienten des mittleren Strömungsfeldes in Form großer Wirbel produziert und in einer Energiekaskade (Transfer der Energie) auf Wirbel kleinerer Größe übertragen. Mit abnehmender Wirbelgröße gewinnen die viskosen Kräfte an Bedeutung, sodass ab der Ebene der kleinsten Turbulenzstrukturen (*Kolmogorov Skalen*) die turbulente kinetische Energie dissipiert, d.h. in Wärme übergeht. Das **integrale Längenmaß** l_i stellt dabei die größten, energiereichsten Wirbel dar, wobei sich für l_i 10 bis 20% des Abstandes zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf als realistisch erwiesen haben.

Eine technisch wichtige Behandlung der Turbulenz erfolgt über eine Zeitmittelung der turbulent schwankenden Größen einer Strömung. Dabei wird die turbulente Größe in einen

2. Ladungsbewegung

zeitlichen Mittelwert und in eine **Schwankungsbewegung** v' aufgeteilt, die ein Maß für die Turbulenzintensität darstellt:

$$v = \bar{v} + v'$$

Damit lässt sich die turbulente Reynoldszahl Re_t definieren:

$$Re_t = \frac{v' \cdot l_f}{\bar{u}} \quad \text{mit } \bar{u} \text{ als kinematische Zähigkeit.}$$

Abb. 2-5 zeigt die laminare und turbulente Flammenausbreitung. Im Bereich von $Re_t < 1$ erfolgt eine Ausbreitung der Flammenfront mit der laminaren Flammgeschwindigkeit v_{fl} . Bei zunehmender Turbulenz kommt es zu einer Faltung der Flammenfront bzw. zu einer Vergrößerung der Flammenoberfläche und es bilden sich einzelne Flammeninseln („Flamelets“) aus, wobei die Flammenfront insgesamt jedoch geschlossen bleibt und sich mit der turbulenten Flammgeschwindigkeit v_t ausbreitet.

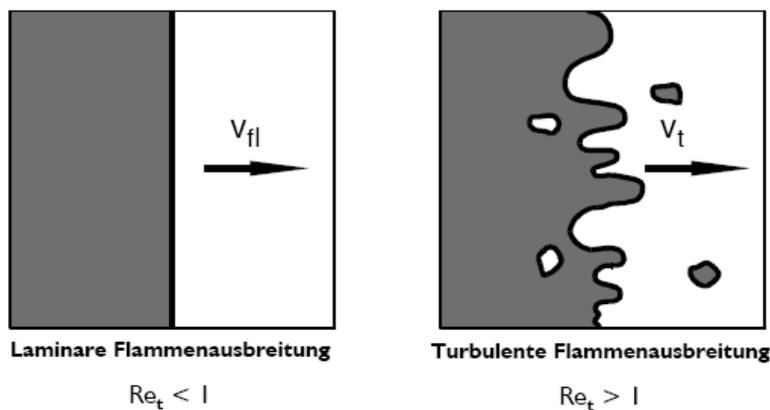
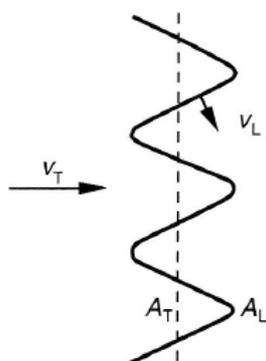


Abb. 2-5: Arten der Flammenausbreitung [3]

In sogenannten **Flamelet-Modellen** wird angenommen, dass sich die turbulente Flammenfront wie ein Ensemble laminarer Flammenfronten ausbreitet. Aus Kontinuitätsgründen kann nach **Abb. 2-6** folgender Zusammenhang gesetzt werden:



$$\rho_u \cdot v_t \cdot A_t = \rho_u \cdot v_{fl} \cdot A_{fl}$$

Für nicht zu große Turbulenzintensität gilt für das Flächenverhältnis nach Damköhler:

$$\frac{A_{fl}}{A_t} = 1 + \frac{v'}{v_{fl}}$$

Abb. 2-6: Laminare u. turbulente Flammenausbreitung [3]

Damit ergibt sich der einfache Zusammenhang der turbulenten Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit der laminaren Flammen- und turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit:

$$V_t = V_{fl} + V'$$

Mit steigender Turbulenz nimmt die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme zu. Da mit zunehmender Ladungsbewegung bzw. steigender Motordrehzahl die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit im Brennraum zunimmt, steigt auch die Flammengeschwindigkeit. Deshalb umfasst die Verbrennung bei steigender Drehzahl beinahe immer denselben Kurbelwinkelbereich. Bei zu großer Turbulenzintensität besteht jedoch die Gefahr einer Auslöschung der Flammen durch **Streckung**.

Der in Kapitel 2.1.1 in der Verlustanalyse angeführte **Verbrennungsverlust** $\Delta\eta_{rv}$ beschreibt die Abweichung der realen Verbrennung von der Gleichraumverbrennung, welche bei gegebener Energiezufuhr den besten Wirkungsgrad hat. Die reale Verbrennung ist erheblich verzögert und thermodynamisch wesentlich ungünstiger, wodurch diese Verluste durch den wirklichen Verbrennungsverlauf beträchtlich sind. Eine hohe Ladungsbewegung kann die Verbrennungsverluste durch eine rasche Verbrennung deutlich senken. Zu beachten ist jedoch, dass eine intensive Ladungsbewegung den **Wandwärmeverlust** $\Delta\eta_{ww}$ durch erzwungene Konvektion erheblich erhöht. Der Wärmeübergangskoeffizient ist neben den physikalischen Eigenschaften Druck und Temperatur vor allem vom Strömungszustand abhängig. Zur Berechnung des Wandwärmeverlustes existieren daher auch strömungsorientierte Ansätze, welche die turbulente kinetische Energie (Maß für die Schwankungsbewegung) zur Beschreibung des Wandwärmeübergangs berücksichtigen. Aufgrund dieser Tatsachen ist eine gemeinsame Betrachtung dieser Verluste unumgänglich.

Klopfen

Neben der laminaren und turbulenten Flammenausbreitung, welche als Deflagration bezeichnet werden, kann es in der ottomotorischen Verbrennung auch zu Detonationen bzw. „Klopfen“ kommen. Darunter versteht man eine Selbstzündung des noch nicht von der Flamme erfassten Gemisches im Brennraum. Durch die plötzliche Energiefreisetzung kommt es zu einem starken Anstieg des Drucks und der Temperatur und zur Ausbreitung von Druckwellen mit großen Amplituden, die den Motor unter Umständen innerhalb kurzer Zeit zerstören können. Bei Ottomotoren begrenzt das Klopfen das Verdichtungsverhältnis und hat somit entscheidenden Einfluss auf den **thermodynamischen Wirkungsgrad** $\eta_{th,v}$. Eine wesentliche Maßnahme zur Vermeidung des Klopfens ist das Spätlegen des Zündzeitpunktes. Durch hohe Strömungs- und Flammengeschwindigkeiten mit Hilfe einer gezielten Ladungsbewegung wird die für Vorreaktionen zur Verfügung stehende Zeit verringert. Weitere konstruktive Maßnahmen sind eine kompakte Brennraumform mit zentraler Zündkerze und optimierte Quetschspalten, welche die Flammenwege verkürzen.

2.1.4 Ladungswechsel

Der Ladungswechsel hat die Aufgabe, die verbrannten Gase möglichst vollständig zu entfernen und ein Maximum an Frischladungsmasse zuzuführen, welche die mögliche Arbeitsleistung des folgenden Zyklus bestimmt. Weiters soll er eine günstige Ladungsbewegung für Gemischbildung und Verbrennung erzeugen. Somit hat der Ladungswechsel einen entscheidenden Einfluss auf Vollast-, Emissions-, Akustik- und Verbrauchsverhalten.

Beim in Kapitel 2.1.1 definierten vollkommenen Motor wird der Ladungswechsel durch einen isochoren Ladungstausch in UT ohne Arbeitsaufwand idealisiert. Demgegenüber benötigt der reale Ladungswechsel jedoch immer einen Arbeitsaufwand, wie in **Abb.2-7** für einen Saugmotor ersichtlich ist. Dieser **Ladungswechselerlust** $\Delta\eta_{LW}$ kann noch weiter in einen Expansions-, Kompressions- und Niederdruckverlust unterteilt werden.

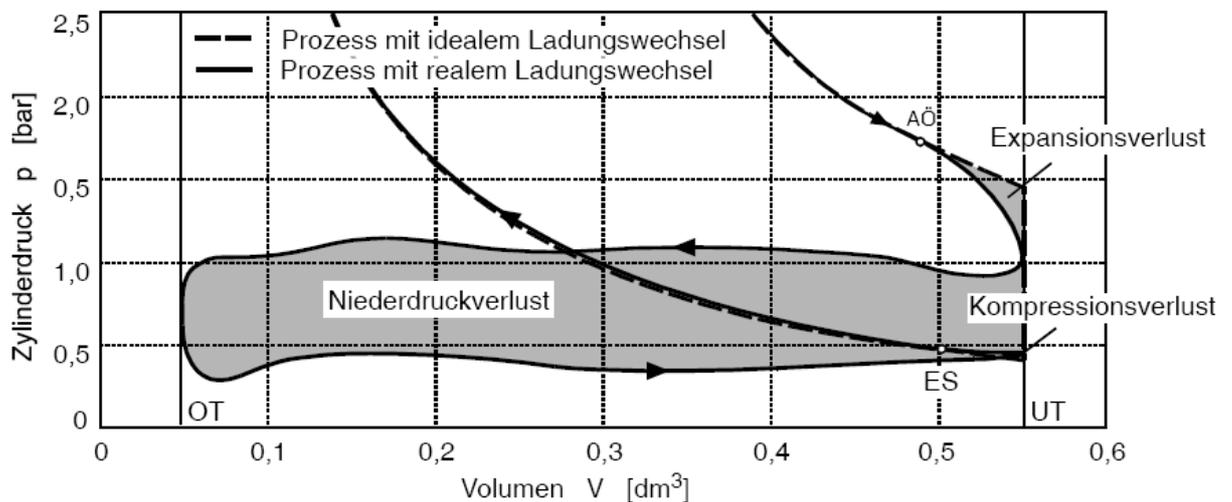


Abb. 2-7: Arbeitsverluste eines Viertakt-Ottomotors im Ladungswechsel [3]

Bei Lastregelung durch Drosselung wird der Niederdruckverlust durch Absenkung des Saugrohrdrucks noch erheblich vergrößert.

Kenngrößen

Die Kenngrößen des Ladungswechsels sollen anhand einer Prinzipdarstellung der Massenaufteilung in **Abb. 2-8** veranschaulicht werden.

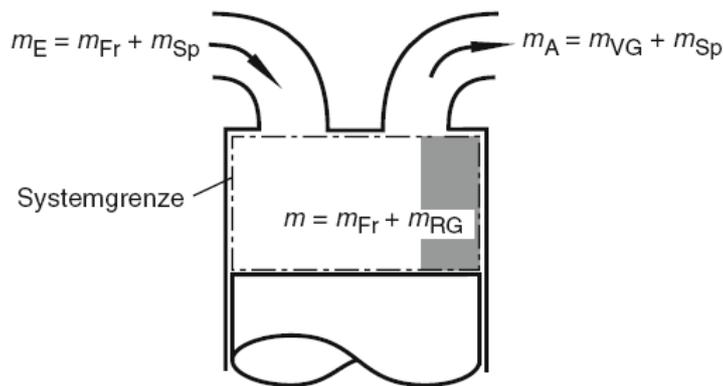


Abb. 2-8: Massenaufteilung im Ladungswechsel [1]

Die gesamte geförderte Luft- oder Gemischmenge wird als einströmende Ladungsmasse m_E bezeichnet und setzt sich aus der im Zylinder verbleibenden Frischladung m_{Fr} und aus der Spülmasse m_{Sp} , die während der Überschneidungsphase (Einlass- und Auslassventile offen) - ohne an der Verbrennung teilzunehmen - direkt in den Auslass abfließt, zusammen:

$$m_e = m_{Fr} + m_{Sp}$$

Bei der Gemischansaugung ist die Brennstoffmasse in m_E enthalten, beim luftansaugenden Motor entspricht die einströmende Masse m_E der angesaugten Luftmasse. Die Spülmasse soll gering gehalten werden, da unverbranntes Gemisch im Auspuff erhöhten Verbrauch sowie vermehrte Kohlenwasserstoffemissionen verursacht.

Die Frischladung m_{Fr} bildet zusammen mit dem im Zylinder verbleibenden Restgas bzw. aus dem Auspuff zurückgeflossenen Restgas m_{RG} die Zylindermasse m :

$$m = m_{Fr} + m_{RG}$$

Die abfließende Gasmasse m_A setzt sich aus der Verbrennungsmasse m_{VG} und der Spülmasse m_{Sp} zusammen.

$$m_A = m_{VG} + m_{Sp}$$

Mit Hilfe dieser Größen, welche den Ladungswechsel charakterisieren, lassen sich dimensionslose Kenngrößen definieren.

Der **Luftaufwand** λ_a wurde bereits in Kapitel 2.1.1 definiert. Er kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels und ist maßgebend für den erzielbaren Mitteldruck.

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}}$$

Für die theoretisch mögliche Ladungsmasse müssen geeignete Bezugsbedingungen definiert werden. So kann die theoretisch mögliche Ladungsmasse m_{th} eine Füllung des

2. Ladungsbewegung

Hubvolumens mit Ladung entweder vom Umgebungszustand (ρ_0, T_0) oder vom Zustand unmittelbar vor dem Einlass (ρ_E, T_E) bedeuten. Die Berechnung von λ_{a1} mit Bezugnahme auf den Umgebungszustand ist ein Maß für den gesamten Verlust im Ansaugsystem. Mit Bezug unmittelbar vor dem Einlass stellt λ_{a2} nur ein Maß für die Verluste im Einlassventilbereich und Zylinder dar.

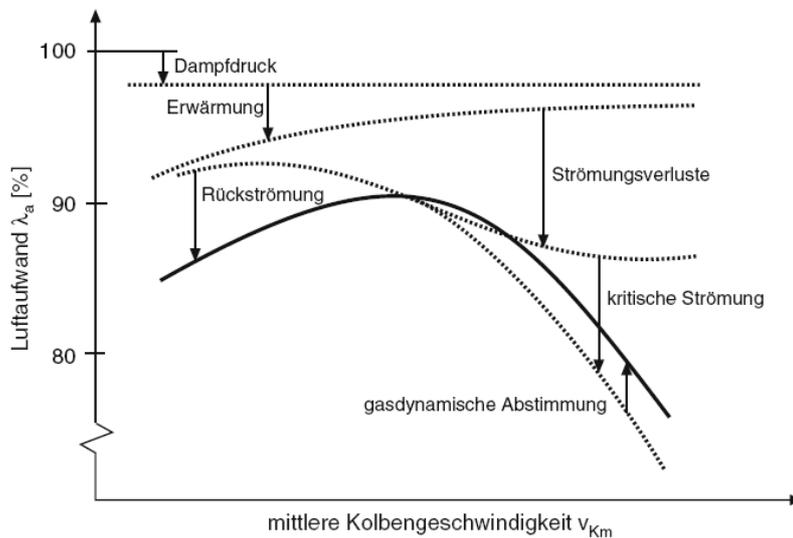


Abb. 2-9: Luftaufwand λ_{a1} über der mittleren Kolbengeschwindigkeit
Für Viertakt-Saugmotor mit voll geöffneter Drosselklappe [1]

Abb. 2-9 zeigt die Einflüsse auf den Luftaufwand eines Saugmotors mit voll geöffneter Drosselklappe. Man kann erkennen, dass der Luftaufwand bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen ein Maximum erreicht. Neben der Erwärmung im Zylinder und Einlassbereich, dem Rückschieben der Ladung bei geringen Drehzahlen, dem Erreichen der Schallgeschwindigkeit stellen vor allem Strömungsverluste, welche bedingt durch Widerstände im Ansaugsystem und am Ventil entstehen und mit steigender Drehzahl zunehmen, einen wesentlichen Verlust dar. Das bedeutet, dass besonders der konstruktiven Gestaltung und Abstimmung des gesamten Einlasssystems eine erhebliche Bedeutung zukommt, um Verluste im Ansaugsystem so gering wie möglich zu halten.

Der **Liefergrad** λ_l kennzeichnet den Erfolg des Ladungswechsels und ist der Quotient aus der im Zylinder verbleibenden, neu eingeströmten Frischladung m_{Fr} zur theoretischen Ladungsmasse.

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}}$$

Bei Viertakt-Saugmotoren ohne Drosselung können Werte für den Liefergrad von bis zu 90% erreicht werden. Bei Aufladung bzw. Ausnutzung gasdynamischer Effekte kann der auf den Umgebungszustand bezogene Liefergrad Werte größer als 1 annehmen. Da die Bestimmung

des Luftaufwandes mit Normblenden oder Drehkolbengaszählern relativ einfach und genau durchgeführt werden kann, wird meist er für die Beurteilung des Ladungswechsels herangezogen.

Die durch die Einlasskanäle generierte und für die Gemischbildung und Verbrennung wichtige Ladungsbewegung erhöht jedoch die Strömungsverluste und reduziert die mögliche Zylinderfüllung aufgrund der zur Erzeugung dieser Bewegung benötigten Energie. Somit reduziert eine erhöhte Ladungsbewegung den **Luftaufwand** λ_a bzw. erhöht die **Ladungswechselperluste** $\Delta\eta_{LW}$ (siehe Kapitel 2.2 **Abb. 2-12**).

Abgasrückführung (AGR)

Grundsätzlich kann Abgas intern oder extern zugeführt werden. Bei der internen Abgasrückführung kann das Abgas der Ladung mit Hilfe einer variablen Ventilsteuerung während des Ladungswechsels beigemischt werden. Bei der externen Abgasrückführung wird Abgas der einströmenden Ladungsmasse beigemischt. Der Abgasgehalt kann in der Teillast bei Saugrohr-Ottomotoren 20 % und bei direkteinspritzenden Ottomotoren Werte von bis zu 50 % erreichen. Die Abgasrückführung ist aufgrund ihrer temperatursenkenden Wirkung eine effiziente innermotorische Maßnahme zur Senkung der Stickoxidbildung. Es lassen sich damit bei Ottomotoren die Drosselverluste in der Teillast reduzieren, womit eine verbrauchssenkende Wirkung erzielt wird (siehe Kapitel 2.2 **Abb. 2-13**). Aufgrund der resultierenden Verschleppung der Verbrennung und der höheren zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks durch die Abgasrückführung ist sie begrenzt nutzbar.

Eine besondere Bedeutung hat die AGR auch bei Magerkonzepten, wo aufgrund der fehlenden Möglichkeit des Einsatzes eines Dreiwegekatalysators durch intensive AGR NO_x-Rohemissionen soweit wie möglich gesenkt werden müssen. Bei alternativen Brennverfahren wie HCCI (homogene Selbstzündung) stellt sie einen entscheidenden Einflussparameter dar, um die sonst zu rasche Umsetzung der Energie in einen thermodynamisch günstigeren Bereich zu verschieben.

Die **Abgasrestverträglichkeit** kann durch eine gezielte Ladungsbewegung, welche die Durchmischung fördert und die niedrigere Flammgeschwindigkeit erhöht, entscheidend verbessert werden.

Aufladung

Die primäre Aufgabe der Aufladung besteht in der Erhöhung von Drehmoment und Leistung, da die Dichte der Ladung vor dem Einbringen in den Zylinder verdichtet wird und somit mehr Brennstoff zugeführt werden kann.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten zur Aufladung. Bei einer **mechanischen Aufladung** wird der Verdichter mechanisch von der Kurbelwelle angetrieben. Die reale Ladungswechselerarbeit kann bei einer solchen Aufladung durchaus positive Werte annehmen, da der Auspuffgegendruck nicht angehoben werden muss. Die Verdichterarbeit muss aber vom Motor aufgebracht werden, was wiederum die mechanischen Verluste erhöht.

Die heute überwiegend eingesetzte **Abgasturboaufladung** ist energetisch vorteilhafter, da der Verdichter von einer Turbine angetrieben wird, welche die Abgasenergie des Motors ausnützt. Die wirkliche Ladungswechselerarbeit kann außer im optimalen Auslegungsbereich des Turboladers im Allgemeinen aber keine positiven Werte annehmen, was auf Wirkungsgrade von Verdichter bzw. Turbine sowie auf Strömungswiderstände zurückzuführen ist. Diese Verluste finden wie für den Saugmotor in den **Ladungswechselerlusten** $\Delta\eta_{LW}$ ihren Niederschlag.

Die **Vorteile** der Aufladung lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Da der Luftaufwand entscheidend angehoben werden kann, ist bei gleich bleibender Leistung eine Verringerung des Hubvolumens möglich. Durch dieses so genannte „Downsizing“ lässt sich neben Vorteilen wie geringerer Raumbedarf, besseres Leistungsgewicht und geringerer Preis je Leistungseinheit vor allem eine Verbrauchsreduzierung darstellen. Motoren haben besonders im Teillastbereich, wo sie sich im realen Betrieb vorwiegend befinden, schlechte Wirkungsgrade. Durch die Aufladung bei gleichzeitiger Hubraumverkleinerung lässt sich nun eine Verschiebung zu höheren Lasten und somit zu einem geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch verwirklichen.

Das Drehmoment kann bei Aufladung nicht nur angehoben werden, sondern auch der Drehmomentverlauf kann verbessert werden, sodass hohe Drehmomente bereits bei niedrigen Drehzahlen erreicht werden.

Das Leistungsverhalten kann im Höhenbetrieb im Vergleich zum Saugmotor verbessert werden. Die Abnahme von Dichte und Druck in der Atmosphäre bei zunehmender Höhe führt beim Saugmotor zur Leistungseinbuße, die beim aufgeladenen Motor durch Steigerung des Aufladegrades entgegengewirkt werden kann.

Eine Verbesserung des Geräusches ist aufgrund der Glättung von Pulsationen in den Ladungswechselkanälen und der Verkleinerung des Hubraumes durch eine kleinere abstrahlende Oberfläche gegeben.

Aufgrund dieser Vorteile wird zunehmend auch bei Ottomotoren die Aufladung angewendet. Es besteht jedoch mit der Klopfgrenze eine wesentliche Einschränkung. So ist die Aufladung immer mit einer Absenkung des **Verdichtungsverhältnisses** ϵ und dadurch mit

Wirkungsgradeinbußen verbunden. Durch Ladungskühlung, direkte Benzineinspritzung und gezielte Ladungsbewegung kann diese Absenkung zum Teil kompensiert werden.

2.2 Formen der Ladungsbewegung

Man unterscheidet bei der Form der globalen Ladungsbewegung zwischen **Drall**-(a), **Tumble**-(b) und **Quetschströmung** (c), siehe **Abb. 2-10**.

Ferner wird zwischen dieser globalen bzw. makroskopischen Ladungsbewegung (mittlere Bewegungsrichtung und Geschwindigkeit der strömungsbildenden Moleküle) und der Turbulenz (stochastische Bewegung der Moleküle, welche der mittleren Strömungsgeschwindigkeit überlagert sind = Schwankungsbewegungen) unterschieden.

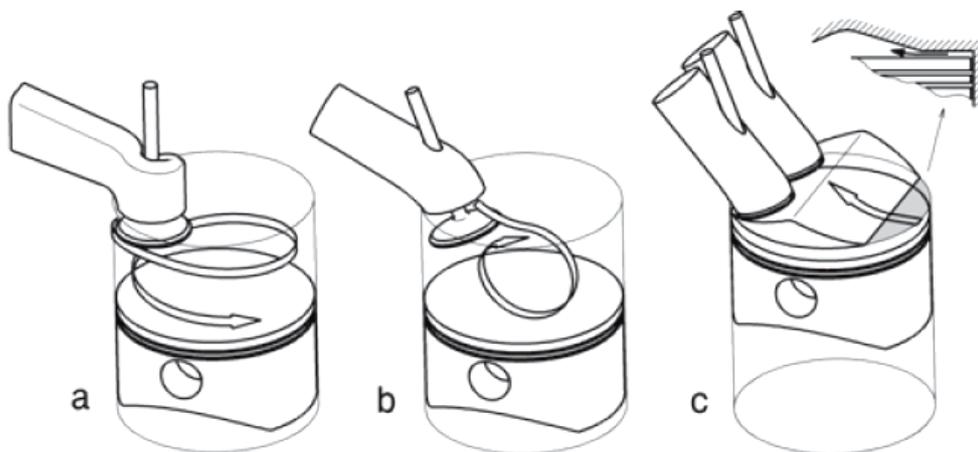


Abb. 2-10: Ladungsbewegung im Brennraum [4]

Drall-Strömung:

Bei dieser Strömungsform rotiert die Ladung um die Zylinderlängsachse. Hervorgerufen wird die Drall-Strömung neben spezieller Ventilanordnung entweder durch einen sogenannten **Tangentialkanal**, der die Ansaugluft tangential zur Zylinderwand zuführt, oder durch einen spiralförmig gewundenen Einlasskanal (**Spiralkanal**).

Die Einsatzgebiete der Drall-Strömung sind in erster Linie DI-Dieselmotoren, aber auch Ottomotoren (speziell Magerkonzepte). Die Drall-Bewegung bleibt trotz Reibung an den Brennraumwänden und Dissipation während der Kompression, Verbrennung und Expansion weitgehend erhalten (siehe **Abb. 2-11**). Bei Motoren mit ausgeprägten Kolbenmulden wird die Zylinderladung im Verlauf der Kompression zunehmend in die Mulde gedrängt, sodass die Winkelgeschwindigkeit durch die näherungsweise Drehimpulserhaltung deutlich erhöht wird. [5]

Die Vorteile der drallbehafteten Ladungsbewegung sind die weitgehende Rotationssymmetrie zur Zylinderachse und die damit verbundenen Mischungsvorgänge von Restgas und Frischgemisch sowie die Sicherstellung der gewünschten globalen

Strömungsgeschwindigkeiten zum Zündzeitpunkt. Nachteilig sind die Entmischungsvorgänge durch Zentrifugalkräfte, die den schweren Kraftstoffnebel in den Wandbereich transportieren und das Risiko einer erhöhten HC-Emission bergen [1].

Tumble-Strömung:

Der Tumble bezeichnet eine Ladungsbewegung senkrecht zur Zylinderlängsachse und stellt somit ein walzenförmiges Strömungsfeld innerhalb des Brennraumes dar. Nach Ausbildung der Tumble-Strömung im Ansaughub wird der walzenförmige Wirbel im Verlauf der Kompression zunehmend verformt und löst sich in viele kleine Turbulenzen auf, sodass am Ende der Kompression ein hochturbulentes Strömungsfeld vorliegt, welches sehr gute Voraussetzungen für die oben beschriebene Gemischbildung und Verbrennung bietet. Die Tumble-Strömung wird hauptsächlich bei Ottomotoren eingesetzt [5].

Auf die Entstehung der Tumble-Strömung und deren konstruktive Beeinflussung wird in Kapitel 4 näher eingegangen.

Quetsch-Strömung:

Motoren mit Dachbrennraum oder Kolbenmulde erzeugen während der Kompression im Bereich des oberen Totpunktes eine nach innen gerichtete Strömung, die sogenannte Quetsch-Strömung. Diese wird dadurch hervorgerufen, dass das verbleibende Brennraumvolumen bzw. das Kompressionsvolumen zu einem Großteil durch die Mulde dargestellt wird und der Kolben in den Randbereichen des Zylinders einen sehr geringen Abstand zum Zylinderkopf aufweist. Die aus diesen Randbereichen verdrängte Zylinderladung erfährt somit eine konzentrische Strömung. Im weiteren Verlauf der Kolbenbewegung kommt es nach OT zu einer Richtungsumkehr der Strömung [5].

In **Abb. 2-11** ist der wesentliche Unterschied der Drall- und der Tumble-Strömung ersichtlich. Während die Turbulenzintensität (Schwankungsbewegung) gegen Ende der Verdichtung gleich ist, bleibt beim Drall eine globale Ladungsbewegungsintensität (makroskopische Strömung) erhalten. Dies kann bei Fremdzündung zum **Verwehen der Flamme** führen, da sich die Flammenausbreitung vom Ideal einer gleichmäßigen, kugelförmigen Ausbreitung entfernt und zu einer Brennraumseite hin verschoben wird. Die hohen Strömungsgeschwindigkeiten führen zu einer intensiven Wärmeabfuhr an der Zündkerze und behindern die Entwicklung eines stabilen Flammenkerns. Dadurch kann es zu einer erhöhten Klopfgefahr in dem noch nicht von der Flamme erfassten Gemisch kommen. Aus diesem Grund wird die Tumble-Strömung beim Ottomotor eingesetzt.

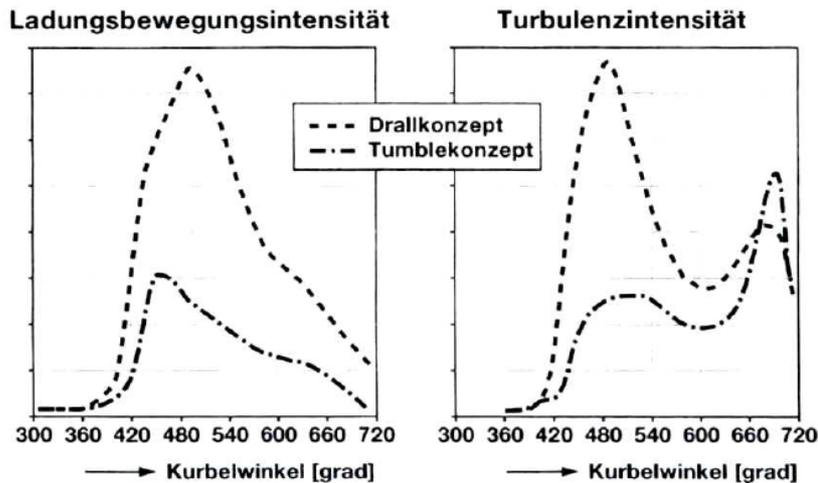


Abb. 2-11: Intensität der Ladungsbewegung [6]

Wie bereits in Kapitel 2.1.4 erwähnt, verringert eine erzeugte Ladungsbewegung den Luftaufwand λ_a . **Abb. 2-12** zeigt die Verringerung des Durchflussbeiwertes (siehe Kapitel 3.2) und des Luftaufwandes bei unterschiedlichen Kanalkonzepten.

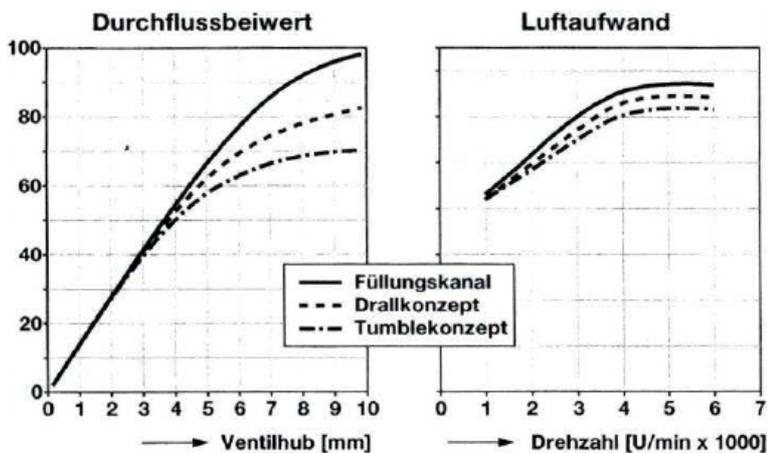


Abb. 2-12: Einfluss Kanalkonzept auf Luftaufwand [6]

Eine Variabilität der erzeugten Ladungsbewegung kann zur Verringerung der Strömungsverluste in Vollastnähe eingesetzt werden.

Bei einer entsprechenden Ladungsbewegung lassen sich durch die Verbesserung der Abgasrestverträglichkeit und der Magerlauffähigkeit eine Verbrauchssenkung erzielen sowie zyklische Schwankungen verringern, wie in **Abb. 2-13** zu sehen ist.

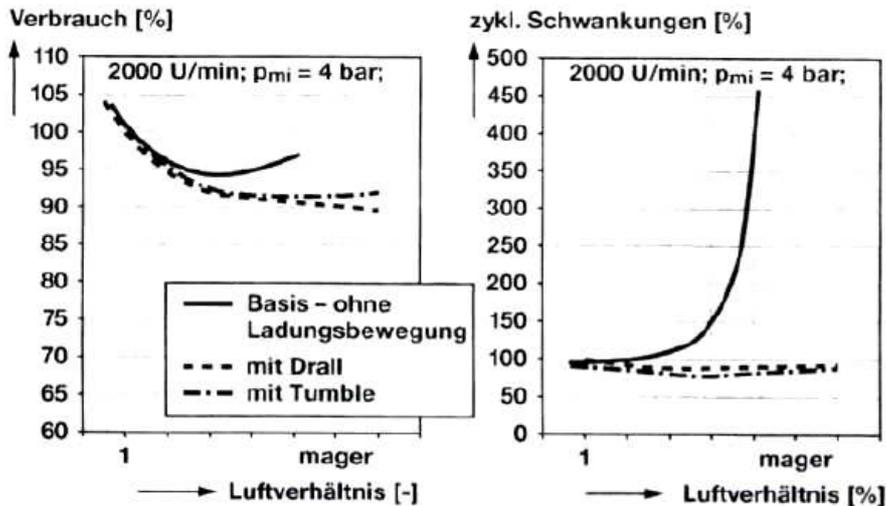


Abb. 2-13: Einfluss der Ladungsbewegung im Homogenbetrieb [6]

2.3 Zusammenfassung des Einflusses der Ladungsbewegung

Der Einfluss der Ladungsbewegung bzw. deren Vor- und Nachteile sollen an dieser Stelle zusammengefasst werden.

Vorteile:

- Bei äußerer Gemischbildung stellt die Ladungsbewegung eine gute Homogenisierung und gleichmäßige Verteilung des Gemischs im Brennraum sicher. Es können dadurch Wandablagerungen des flüssigen Kraftstoffes vermieden und HC Emissionen reduziert werden.
- Bei innerer Gemischbildung im Schichtbetrieb ermöglicht eine gerichtete Ladungsbewegung, dass einerseits der Gemischtransport zur Zündkerze sichergestellt ist und andererseits eine gute Gemischaufbereitung an der Zündkerze bei gleichzeitiger Erhaltung der Ladungsschichtung gewährleistet ist.
- Hat der Einspritzstrahl die gleiche Richtung wie der Tumble, so wird dieser durch die Tumble-Strömung „mitgenommen“ und es können Wandbenetzungen und Ölverdünnungen vermieden werden.
- Durch hohe Turbulenz ist eine Erweiterung der Zündgrenzen möglich.
- Da mit zunehmender Ladungsbewegung die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit steigt, lässt sich eine rasche Verbrennung auch bei geringen Drehzahlen verwirklichen und Verbrennungsverluste reduzieren.
- Aufgrund der beschleunigten Verbrennung wird auch die Gefahr des Klopfens gesenkt, da die benötigte Zeit für Vorreaktionen zur Selbstzündung verringert wird.

Dies lässt eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu und führt somit zu einer Wirkungsgradsteigerung im gesamten Betriebsbereich.

Die wirkungsgradreduzierende Spätlegung der Zündung aufgrund des Klopfens kann verringert werden.

- Die Reduzierung des Klopfens kann bei Aufladung die ansonsten notwendige Verdichtungsabsenkung zum Teil kompensieren.
- Die erhöhte Abgasrestverträglichkeit durch intensive Ladungsbewegung erlaubt Verbrauchssenkungen in der Teillast durch eine erhöhte Magerlauffähigkeit und eine Senkung der Stickoxide.
- Zyklische Schwankungen werden im homogenen Magerbetrieb deutlich gesenkt und es wird eine erhöhte Stabilität der Verbrennung erreicht
- Die Darstellung alternativer Brennverfahren wie beispielsweise HCCI, wo hohe AGR-Raten benötigt werden, wäre ohne Ladungsbewegung nicht möglich.

Nachteile:

- Durch die erhöhte Turbulenz steigt der Wärmeübergang an der Brennraumwand und erhöht somit die Wandwärmeverluste.
- Eine zu hohe Turbulenzintensität kann eine Streckung und Auslöschung der Flamme nach sich ziehen.
- Eine zum Zündzeitpunkt bestehende globale Ladungsbewegung kann zur Verwehung der Flamme führen.
- Die erzeugte Ladungsbewegung erhöht die Strömungsverluste und mindert den Luftaufwand.

Aufgrund des zuletzt angeführten Nachteils werden hohe Ladungsbewegungen meist nur in Verbindung mit der Aufladung realisiert. Der verringerte Durchsatz wird dabei durch die Aufladung kompensiert. Zu beachten ist jedoch, dass erhöhte Strömungsverluste die vom Verdichter aufzubringende Arbeit vergrößert und den Gesamtwirkungsgrad senkt. Folglich sollten auch bei der Aufladung mit hoher Ladungsbewegung zum Erzielen eines hohen Wirkungsgrades die Strömungswiderstände so gering wie möglich gehalten werden.

Die Grenze der Streckung und folglich die Auslöschung der Flamme bei zu hoher Turbulenzintensität wird in der Praxis bei konventionellen Ottomotoren nicht erreicht. Nach dem derzeitigen Wissen und gegenwärtigen Erfahrungen wird die Verbrennung bei zunehmender Turbulenz besser und führt zu einer hohen Stabilität. Der Trend geht heute bei aufgeladenen Motoren eindeutig zu immer höherer Ladungsbewegung, welche somit für die Entwicklung von effizienten Ottomotoren von entscheidender Bedeutung ist und den wesentlichen Grund dieser Arbeit darstellt.

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

Aufgrund der in Kapitel 2 beschriebenen essentiellen Bedeutung der Ladungsbewegung für die Gemischbildung und den Verbrennungsprozess besteht der Wunsch, diese messtechnisch zu erfassen und zu quantifizieren. Am Strömungsprüfstand haben sich integrative Messmethoden, welche schnell Summenergebnisse liefern können, durchgesetzt. In **Abb. 3-1** sind integrative Messmethoden für die Ladungsbewegungsformen Drall und Tumble dargestellt. Der rotierende Ring und die T-Stück-Methode werden dabei für die Erfassung der Tumble-Strömung und das Flügelradmessgerät für die Erhebung der Drall-Strömung eingesetzt. Das Momentenmessgerät kann zur Bestimmung des Tumblers und des Dralls verwendet werden.

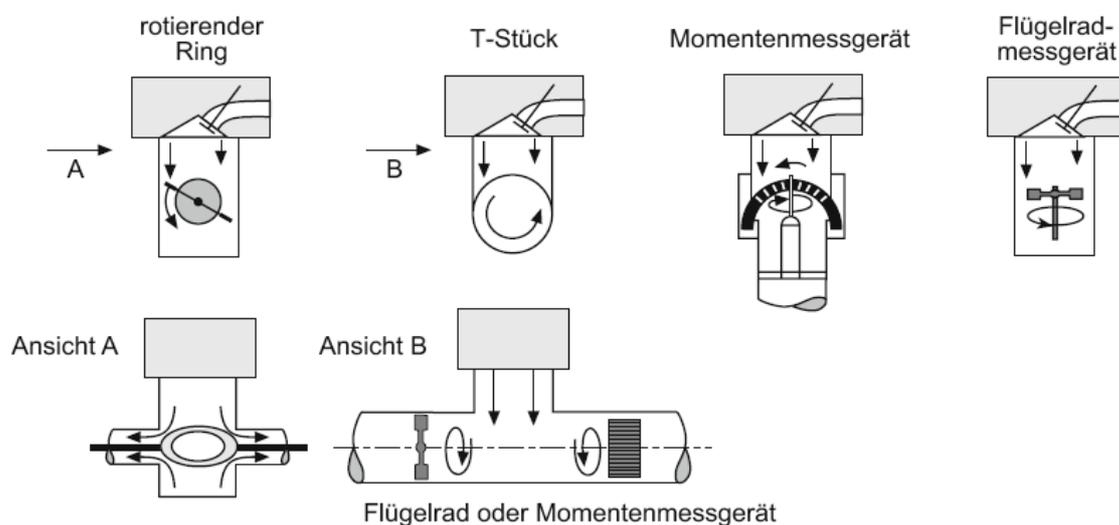


Abb. 3-1: Messverfahren zur integralen Bewertung der einlasskanalgenerierten Strömung [7]

Da die Drall-Strömung, wie in Kapitel 2.2 gezeigt wurde, weitgehend erhalten bleibt, korrelieren die Ergebnisse der Drall-Messung gut mit dem Verbrennungsergebnis. Der Drall ist sowohl am Strömungsprüfstand als auch beim realen Motor (in verstärkter Weise in der Kolbenmulde) vorhanden (siehe **Abb. 3-2**). Die Tumble-Strömung entsteht jedoch nur in Verbindung mit dem Kolben. Sie wird, wie bereits erwähnt, von dem in der Verdichtungsphase sich nach oben bewegenden Kolben quasi „zerquetscht“ und zerfällt in komplexe Strömungsstrukturen und in eine hohe Turbulenzintensität. Am stationären Strömungsprüfstand der AVL wird nur ein asymmetrisches Strömungsfeld gemessen.

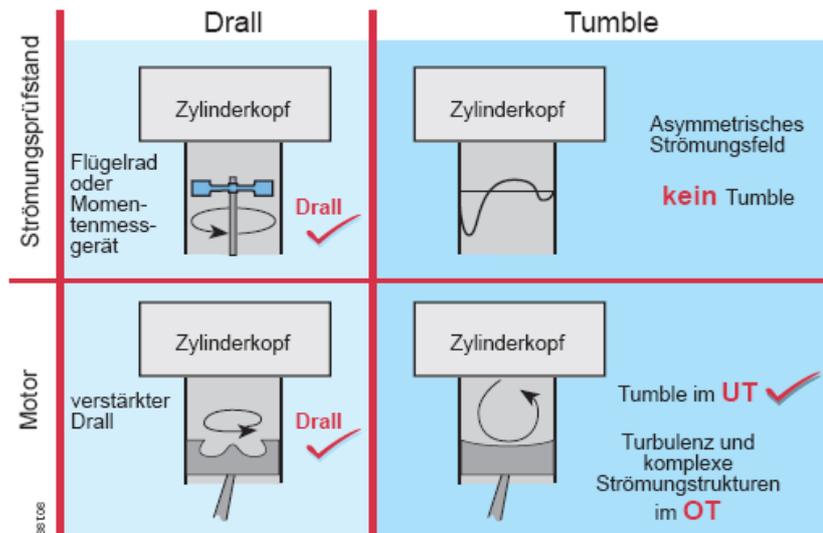


Abb. 3-2: Typische Ladungsbewegungen, Drall und Tumble [7]

Bedenkt man diese Prozesse und die Tatsache, dass trotz gleicher integraler Kennzahlen völlig unterschiedliche Strömungsstrukturen vorhanden sein können, so wird verständlich, dass integrale Messergebnisse des Tumbles häufig nicht mit dem Verbrennungsergebnis korrelieren. Daher wird die Tumble-Strömung, vor allem im Stadium der Vorentwicklung [11], meist differentiell mit Hilfe der Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) oder der Particle Image Velocimetry (PIV, siehe Kapitel 3.5) erfasst. Dadurch können Strömungsstrukturen in den einzelnen Ventilhuben dargestellt und analysiert werden, aber wiederum auch integrale Kennzahlen daraus abgeleitet werden [7].

Im Folgenden sollen die beiden für diese Arbeit wichtigen Kenngrößen **Tumblezahl** und **Durchflusszahl** definiert und deren messtechnische Erfassung am Strömungsprüfstand aufgezeigt werden.

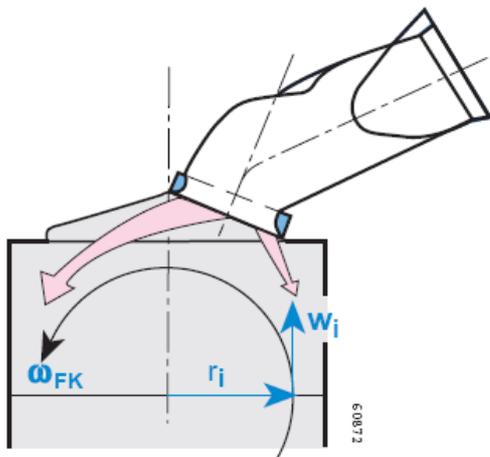
3.1 Berechnung der Tumblezahl

Die Tumblezahl ist eine Kenngröße zur Quantifizierung der entstehenden Tumble-Strömung im Zylinder. Zur Bestimmung dieser Kennzahl müssen zunächst Kennwerte, welche das Strömungsfeld bei einer bestimmten Ventilöffnung charakterisieren, definiert werden.

Mit Hilfe der PIV-Messung (siehe Kapitel 3.5) wird das axiale Strömungsfeld w_{PIV} in einem Abstand des halben Bohrungsdurchmessers vom Zylinderkopfboden erfasst. Daraus kann eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{w} gebildet werden. Reduziert man das gemessene Strömungsfeld w_{PIV} um \bar{w} , folgt ein Strömungsfeld w_i welches, unter Annahme einer Tumbleachse die durch den Zylindermittelpunkt geht und senkrecht auf die Zylinderachse steht, eine Rotation ω_i aufweist (siehe **Abb. 3-3**). Die Messebene wird in flächengleiche Elemente f_i zerlegt. Ist jeder gemessenen axialen Geschwindigkeit das Flächenelement f_i

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

zugeordnet, folgt durch eine gewichtete Mittelung mit f_i und r_i^2 über alle i die Winkelgeschwindigkeit des Strömungsfeldes ω_{FK} .



$$w_i = w_{PIV} - \bar{w}$$

$$\omega_i = \frac{w_i}{r_i}$$

$$\omega_{FK} = \frac{\sum \omega_i \cdot r_i^2 \cdot f_i}{\sum r_i^2 \cdot f_i}$$

w_{PIV} ... axiale Strömungsgeschwindigkeit

\bar{w} ... mittlere axiale Strömungsgeschwindigkeit

ω_{FK} ... Winkelgeschwindigkeit der Tumblebewegung

Abb. 3-3: Berechnung Tumblekennwert [7]

Durch Gleichsetzen der mittleren axialen Strömungsgeschwindigkeit \bar{w} mit einer fiktiven mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m

$$\bar{w} = c_m = \frac{n \cdot s}{30}$$

ergibt sich eine (fiktive) Motordrehzahl n bzw. Motorwinkelgeschwindigkeit ω_{Mot} . Damit wird der **Tumblekennwert** T berechnet:

$$T = \frac{\omega_{FK}}{\omega_{Mot}}$$

Der Tumblekennwert stellt dadurch eine dimensionslose Kenngröße dar, welche unabhängig vom Massenstrom berechnet wird. Er wird für Lagen der Tumbleachse bezüglich der Motorlängsachse von 0° – 180° berechnet. Daraus ergibt sich der maximale Tumblekennwert bei einem bestimmten Tumblewinkel, welcher für die anschließende Berechnung der Tumblezahl (siehe unten) verwendet wird [7].

Ein Beispiel eines im Zuge dieser Arbeit gemessenen Strömungsfeldes und des dazugehörigen Tumblekennwertes bei 8,76 mm Ventilhub zeigt **Abb.3-4**. Dabei beschreiben die unterschiedlichen Farben die axialen Geschwindigkeiten, die zur Berechnung des Tumblekennwertes herangezogen wurden. Die Ansicht ist von oben betrachtet (in Strömungsrichtung) und Rot bedeutet dabei ein Abströmen vom Zylinderkopfboden nach unten. Die kleinen Pfeile sind ein Maß für die Geschwindigkeit in der Ebene, welche für die Ermittlung des Tumblekennwertes nach obiger Definition nicht relevant sind, sehr wohl aber

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

zur Bestimmung von Drallkennwerten bei dementsprechenden Kanälen. Die zwei eingezeichneten Kreise geben zur Orientierung die Position der Einlassventile an.

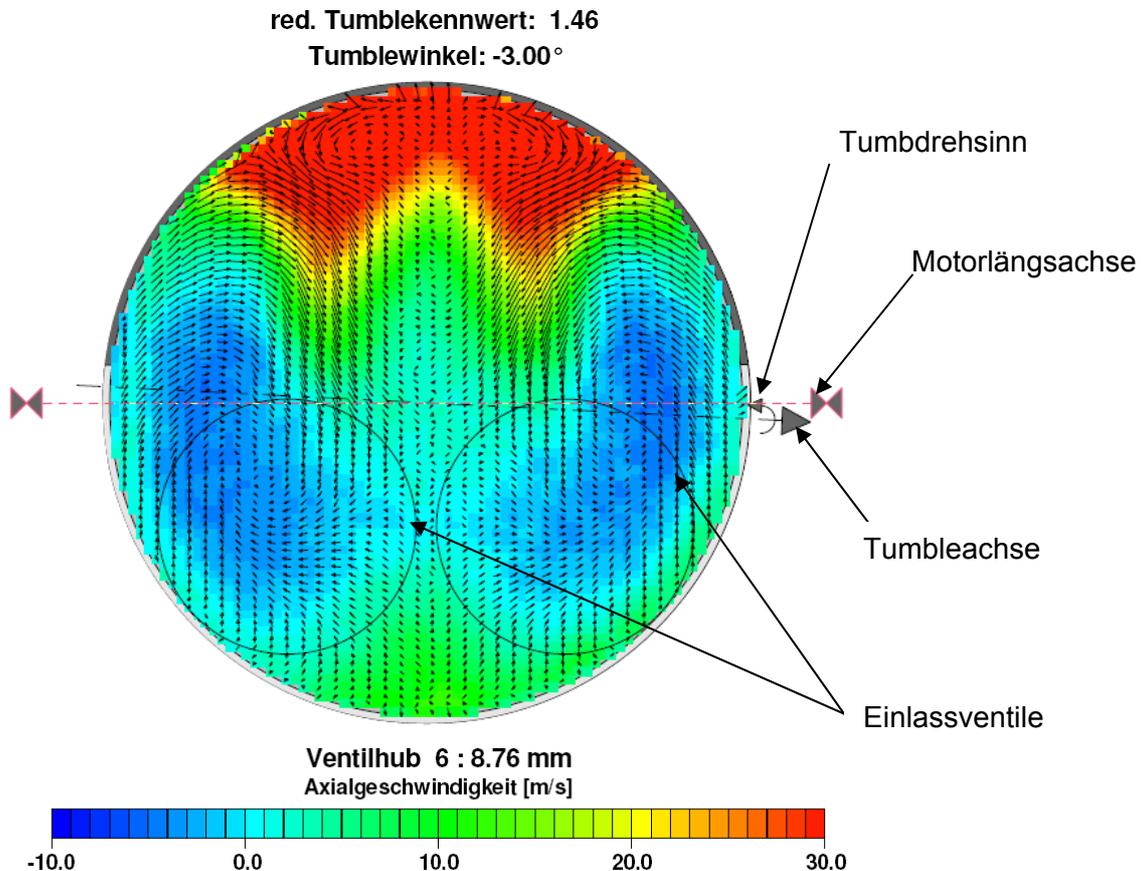


Abb. 3-4: Beispiel eines Strömungsfeldes bei einem Ventilhub von 8,76 mm

Um nun eine Zahl einführen zu können, welche die entstehende Ladungsbewegung über einen kompletten Ansaughub beschreibt, werden die Tumblekennwerte über dem Kurbelwinkel α von OT nach UT mit einer Gewichtung mit der Kolbengeschwindigkeit unter Annahme einer Ventilhubkurve integriert. Analog der Drallzahl [9] ist die **Tumblezahl** T_m definiert als [7]:

$$T_m = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} \frac{\omega_{FK}}{\omega_{Mot}} \cdot \left(\frac{c(\alpha)}{c_m} \right)^2 d\alpha$$

Die AVL verwendet zu Vergleichszwecken eine fiktive Standardventilhubkurve, die im Allgemeinen einer Motorventilhubkurve ähnlich ist (siehe **Abb. 3-5**). Der Ventilhub ist dabei eine Funktion des kleinsten Ventilsitzdurchmessers d_v (siehe **Abb. 3-6**) und des Kurbelwinkels α .

Die Tumblekennwerte werden bei bestimmten relativen Ventilhuben (0,04 bis $0,4 \cdot h_v/d_v$) gemessen und berechnet. Zwischen den Kennwerten wird linear interpoliert, sodass sich ein Verlauf des Tumblekennwertes über dem relativen Ventilhub darstellen lässt (siehe Kapitel

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

8.1 **Abb. 8-3).** Die Beziehung zwischen dem relativen Ventilhub, bei dem der Tumblekennwert bestimmt wird, und dem Kurbelwinkel im Integral der Gleichung zur Berechnung der Tumblezahl liefert dabei die Ventilhubkurve. Die Berechnung der Tumblezahl erfolgt dabei bis zum maximalen Ventilhub dieser Kurve. Bei den im Laufe dieser Arbeit durchgeführten Messungen wurden jeweils 9 Ventilhübe gemessen.

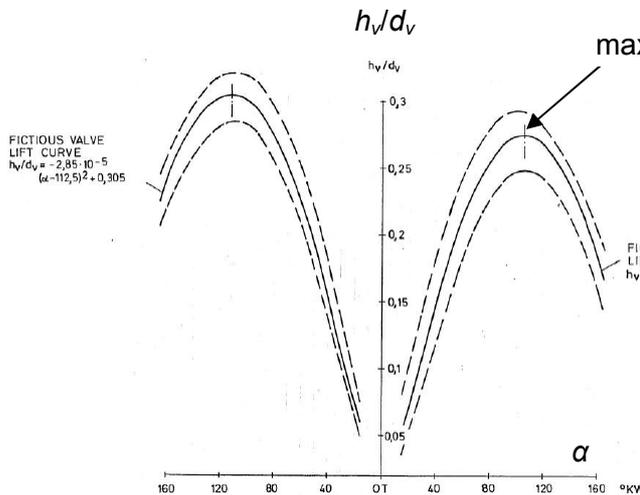


Abb. 3-5: Fiktive Standardventilhubkurve [8]

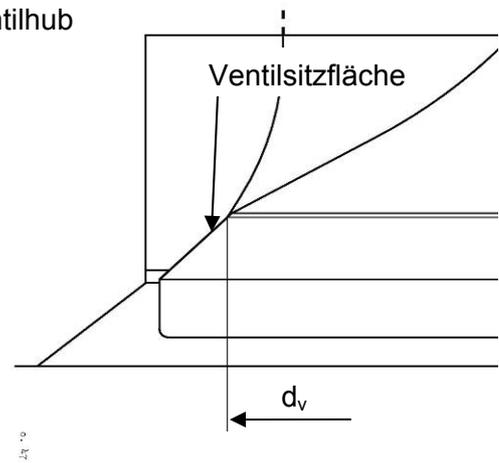


Abb. 3-6: Definition des kleinsten Ventilsitzdurchmessers

Der Quotient aus der momentanen Kolbengeschwindigkeit $c(\alpha)$ und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m hängt neben dem Kurbelwinkel auch vom Schubstangenverhältnis ab. Das Schubstangenverhältnis ist definiert als das Verhältnis des Kurbelradius zur Pleuellänge. Die momentane Kolbengeschwindigkeit ist an den Totpunkten, d.h. bei $\alpha = 0^\circ$ und $\alpha = 180^\circ$, gleich null und hat dazwischen einen annähernden sinusförmigen Verlauf. Dadurch haben jene Tumblekennwerte, bei denen sich aufgrund des Kurbelwinkels α und des Schubstangenverhältnisses eine hohe Kolbengeschwindigkeit ergibt, einen stärkeren Einfluss auf die Tumblezahl. Dies ist in der Regel im Bereich des maximalen Ventilhubes.

Da die Tumblezahl vom Verhältnis Hub zu Bohrung abhängt, wird die **reduzierte Tumblezahl** $T_{m,red}$ auf ein Verhältnis von Hub zu Bohrung = 1 bezogen und ermöglicht dadurch den Vergleich zwischen Kanälen unterschiedlicher Motoren [9]:

$$T_{m,red} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{D}{s} \cdot \int_0^\pi \frac{\omega_{FK}}{\omega_{Mot}} \cdot \left(\frac{c(\alpha)}{c_m} \right)^2 d\alpha$$

3.2 Berechnung des Durchflusses

Wie bereits in Kapitel 2.1.4 erwähnt, vermindern die Strömungsverluste im Ansaugsystem den Luftaufwand λ_a bzw. erhöhen die Ladungswechselperluste $\Delta\eta_{LW}$. Um nun die

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

Strömungswiderstände im Einlasskanal und am Ventil zu quantifizieren, wird ein dimensionsloser **Durchflusskennwert** $\mu\sigma$ bestimmt. Er ist definiert als das Verhältnis zwischen dem tatsächlich durchfließenden Massenstrom und einem theoretischen, d.h. verlustlosen Massenstrom bei einer konstant aufgeprägten Druckdifferenz Δp über dem Kanal:

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$$

Der theoretische Massenstrom errechnet sich nach der Bernoulli-Gleichung und dem Kontinuitätsgesetz für den Bezugsquerschnitt d_v bei Annahme einer inkompressiblen Strömung folgendermaßen:

$$\dot{m}_{th} = Z \cdot \frac{d_v^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

d_v ... kleinster Ventilsitzdurchmesser

Z ... Anzahl der Ventile

Δp ... Druckabfall über dem Kanal

Es kann auch eine **Durchflusszahl** $(\mu\sigma)_m$ durch Integration über dem Kurbelwinkel vom oberen Totpunkt bis zum unteren Totpunkt berechnet werden, wobei die bereits gezeigte Standardventilhubkurve und die Kolbengeschwindigkeit zur Gewichtung herangezogen werden:

$$(\mu\sigma)_m = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \int_0^\pi \left(\frac{c(\alpha)}{c_m}\right)^3 \cdot \frac{1}{(\mu\sigma)^2} \cdot d\alpha}}$$

Die Durchflusszahl beschreibt somit die Güte des Kanals, bezogen auf den kleinsten Ventilsitzdurchmesser d_v .

Durch Multiplikation der Durchflusszahl mit der dimensionslosen Zahl β kann eine **bohrungsbezogene Durchflusszahl** $(\mu\sigma)_m \cdot \beta$ bestimmt werden. Der Koeffizient β ist dabei das Verhältnis zwischen innerem Sitzquerschnitt und Bohrungsquerschnitt:

$$\beta = Z \frac{d_v^2}{D^2} \quad D... \text{ Bohrungsdurchmesser}$$

Die bohrungsbezogene Durchflusszahl beschreibt somit die Güte des Kanals, bezogen auf den Bohrungsquerschnitt [9].

Während $(\mu\sigma)_m$ ein Maß für die Kanalqualität und damit für den Kanalkonstrukteur interessant ist, ist die Kanalkapazität $(\mu\sigma)_m \cdot \beta$ für die Motorbeatmung von entscheidender Bedeutung und damit thermodynamisch die wesentlichere Größe.

3.3 Durchflussmessung

Der schematische Aufbau eines stationären Strömungsprüfstandes ist in **Abb. 3-7** ersichtlich. Die unterschiedlichen Kanalmodelle wurden auf zwei verschiedenen Strömungsprüfständen vermessen. Beim ersten Prüfstand (im Folgenden **Strömungsprüfstand A** genannt) wurde der Massenstrom durch einen Druckabfall über Blenden gemessen. Am zweiten Prüfstand (**Strömungsprüfstand B**) wurde der Massenstrom nach einem thermischen Verfahren (Heißfilmsensor) ermittelt.

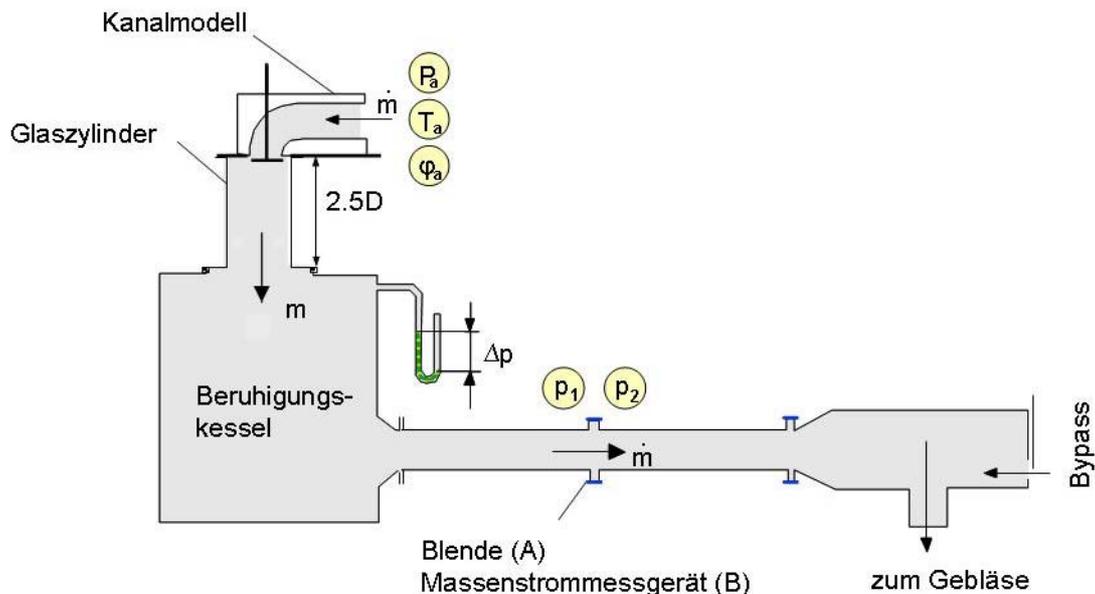


Abb. 3-7: Schematischer Aufbau eines Strömungsprüfstandes

Der Massenstrom ist mit Hilfe von **Messblenden** durch Anwendung der Bernoulli Gleichung und des Kontinuitätsgesetzes auf zwei Messquerschnitten (Rohrquerschnitt und freigegebener Blendenquerschnitt) unter Annahme einer konstanten Dichte und eines rechteckigen Geschwindigkeitsprofils proportional zum Druckabfall über der Blende. Dieser Druckabfall $p_2 - p_1$ (siehe **Abb. 3-7**) wird dabei mit Drucksensoren erfasst. Feste Blenden erlauben wegen des quadratischen Zusammenhangs zum Durchfluss lediglich eine Messgrößenvariation von 1:10, weil andernfalls die Genauigkeit der Differenzdruckerfassung nicht mehr ausreicht. Daher müssen für größere Messbereiche mehrere Blenden eingesetzt werden.

Bei der Messung des Massenstroms mit Hilfe eines **Heißfilmsensors** wird ein Heizwiderstand, der sich zusammen mit anderen wesentlichen Einzelteilen (Temperatur-, Sensor- und Abgleichwiderstand) als dünner Film auf einem Keramiksubstrat befindet, mit einer Regelschaltung auf konstante Übertemperatur geregelt. Wenn sich der Durchsatz

erhöht, wird der Heizwiderstand abgekühlt und der elektrische Widerstand nimmt ab. Durch eine Erhöhung des Heizstromes wird diese Abnahme korrigiert, sodass der Heizstrom ein Maß für die Luftmasse darstellt [10].

3.4 Particle Image Velocimetry

Die **Particle Image Velocimetry (PIV)** ist ein berührungsloses, laser-optisches Messverfahren zum Erfassen von Geschwindigkeiten in Strömungen. Mit diesem Messverfahren wurde im Zuge dieser Arbeit das axiale Strömungsfeld bestimmt, um die oben beschriebenen Tumblekennwerte bzw. Tumblezahlen zu berechnen.

3.4.1 Grundlagen

In diesem Abschnitt soll auf die wesentlichen Eigenschaften der verwendeten stereoskopischen, d.h. dreidimensionalen, Particle Image Velocimetry eingegangen werden.

3.4.1.1 Aufbau und Funktionsweise

Die wesentlichen Komponenten eines stereoskopischen PIV-Systems sind in **Abb. 3-8** ersichtlich. Das PIV System besteht aus einem Nd:YAG-Doppelpuls laser mit Lichtschnittoptik, zwei CCD-Kameras mit Scheimpflugadapter und Objektiv, einer programmierbaren Triggereinheit (PTU) und einem PC mit entsprechendem Auswerteprogramm.

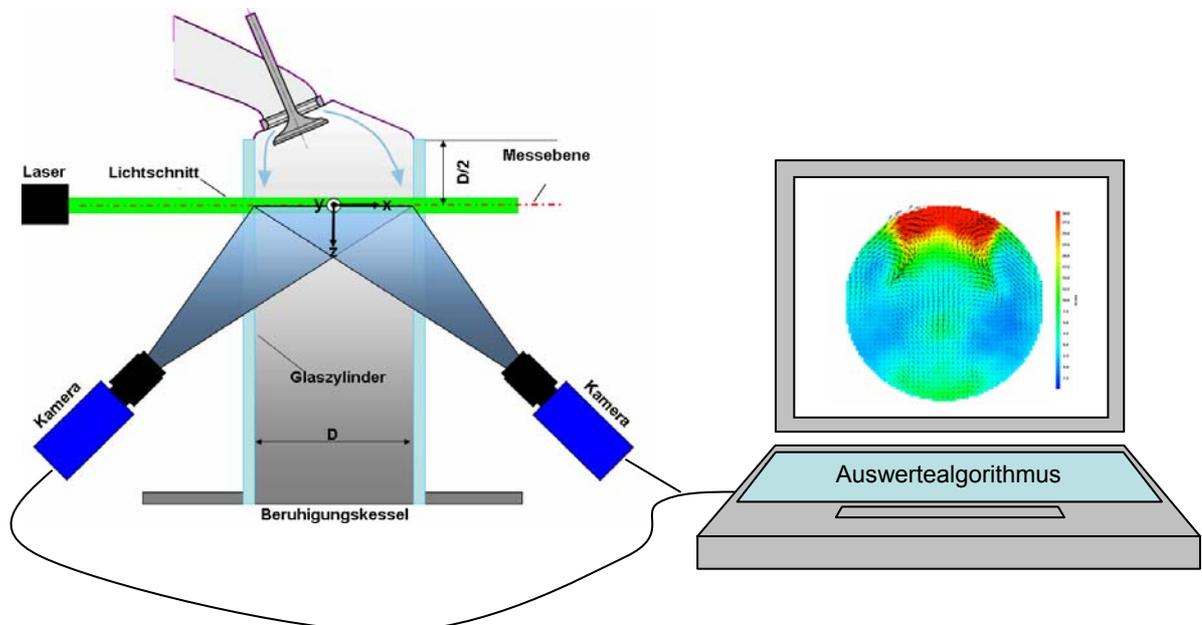


Abb. 3-8: PIV Messprinzip [11]

Das Verfahren beruht auf der Erfassung des Streulichts kleinster Partikel, die der angesaugten Luft beigemischt werden. Es werden dabei pro Kamera zwei Bilder in sehr

kurzem zeitlichen Abstand aufgenommen. Der Messbereich wird in kleine Bereiche aufgeteilt (so genannte „interrogation areas“). Durch die Verschiebung der Partikel zwischen den beiden Bildern wird mit Hilfe der Kreuzkorrelation (siehe Kapitel 3.4.2) in den „interrogation areas“ die mittlere Verschiebung berechnet. Da die Zeitspanne zwischen den Bildern bekannt ist, können die Projektionen der Geschwindigkeit in der Ebene für die linke und rechte Kamera berechnet werden.

Durch die stereoskopische Anordnung und Einhaltung der Scheimpflug-Bedingung (siehe **Abb. 3-10**) können alle drei Geschwindigkeitskomponenten inklusive der „out of plane“ Komponente berechnet werden.

Zur Beleuchtung der beiden Aufnahmen wird ein gepulster Festkörperlaser verwendet. Dieser wird dabei von der PTU getriggert, um den Laserpuls auf die Zeitpunkte der Aufnahmen beider Kameras anzugleichen. Im Gegensatz zu anderen Lichtquellen kann nur Laserlicht auf einen dünnen Lichtschnitt ausreichend fokussiert werden. Der Laser erlaubt es, Partikel lediglich aus der Messebene aufzunehmen. Andernfalls würde das gestreute Licht von Teilchen aus anderen Ebenen eine solche Messung unmöglich machen. Die Erzeugung des Lichtschnitts wird mit einer Lichtschnittoptik, bestehend aus einer Zylinderlinse mit negativer Brennweite und einer sphärischen Sammellinse, ermöglicht [12] [13].

Besondere Anforderungen werden dabei auch an die beiden CCD-Kameras gestellt. Sie müssen in der Lage sein, das erste Bild in der kurzen Zeit zu speichern, um das zweite aufzeichnen zu können. Die Zeitspanne zwischen den beiden Aufnahmen muss an die Hauptströmungsgeschwindigkeit angepasst werden und ist im Fall der Strömungsmessung von Kanälen am stationären Prüfstand im μs -Bereich.

Die der Strömung hinzugefügten Partikel in Form von winzigen Tröpfchen, auch „Seeding“ genannt, werden mittels Druckluft und einer Nebelflüssigkeit erzeugt. Damit solche Partikel für eine Strömungsmessung gut geeignet sind, müssen sie ein gutes Folgevermögen aufweisen und die Strömungsgeschwindigkeit des umgebenden Fluids möglichst rasch erreichen. Kleine Partikel erfüllen diese Voraussetzung gut. Es ist jedoch zu beachten, dass sich das Streulichtverhalten verändert und die Gefahr besteht, dass die Partikel nicht mehr ausreichend auf dem CCD Sensor abgebildet werden können.

3.4.1.2 Kreuzkorrelation

Der wesentliche Vorgang zur Bestimmung der Geschwindigkeit ist die Kreuzkorrelation. Der Messbereich wird nach der Aufnahme der beiden Bilder, wie bereits erwähnt, in gleich große „interrogation areas“ (= Auswertebereiche) unterteilt. Sie haben in der Regel eine Größe von $8 * 8$ bis $64 * 64$ Pixel. Zwischen dem Zeitintervall dt (Zeit zwischen den Laserimpulsen) haben sich die Partikel in jedem dieser „interrogation areas“ durchschnittlich um den Weg ds verschoben. Die Geschwindigkeit in einem solchen Auswertebereich errechnet sich dann

unter Berücksichtigung des Abbildungsmaßstabes M der Kamera aus dem Quotienten $ds/(dt \cdot M)$. Zur Bestimmung des durchschnittlich zurückgelegten Weges in einem Auswertebereich werden diese kreuzkorreliert. Das bedeutet, dass die Bilder übereinander gelegt und schrittweise verschoben werden. Das Korrelationssignal ist dabei umso größer, je höher die Übereinstimmung der abgebildeten Partikel ist. Der entstehende „peak“ (Korrelationsmaximum) in der in **Abb. 3-9** abgebildeten Verschiebematrix ist somit ein Maß für die durchschnittliche Verschiebung ds der Partikel zwischen den beiden Bildern. Dieser Vorgang wird für alle Auswertebereiche wiederholt, sodass sich ein Geschwindigkeitsfeld über dem gesamten Messbereich ergibt.

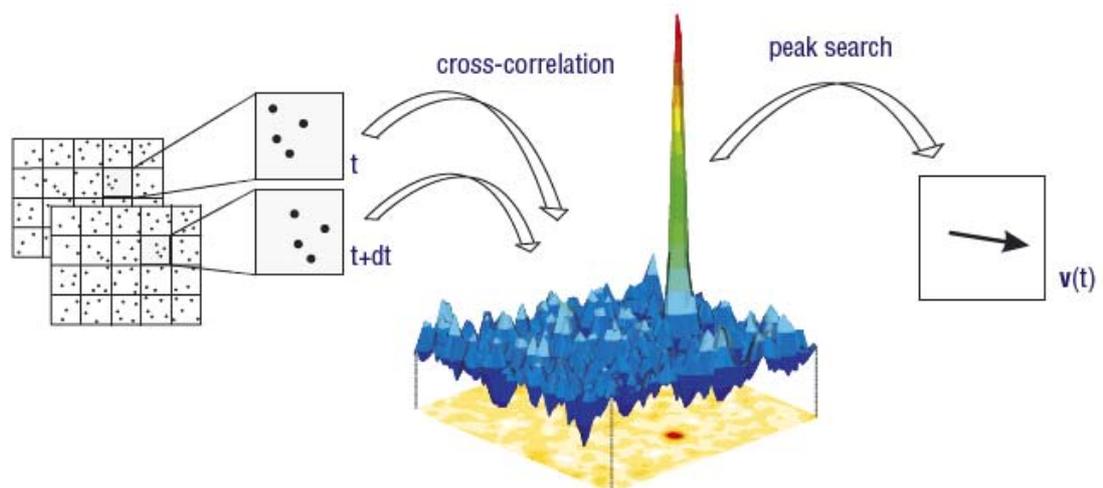


Abb. 3-9: Prinzip der Kreuzkorrelation PIV [13]

Um die rechenintensive Kreuzkorrelation zu beschleunigen, wird sie meist mit der schnellen Fourier Transformation (FFT) verbunden. Da nach dem Faltungssatz die Korrelation zweier Funktionen im Zeitraum gleichbedeutend mit der Multiplikation der Funktionen im Fourierraum ist, kann durch entsprechende Transformationen die größte Übereinstimmung der beiden Bilder bzw. der sich daraus ergebenden durchschnittlichen Verschiebung schnell bestimmt werden.

3.4.1.3 Scheimpflug-Bedingung und „out of plane“ Komponente

Bei Verwendung einer Kamera kann ein zwei-dimensionales Strömungsfeld erfasst werden. Um nun die für die Berechnung der Tumblezahl wichtige axiale Strömungskomponente („out of plane“ Komponente) messen zu können, werden zwei Kameras in einer stereoskopischen Anordnung benötigt. Dabei können nach der Entzerrung und Bestimmung des Abbildungsmaßstabes durch die Kalibrierung (siehe unten) alle drei

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung

Geschwindigkeitskomponenten in der Messebene durch die projizierte Verschiebung der linken und rechten Kamera bestimmt werden (siehe **Abb. 3-10**).

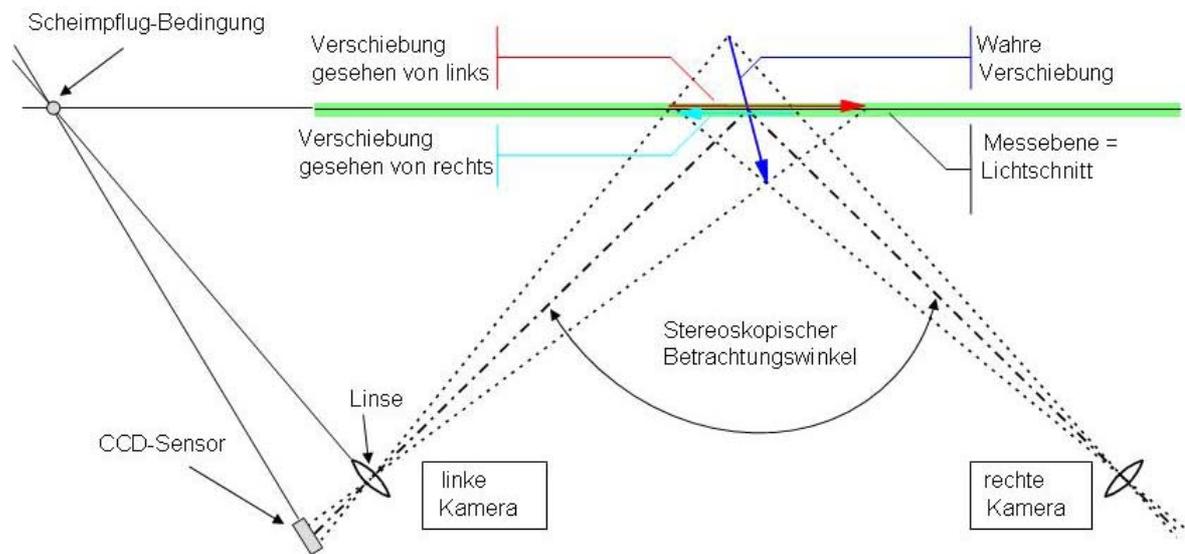


Abb. 3-10: Stereoskopische PIV [14]

Damit die Partikel trotz schiefer Betrachtungsweise scharf gestellt werden können, muss die so genannte **Scheimpflug-Bedingung** eingehalten werden. Sie besagt, dass sich die Hauptebene der Linse, des CCD-Sensors und die zu erfassende Messebene in einer gemeinsamen Geraden schneiden müssen. Dies wird durch Anbringen von Scheimpflugadaptern an den Kameras ermöglicht.

Vor der Messung müssen die Kameras aufgrund der oben beschriebenen Tatsachen kalibriert werden. Die **Kalibrierung** wird mit der Auswertesoftware und einem Target durchgeführt. Das Target besteht aus einem gleichmäßig angeordneten Muster aus Punkten mit bekannter Größe und bekanntem Abstand zueinander. Dieses Target wird zur Kalibrierung in der Messebene positioniert. So können die Kameras scharf gestellt werden und es kann der Abbildungsmaßstab der Kamera M berechnet werden, damit eine Zuordnung zwischen der Verschiebung auf dem CCD-Sensor der Kamera und der tatsächlichen Verschiebung gegeben ist. Der Koordinatenursprung (Mittelpunkt des Glaszylinders) wird durch eine spezielle Anordnung von Strichen in der Mitte des Targets definiert. Die Software kann die beiden aufgenommenen Bilder entzerren und mit Hilfe des bestimmten Koordinatenursprungs übereinander legen.

3.4.2 Praktische Anwendung und Auswertung

Es wurde ein stereoskopisches PIV-System der Firma Lavisision verwendet. Die benutzte Software zur Hardwareansteuerung bzw. zur Bearbeitung, Darstellung und Auswertung der Messergebnisse war LaVisions DaVis Version 7.2.

An dieser Stelle soll eine kurze Auflistung wesentlicher Punkte, die bei der praktischen Durchführung der Messungen und der anschließenden Auswertungen berücksichtigt werden mussten, gegeben werden:

Zeitintervall Δt

Die Zeit zwischen den Laserimpulsen wurde mit $4 \mu\text{s}$ festgesetzt. Dieses Zeitintervall stellte sich als eine adäquate Zeitdifferenz heraus und wurde für alle gemessenen Ventilhubbeibehalten. Durch diese gewählte Zeitdifferenz wiesen die Partikel einerseits eine merkbare Verschiebung auf und waren andererseits im zweiten Bild noch in den jeweiligen „interrogation areas“ vorhanden.

Laserleistung

Die Laserleistung wurde im Zuge von „Probeschüssen“ vor einer Messung angepasst und betrug zwischen 20 und 35 % der maximal verfügbaren Leistung. Hier war zu beachten, dass eine höhere Laserleistung das Streulicht der Partikel erhöhte, aber gleichzeitig auch Reflexionen, die von der teils inhomogenen Struktur des Glaszylinders kamen, deutlich zunahmten. Diese Reflexionen konnten Probleme bei der anschließenden Auswertung im Randbereich verursachen.

Bildaufnahme

Es wurden pro Ventilhub 100 Wiederholungen zur Mittelwertbildung (siehe Auswertung) gemacht. Das bedeutet, dass pro Kamera bei einem eingestellten Ventilhub 200 hochauflösende Bilder aufgenommen wurden. Die Bilder wurden mit einer Frequenz von 2 Hz aufgenommen.

Auswertebereich

Als „interrogation area“ wurde ein Bereich von $32 * 32$ Pixel festgelegt. Dabei wurde eine 50%ige Überlappung dieser Quadrate zugelassen (siehe **Abb. 3-12**). Das bedeutet, dass die Hälfte der vorhandenen Partikel in einem Auswertebereich auch in benachbarten Bereichen zur anschließenden Kreuzkorrelation verwendet wurde und sich die Dichte der Geschwindigkeitsvektoren erhöhte.

Kalibrierung

Die oben beschriebene Kalibrierung wurde pro Messtag einmal durchgeführt, gegebenenfalls bei unbeabsichtigtem Anstoßen an den Kameras auch mehrmals. **Abb. 3-11** zeigt das zur Kalibrierung verwendete Target.

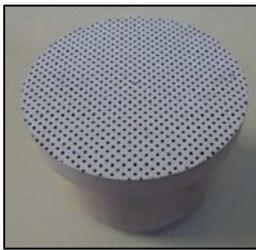


Abb. 3-11: Target zur Kalibrierung

Auswertung

Nach der Messung aller Ventilhübe an einem Kanalmodell erfolgte die Auswertung. Dabei wurde aufgrund der hohen benötigten Rechnerkapazität die Berechnung auf mehrere, im Netzwerk verbundene Rechner, aufgeteilt. Bei Verwendung von 4-5 Rechnern dauerte die Auswertung für ein gemessenes Kanalmodell im Durchschnitt 2-3 Stunden. Dies hatte zur Folge, dass nach einer Messung nie direkt deren Erfolg beurteilt werden konnte. **Abb.3-13** zeigt beispielhaft ein Bild, wie es von den CCD-Kameras aufgenommen wurde. Die Bilder sind aufgrund eines Farbfilters, welcher nur das Laserlicht durchlässt, grün.

Die Auswertung erfolgte in vier Schritten wie in **Abb. 3-12**, einem Ausschnitt aus der DaVis Software, dargestellt ist.

1. Hier wurden die Bereiche von den aufgenommen Bildern entfernt, die sich nicht zu anderen Bildern verändert hatten. Damit wurden Störeinflüsse, wie Reflexionen vom Randbereich und andere konstante Störeinflüsse, reduziert.
2. Im zweiten Schritt erfolgten die Kreuzkorrelation und die Berechnung der drei Geschwindigkeitskomponenten (siehe **Abb. 3-13 A**).
3. Beim „vector postprocessing“ wurden fehlende Bereiche mit Hilfe der benachbarten Geschwindigkeitsvektoren interpoliert und aufgefüllt (siehe **Abb. 3-13 B**).
4. Hier wurde eine Mittelwertbildung der 100 Geschwindigkeitsfelder durchgeführt, sodass sich schließlich ein Strömungsfeld für einen Ventilhub ergab (siehe **Abb. 3-13 C**).

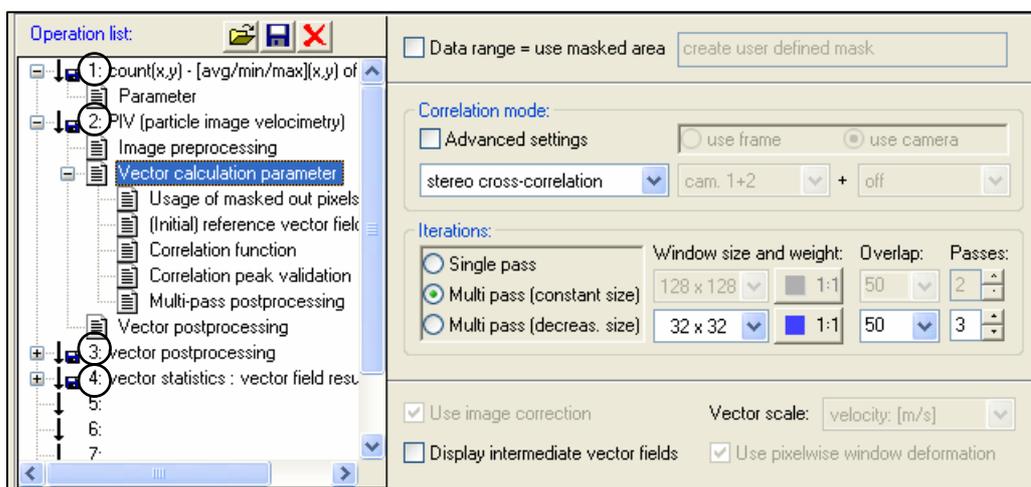
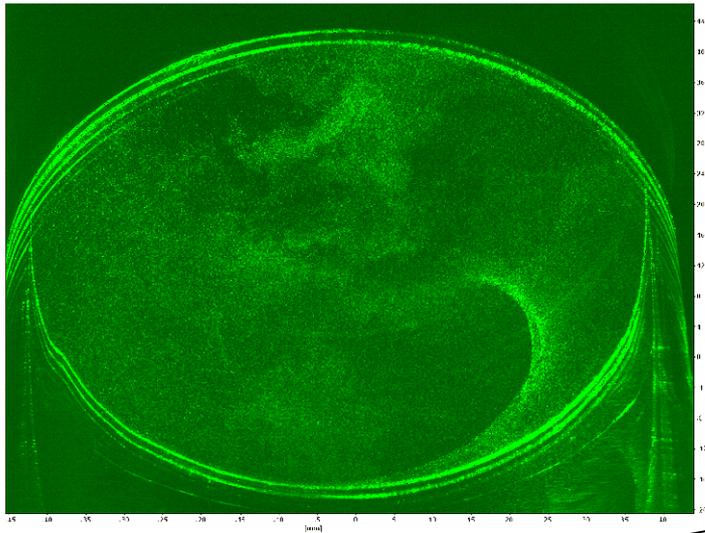


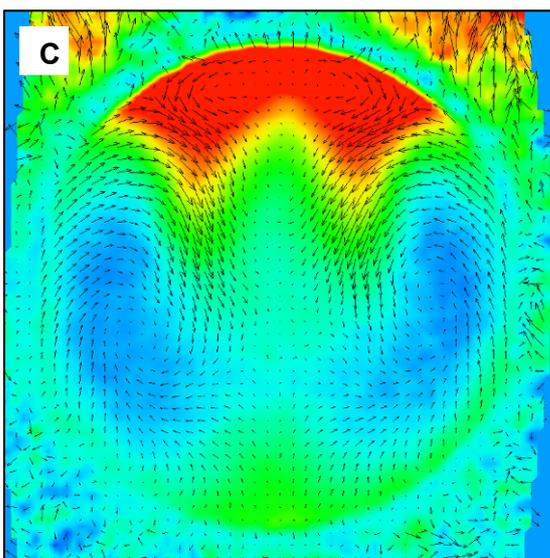
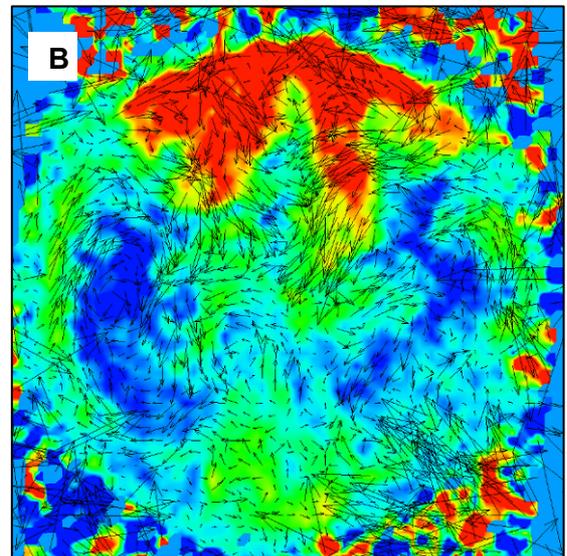
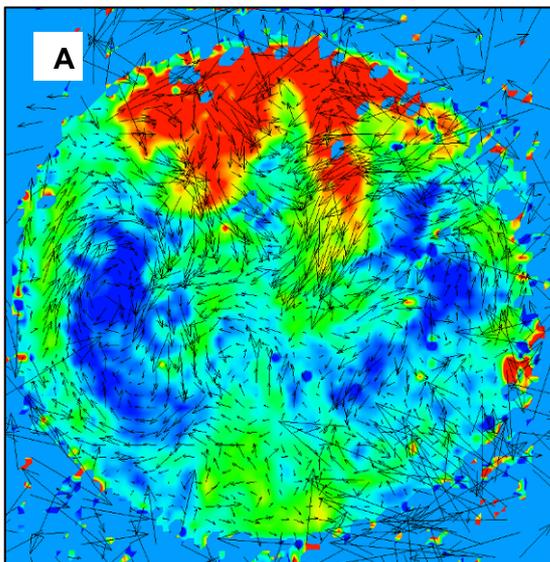
Abb. 3-12: PIV Auswertung

3. Berechnung und Messung von Kenngrößen der Ladungsbewegung



Dieses Bild veranschaulicht die tatsächliche, verzerrte Aufnahme einer der beiden CCD-Kameras.

Hier sieht man die bereits entzerrten Bilder nach der Berechnung. Es sind noch alle 100 Aufnahmen vorhanden.



Die Mittelwertbildung über alle 100 Aufnahmen liefert schließlich das dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld in der Messebene (C).

Abb. 3-13: PIV Auswertung

4. Entstehung der Tumble-Strömung und deren konstruktive Beeinflussung

Um gezielt Einfluss auf die Tumble-Strömung mit konstruktiven Maßnahmen nehmen zu können, ist das Wissen über die Entstehung des in Kapitel 2.2 beschriebenen Tumbles von großer Bedeutung.

Nach Wurms [15] gliedert sich in Abhängigkeit des Ventilhubes die Entstehung des Tumbles in drei Phasen (siehe **Abb. 4-1**):

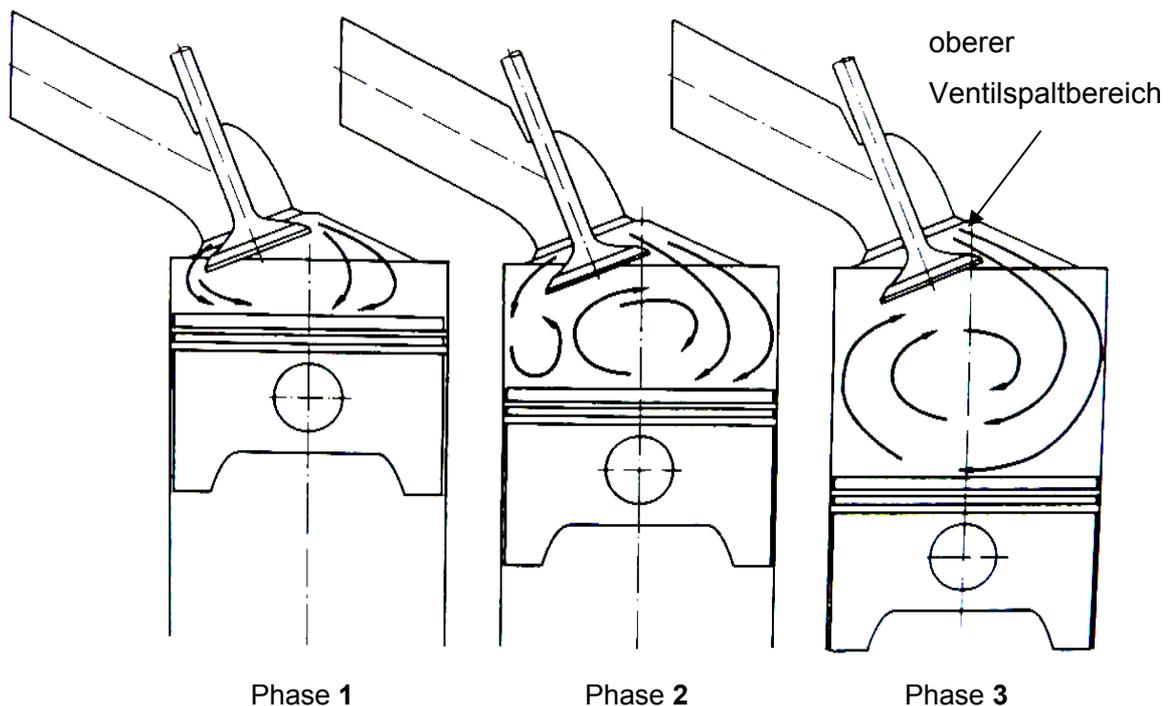


Abb. 4-1: Die 3 Phasen bei der Entstehung einer Tumble-Strömung

Phase 1:

Bei kleinen Ventilhuben tritt die in den Zylinder strömende Ladungsmasse mit hohen Geschwindigkeiten weitgehend gleichmäßig über den gesamten Ventilspaltbereich ein.

Phase 2:

Mit zunehmendem Ventilhub wird der obere Ventilspalt von der Strömung begünstigt, da aufgrund der geometrischen Gestaltung der Einlasskanäle die notwendige Umlenkung der Strömung dort geringer ist als für den unteren Ventilspalt. Daher strömt immer mehr Ladungsmasse durch den oberen Ventilspaltbereich. Da die Einströmgeschwindigkeit die Geschwindigkeit des sich nach unten bewegenden Kolbens zeitweise deutlich übersteigt, wird die Strömung am Kolbenboden wieder in Richtung Zylinderkopf umgelenkt. In Abhängigkeit der Verteilung der Strömung über oberen und unteren Ventilspalt bilden sich zwei unterschiedlich große Hauptwirbel aus.

Phase 3:

Abhängig von den geometrischen Verhältnissen in den Einlasskanälen und Ventilspalten kann es zu einem Strömungsabriss im unteren Ventilspalt kommen. Nach diesem Abriss der Strömung tritt die Ladungsmasse fast ausschließlich über den oberen Ventilspalt ein und bildet aufgrund der weiterhin bestehenden Ablenkung am Kolbenboden einen, den Zylinder ausfüllenden, stabilen Walzenwirbel. Je größer die Ladungsmasse und je höher ihre Geschwindigkeit in dieser Phase sind, desto mehr Rotationsenergie wird dem Walzenwirbel zugeführt [15].

Dieser entstehende Walzenwirbel wird, wie in Kapitel 2.2 bereits beschrieben, bei der Kompression quasi zerquetscht und in turbulente Strömungsstrukturen umgewandelt, wobei die globale Ladungsbewegung weitgehend in Turbulenz zerfällt. Die Größe der Intensität der globalen Tumble-Strömung steht dabei in direktem Verhältnis zur entstehenden Turbulenz. Daher ist es wichtig, bei gewünschten hohen Ladungsbewegungen möglichst viel der einströmenden Masse über den oberen Ventilspalt zu führen. Das entstehende asymmetrische axiale Strömungsfeld führt dann auch zu entsprechend hohen Tumblezahlen (vgl. Kapitel 3.1)

Diese Führung über den oberen Ventilspalt kann nun durch unterschiedliche Zusatzmaßnahmen, wie beispielsweise Schirmventile oder schanzenartige Kanaleinbauten, welche das Ausströmen aus dem unteren Ventilspaltbereich verhindern, erfolgen. Eine Variation der einlassgenerierten Ladungsbewegung ist mit Hilfe von Zusatzeinbauten, wie strömungsleitenden Profilen, Tumbleklappen oder verstellbaren Walzen vor dem Sitzring zur Veränderung der Strömungsabrissbedingungen, ausführbar. Auf diese Möglichkeiten wird im Folgenden nicht näher eingegangen - es wird hingegen auf entsprechende Literatur verwiesen: [2] [15].

Es lassen sich allein mit Hilfe der geometrischen Form und der scharfkantigen Abrisskante, welche sich durch die Verschneidung von Kanal und dem Kontrollschnitt ergibt (siehe **Abb. 5-1**), hohe Tumble-Strömungen erzeugen. Durch einen querschnittsverengenden Kanalverlauf in Richtung des Kontrollschnitts wird zudem die Strömungsgeschwindigkeit im vorderen Bereich des Kanals erhöht und es erfolgt eine frühere Ablösung an der Abrisskante bzw. der gewünschte Effekt der erhöhten Ladungsmasse im oberen Ventilspaltbereich wird erreicht. Diese Maßnahmen führen aber immer zu einer Reduktion des Durchflusses, wodurch eine optimale Anpassung der geometrischen Form zum Erzielen eines hohen Tumbles bei gleichzeitig gutem Durchfluss durchgeführt werden muss. Die Quantifizierung einer solchen geometrischen Form mit charakteristischen Kenngrößen wird im nächsten Kapitel erörtert.

5. Auswahl der geometrischen Kenngrößen

Wie im vorhergehenden Kapitel erklärt, bestimmt die geometrische Form der Einlasskanäle maßgeblich die entstehende Ladungsbewegung. Um ein mathematisches Modell zur Abschätzung der Tumblezahl erstellen zu können, war es wichtig, diese geometrischen Eigenschaften als diskrete Parameter zu quantifizieren. Als Einflussgrößen des Modells wurden jene geometrischen Maße gewählt, mit denen sich die Form eines Tumble-Kanals grundsätzlich beschreiben lässt. Diese Parameter decken in der Regel alle maßgebenden Größen einer Neukonstruktion ab.

5.1 Parametrisierbarer CAD-Kanal

Der verwendete parametrisierbare Basiskanal wurde ursprünglich von Herrn DI (FH) Urem Oliver, einem erfahrenen Konstrukteur der Kanalentwicklung, für CFD Berechnungen konstruiert. Der Kanal wurde für diese Arbeit hinsichtlich der Form, der Parameter und der Ventil Sitzgeometrie adaptiert. Die Konstruktion erfolgte mit Pro Engineer WildFire 2.0.

In **Abb. 5-1** ist der rechte Ast des Basiskanals mit den Charakteristiken eines Tumble-Kanals dargestellt. Die Kanäle sind, wie bei Ottomotoren meist üblich, symmetrisch. Daher wird in der Regel nur eine Seite konstruiert.

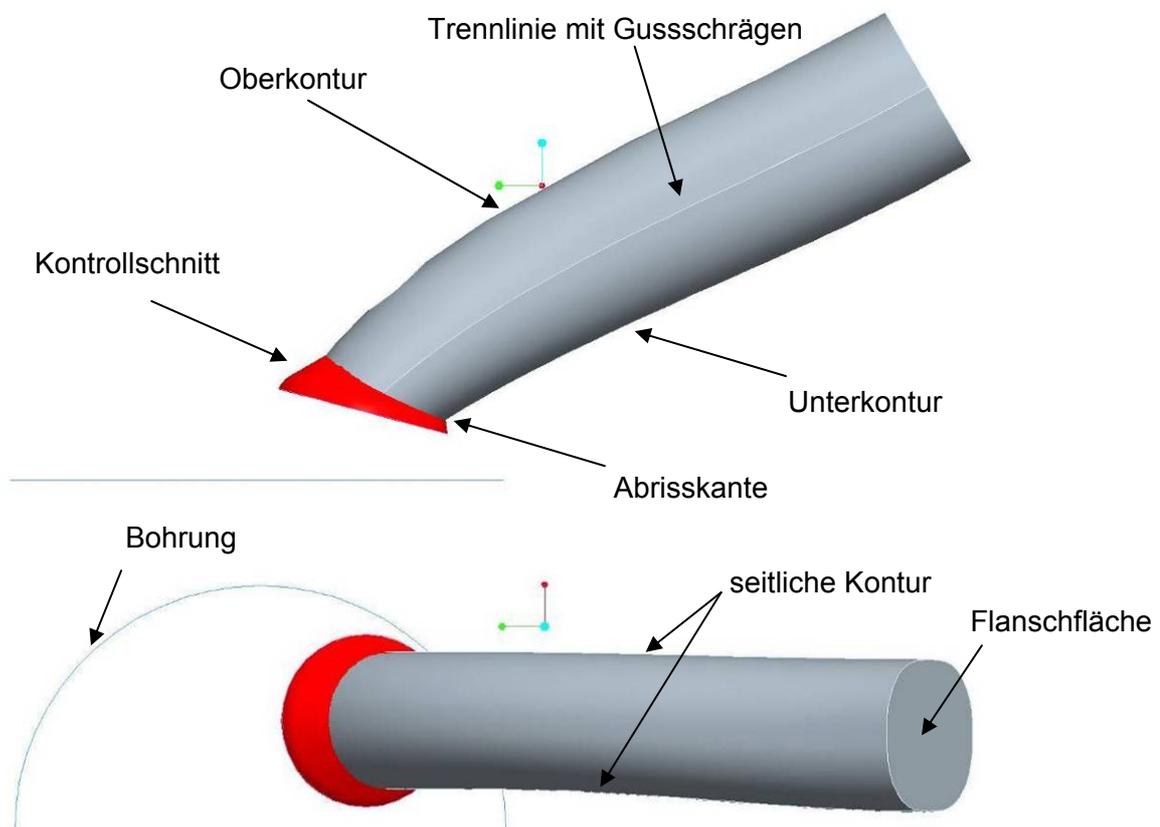


Abb. 5-1: Der Basiskanal

5. Auswahl der geometrischen Kenngrößen

Die Ventilsitzgeometrie ist in **Abb. 5-2** ersichtlich. Es wurden der Sitzring und der Kontrollschnitt so konstruiert, dass der Radius des Kontrollschnitts tangential am kegelförmigen Sitzring anschließt [18]. Der Vorteil einer solchen Konstruktion ist die Verringerung des Schadvolumens, welches sich bei klassischen Sitzring- und Kontrollschnittkonfigurationen ergeben würde. Dadurch werden Ablagerungen (Kraftstoffreste), die sich in diesem Bereich ansammeln können, vermieden. Solche Ablagerungen können bei plötzlichem Lösen von der Kanalwand in den Zylinder gelangen und Schäden am Motor verursachen. Weiters wird die Strömung durch den kontinuierlichen Übergang begünstigt. Nachteilig ist jedoch der verminderte Anschlussdurchmesser zwischen Sitzring und Kontrollschnitt, wodurch, verglichen mit herkömmlichen Sitzringkonfigurationen, eine zusätzliche Einschnürung am oberen Teil des Sitzringes gegeben ist, die aber in der Regel nur bei Füllungskanälen von Nachteil ist.

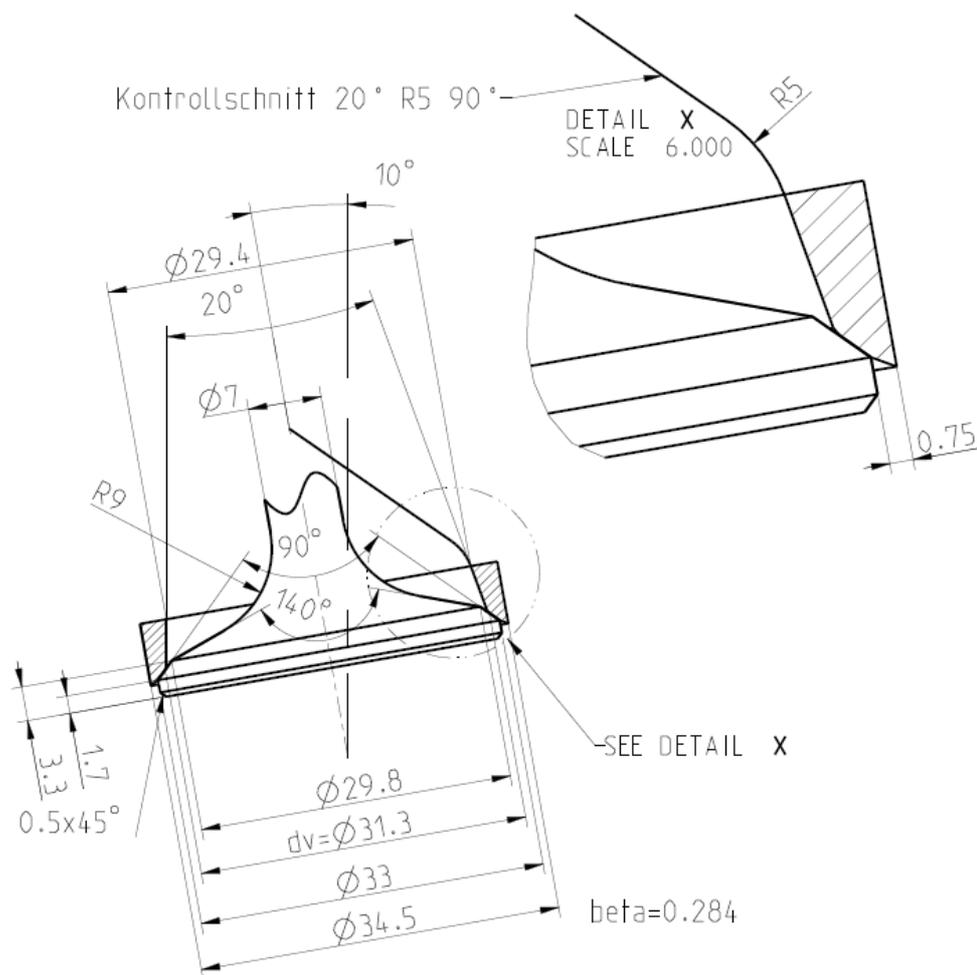


Abb. 5-2: Ventilsitzgeometrie

Die Daten des Basiskanals sowie des fiktiven Motors zur Berechnung der Kenngrößen sind in **Tabelle 5-1** ersichtlich. Es wurde ein quadratisches Hub-Bohrungsverhältnis gewählt, sodass die reduzierte Tumblezahl $T_{m, red}$ der Tumblezahl T_m entspricht.

Tabelle 5-1: Basisdaten des Kanals und des fiktiven Motors

Bohrung	83 [mm]
Hub	83 [mm]
Pleuellänge	148 [mm]
Anschlussdurchmesser	29,4 [mm]
kleinster Ventilsitzdurchmesser d_v	31,3 [mm]
β	0,2844
Ventilschaftdurchmesser	7 [mm]

5.2 Darstellung und Grenzen der Parameter

Die genaue Auswahl der Parameter und deren Grenzen wurden im Fachgespräch mit erfahrenen Konstrukteuren ermittelt. Dabei wurden Kanäle mit unterschiedlichen Kombinationen und Grenzlagen der Parameter erstellt. Diese „Extremfälle“ dienten als Diskussionsgrundlage bei der Entscheidung. Es wurden schließlich sieben Parameter, welche in **Abb. 5-3** rot eingerahmt gezeigt werden, ausgewählt:

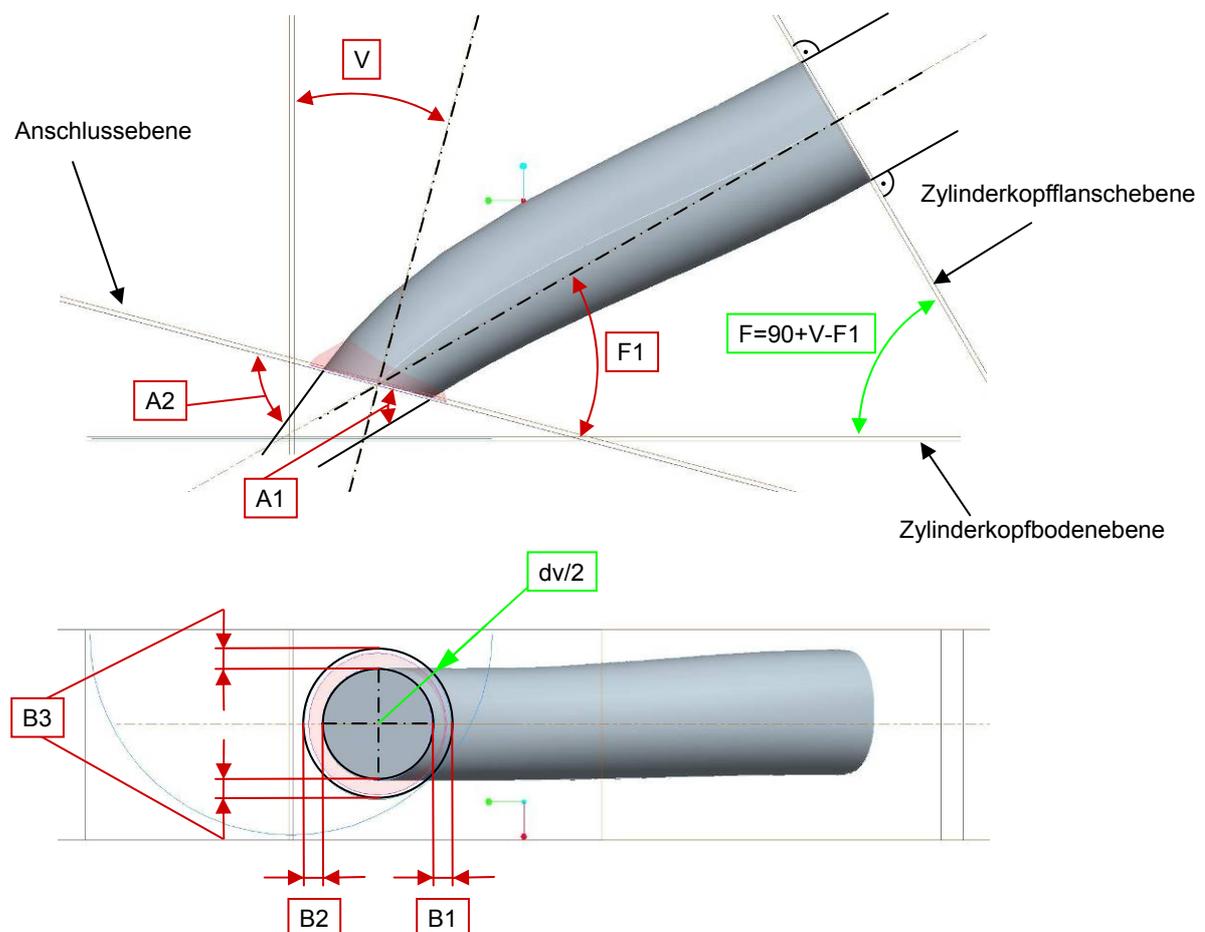


Abb. 5-3: Geometrische Kenngrößen bzw. Parameter des Kanals

5. Auswahl der geometrischen Kenngrößen

Die gewählten Parameter sind in der Regel jene Größen, mit denen die Kanalkonstrukteure die Ladungsbewegung beeinflussen. Die Grenzen dieser sieben Parameter sind in **Tabelle 5-2** angeführt. Es wurden bis auf den Ventilwinkel V alle Winkel auf die Anschlussebene bezogen. Es handelt sich dabei um jene Ebene, bis zu der der Kanal konstruiert wurde und der Sitzring beginnt. Der Ventilwinkel ist nun jener Parameter, der die geometrische Beziehung des „Systems“ Kanal zum Zylinder herstellt, und wurde deshalb auch miteinbezogen. Der Kanal verändert bei Variation der Parameter seine Länge nicht. Er hat eine konstante Länge von 110 mm. Nach bisherigen Erfahrungen hat die Länge des Kanals keinen Einfluss auf die entstehende Ladungsbewegung.

Tabelle 5-2: Grenzen der Parameter

	Parameter	Untere Grenze – Obere Grenze
V	Ventilwinkel	10 – 25 [°]
F1	Kanalwinkel	30 – 60 [°]
A1	Winkel der Unterkontur	25 – 70 [°]
A2	Winkel der Oberkontur	40 – 80 [°]
B1	Einschnürung hinten	10,6 – 40 [% (dv/2)]
B2	Einschnürung vorne	10,6 – 40 [% (dv/2)]
B3	Einschnürung seitlich	10,6 – 40 [% (dv/2)]

Aufgrund der geometrischen Zusammenhänge lässt sich der Flanschwinkel F aus dem Ventilwinkel und dem Kanalwinkel berechnen (siehe **Abb. 5-3**).

Im Folgenden soll nun kurz auf die sieben Parameter eingegangen werden.

Ventilwinkel V

Es wurden bei dieser Arbeit bereits bestehende Brennraummodelle aus Aluminium verwendet (siehe **Abb. 5-4**). Diese vier Brennraummodelle haben einen Ventilwinkel von 10° bis 25°, wodurch die Grenzen und die Stufung von 5° des Ventilwinkels vorgegeben waren. Diese Modelle besitzen alle einen identischen Brennraum, um einen zusätzlichen Einfluss durch diesen zu vermeiden.

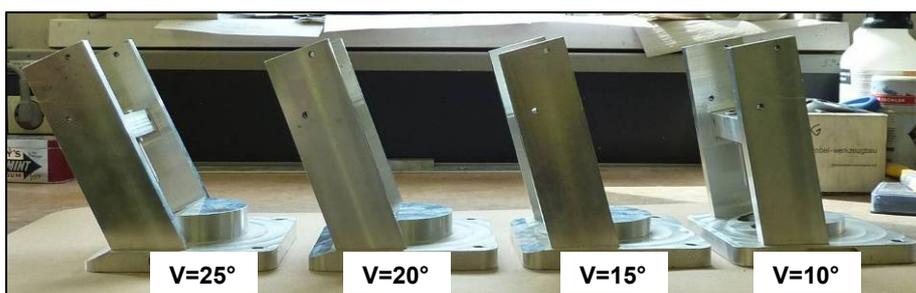


Abb. 5-4: Die vier Brennraummodelle

Durch die Verwendung dieser Brennraummodelle waren die Kanalmodelle, welche als RP-Teile (Rapid Prototyping, siehe Kapitel 7) hergestellt wurden, kleiner und somit kostengünstiger.

Kanalwinkel F_1

Der Kanalwinkel ist zwischen der Mittellinie des Kanals und der Anschlussebene festgelegt. Die Mittellinie ist dabei durch den Mittelpunkt der Flanschfläche sowie durch den Durchstoßpunkt der Ventilachse durch die Anschlussebene definiert.

Die obere Grenze ist beschränkt durch die Brennraummodelle. Als untere Grenze wurde ein realistischer Winkel gewählt, der in der Praxis kaum unterschritten wird. Bei direkteinspritzenden Ottomotoren befindet sich zudem meist unter den beiden Ästen des Kanals der Injektor. **Abb. 5-5** zeigt die Extremwerte des Kanalwinkels.

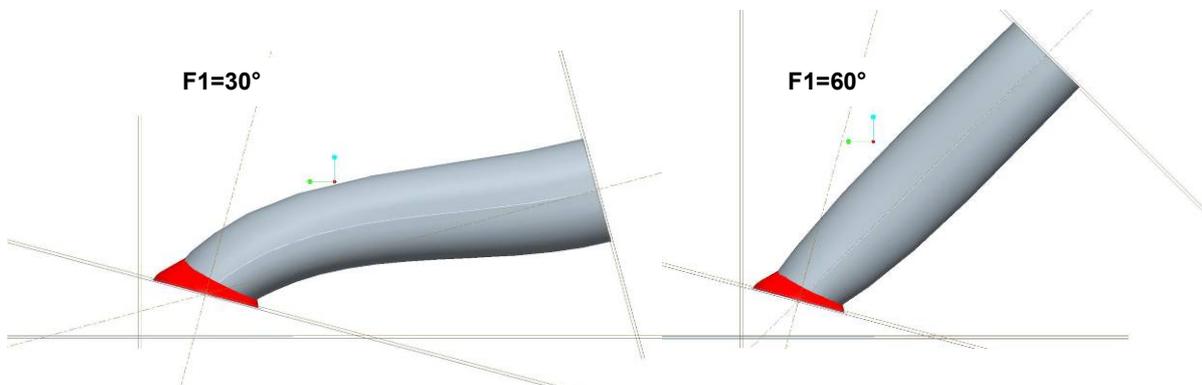


Abb. 5-5: Der Kanalwinkel F_1

Winkel der Unterkontur A_1 und Oberkontur A_2

Die Ober- und Unterkonturen sind im CAD-System als „Splines“ ausgeführt. Diese Splines werden durch zwei Punkte definiert, welche auf der Flansch- bzw. Anschlussebene liegen. Zusätzlich wurden zur Definition dieser splinebildenden Punkte Randbedingungen angegeben. Diese sind an der Flanschebene so gewählt, dass die Linie der Unter- bzw. Oberkontur immer normal dazu steht und an der Anschlussebene mit dem jeweiligen veränderbaren Winkel auftrifft.

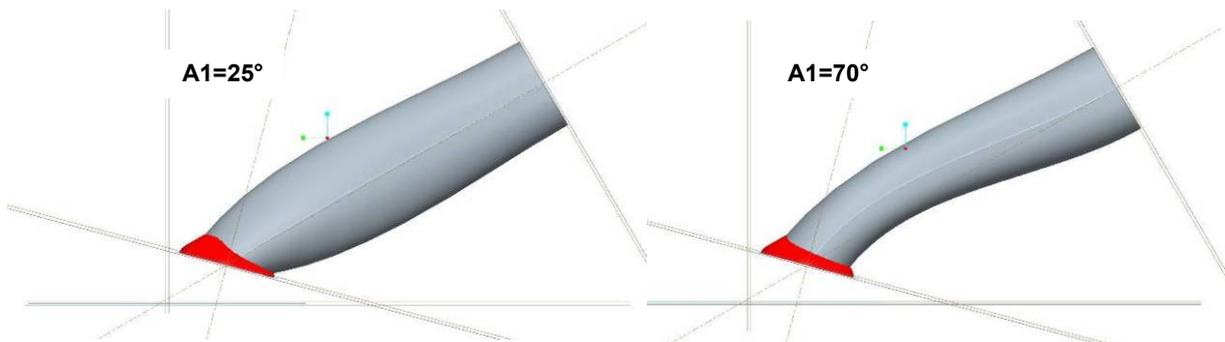


Abb. 5-6: Winkel der Unterkontur A_1

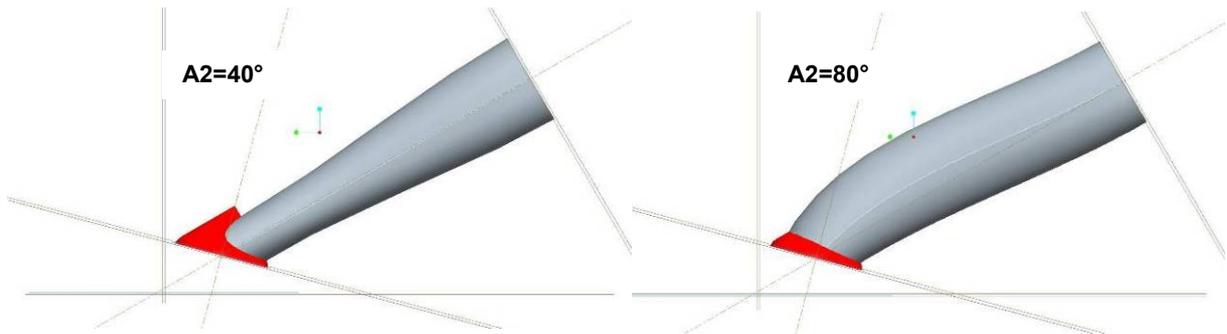


Abb. 5-7: Winkel der Oberkontur A2

Einschnürungen B1, B2 und B3

Die seitlichen Trennlinien sind ebenfalls als Splines ausgeführt. Sie stehen normal auf die Flanschebene und treffen mit einem Winkel α auf die Anschlussebene. Dieser Winkel α ergibt sich aus einer Mittelung der Winkel von Unter- und Oberkontur. Wo nun diese vier Punkte der Unterkontur, der Oberkontur und der seitlichen Trennlinien auf der Anschlussebene liegen, bestimmen die Einschnürparameter. Sie verändern somit die entstehende Verschneidung des Kanals mit dem Kontrollschnitt und den Querschnittsverlauf des Kanals maßgebend.

Um unabhängig von der Größe des Kanals Parameter einführen zu können, wurden diese auf den kleinsten Ventilsitzdurchmesser d_v bezogen. Bei Neukonstruktionen werden vom konstruierten Kanal zum Anschlussdurchmesser in der Regel 0,7 mm Gussversatz berücksichtigt. Daher ergibt sich die untere Grenze der Einschnürungen von 10,6% bezogen auf $d_v/2$ (siehe **Abb. 5-8**).

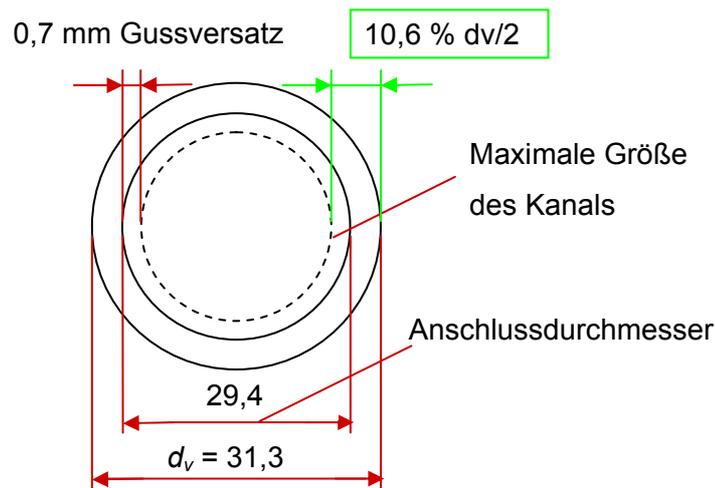


Abb. 5-8: Untere Grenze der Einschnürungen

Es wäre auch möglich gewesen, die Einschnürung links und rechts getrennt auszuführen. Aufgrund der sonst zu hohen Anzahl an Parametern (bestimmen die Anzahl der notwendigen Versuche; siehe Kapitel 6) und der Tatsache, dass bei einer Neukonstruktion seitlich in der

5. Auswahl der geometrischen Kenngrößen

Regel symmetrisch eingezogen wird, wurden die Einschnürungen an den Seiten zusammengefasst. Die oberen Grenzen wurden mit $40\% d_v/2$ festgesetzt, da sich sonst zu große Engstellen ergeben würden, wodurch der Durchfluss zu stark abnehmen würde.

Abb. 5-9 bis 5-11 zeigen die Grenzwerte dieser Parameter.

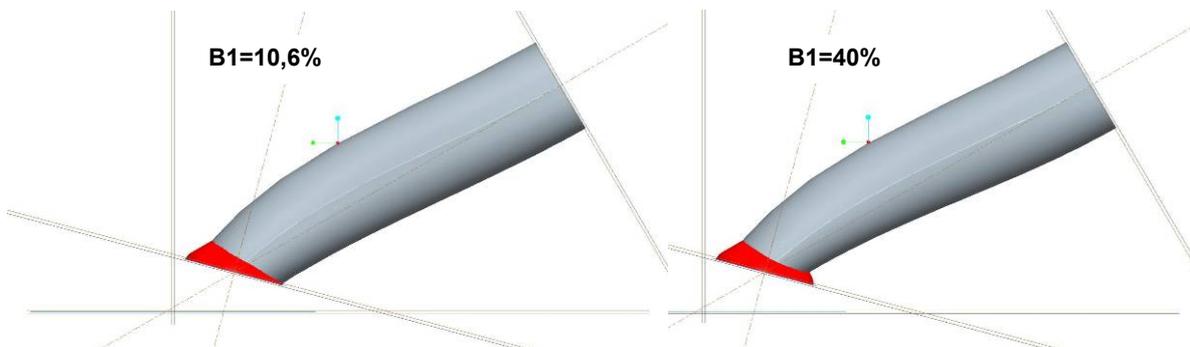


Abb. 5-9: Einschnürung hinten B1

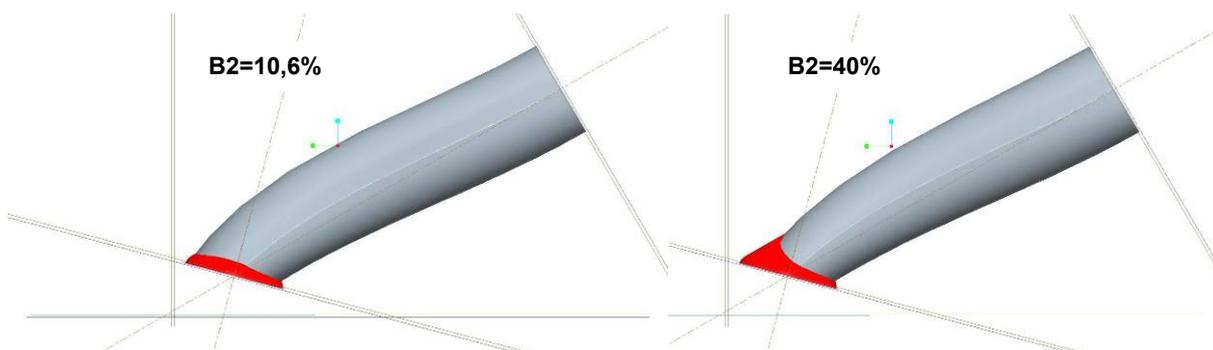


Abb. 5-10: Einschnürung vorne B2



Abb. 5-11: Einschnürung seitlich B3

Bei der Neukonstruktion eines Tumble-Kanals sind im Allgemeinen der Ventilwinkel V und die Flanschposition (somit der Kanalwinkel $F1$) vorgegeben. Diese zwei Rahmenbedingungen bestimmen jedoch auch die entstehende Ladungsbewegung sowie den Durchfluss und wurden daher miteinbezogen. Die Parameter, mit denen die

grundsätzliche geometrische Form bestimmt und die gewünschte Ladungsbewegungsintensität festgelegt wird, sind die restlichen fünf beschriebenen Parameter: Unterkontur, Oberkontur und die drei Einschnürungen. Es sei an dieser Stelle noch angemerkt, dass der Kontrollschnitt einen wesentlichen Einfluss auf den Tumble und den Durchfluss hat. Bei sogenannten High-Tumble-Kanälen, also Kanälen, welche eine hohe Ladungsbewegung generieren, wird aber meist eine Form gewählt, die der in dieser Arbeit verwendeten Form gleicht oder ähnlich ist.

6. DoE - Design of Experiments

Das Ziel der Arbeit war ein mathematisches Modell zu erstellen, welches es ermöglicht, unter Vorgabe der in Kapitel 5 beschriebenen sieben Parameter eine Abschätzung der Tumble- und Durchflusszahl zu treffen.

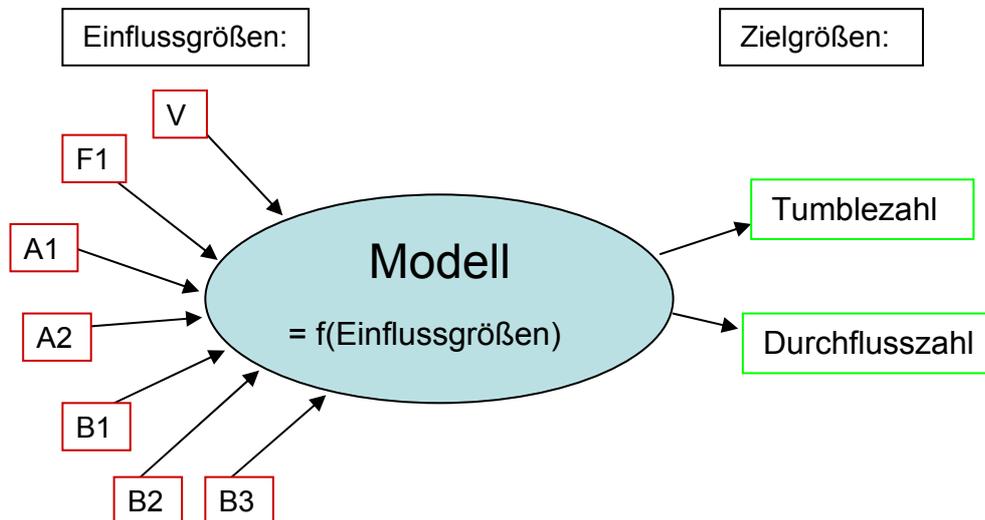


Abb. 6-1: Ziel von DoE: Modellbildung

Um den Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen und den Zielgrößen mit Hilfe eines Modells beschreiben zu können, sind Versuche mit unterschiedlichen Kombinationen der Einflussgrößen notwendig, damit die unterschiedlichen Wirkungen dieser auf die Zielgröße bestimmt werden können. Dabei können auch Wechselwirkungen auftreten. Eine Wechselwirkung bedeutet, dass beispielsweise eine Einflussgröße unter Veränderung einer anderen seine Wirkung auf die Zielgröße verändert.

Der **Versuchsraum** ergibt sich aus den minimalen und den maximalen Werten der Einflussgrößen. Bei einer Annahme von fünf **Stufen** (= Einstellwerte der Einflussgrößen) bei den Einflussgrößen F1, A1, A2, B1, B2, B3 und vier Stufen beim Ventilwinkel V würde sich bei vollkommener Rasterung des Versuchsraumes eine Anzahl von Versuchen $n = 5^6 \cdot 4 = 62500$ ergeben. Dies ist natürlich aus Kosten und Zeitgründen nicht möglich. Genau an diesem Problem setzt die statistische Versuchsplanung (= DoE – Design of Experiments) an.

Zweck von DoE ist: Maximaler Informationsgewinn bei minimaler Anzahl von Versuchen mit dem Ziel der Modellbildung.

Es werden entsprechend der gewünschten Genauigkeit und erwarteten Modellordnung angepasste Versuchspläne erstellt, bei denen alle Einflussgrößen gleichzeitig variiert werden. Mit Hilfe der Messergebnisse kann anschließend eine statistisch bewertete Regressionsfunktion erstellt werden, welche im gesamten Versuchsraum gilt. So können an beliebigen Punkten des Versuchsraumes bzw. bei beliebiger Kombination der

Einflussgrößen Funktionswerte (Tumblezahl, Durchflusszahl) bestimmt werden. Durch die Beschreibung des Versuchsraumes mit einer mathematischen Funktion ist es zudem möglich, unter vorgegebenen Randbedingungen optimale Kombinationen der Einflussgrößen zu bestimmen.

Im Folgenden soll in Kapitel 6.1 auf die Regressionsanalyse eingegangen werden, um die Kenngrößen für die Modellgüte des in Kapitel 8 erstellten Modells interpretieren zu können. In Kapitel 6.2 wird die Strategie bei der Vorgehensweise der Versuchsplanerstellung erörtert. Zudem werden die erstellten Versuchspläne dargestellt.

6.1 Regressionsanalyse

Mit Hilfe der Regressionsanalyse ist es möglich, eine Bewertung des erstellten Regressionsmodells durchzuführen. Dieses Kapitel wurde mit Hilfe folgender Literatur erstellt: [16, 17].

Zur Erklärung der Kenngrößen wird zum einfacheren Verständnis von einem linearen Regressionsmodell ausgegangen. Die Zielgröße y (abhängige Größe) hängt dabei nur von einer Einflussgröße x (unabhängige Größe) ab. Die grünen Punkte in **Abb. 6-2** zeigen den durch Messungen festgestellten Zusammenhang zwischen y und x . Zur Bestimmung eines linearen Regressionsmodells werden die Modellkoeffizienten (k, d) nach der Methode der kleinsten Quadrate nach Gauß so angepasst, dass die Summe der quadrierten Abweichungen ein Minimum ergibt:

$$\sum_{i=1}^n e_i^2 \Rightarrow Min$$

wobei e_i das Residuum darstellt:

$$e_i = \hat{y}_i - y_i$$

\hat{Y}_ii-ter Modellwert als Funktion der unabhängigen Variablen x

y_i i-ter Messwert bei Einstellung von x

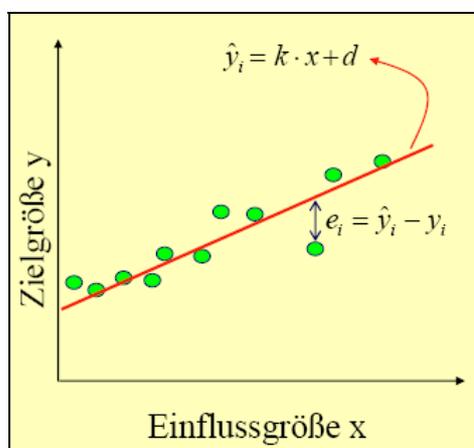


Abb. 6-2: lineares Regressionsmodell [16]

Der Mittelwert ist definiert als:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

Die Abweichungen vom Mittelwert können nun folgendermaßen unterteilt werden:

- **SST**: Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den Messwerten y_i und dem Mittelwert \bar{y} (siehe **Abb. 6-3**)
- **SSR**: Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den vorhergesagten (mittels Regression berechneten) Werten \hat{y}_i und dem Mittelwert \bar{y} (siehe **Abb. 6-4**)
- **SSE**: Summe der quadrierten Abweichungen zwischen den einzelnen Messwerten y_i und den berechneten oder vorhergesagten Werten von y . SSE ist ein Maß für die Variation von y , die nicht durch obige Regressionsgleichung erklärt wird.

Für die Summe der Abweichungen der Messwerte vom Gesamtmittelwert (SST) ergibt sich:

$$SST = SSR + SSE$$

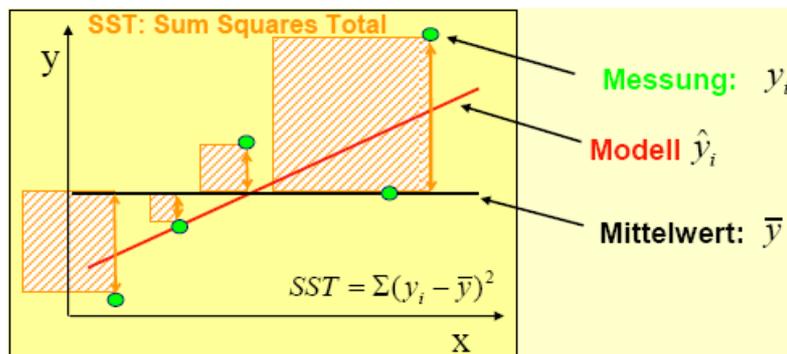


Abb. 6-3: Abweichung der Messwerte vom Mittelwert [16]

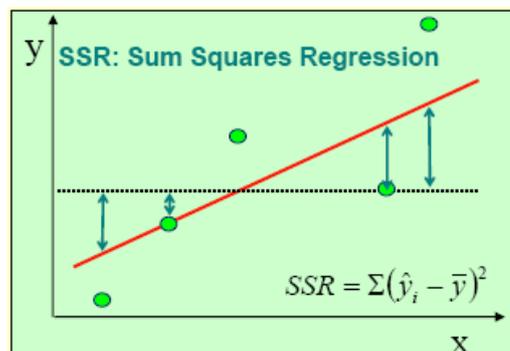


Abb. 6-4: Abweichung der Modellwerte vom Mittelwert [16]

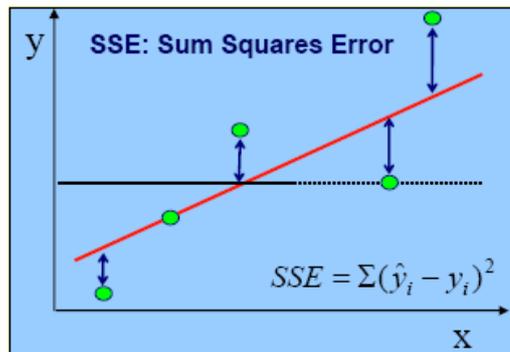


Abb. 6-5: Abweichung der Modellwerte von den Messwerten [16]

Das **Bestimmtheitsmaß** r^2 wird nun anhand folgender Formel berechnet:

$$r^2 = \frac{SSR}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad [0 \text{ bis } 1]$$

Das Bestimmtheitsmaß r^2 sagt aus, zu welchem Grad das Modell die Abweichungen der Messwerte von einem konstanten Mittelwert erklärt. Es zeigt an, wie genau sich das Modell in die Messwerte einpasst.

Das **angepasste Bestimmtheitsmaß** r^2_{adj} wird nun nach folgender Formel berechnet:

$$r^2_{adj} = 1 - \frac{SSE / (n - p)}{SST / (n - 1)} \quad [0 \text{ bis } -\infty]$$

nAnzahl der Messwerte
 pAnzahl der unabhängigen Modell-Regressionskoeffizienten

Das angepasste Bestimmtheitsmaß r^2_{adj} dient zur Beurteilung der Modellberechnungsqualität (r^2) unter zusätzlicher Berücksichtigung der Freiheitsgrade der Modellgleichung. Es wird dabei evaluiert, wie genau die Messwerte auf dem berechneten Modell liegen (r^2) und, ob ausreichend Messwerte vorhanden sind, um die Modellgleichung bestimmen zu können (r^2_{adj}). Ist z.B. bei einem Modell höherer Ordnung r^2 groß und r^2_{adj} zu klein, bedeutet dies, dass die Messwerte nahe der Modellfläche liegen, die Modellgleichung jedoch nicht genau bestimmt ist. In diesem Fall müsste ein Modell niedrigerer Ordnung angewandt werden (weniger Freiheitsgrade), damit r^2_{adj} besser wird.

Das Maß zur Beurteilung der **Vorhersagekraft** des Modells r^2_{pred} wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$r^2_{pred} = 1 - \frac{PRESS}{SST} \quad [0 \text{ bis } -\infty]$$

Für PRESS (**P**redictive **R**esidual **S**um of **S**quares) als Summe der Abweichungen der Messwerte von den Modellwerten gilt:

$$PRESS = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_{(i)})^2$$

Dabei ist n die Anzahl der Messwerte und $\hat{y}_{(i)}$ der i -te Modellwert (vorhergesagter Wert für die i -te Messung), wenn zur Berechnung des Modells der jeweilige Messwert y_i nicht herangezogen wird (siehe **Abb. 6-6**). Das bedeutet, dass PRESS umso kleiner ist, je geringer der Einfluss eines einzelnen Messpunktes auf die gesamte Regressionsfunktion ist.

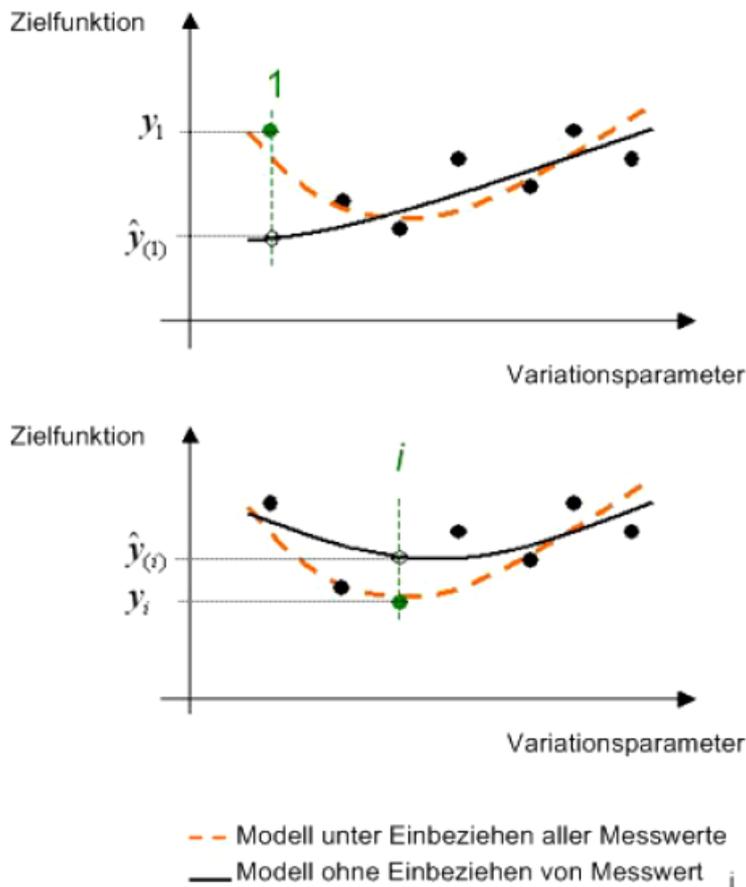


Abb. 6-6: Erläuterung zur Berechnung von PRESS [17]

Die drei Werte r^2 , r^2_{adj} und r^2_{pred} können zur Beurteilung der Modellgüte herangezogen werden. Sie sollten dabei möglichst gleich groß und nahe 1 sein. Eine Übersicht zur Beurteilung gibt **Tabelle 6-1**.

Tabelle 6-1: Bewertungskriterien [17]

		0,95	0,9	0,8	0,6	0,5	0,4	
r^2	1							0
r^2_{adj}	1							$-\infty$
r^2_{pred}	1							$-\infty$
		Sehr gut		Gut		Mittel		Schwach

6.2 Erstellung der Versuchspläne

Bevor geeignete Versuchspläne erstellt wurden, war es notwendig, sich Gedanken über das entstehende mathematische Modell zu machen. Die Modellerstellung erfolgte mit CAMEO v3.3, einer AVL eigenen Software. Diese Software ermöglicht es, unter anderem Versuchspläne zu generieren, sowie nach den Versuchen eine anschließende Modellierung durchzuführen. Bei den Modellen stehen polynomische Regressionsmodelle unterschiedlicher Ordnung sowie Neuronale Netze zur Verfügung. So genannte schnelle Neuronale Netze (FNN Fast Neural Network) können in unterschiedlichen Bereichen des Versuchsraumes verschiedene Polynomfunktionen (bis 2. Ordnung) berechnen, welche dann mit geeigneten Gewichtungsfaktoren zu einer kontinuierlichen Funktion „verschmolzen“ werden. Dies kann bei Unstetigkeiten im Funktionsverlauf notwendig sein. Um nun den grundlegenden Einfluss der Parameter hinsichtlich der Intensität und Form des Verlaufs (Sprünge aufgrund von plötzlichen Strömungsabbrissen?) erkennen zu können, wurde eine zweistufige Vorgehensweise bei der Versuchsplanerstellung gewählt. Aufbauend auf den Erkenntnissen des ersten, klassisch-ingenieurwissenschaftlichen Versuchsplanes wurde erst danach der zweite, statistische Versuchsplan erstellt.

6.1.1 Erster Versuchsplan: One Factor at a Time

Es wurde als erstes ein „One-Factor-at-a-Time“-Versuchsplan erstellt. Das bedeutet, dass ausgehend von einer geometrischen Zentrallage jeder Einflussparameter zweimal in jede Richtung variiert wurde. Dadurch konnten die Einflüsse hinsichtlich der Form der einzelnen Parameter analysiert werden. Die geometrische Zentrallage ergab sich durch die Mittelung der oberen und unteren Grenzen der jeweiligen Parameter. Beim Ventilwinkel war dies nicht möglich. Es wurde ein Ventilwinkel von 15° als Zentrallage festgesetzt, da der Trend bei Ottomotoren in Richtung kleine Ventilwinkel geht. Für die Oberkontur wurde zudem 70° gewählt, statt dem eigentlichen Mittelwert von 60°. Der Grund dafür war, dass die Form eher einem „Standard“-Tumble-Kanal entsprach.

Tabelle 6-2: Parameter der Zentrallage

V	F1	A1	A2	B1	B2	B3
15°	45°	47.5°	70°	25.3%	25.3%	25.3%

Der in Kapitel 5.2 **Abb. 5-3** gezeigte Kanal zur Darstellung der Parameter ist jener Kanal, der mit den in **Tabelle 6-2** angeführten Parametern erstellt wurde.

Der erste Versuchsplan ist in **Tabelle 6-3** ersichtlich. Um zeitbedingte Einflüsse sowie die Wiederholungsgenauigkeit (Streuung) feststellen zu können, wurde die einmalig ausgedruckte Zentrallage (Nr. 1) in gleich bleibenden Abständen mehrmals gemessen.

Tabelle 6-3: Erster Versuchsplan: „One Factor at a Time“

Messnr.	Ventilwinkel V [°]	Kanalwinkel F1 [°]	Unterkontur A1 [°]	Oberkontur A2 [°]	Einschnürung hinten B1 [% dw/2]	Einschnürung vorne B2 [% dw/2]	Einschnürung seitlich B3 [% dw/2]
1	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
2	10	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
3	20	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
4	25	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
5	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
6	15	30	47.5	70	25.3	25.3	25.3
7	15	37.5	47.5	70	25.3	25.3	25.3
8	15	52.5	47.5	70	25.3	25.3	25.3
9	15	60	47.5	70	25.3	25.3	25.3
10	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
11	15	45	25	70	25.3	25.3	25.3
12	15	45	36.25	70	25.3	25.3	25.3
13	15	45	58.75	70	25.3	25.3	25.3
14	15	45	70	70	25.3	25.3	25.3
15	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
16	15	45	47.5	40	25.3	25.3	25.3
17	15	45	47.5	50	25.3	25.3	25.3
18	15	45	47.5	60	25.3	25.3	25.3
19	15	45	47.5	80	25.3	25.3	25.3
20	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
21	15	45	47.5	70	10.6	25.3	25.3
22	15	45	47.5	70	17.95	25.3	25.3
23	15	45	47.5	70	32.65	25.3	25.3
24	15	45	47.5	70	40	25.3	25.3
25	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
26	15	45	47.5	70	25.3	10.6	25.3
27	15	45	47.5	70	25.3	17.95	25.3
28	15	45	47.5	70	25.3	32.65	25.3
29	15	45	47.5	70	25.3	40	25.3
30	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
31	15	45	47.5	70	25.3	25.3	10.6
32	15	45	47.5	70	25.3	25.3	17.95
33	15	45	47.5	70	25.3	25.3	32.65
34	15	45	47.5	70	25.3	25.3	40

6.1.2 Zweiter Versuchsplan: D-Optimal

Mit Hilfe der Ergebnisse des ersten Versuchsplanes, welche in Kapitel 8 ausführlich beschrieben werden, wurde der zweite Versuchsplan erstellt. Obwohl er zeitlich erst nach den Messungen des ersten Versuchsplanes erstellt wurde, wird er der Übersicht wegen hier angeführt. Aufgrund der stetigen linearen bis quadratischen Zusammenhänge der einzelnen Einflussgrößen auf die Zielgrößen „Tumblezahl“ und „Durchflusszahl“ wurde für das entstehende Modell eine, den ganzen Versuchsraum beschreibende, Polynomfunktion zweiter Ordnung angenommen. Darüber hinaus befanden sich die Maxima und Minima der Zielgrößen an den jeweiligen Grenzen der Parameter, weswegen ein D-Optimaler Plan erstellt wurde. Dieser eignet sich besonders gut für polynomische Modelle, da er die Versuchspunkte vorzugsweise in die Ecken des mehrdimensionalen Versuchsraumes setzt. Durch diese Stützpunkte in den Ecken und der Zentrallage in der Mitte des Versuchsraumes kann der quadratische Zusammenhang sehr gut bestimmt werden. Alternativ hätte bei Vorhandensein von Unstetigkeiten auch ein „Space Filling Design“ angewandt werden können. Ein solcher Versuchsplan verteilt die Messpunkte gleichmäßig im gesamten Versuchsraum und wäre für ein „Fast Neural Network Modell“ die bessere Wahl gewesen.

Der verwendete **D-Optimale-Versuchsplan** ist ein computergenerierter Versuchsplan, der die Punkte so verteilt, dass das Volumen des Versuchsraums **maximiert** und die Wechselwirkung zwischen den einzelnen Punkten **minimiert** wird. Die Anzahl der Versuche kann dabei vorgegeben werden, die, abhängig vom Modell, jedoch größer als eine Mindestanzahl (abhängig von der Anzahl der Parameter) sein muss. Der Vorteil dieses Planes besteht in der Möglichkeit der Berücksichtigung bereits vorhandener Messungen. So konnten die Punkte des ersten Versuchsplanes im Berechnungsalgorithmus des D-Optimalen Planes optimal miteinbezogen werden, sodass sich durch die zweistufige Vorgehensweise die Gesamtversuchsanzahl nicht erhöhte. Der Plan wurde mit einer von AVL-Mitarbeitern selbstgeschriebenen Erweiterung der MBC (Model Based Calibration)-Toolbox von Matlab erstellt.

Der zweite Versuchsplan ist in **Tabelle 6-4** ersichtlich.

Tabelle 6-4: Zweiter Versuchsplan: „D-Optimal“

Messnr.	Ventilwinkel V [°]	Kanalwinkel F1 [°]	Unterkontur A1 [°]	Oberkontur A2 [°]	Einschnürung hinten B1 [% dv/2]	Einschnürung vorne B2 [% dv/2]	Einschnürung seitlich B3 [% dv/2]
35	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
36	25	30	70	53.33	40	10.6	20.4
37	15	30	70	40	40	40	30.2
38	25	60	25	53.33	40	10.6	30.2
39	25	30	42	53.33	12.6	10.6	10.6
40	25	50	70	40	10.6	20.4	40
41	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
42	25	30	25	80	40	40	40
43	25	60	70	80	40	30.2	40
44	25	60	70	40	40	30.2	10.6
45	25	60	25	66.67	10.6	40	40
46	20	60	70	40	40	10.6	40
47	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
48	25	60	40	40	40	40	40
49	20	30	70	40	10.6	40	10.6
50	25	30	70	80	13.6	40	37
51	10	30	70	40	20.4	10.6	30.2
52	25	30	25	40	40	10.6	40
53	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
54	25	50	25	40	10.6	40	10.6
55	25	60	70	80	10.6	10.6	10.6
56	20	30	25	40	40	40	10.6
57	25	30	25	80	40	10.6	10.6
58	25	30	25	40	10.6	40	40
59	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3
60	10	60	25	40	40	40	10.6
61	15	60	15	80	10.6	10.6	40
62	25	40	25	80	10.6	10.6	40
63	15	45	47.5	70	25.3	25.3	25.3

7. Konstruktion, Herstellung u. Messung der Kanalmodelle

Nach der Versuchsplanerstellung wurden die Kanalmodelle konstruiert, im „Rapid-Prototyping“ Verfahren hergestellt, bearbeitet und am Strömungsprüfstand mit Hilfe der PIV gemessen. Dieses Kapitel soll einen kurzen Überblick über die Durchführung dieser praktischen Arbeiten, die für die Modellerstellung notwendig waren, geben.

7.1 Konstruktion der Kanalmodelle

Um die unterschiedlichen Kanäle messen zu können wurde für jede Variante ein Kanalmodell (Blaskasten) konstruiert. Durch die Verwendung der vier Brennraummodelle mussten die Äste des Kanals als separate Einzelblaskästen konstruiert werden. Der Grund hierfür war die sonst entstehende Doppelzentrierung, da die Kanalmodelle mit Hilfe eines vorragenden Ringes am Brennraummodell zentriert wurden (siehe **Abb. 7-1**). Die „Hülle“ der Blaskästen wurde dabei parametrisierbar mit dem Kanalwinkel $F1$ aufgebaut. Durch diese konstruktive Maßnahme konnte auch bei unterschiedlichen Kanalwinkeln die große Anzahl an Blaskästen in angemessener Zeit konstruiert werden.

Die fertigen Modelle wurden mit Hilfe eines 3d-Druckers auf Pulverbasis ausgedruckt (siehe Kapitel 7.2). Um diese im Bereich des Kontrollschnitts, der Ventilführung und der Auflage mit dem Zentrierring so genau wie möglich zu gestalten, wurden diese Stellen mit einem Übermaß (0,5 mm) konstruiert bzw. ausgedruckt und anschließend mechanisch bearbeitet.

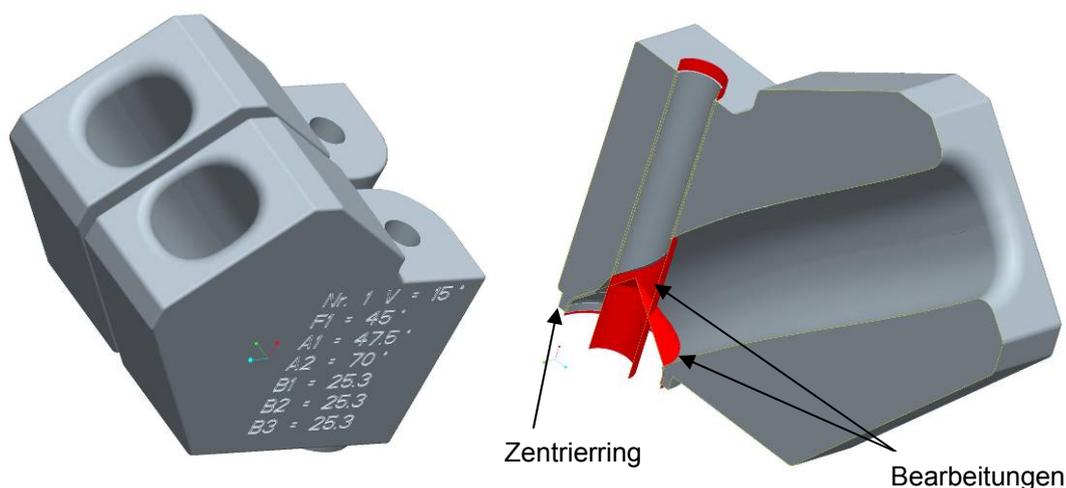


Abb. 7-1: Kanalmodell (Einzelblaskästen)

Beim zweiten Versuchsplan gab es spezielle Parameterkombinationen, die eine Verwendung der Brennraummodelle unmöglich machten. Die unteren Grenzen der Einschnürung hinten B1 (10,6 %) sowie der Unterkontur A1 (25°) führten zu einer Verschneidung der Zentrieröffnung des Brennraummodells mit dem Kanal (siehe **Abb. 7-2**). Daher wurden für diese fünf Varianten eigene Gesamtblaskästen mit demselben Brennraum konstruiert (siehe

Abb. 7-3). Um den Einfluss des ausgedruckten Brennraumes erfassen zu können, wurde ein zusätzlicher Gesamtblaskasten mit der bereits bekannten Parameterkombination der Zentrallage konstruiert. **Abb. 7-4** zeigt ein Brennraummodell mit Einzelblaskästen.

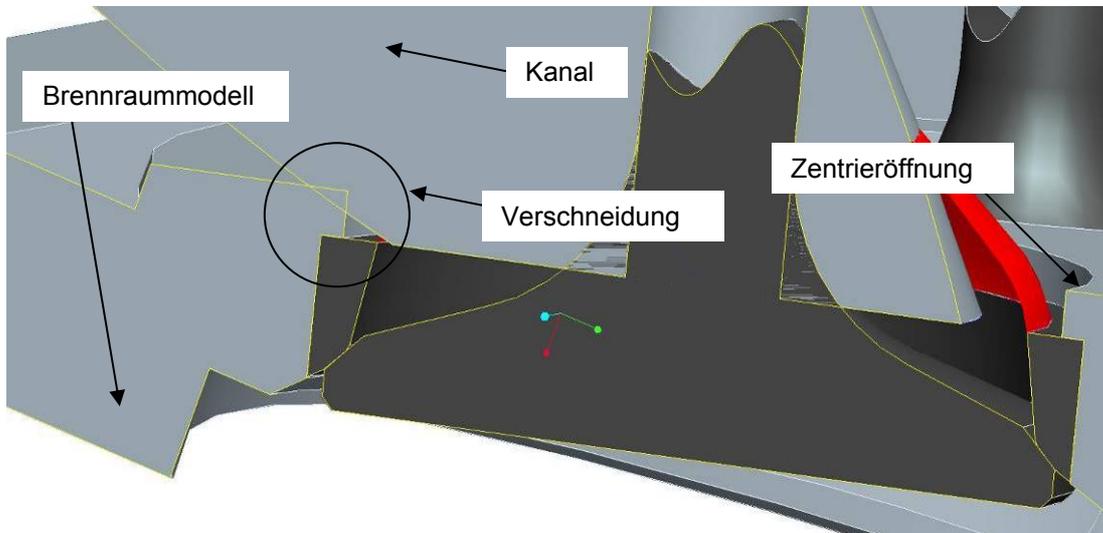


Abb. 7-2: Problem bei $A1=25^\circ$ und $B1=10,6\%$

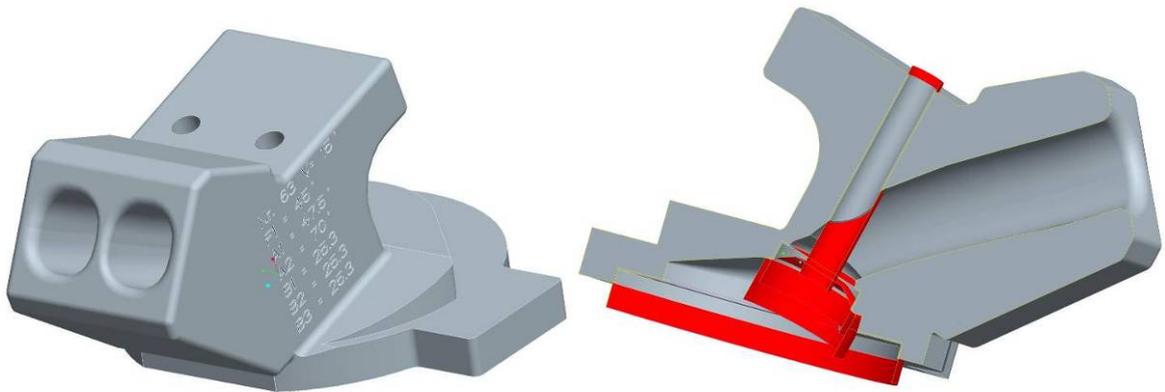


Abb. 7-3: Gesamtblaskasten mit ausgedrucktem Brennraum

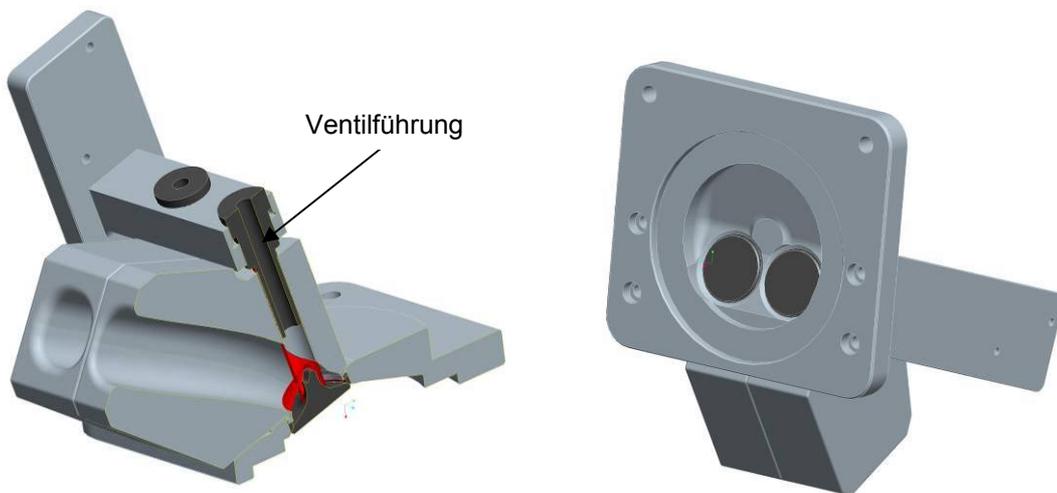


Abb. 7-4: Brennraummodell mit Einzelblaskästen

7.2 Herstellung und Bearbeitung

Die Kanalmodelle wurden, wie bereits erwähnt, mit einem 3d-Drucker ausgedruckt. Dafür wurde von jedem Kanalmodell ein STL (Austauschformat von 3d CAD Daten) erstellt. In **Abb. 7-5** sind die Software zur Platzierung sowie der 3d-Drucker mit bereits ausgedruckten Modellen ersichtlich. Der Drucker trägt dabei schichtweise Pulver mit einer Stärke von 0,1 mm auf. Ein herkömmlicher Druckerkopf verteilt ein Bindemittel an den entsprechenden Stellen. Die Kanalmodelle wurden anschließend mit einem speziellen Kleber bestrichen, der ca. 2-3 mm tief eindringt und für die darauf folgende Bearbeitung eine ausreichende Festigkeit garantiert. Nur das Bindemittel des 3d-Druckers erzeugt für eine Bearbeitung eine zu geringe Festigkeit und die Modelle würden Gefahr laufen, dabei kaputt zu gehen.

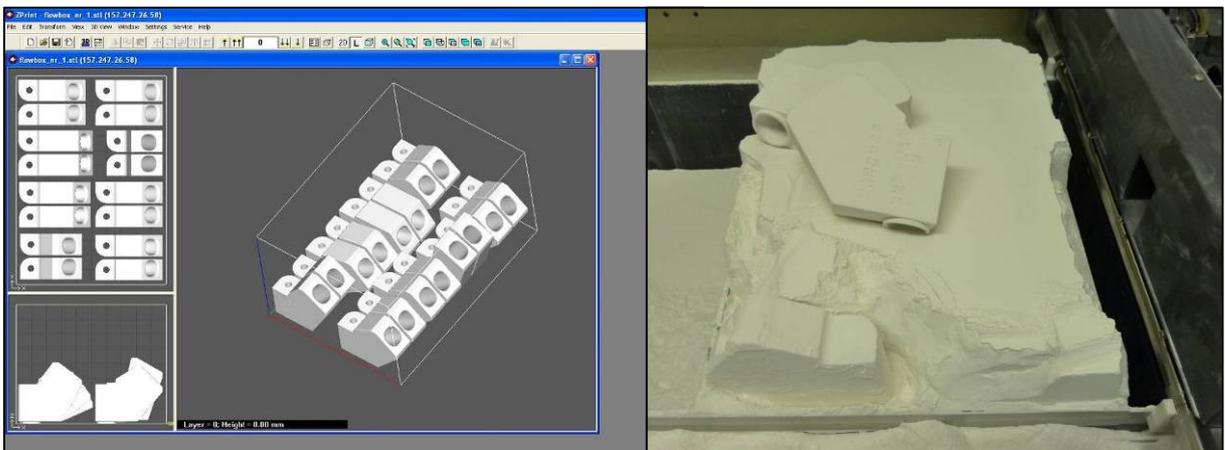


Abb. 7-5: Ausdrucken der Kanalmodelle

Abb. 7-6 zeigt die Vermessung eines Gesamtblaskastens mit ausgedrucktem Brennraum zur Bestimmung der Ventilachse sowie die Bearbeitung des Kontrollschnitts eines Einzelblaskastens. Die für die Messung benötigten Sitzringe, Ventile und Ventilführungen bei den Gesamtblaskästen wurden konstruiert und im Zuge einer Fremdfertigung hergestellt. Die entsprechenden Bearbeitungszeichnungen befinden sich im Anhang.

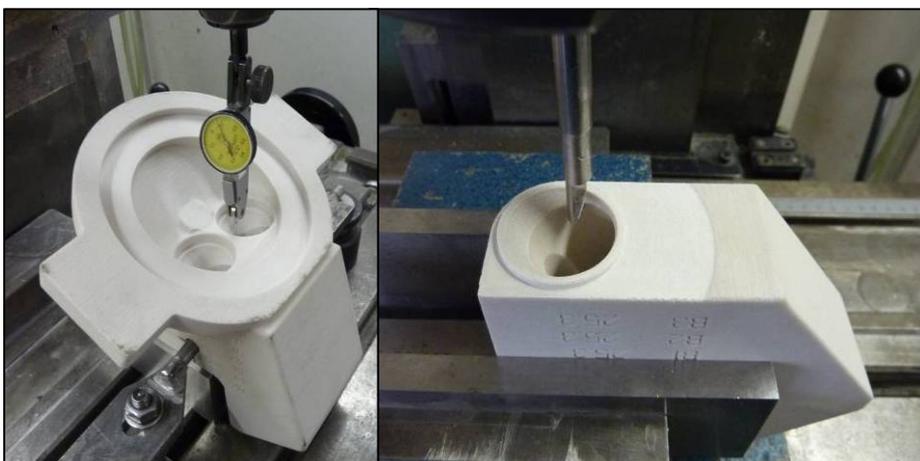


Abb. 7-6: Bearbeitung der Blaskästen

7.3 Messung der Kanalmodelle mit PIV

Die bearbeiteten Modelle wurden mit Hilfe der Particle Image Velocimetry gemessen, um die Tumblezahl bestimmen zu können. Weiters wurde der Durchfluss mit Hilfe von Blenden bzw. einem Massenstrommessgerät bestimmt. Auf die praktische Anwendung und Auswertung der Particle Image Velocimetry wurde bereits in Kapitel 3.2.4 eingegangen. An dieser Stelle soll der Aufbau am Strömungsprüfstand dargestellt werden. Weiters soll auf die Verwendung der zwei unterschiedlichen Strömungsprüfstände sowie die dadurch entstehenden möglichen Fehlerquellen und deren Erfassung eingegangen werden.

7.3.1 Messaufbau

In **Abb. 7-7** ist der Aufbau der Particle Image Velocimetry am Strömungsprüfstand **A** mit allen wesentlichen Komponenten ersichtlich.

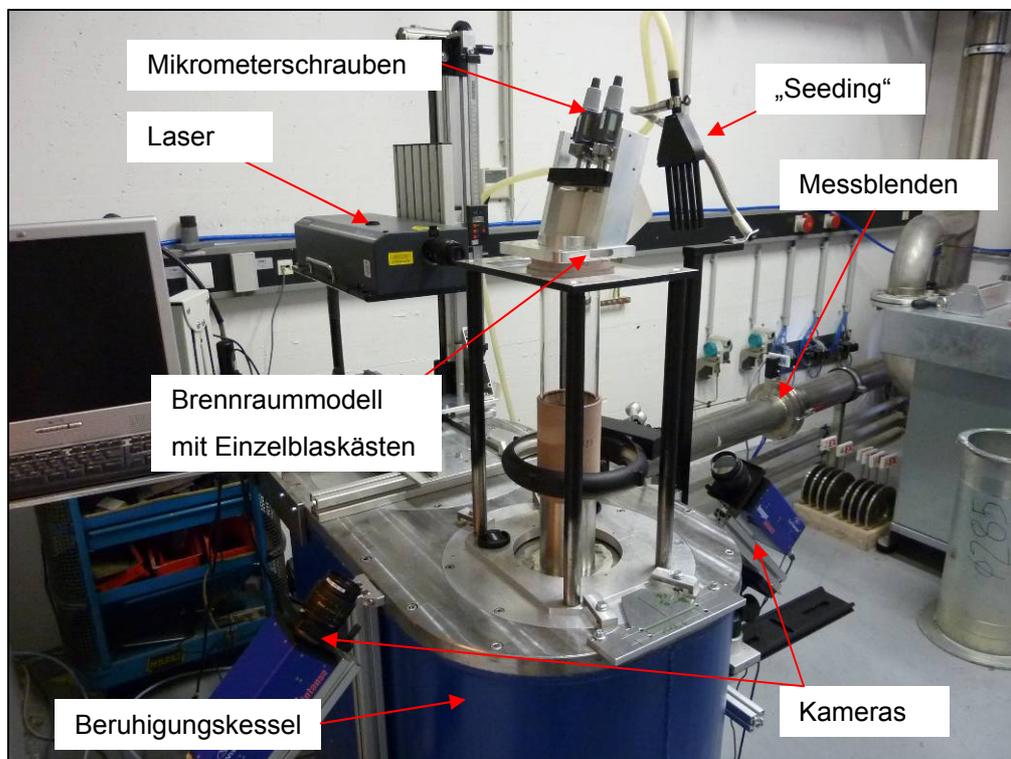


Abb. 7-7: Strömungsprüfstand A

Die gemessenen und berechneten Strömungsfelder wurden einer AVL Auswertungssoftware „VEKTUM“ in Form von Koordinaten der Geschwindigkeitsvektoren übergeben. Diese berechnete daraus automatisch die Tumblekennwerte der einzelnen Hübe bzw. die Tumblezahl. Die Druckdifferenzen an den Blenden bei Strömungsprüfstand A bzw. die direkt abgelesenen Massenströme bei Strömungsprüfstand B wurden händisch in das Programm eingetragen. Dieses bestimmte daraus die Durchflusskennwerte bzw. die Durchflusszahl. Es wurde mit einer konstanten Druckdifferenz von 20 mbar über den Kanal gemessen. Diese

Differenz wurde bei Strömungsprüfstand A automatisch eingeregelt. Beim zweiten Prüfstand B musste dieser Unterdruck händisch eingeregelt werden.

Je ein Beispiel eines Messblatts eines gemessenen Ventilhubes und eines Messprotokolls einer Variante befinden sich im Anhang.

7.3.2 Fehlerquellen

Der **erste Versuchsplan** wurde komplett auf dem Strömungsprüfstand **A** (siehe Kapitel 3.3; Durchflussmessung mit Blenden), der **zweite** auf Strömungsprüfstand **B** (Durchflussmessung mit Heißfilmsensor) gemessen. Um etwaige Differenzen erfassen zu können, wurde die Zentrallage mit der Versuchsnummer 1 an beiden Strömungsprüfständen gemessen. Zusätzlich wurde die Zentrallage auch ein zweites Mal am 3d-Drucker ausgedruckt und bearbeitet (Versuchsnummer 35). Zusammen mit der bereits erwähnten Zentrallage mit ausgedrucktem Brennraum (Versuchsnummer 63) ergeben sich folgende Fehlerquellen der an sich, in Bezug auf die Parameter, gleichen Kanäle:

Tabelle 7-1: Erfassung von Fehlerquellen bei der Bestimmung der Tumblezahl u. Durchflusszahl

Versuchsnr. -> Versuchsnr.	Fehlerquellen
1 -> 1 (Prüfstand A)	Ungenauigkeiten durch die PIV Messung und der Ventilhubeinstellung
1 -> 1 (Prüfstand B)	Differenz der Strömungsprüfstände (Durchflussmessung)
1 -> 35	Zusätzliche Ungenauigkeit des 3D Druckers sowie der Bearbeitung
1, 35 -> 64	Differenz Einzelblaskasten zum Blaskasten mit ausgedrucktem Brennraum

Die gesamte Abweichung ergibt die Streuung der Messungen. Die Unterschiede zwischen den Wiederholungsmessungen bzw. der unterschiedlich ausgedruckten und bearbeiteten Zentrallagen sind in Kapitel 8.1 Wiederholungsgenauigkeit angeführt.

8. Ergebnisse und Erstellung des Modells

In diesem Kapitel werden, ausgehend von einer Analyse der Wiederholungsgenauigkeit, die Ergebnisse und Erkenntnisse der Arbeit dargelegt.

8.1 Wiederholungsgenauigkeit

In **Abb. 8-1** und **8-2** sind die Wiederholungsmessungen der Zentrallage beider Versuchspläne ersichtlich. Dargestellt werden die Tumblezahl und Durchflusszahl über der Messblattnummer. Diese entspricht aufgrund von zusätzlichen Wiederholungen mancher Varianten infolge von Fehlmessungen nicht der Versuchsnummer (Messnr.) in den Versuchsplänen. Sie stellt jedoch die zeitliche Abfolge dar und wurde daher für diese Grafiken verwendet. Als Skalierung auf der Ordinate wurde der Messbereich des ersten Versuchsplanes gewählt. Der Bereich aller Messungen (1. und 2. Versuchsplan) erstreckt sich von ca. 0,5 bis 2,8 bei der Tumblezahl und ca. 0,18 bis 0,42 bei der Durchflusszahl (siehe **Abb. 8-17**). In den Diagrammen sind die Zentrallagen mit den Versuchsnummern 1, 35 und 63 auf den unterschiedlichen Prüfständen A und B dargestellt. Die Unterschiede der Zentrallagen bezüglich Ausdruck, Bearbeitung und Brennraum wurden schon im vorhergehenden Kapitel erläutert.

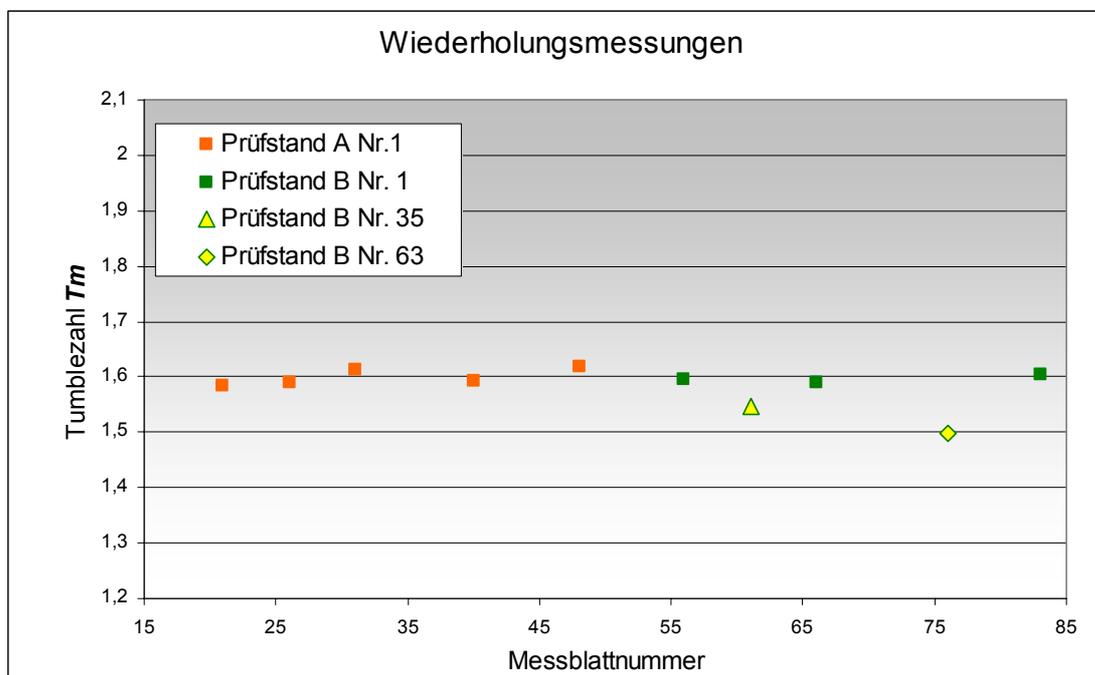


Abb. 8-1: Wiederholungsmessungen der Zentrallagen - Tumblezahl

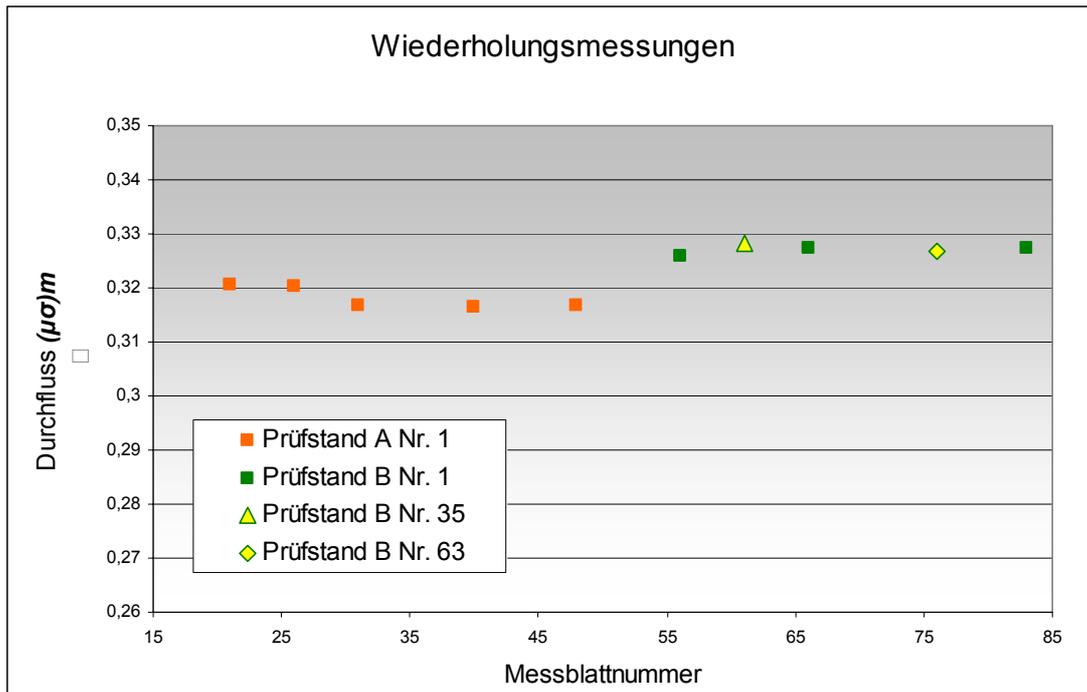


Abb. 8-2: Wiederholungsmessungen der Zentrallagen – Durchflusszahl

Die **Tumblezahl** der Versuchsnummer **1** ist bei beiden Prüfständen praktisch identisch und streut um einen Wert von 1,6. Das bedeutet, dass die PIV Messung unabhängig vom Strömungsprüfstand eine ausgezeichnete Wiederholungsgenauigkeit aufweist.

Der zweite Ausdruck (Nr. **35**) mit einer wiederholten Bearbeitung (Anm.: Bearbeitungen von Nr. 1 und 35 wurden von zwei unterschiedlichen Personen durchgeführt) zeigt eine nur leichte Abweichung nach unten. Die geringe Abweichung lässt auf eine exakte Bearbeitung des Kontrollschnitts sowie auf eine hohe Genauigkeit des 3d-Druckers schließen.

Der Blaskasten mit der Nr. **63**, bei dem auch der Brennraum ausgedruckt wurde, zeigt eine Abweichung von ca. 0,1 bezogen auf den Mittelwert der restlichen Wiederholungsmessungen in der Tumblezahl. Dies lässt sich auf die weitaus exaktere Ventilfehrung zurückführen. Die Ventilfehrungen haben in den Brennraummodellen (siehe Kapitel 7.1 **Abb. 7-4**) aufgrund der einfachen Tauschbarkeit mehr Spiel als bei der exakt bearbeiteten Führung in den Gesamtblaskästen. Dadurch kann es zu geringen Fehlstellungen des Ventils kommen. Dies erklärt auch den Unterschied, der in **Abb. 8-5** bei kleinen Ventilhuben ersichtlich ist. Bei geringen Ventilhuben hat die Form des Kanals wenig bis keinen Einfluss auf Tumble- und Durchflusskennwert, sondern fast ausschließlich nur die Ventilsitzgeometrie.

Der **Durchfluss** zeigt aufgrund der völlig unterschiedlichen Messmethoden zwischen Strömungsprüfstand A und B einen leichten Sprung nach oben. Interessant ist jedoch, dass sich die Versuchsnummern 35 und 63, trotz geringerer Tumblezahl, im Durchfluss nicht von der Versuchsnummer 1 am Strömungsprüfstand B unterscheiden. Die Differenz zwischen

8. Ergebnisse und Erstellung des Modells

den ersten beiden und den letzten drei Wiederholungsmessungen am Prüfstand A ist auf einen Austausch eines undichten Drucksensors zurückzuführen. **Abb. 8-3** bis **8-5** zeigen die Verläufe der Tumblekennwerte sowie der Durchflusskennwerte der Wiederholungsmessungen über dem relativen Ventilhub des ersten Versuchsplanes, des zweiten Versuchsplanes und den Vergleich zwischen den Zentrallagen Nr. 1, 35 u. 63.

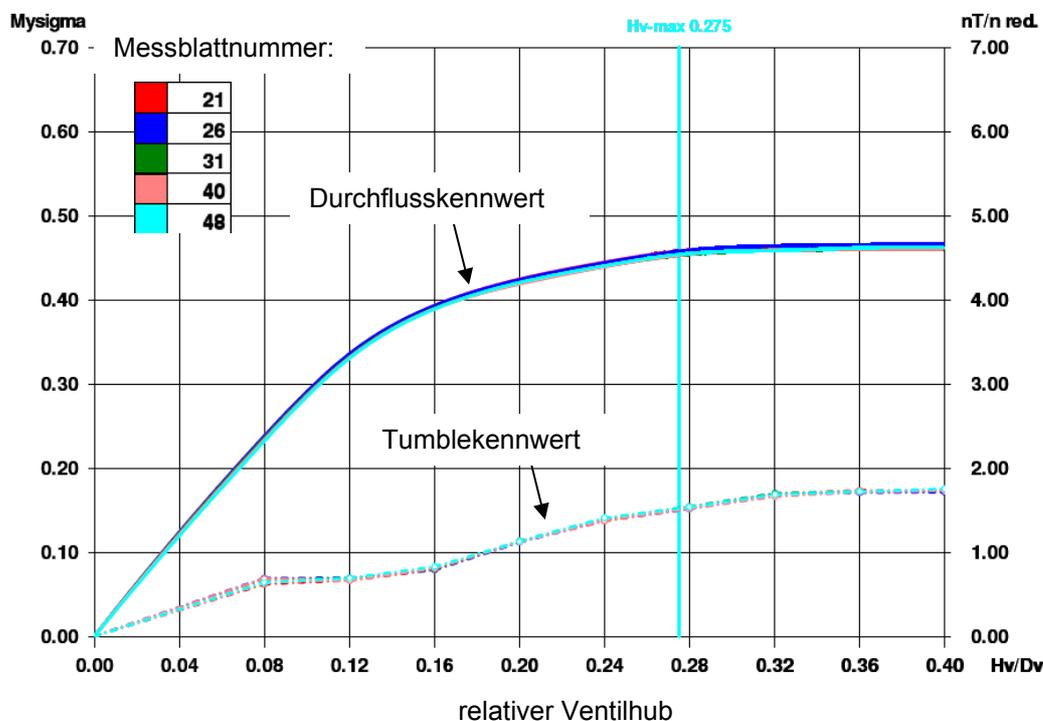


Abb. 8-3: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte - 1. Versuchsplan (Prüfstand A)

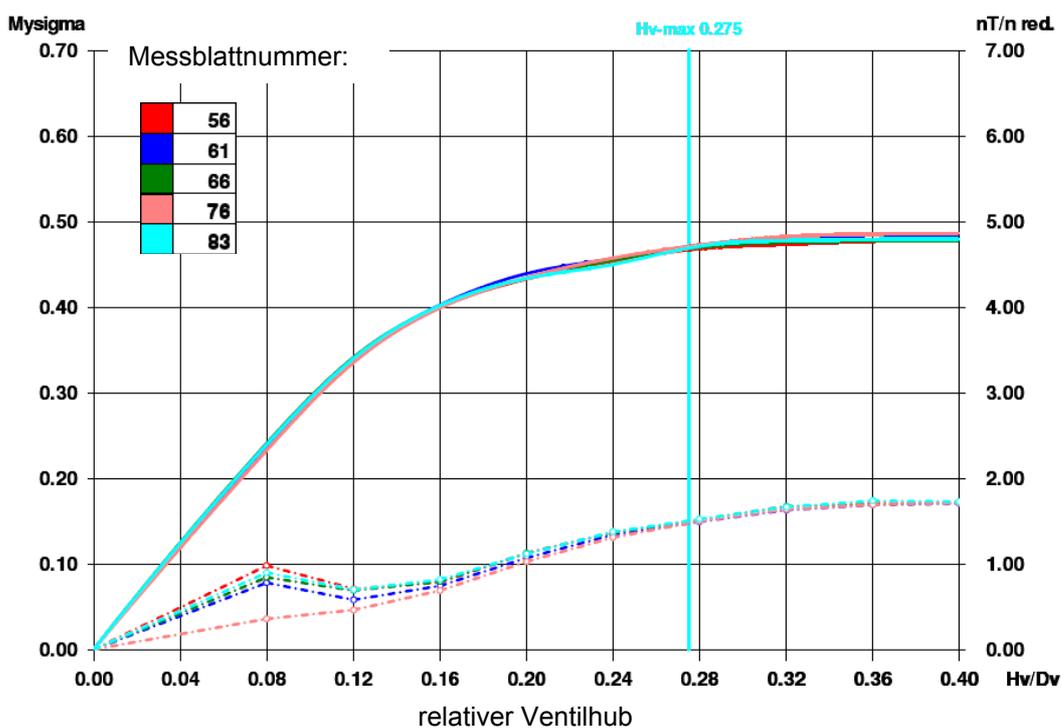


Abb. 8-4: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte - 2. Versuchsplan (Prüfstand B)

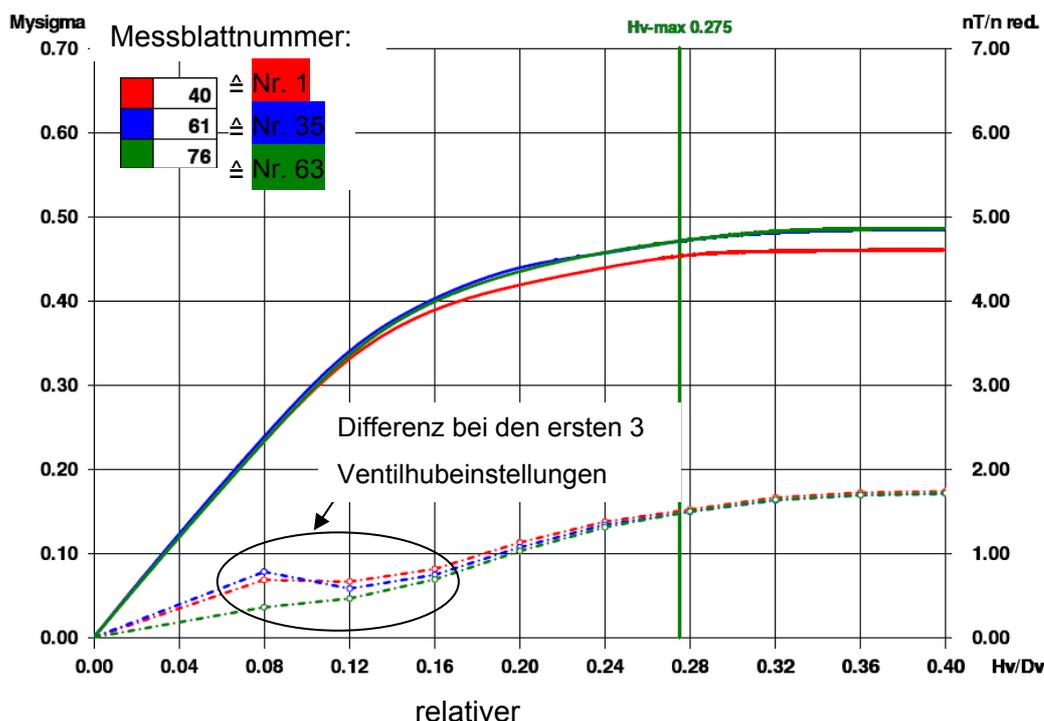


Abb. 8-5: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte – Nr. 1, 35 u. 63 (Prüfstand A u. B)

In **Abb. 8-5** ist die bereits erwähnte Differenz bei kleinen Ventilhubereinstellungen zwischen den Einzelblaskästen (1, 35) und dem Gesamtblaskasten mit ausgedrucktem Brennraum (63) ersichtlich. Zudem ist die Abweichung der Durchflusskennwerte mit zunehmendem Ventilhub zwischen Strömungsprüfstand A (1) u. B (35, 63) erkennbar. Für diesen Vergleich wurde stellvertretend für die Versuchsnummer 1 und Prüfstand A jener mit Messblattnummer 40 aus dem ersten Versuchsplan ausgewählt.

In den Abbildungen der Kennwertverläufe ist auch der maximale relative Ventilhub eingezeichnet (vertikale Linie bei $h_v/d_v = 0,275$). Bis zu dieser Grenze wurden die Tumble- und Durchflusskennwerte zur Bestimmung der Tumblezahl bzw. Durchflusszahl herangezogen (vgl. Kapitel 3.1).

Abb. 8-6 u. **8-7** zeigen die Strömungsfelder der gemessenen 9 Ventilhubereinstellungen der Versuchsnummern 1, 35, u. 63. Bei den ersten drei Ventilhubereinstellungen zeigen sich leichte Unterschiede in der Strömungsstruktur aufgrund der händischen Ventilhubereinstellung und eine zufallsbedingte Asymmetrie. Diese Differenzen waren bereits im Verlauf des Tumblekennwerts in **Abb. 8-5** zu erkennen. Mit zunehmendem Ventilhub sind praktisch keine Unterschiede mehr erkennbar und die Übereinstimmung der Strömungsstrukturen ist nahezu perfekt. Bemerkenswert ist die entstehende Asymmetrie bei den letzten beiden Ventilhubereinstellungen in **Abb. 8-7**. Diese Asymmetrie des Strömungsfeldes ist bei allen Wiederholungsmessungen gleichermaßen vorhanden.

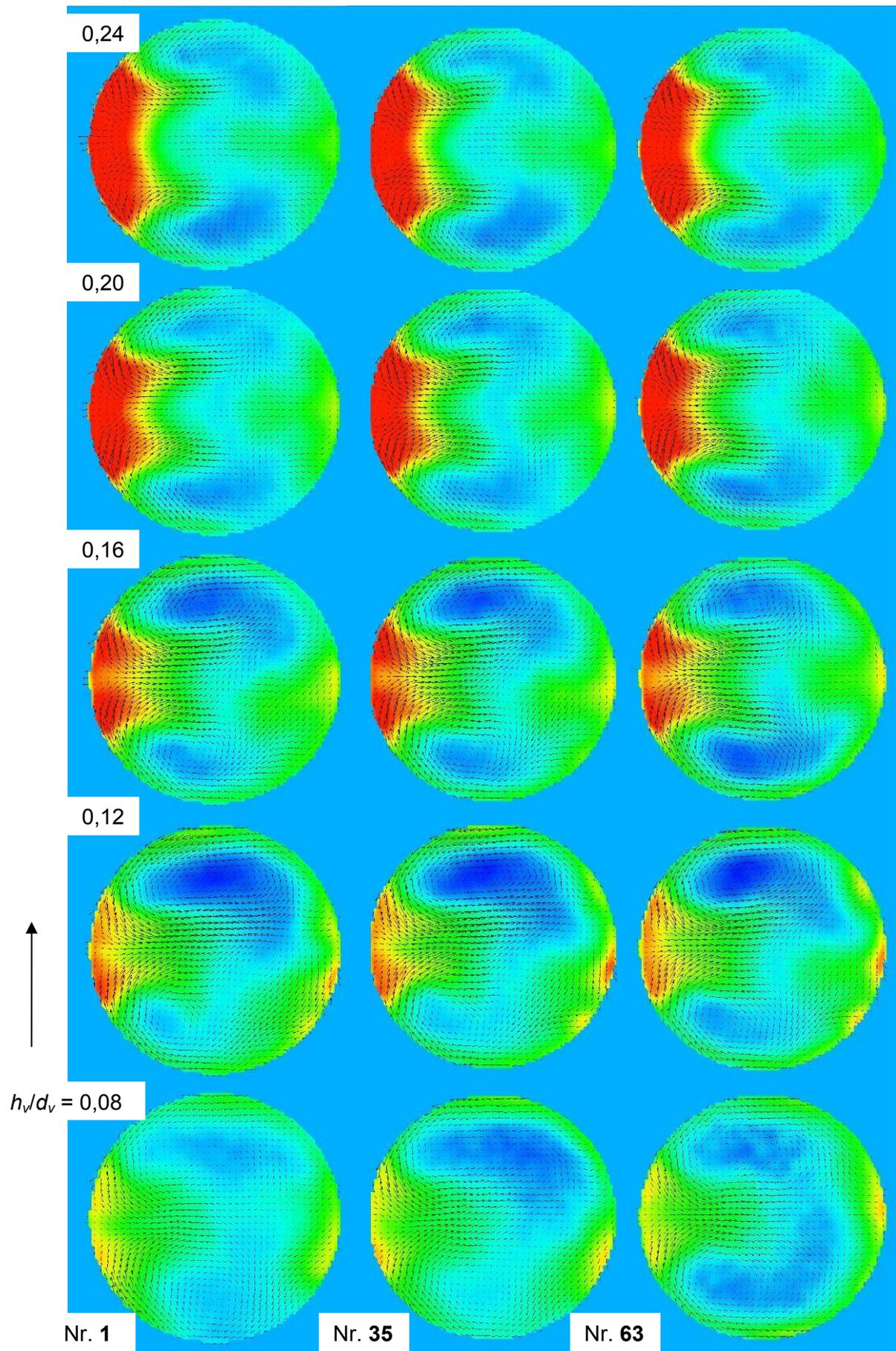


Abb. 8-6: Strömungsfelder der gemessenen Ventilhübe 1-5 von Nr. 1, 35 und 63

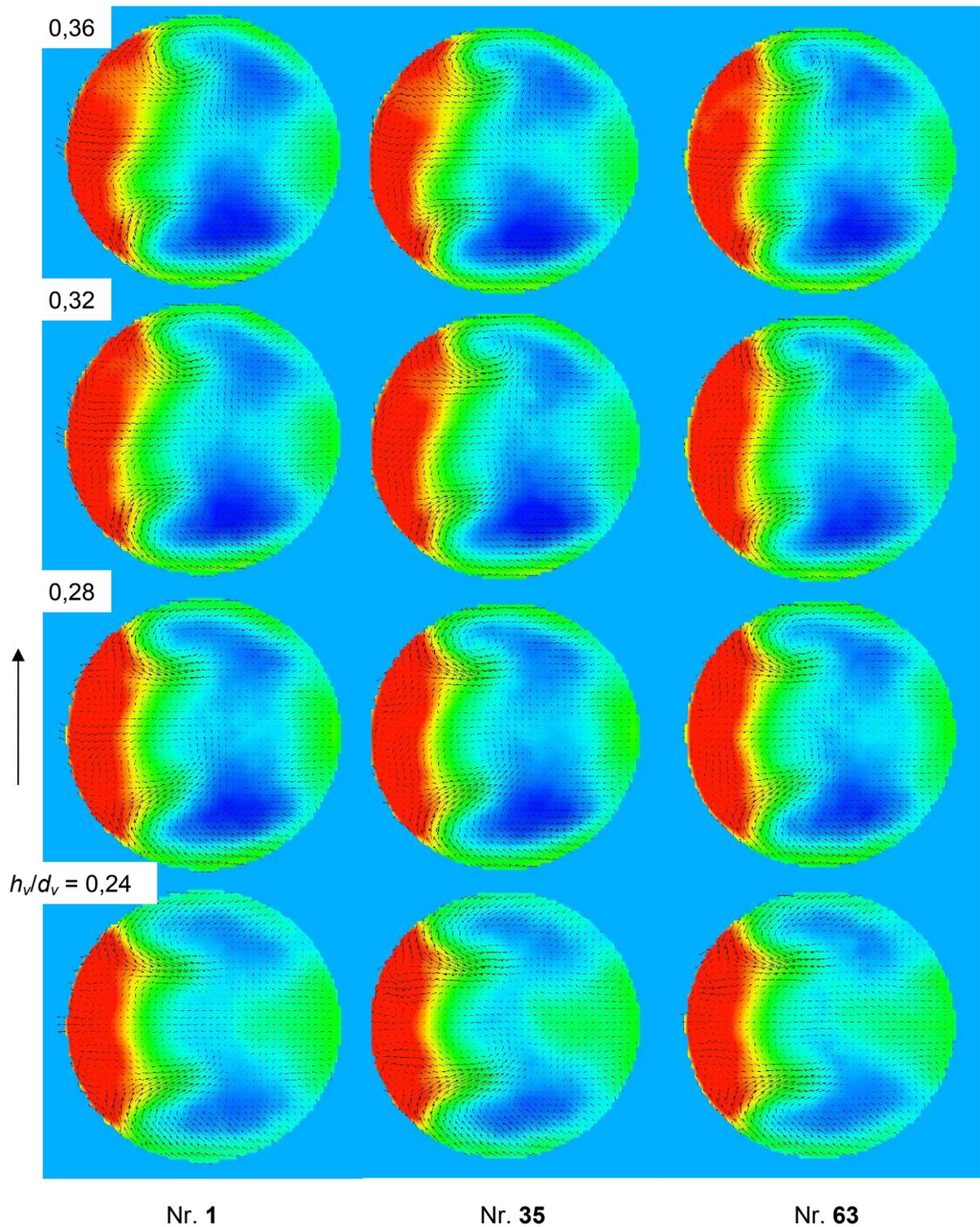


Abb. 8-7: Strömungsfelder der gemessenen Ventilhübe 6-7 von Nr. 1, 35 und 63

Bezogen auf den jeweiligen Mittelwert aller Wiederholungsmessungen, ergibt sich eine max. Gesamtabweichung von 7,45% bei der Tumblezahl und 3,66% bei der Durchflusszahl. Trotz einiger unvermeidbarer Fehlerquellen, die unter anderem auf händisch durchgeführte Arbeiten (Ventilhubverstellung, Regelung des Unterdrucks, Bearbeitungen,...) zurück zu führen sind, kann eine zufriedenstellende Wiederholungsgenauigkeit festgestellt werden.

8.2 Ergebnisse des ersten Versuchsplanes

An dieser Stelle werden die Einflüsse der einzelnen Parameter, ausgehend von der Zentrallage (**Abb. 8-8**) auf die Tumble- und Durchflusszahl, bildlich dargestellt. Anhand dieser Ergebnisse wurde der zweite Versuchsplan erstellt. Die Skalierung ist jenen der Diagramme der Wiederholungsgenauigkeiten gleich. Die Werte der Zentrallage für die Tumble- und Durchflusszahl entsprechen den Mittelwerten des ersten Versuchsplanes.

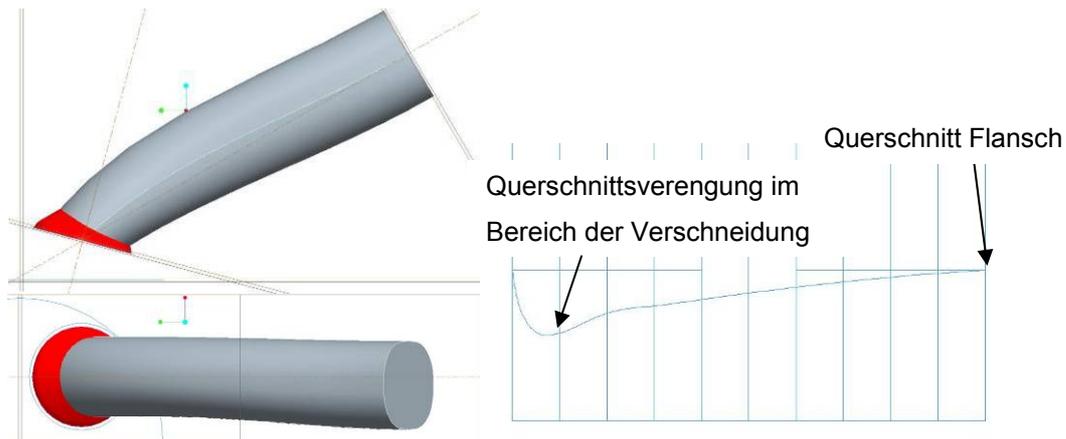


Abb. 8-8: Zentrallage mit Querschnittsverlauf

8.1.1 Einfluss der Parameter V, F1, A1, A2, B1, B2, B3

Eine Analyse der hier angeführten Verläufe wird in Kapitel 8.1.2 mit Hilfe des Qualitätsdiagramms durchgeführt.

Ventilwinkel V:

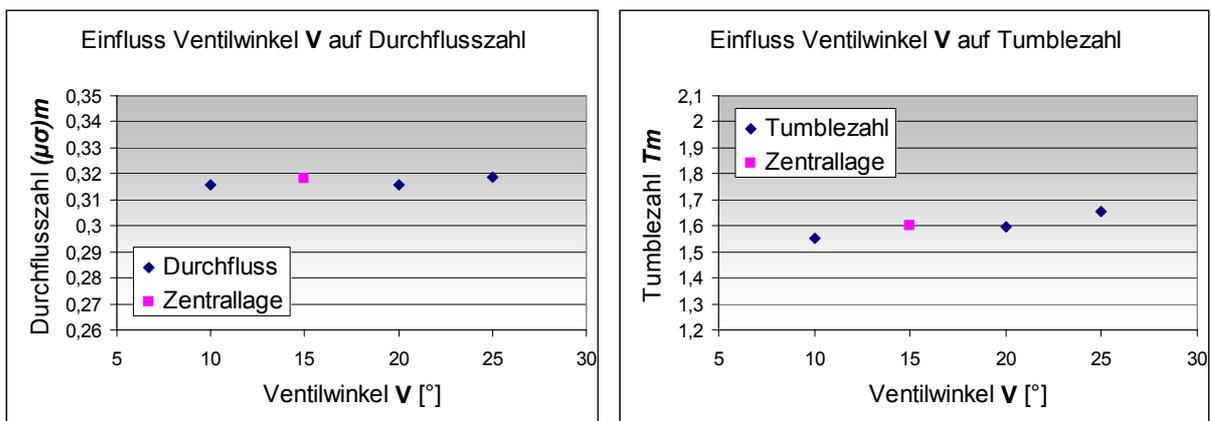


Abb. 8-9: Einfluss Ventilwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl

8. Ergebnisse und Erstellung des Modells

Kanalwinkel F1:

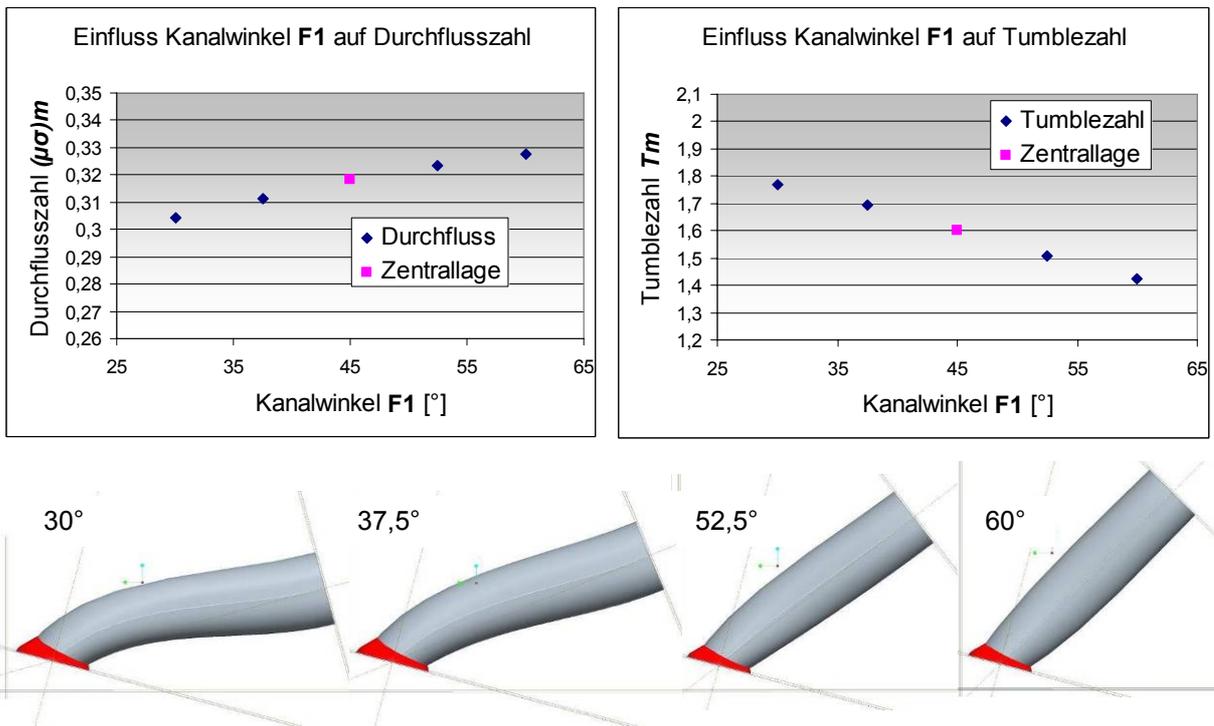


Abb. 8-10: Einfluss Kanalwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl

Unterkontur A1:

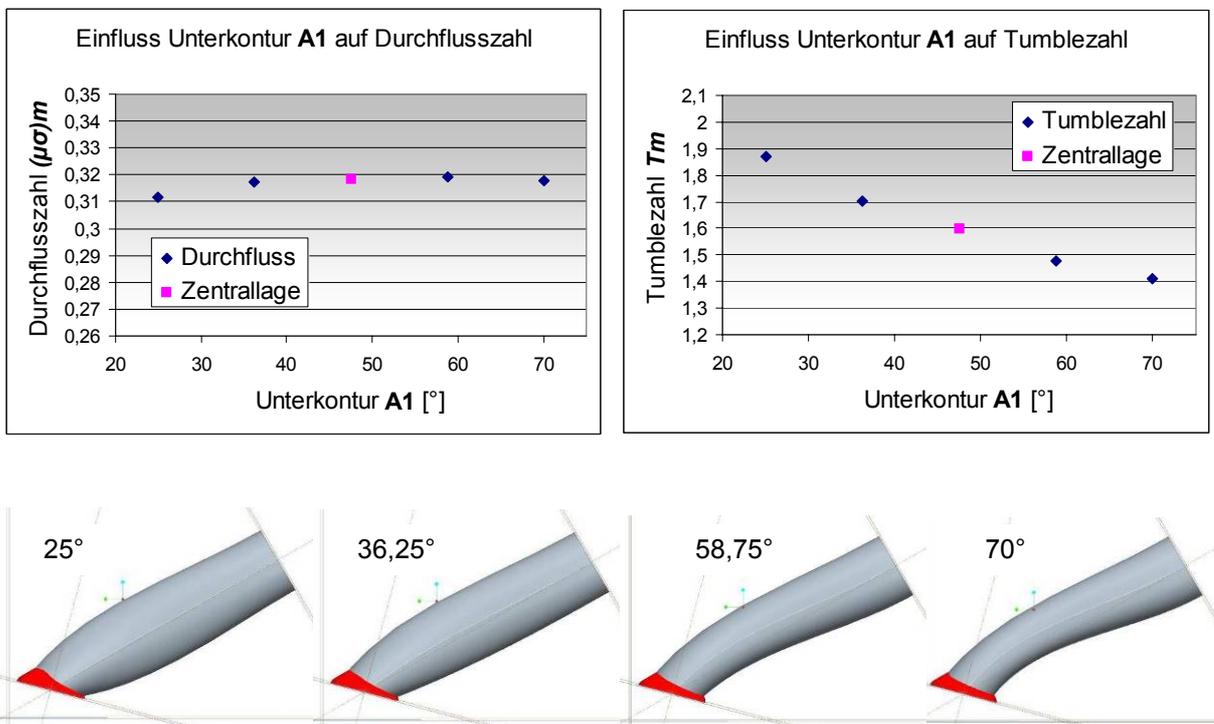


Abb. 8-11: Einfluss Unterkontur auf Tumble- und Durchflusszahl

8. Ergebnisse und Erstellung des Modells

Oberkontur A2:

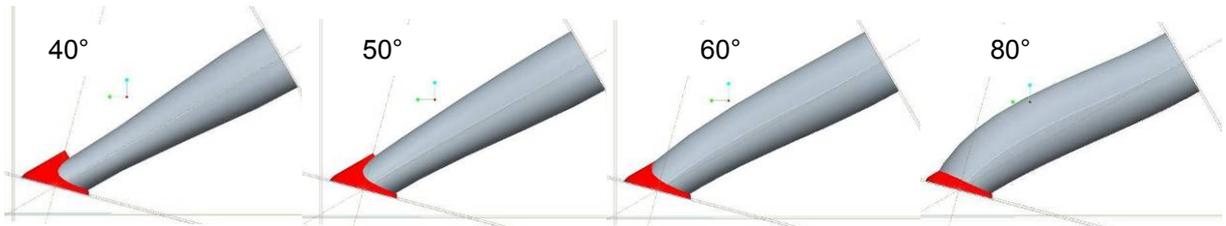
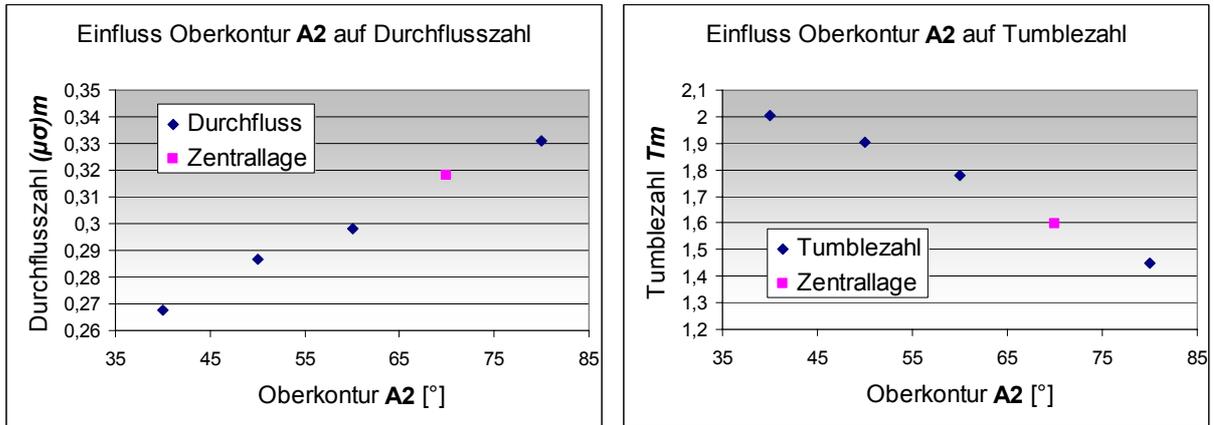


Abb. 8-12: Einfluss Oberkontur auf Tumble- und Durchflusszahl

Einschnürung hinten B1:

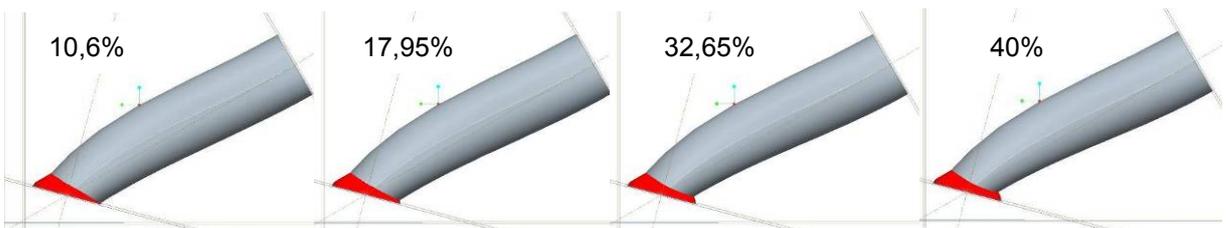
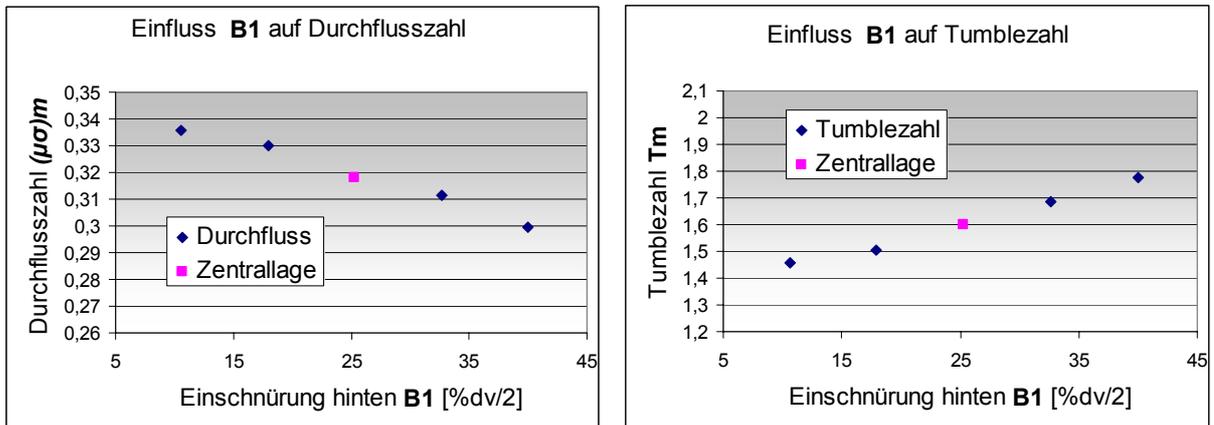


Abb. 8-13: Einfluss Einschnürung hinten auf Tumble- und Durchflusszahl

Einschnürung vorne **B2**:

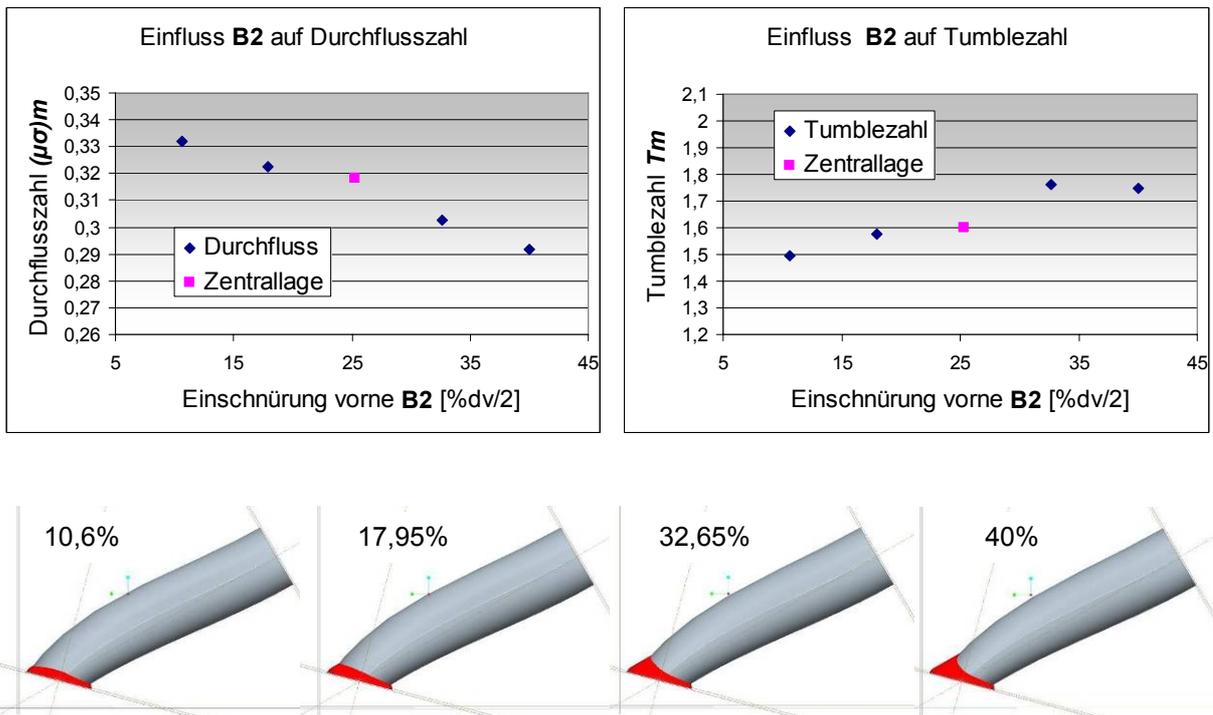


Abb. 8-14: Einfluss Einschnürung vorne auf Tumble- und Durchflusszahl

Einschnürung seitlich **B3**:

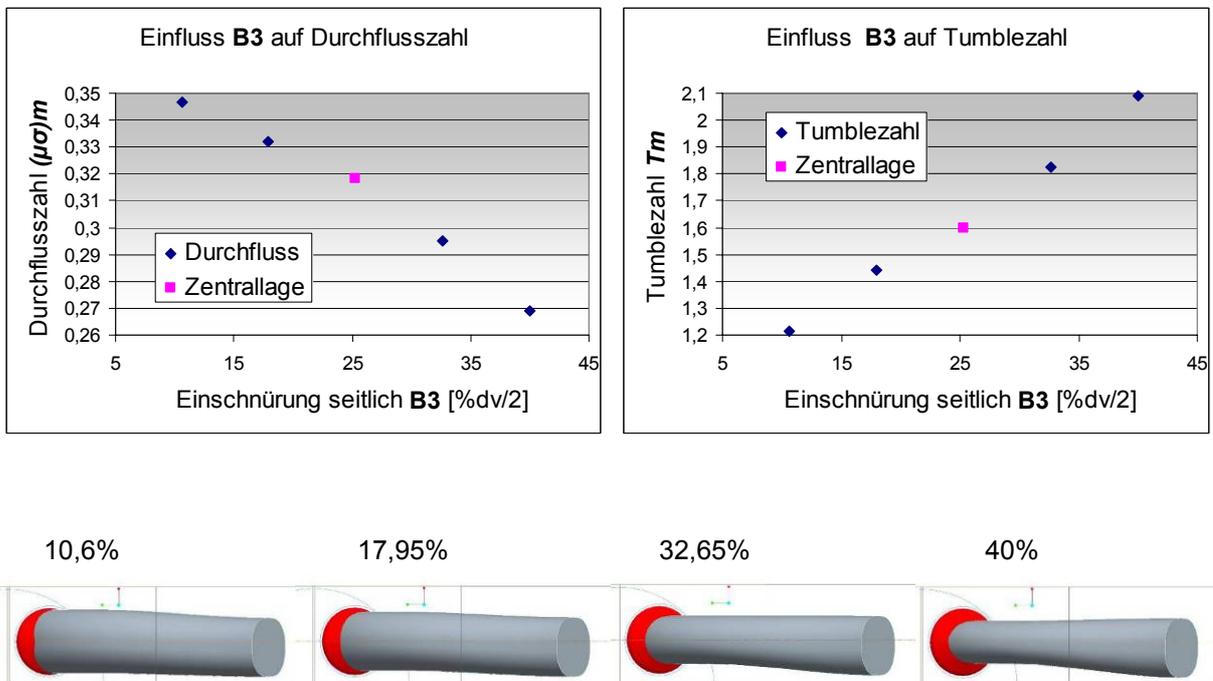


Abb. 8-15: Einfluss Einschnürung seitlich auf Tumble- und Durchflusszahl

8.1.2 Qualitätsdiagramm

In **Abb. 8.16** ist ein so genanntes **Qualitätsdiagramm** ersichtlich, bei dem die Durchflusszahl über der Tumblezahl aufgetragen wird. Mit Hilfe aller Messpunkte wurde eine Regressionsgerade bestimmt, welche es erlaubt, qualitativ gute von qualitativ weniger guten Kanälen zu unterscheiden. Der bereits in Kapitel 2 erwähnte „Trade-off“ zwischen hoher Ladungsbewegung und Durchfluss ist hier sehr gut erkennbar. Mit Hilfe polynomischer Regressionsfunktionen der einzelnen Parameter ist zudem eine Beurteilung dieser hinsichtlich ihrer qualitativen Auswirkung möglich.

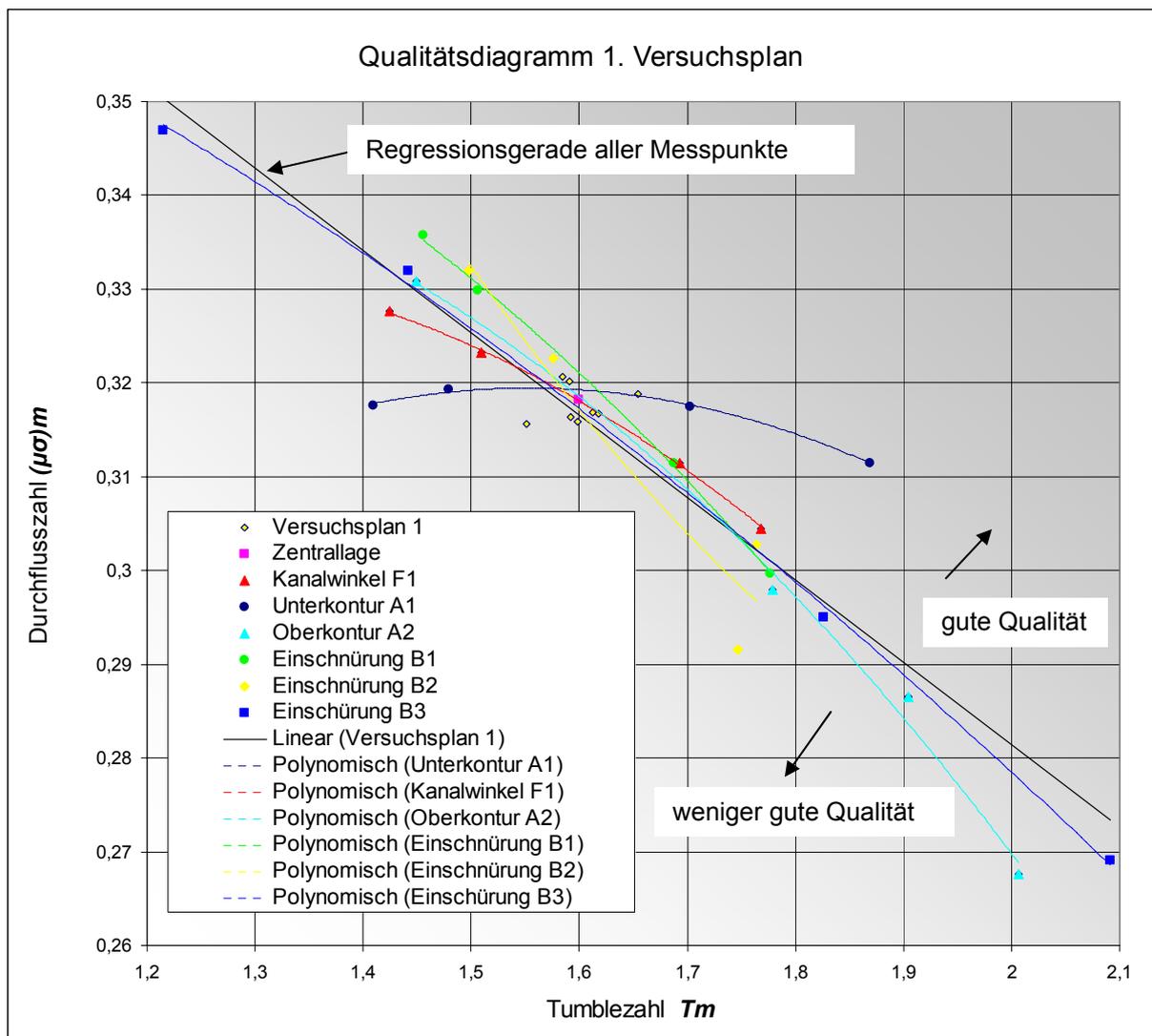


Abb. 8-16: Qualitätsdiagramm 1. Versuchsplan

Mit den Abbildungen 8-9 bis 8-15 sowie dem Qualitätsdiagramm wird eine kurze Analyse der Einflussgrößen durchgeführt. Diese Analyse der Einflussparameter bezieht sich auf die Zentrallage.

Der **Ventilwinkel V** hat angesichts der Streuung der Durchflussmessung des ersten Versuchsplanes in **Abb. 8-2** keinen erkennbaren Einfluss auf den Durchfluss. Bezüglich der Tumblezahl ist eine geringe Erhöhung mit zunehmendem Ventilwinkel ersichtlich.

Der **Kanalwinkel F1** zeigt das klassische „Trade-off“-Verhalten zwischen Tumblezahl und Durchflusszahl, wobei mit zunehmendem Kanalwinkel eine Qualitätssteigerung festzustellen ist.

Die **Unterkontur A1** zeigt mit abnehmendem Winkel eine erhebliche Qualitätsverbesserung. Die Unterkontur ist somit der einzige Parameter, welcher eine steigende Tumblezahl bei in etwa gleichbleibender Durchflusszahl aufweist. Die sogenannte „Fischbauchform“, welche bei kleinen Winkeln von A1 entsteht, ist somit bei Tumble-Kanälen unbedingt anzustreben.

Die gewählten Grenzen der **Oberkontur A2** decken einen weiten Bereich im Qualitätsdiagramm ab. Es lassen sich, ausgehend von der Zentrallage, hohe Tumblezahlen darstellen, wobei der Durchfluss bei kleinen Winkeln der Oberkontur aufgrund des Querschnittsverlaufs und der strömungsungünstigen Form überproportional leidet. Daher wirkt eine sehr flache Form der Oberkontur qualitätsmindernd. Es ist daher eine eher runde, „bauchige“ Form der Oberkontur anzustreben.

Die **Einschnürung hinten B1** zeigt einen Verlauf entlang der Regressionsgeraden, wobei mit einer zunehmenden Einschnürung eine leichte Qualitätsabnahme verbunden ist.

Die **Einschnürung vorne B2** zeigt eine, dem sonstigen Verlauf untypische, leichte Abnahme der Tumblezahl zwischen 33 und 40% der Einschnürung. Der Durchfluss bleibt dabei aber nicht konstant, sondern verschlechtert sich deutlich. Daher kommt es im Qualitätsdiagramm zu einem plötzlichen Qualitätssprung nach unten. Das bedeutet, dass Einschnürungen vorne von mehr als 33 % von $d_v/2$, ausgehend von der betrachteten Zentrallage, zu vermeiden sind. Das normale Abströmen über den vorderen Bereich des Ventiltellers bei großen Ventilhuben wird bei zu großen vorderen Einschnürungen auf den gesamten Ventilteller umgelenkt, wodurch sich der Durchfluss und die Strömung über den oberen Ventilspaltsbereich (somit der Tumble) reduzieren.

Die **Einschnürung seitlich B3** zeigt, ausgehend von der Zentrallage, den mit Abstand größten Einfluss auf die Kenngrößen. Er definiert die Grenzen der Tumble- und Durchflusszahl des ersten Versuchsplanes. Der Verlauf erfolgt entlang der Regressionsgeraden.

Generell kann hier festgestellt werden, dass hohe Tumblezahlen bei gleichzeitig gutem Durchfluss mit der „Fischbauchform“ und hohen Kanalwinkeln erreicht werden. Bei flachen Winkeln der Oberkontur bzw. großen Einschnürungen kommt es zu einer starken Querschnittsverengung im Bereich der Verschneidung des Kanals mit dem Kontrollschnitt (siehe **Abb. 8-8**). Dadurch werden hohe Strömungsgeschwindigkeiten und infolge dessen frühere Ablösungen an der Abrisskante erreicht, wodurch sich der Tumble erhöht. Der

Durchfluss verschlechtert sich jedoch massiv durch die zu große Engstelle im Querschnittsverlauf.

8.2 Modellerstellung

Ausgehend von einer Gegenüberstellung der zwei Versuchspläne, soll die Qualität des erstellten mathematischen Modells zur Abschätzung der Kenngrößen sowie dessen Interpretation und Möglichkeiten dargelegt werden.

8.2.1 Ergebnisse des zweiten Versuchsplanes

Beim zweiten erstellten Versuchsplan wurden die Parameter gleichzeitig variiert, was eine separate Analyse der Einflussfaktoren wie in Kapitel 8.1 natürlich unmöglich macht. Es entstanden dabei aufgrund der vorgegebenen Parameterkombinationen teilweise „kuriose“ Formen, welche so in der Praxis nicht verwirklicht werden würden. Dies ist aber zur Erfassung der Wechselwirkungen, wie in Kapitel 7 beschrieben, unumgänglich.

Abb. 8.17 zeigt den weitaus größeren Bereich der Tumble- und Durchflusszahl, verglichen mit dem ersten Versuchsplan.

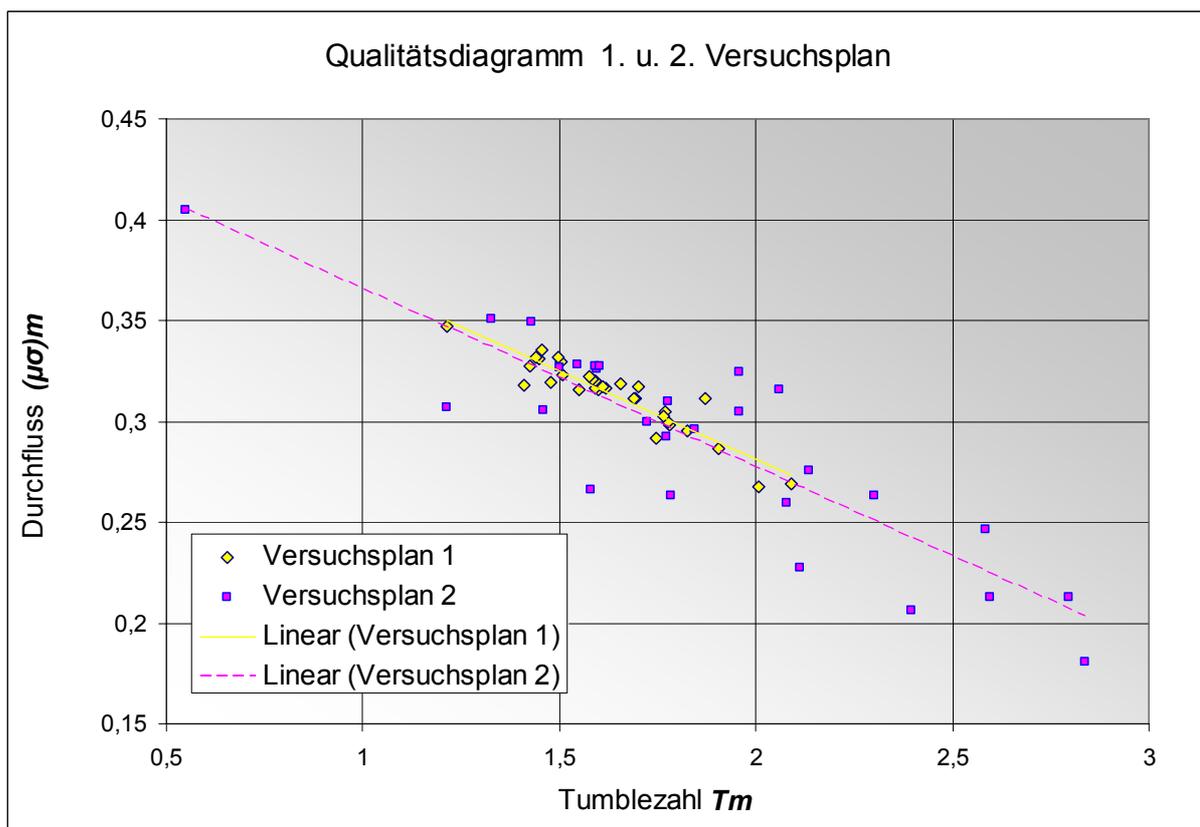


Abb. 8-17: Qualitätsdiagramm 1. u. 2. Versuchsplan

Die beiden Regressionsgeraden sind nahezu deckungsgleich. Manche Varianten des zweiten Versuchsplanes mit Zufallskombination der Parameter zeigen bereits eine äußerst hohe Qualität bezogen auf die Regressionsgerade.

Abb. 8-18 zeigt einen Vergleich aller im Zuge dieser Arbeit gemessenen Varianten mit einer AVL Parameterstudie [11, 19]. Bei dieser Studie wurden dieselben Brennraummodelle verwendet. Hub/Bohrungs-Verhältnis und der kleinste Ventilsitzdurchmesser d_v waren ebenfalls gleich. Daher sind keine reduzierten Kenngrößen notwendig und die Messungen können im selben Diagramm wie oben dargestellt werden.

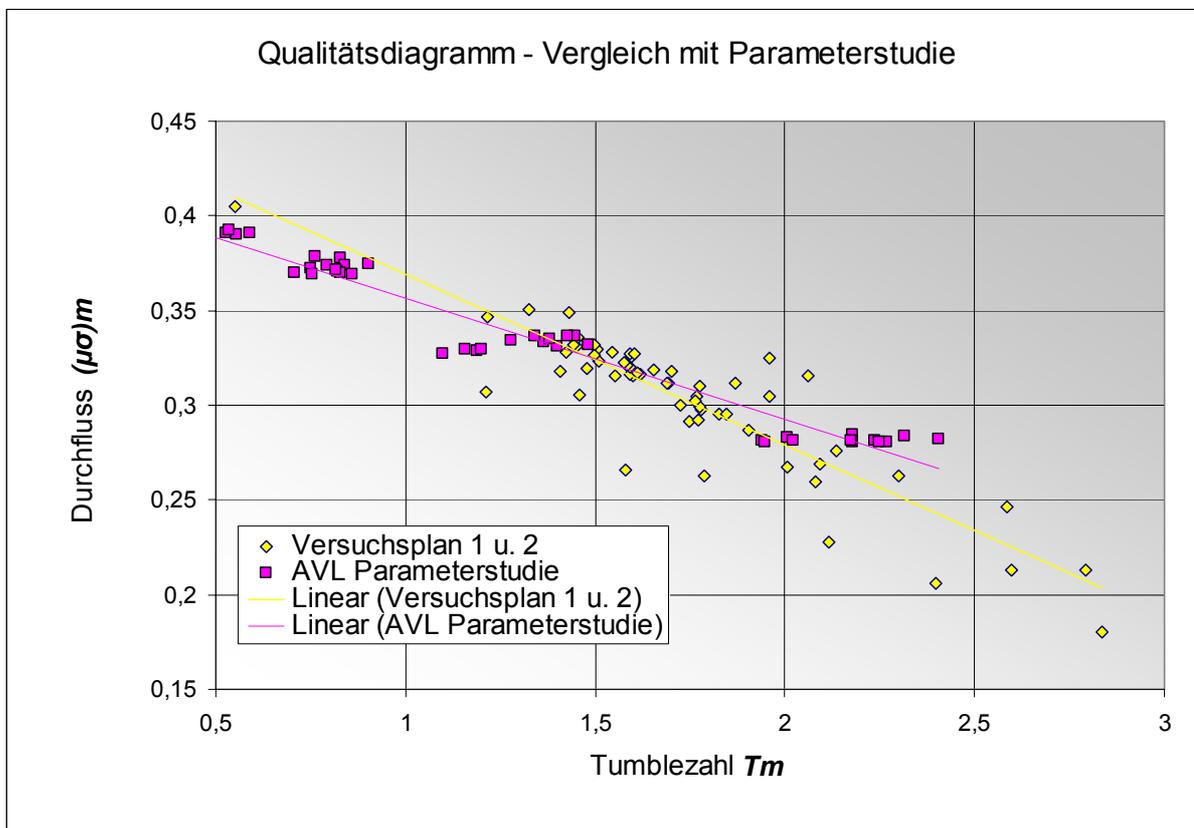


Abb. 8-18: Qualitätsdiagramm – Vergleich mit Parameterstudie

Die Messungen der beiden Versuchspläne bilden zu den Resultaten der AVL Parameterstudie eine recht gute Erweiterung. Zusammen bilden sie über dem gesamten Tumble- und Durchflussbereich eine aussagekräftige Regressionsgerade.

8.2.2 Modellqualität

Mit den Messergebnissen des ersten und zweiten Versuchsplanes wurde mit Hilfe der AVL eigenen Software CAMEO 3.3 ein polynomisches Regressionsmodell 2. Ordnung erstellt. Dabei wurden Wechselwirkungen zwischen zwei Einflussgrößen berücksichtigt. Das verwendete „Free-Poly-Model“ verfeinert das Modell durch eine schrittweise Regression. Im Berechnungsalgorithmus werden dabei Modellterme entfernt, die statistisch nicht relevant sind.

Vor der Modellbildung mussten die Zielgrößen (Tumblezahl, Durchflusszahl) und die dazugehörige Parameterkombination in die Software eingegeben werden. Nach **Abb. 8-2** weist die Durchflusszahl eine konstante Erhöhung zwischen den beiden verwendeten

8. Ergebnisse und Erstellung des Modells

Prüfständen auf. Angesichts der Tatsache, dass normalerweise die PIV-Tumblemessungen am Strömungsprüfstand B (Heißfilmsensor) durchgeführt werden, wurden die Durchflusszahlen des ersten Versuchsplanes für die Modellbildung in CAMEO um diese konstante Erhöhung verändert. Dabei wurde der Mittelwert des ersten und des zweiten Versuchsplanes gebildet. Die Differenz dieser Mittelwerte von 0,009 wurde zu allen Durchflusszahlen der ersten Messreihe addiert.

Das „Modell“ besteht aus zwei separaten mathematischen Funktionen. Die Modellgüte der mathematischen Modelle der Tumble- und Durchflusszahl ist in Abb. 8-19 ersichtlich.

Kanal:			Detailqualität	Statistik	
Ausgangsgröße	Modelltyp	Gesamtqualität	r2	r2adj	r2pred
Tumblezahl	FreePolyModel	↑	0,99493	0,99252	0,98711
Durchfluss	FreePolyModel	↑	0,99841	0,9976	0,99592

Abb. 8-19: Modelgüte

Vergleicht man die Werte r^2 , r^2_{adj} und r^2_{pred} mit jenen aus **Tabelle 6-1**, ergibt dies eine ausgezeichnete Qualität des Modells.

In **Abb. 8-20** werden die Messwerte über den Modellwerten (Werte, die das Modell berechnet) für die Tumble- und Durchflusszahl dargestellt.

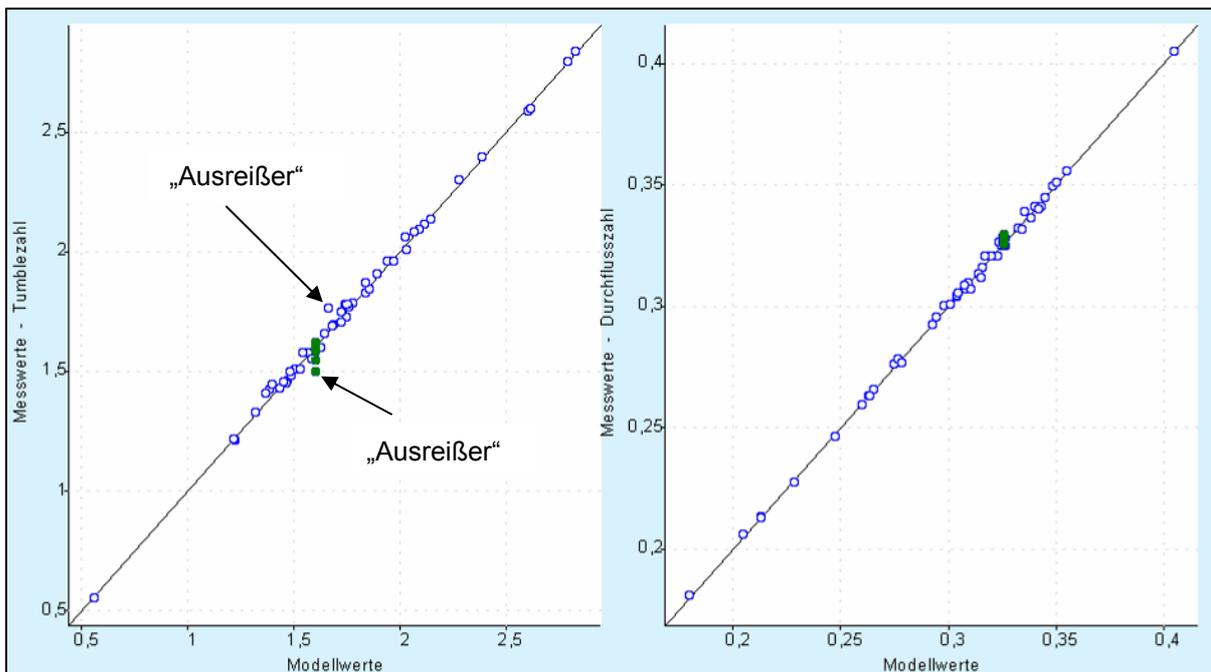


Abb. 8-20: Messwerte über Modellwerte

Die grünen Punkte sind die Wiederholungsmessungen. Man erkennt, dass das Modell sehr gut in der Lage ist, die Messwerte abzubilden.

Im Zuge der Modellerstellung definierte CAMEO zwei Messwerte als „Ausreißer“ (siehe **Abb. 8-20**). Der erste ist die Zentrallage mit ausgedrucktem Brennraum. Wenn man die Abbildungen mit den Einflüssen der einzelnen Parameter auf die Tumblezahl betrachtet, wird klar, dass die Tumblezahl bei dieser Parameterkombination bei ca. 1,6 liegen muss, damit sich kontinuierliche Verläufe der jeweiligen Einflussgrößen ergeben. Der zweite „Ausreißer“ ist die Versuchsnummer 28. Das ist jener Messwert des ersten Versuchsplanes, der sich bei der vorderen Einschnürung von 32,65% ergibt. Dies ist auch verständlich, da hier, wie bereits erwähnt, ein Qualitätssprung zwischen den 32,65 und den 40 % stattfindet, der mit quadratischen Zusammenhängen über dem gesamten Versuchsraum nicht abgebildet werden kann. Diese Punkte hätten bei einer erneuten Modellerstellung vorher entfernt werden können. Dies wurde aus Gründen der ansonst künstlichen Verbesserung der Vertrauens- u. Vorhersagebereiche nicht gemacht.

Zusammengefasst lässt sich behaupten, dass, angesichts der bei 7 Parametern geringen Anzahl an Versuchen, eine erstaunlich hohe Qualität des Modells erzielt werden konnte.

8.2.3 Interpretation und Analyse des Modells

In Abb. 8-21 ist die Intersektionsgrafik des Modells dargestellt. Dabei stellt diese Grafik einen orthogonalen Schnitt durch den Versuchsraum dar. Mit Hilfe dieser Grafik ist es nun möglich, beliebige Kombinationen der Parameter per Hand einzustellen und unmittelbar auf der Ordinate die Tumble- und Durchflusszahl abzulesen.

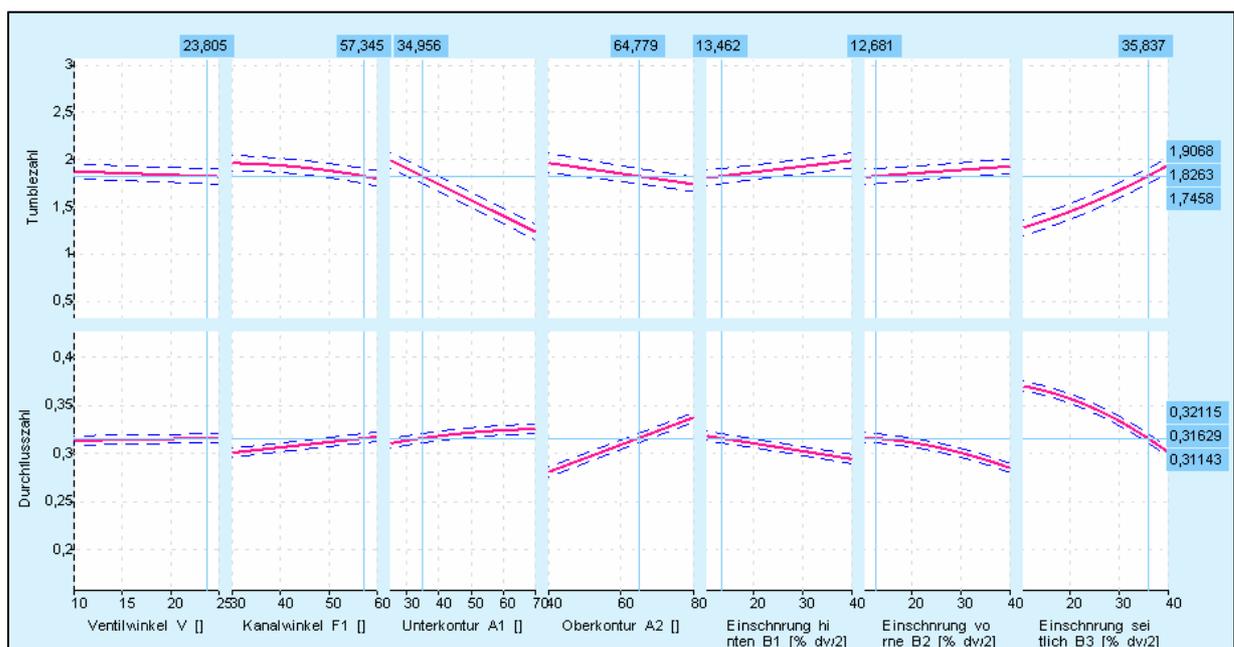


Abb. 8-21: Intersektionsgrafik

Die blau unterbrochenen Linien definieren das Vorhersageintervall. Dieses zeigt mit einer 95%igen Wahrscheinlichkeit den Erwartungsbereich einer Wiederholungsmessung an. Zu sehen sind in dieser Abbildung nur die Einflüsse der einzelnen Parameter in dieser ausgewählten Kombination. Bei Veränderung eines Parameters können sich aufgrund der eruierten Wechselwirkungen natürlich die Verläufe bzw. Steigungen der restlichen Parameter verändern.

Da das Modell in Form zweier Polynomfunktionen (Tumble und Durchfluss) vorliegt, wurden diese Funktionen in eine Exceldatei exportiert. So kann unter Eingabe der Einflussgrößen ohne Umwege über CAMEO eine Abschätzung der Tumble- und Durchflusszahl getroffen werden.

Mit Hilfe von CAMEO können auch Optimierungen der Parameterkombinationen bezüglich des Tumbles und Durchflusses durchgeführt werden. Daher wurde als Erweiterung der bereits im Zuge des ersten Versuchsplanes gewonnenen Erkenntnisse eine schrittweise Optimierung durchgeführt. Dies ermöglicht eine grundlegende **Konstruktionsempfehlung** für Tumble-Kanäle in unterschiedlichen Bereichen des Qualitätsdiagramms.

Es wurde dabei bei beliebiger Kombination der sieben Parameter ein Mindestwert der Tumblezahl vorgegeben und der Durchfluss als Zielgröße optimiert. Die Optimierung wurde in zwei Stufen durchgeführt. Zuerst wurde auf Basis des besten Messergebnisses ein genetischer Algorithmus angewandt. Ein solcher Algorithmus generiert anfangs eine „Population“ von Variationspunkten. Durch Selektion, Rekombination und Mutation werden iterativ bessere Populationen erzeugt, bis ein Abbruchkriterium erfüllt wird. Der genetische Algorithmus versucht global das beste Ergebnis zu finden und ist ein stochastischer Algorithmus (bei Wiederholung unterschiedliche Ergebnisse möglich). Anschließend wurde mit diesem Ergebnis als Startwert ein sequentieller Algorithmus angewandt. Dieser ist ein Gradienten-basiertes Verfahren, d.h. er geht in Richtung des stärksten Anstiegs und findet, ausgehend von einem Punkt, das nächste lokale Maximum. Würde nur dieser verwendet werden, besteht die Gefahr, nur ein lokales und kein globales Maximum zu finden.

In **Tabelle. 8-1** sind die optimierten Kombinationen der Parameter ersichtlich. Jene Parameter, welche sich im Zuge der Optimierung veränderten, wurden gekennzeichnet. Auch wurde der Ventil- und der Kanalwinkel, die normalerweise bei einer Neukonstruktion fixe Größen darstellen, als frei veränderbare Variable deklariert, um theoretische Grenzen des Modells aufzuzeigen. Es ist natürlich auch möglich, dem Ventil- und Kanalwinkel einen festen Wert zuzuweisen, um entsprechend den vorgegebenen Rahmenbedingungen eine gezielte Optimierung durchführen zu können.

Tabelle 8-1: Optimierte Parameterkombinationen

V	F1	A1	A2	B1	B2	B3	Durchflusszahl	Tumblezahl
10,000	60,000	64,956	80,000	10,600	10,600	10,600	0,417	0,400
10,000	60,000	59,509	80,000	10,600	10,600	10,600	0,414	0,500
10,000	60,000	54,062	80,000	10,600	10,600	10,600	0,411	0,600
10,000	60,000	48,615	80,000	10,600	10,600	10,600	0,408	0,700
10,000	60,000	37,721	80,000	10,600	10,600	10,600	0,401	0,900
10,000	60,000	28,747	80,000	10,600	10,600	12,225	0,393	1,100
13,618	60,000	25,000	80,000	10,600	10,990	15,609	0,383	1,300
25,000	60,000	25,000	80,000	10,600	11,665	17,490	0,372	1,500
25,000	54,611	25,000	80,000	10,600	15,872	25,671	0,356	1,700
25,000	49,602	25,000	80,000	10,600	19,897	32,649	0,337	1,900
25,000	45,946	25,000	80,000	10,600	23,265	39,067	0,314	2,100
25,000	33,667	25,000	80,000	16,702	34,164	40,000	0,288	2,300
25,000	30,000	25,000	80,000	34,686	36,025	40,000	0,262	2,500
25,000	30,000	25,000	68,251	40,000	35,740	40,000	0,235	2,700
10,000	39,918	25,000	40,000	40,000	18,911	33,606	0,228	2,800
10,000	38,164	25,000	40,000	40,000	20,103	35,234	0,217	2,900

In **Abb. 8-22** sind die optimierten Varianten im Qualitätsdiagramm dargestellt. Man sieht die teilweise deutlichen Verbesserungen der „Pareto-Front“ gegenüber der Regressionsgeraden.

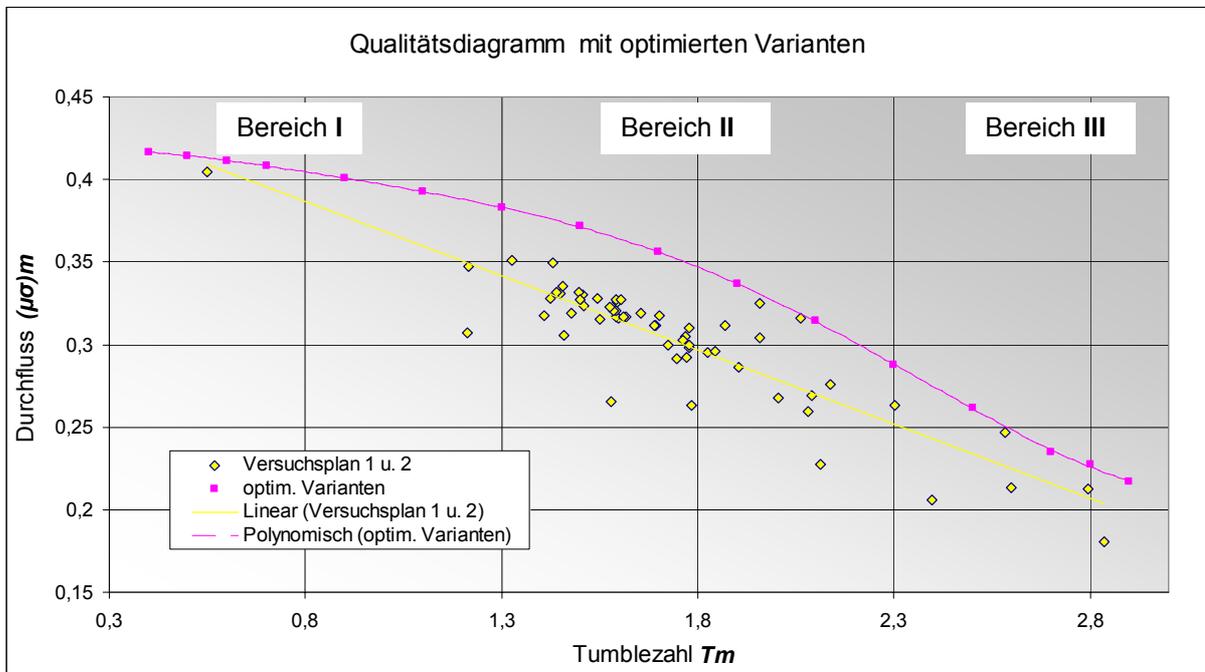


Abb. 8-22: Qualitätsdiagramm mit optimierten Varianten

Die Optimierung wurde bei einer Tumblezahl von 0,4 begonnen. Die dabei entstehende Form bei dieser Tumblezahl entspricht einem klassischen Füllungskanal (siehe **Abb. 8-23**)

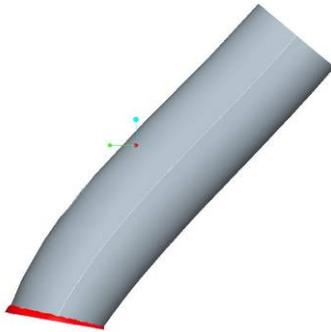


Abb. 8-23: Optimierte Variante des Modells mit einer Tumblezahl von 0,4

Ausgehend von dieser Form, kann das Verhalten des Modells in drei Bereiche eingeteilt werden:

- **Bereich I:** Bei Tumblezahlen zwischen 0,4 u. 1,3 werden hohe Durchflusszahlen bei kleinen Ventilwinkeln V und großen Kanalwinkeln $F1$ erreicht. Die Zunahme der Tumblezahl wird fast ausschließlich über eine Absenkung des Winkels der Unterkontur $A1$ („Fischbauchform“) erreicht. Dieses Verhalten des Modells verwundert bei Betrachtung der Ergebnisse des ersten Versuchsplanes, wo eine Absenkung dieses Winkels massive Qualitätsverbesserungen gebracht hatte, nicht, und ist durchaus plausibel. Die Einschnürungen $B1$, $B2$ und $B3$ bleiben bis knapp 1,3 weitgehend sehr klein, was einen bezüglich des Durchflusses guten Querschnitt im Bereich der Verschneidung ermöglicht. Der Tumble wird ausschließlich über die Form erzeugt.
- **Bereich II:** Bei Tumblezahlen zwischen 1,3 u. 2,3 kommt es zu einer Erhöhung des Ventilwinkels V und einer Absenkung des Kanalwinkels $F1$. Die Form mit der bauchigen, runden, durchflussfördernden Oberkontur und der „Fischbauchform“ an der Unterkontur wird über diesen ganzen Bereich der Tumblezahl beibehalten. Die zusätzliche Erhöhung des Tumbles wird vorzugsweise durch eine seitliche Einschnürung erreicht. Die Einschnürung vorne kommt im oberen Teil dieses Bereichs noch dazu. Diese Einschnürungen verursachen nun eine Querschnittsverminderung im Bereich der Verschneidung des Kanals mit dem Kontrollschnitt, wodurch sich, wie bereits erwähnt, der Tumble erhöht und der Durchfluss gesenkt wird. Man erkennt im Qualitätsdiagramm, dass ab einer Tumblezahl von ca. 1,8, also dort wo die Einschnürungen deutlich zunehmen, der Verlauf der Kurve steiler wird bzw. stärker sinkt. Daraus kann man eine

qualitätsmindernde Wirkung von zu großen Einschnürungen feststellen. Folglich sollte der Tumble so lange wie möglich mit Hilfe der Form des Kanals und ohne zu große Einschnürungen erzeugt werden.

- **Bereich III:** Bei Tumblezahlen ab 2,3 ist eine zusätzliche Einschnürung hinten B3 notwendig. Dadurch kommt es zur zusätzlichen Einengung und zu einem Wandern der Abrisskante in Richtung Kanalmitte. Ab einer Tumblezahl von 2,5 kommt es zu einem Eindrücken der Oberkontur, d.h. zur Absenkung des Winkels A2. Bei Erreichen der unteren Grenze der Oberkontur von 40° bei 2,7 und 2,8 kommt es zu einer Umkehr des Ventilwinkels von 25° auf 10° und zu einem „Aufmachen“ der seitlichen und vorderen Einschnürung.

Das Verhalten des Modells bei der Optimierung in den drei Bereichen kann als eine grundsätzliche Konstruktionsempfehlung interpretiert werden. Bei unterschiedlichen Rahmenbedingungen können sich natürlich auch andere Kombinationen als Erfolg versprechende herausstellen. Zudem wurde der parametrisierbare Kanal aus Gründen der schnellen Reproduzierbarkeit „relativ“ einfach aufgebaut. Es besteht daher unter Umständen noch weiteres Potenzial zur Verbesserung, indem man beispielsweise die „Fischbauchform“ durch Definition zusätzlicher Punkte auf der Unterkontur-Spline weiter optimiert.

Bei den optimierten Varianten ergibt sich für den gesamten Querschnittsverlauf über dem Kanal folgendes Verhalten: Im Bereich II und III ist er weitgehend düsig, d.h. es findet eine kontinuierliche Querschnittsabnahme ausgehend von der Flanschfläche (Eintrittsquerschnitt) bis zur Verschneidung des Kanals mit dem Kontrollschnitt statt. Im Bereich I kommt es bei Absenkung des Winkels der Unterkontur zu einer Querschnittserweiterung bezüglich der Flanschfläche in der Kanalmitte.

In der Praxis hat sich herausgestellt, dass, wenn keine großen Umlenkungen vorhanden sind, der Querschnittsverlauf mehr oder minder keinen Einfluss auf das Strömungsergebnis hat. Zu beachten ist jedoch ein kontinuierlicher Verlauf, sodass keine großen Querschnittssprünge auftreten.

Der Querschnittsverlauf könnte zudem auch unter Beibehaltung der optimierten Parameter durch eine zusätzliche Anpassung der seitlichen Trennlinien verbessert bzw. verändert werden. Dadurch könnte die durch die „Fischbauchform“ bedingte Querschnittserweiterung auch kompensiert werden.

Als weiteres Beispiel einer optimierten Variante wird jene mit einer Tumblezahl von 2,1 in **Abb. 8-24** dargestellt. Die „Qualität“ einer solchen Form ist aufgrund einer zufällig

entstanden Parameterkombination des zweiten Versuchsplanes auch messtechnisch bestätigt.

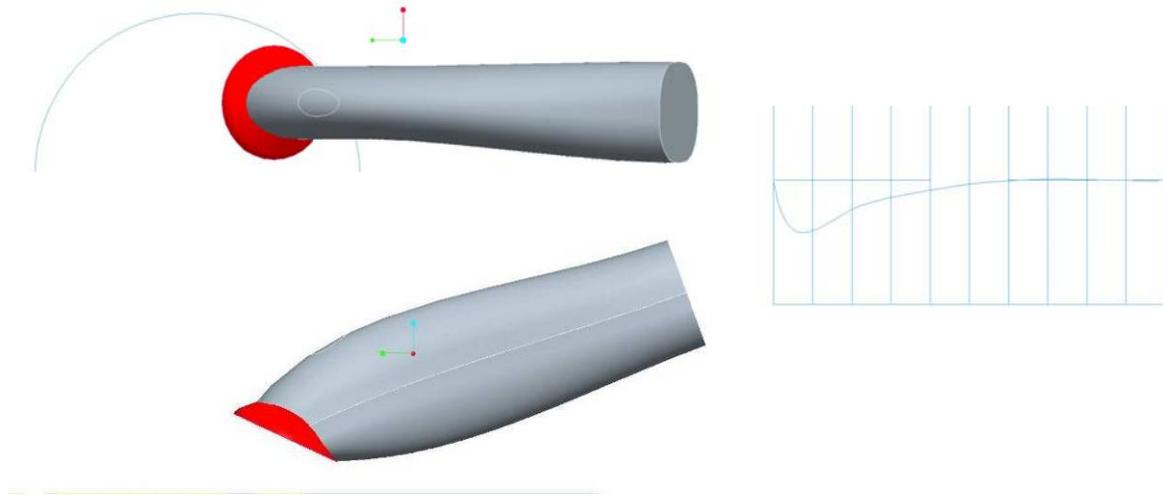


Abb. 8-24: Optimierte Variante des Modells mit einer Tumblezahl von 2,1

8.2.4 Einfluss des Ventilwinkels bei konstanter Flanschlage

Mit Hilfe des Modells können natürlich auch weitere grundsätzliche Fragestellungen beantwortet werden. Eine davon bezieht sich auf den Einfluss des Ventilwinkels bei einer konstanten Flanschlage, d.h. bei konstantem Winkel F (siehe Kapitel 5.2 **Abb. 5-3**). Das bedeutet, dass die Flanschöffnung der Kanäle am Zylinderkopf auch bei Variation des Ventilwinkels immer an der gleichen Stelle bleibt. Der geometrische Zusammenhang zwischen Kanalwinkel F_1 , Ventilwinkel V und dem Flanschwinkel F ist gegeben durch:

$$F_1 = 90 + V - F$$

Es wurden nun mit obigem Zusammenhang für einen Flanschwinkel F von 60° bei Variation des Ventilwinkels zwischen 10 und 25 die daraus resultierenden unterschiedlichen Kanalwinkel bestimmt. Mit den Ventilwinkeln, den jeweiligen Kanalwinkeln sowie der Zentrallage für die restlichen Parameter wurde die Tumble- und Durchflusszahl aus der Intersektionsgrafik ermittelt. Das Ergebnis ist in **Abb. 8-25** ersichtlich.

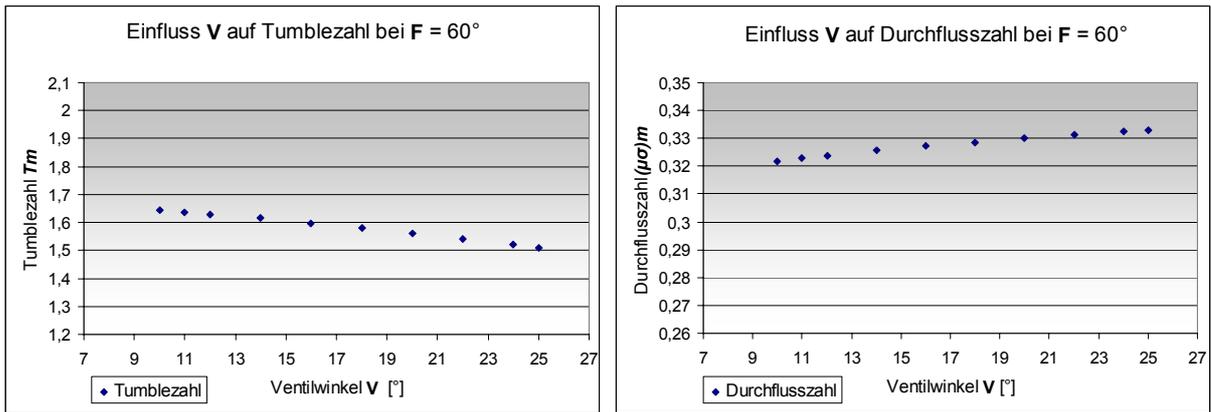


Abb. 8-25: Einfluss Ventilwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl bei F = 60°

Es ergibt sich eine leichte Abnahme der Tumblezahl bzw. eine leichte Zunahme der Durchflusszahl bei steigendem Ventilwinkel. Dieses Verhalten war durchaus zu erwarten, da aufgrund des obigen Zusammenhangs bei größer werdendem Ventilwinkel und gleicher Flanschlage der Kanalwinkel zunimmt. Der Tumble senkende Einfluss eines größer werdenden Kanalwinkels auf die Tumblezahl ist größer als der Tumble erhöhende Einfluss des Ventilwinkels in Bezug auf die Zentrallage (siehe Kapitel 8.1.1).

8.2.5 Vergleich des Modells mit bereits konstruierten Kanälen

An dieser Stelle soll ein kurzer Vergleich von bereits konstruierten Tumble-Kanälen mit dem erstellten Modell erfolgen, um dessen Allgemeingültigkeit zu überprüfen. Es wurden dazu vier Kanäle ausgewählt, welche dem verwendeten Basiskanal bezüglich der Form und des Kontrollschnitts ähnlich bzw. gleich sind. Die Kanäle wurden anhand der Parameter „vermessen“. In **Abb. 8-26** sind die Seitenansichten und Draufsichten der Kanäle dargestellt.

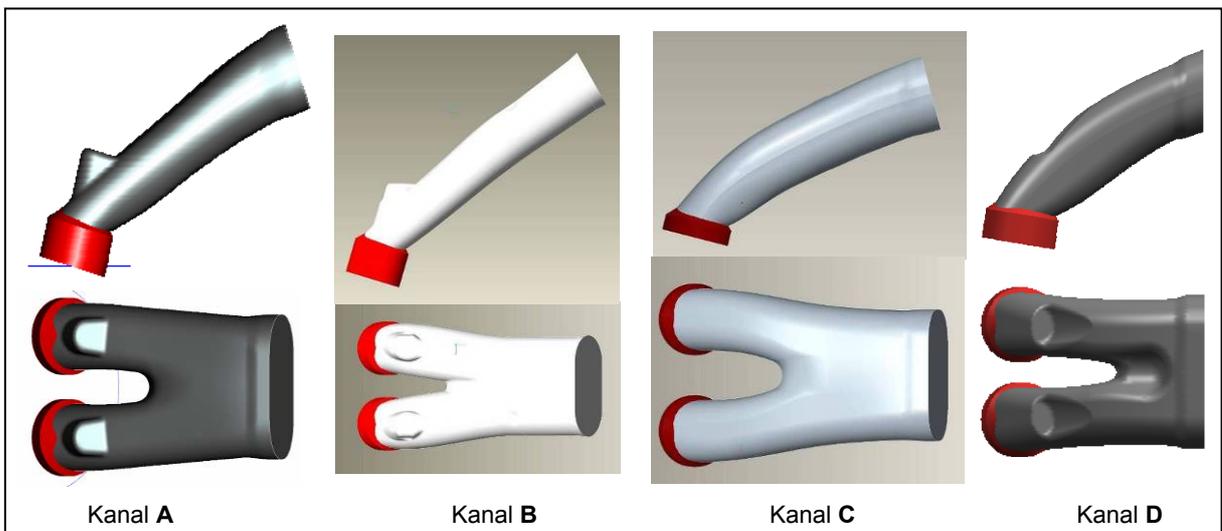


Abb. 8-26: Tumble-Kanäle

Man erkennt hier den gemeinsamen Flansch der beiden Äste der Kanäle. Dies war durch die Verwendung der Brennraummodelle beim Basiskanal nicht möglich. Jedoch wurde die Form des Basiskanals so angepasst, dass sich die Äste in Richtung Flanschebene näher kommen, wodurch so ein gemeinsamer Flansch näherungsweise „nachgeahmt“ wurde. Die Messwerte der Kanäle A bis D sowie die aufgrund der jeweiligen Parameter vom Modell vorhergesagten Tumble- und Durchflusszahlen sind in **Tabelle 8-2** ersichtlich.

Tabelle 8-2: Vergleich Modell mit konstruierten Kanälen

	Kontroll-schnitt	Bohrung						Modell	
			dv	β	T_m	$T_{m\ red}$	$\mu_{\sigma m}$	$T_{m\ red}$	$\mu_{\sigma m}$
Kanal A	CC R5-90°	79	29	0,27	1,883	1,626	0,317	1,685	0,324
Kanal B	CC R5-90°	77	26,31	0,234		1,444	0,368	1,429	0,337
Kanal C	CC R5-90°	84	28,7	0,233	1,716	1,601	0,357	1,604	0,335
Kanal D	CC R4-90°	72	24,8	0,237	2,07	1,78	0,338	1,584	0,335

Die mit Hilfe des Modells eruierten Tumble- und Durchflusszahlen weisen eine prozentuale Abweichung vom tatsächlichen Messwert des jeweiligen Kanals auf, welche in **Tabelle 8-3** angeführt werden:

Tabelle 8-3: Abweichung von den Modellwerten

	Abweichung $T_{m\ red}$ [%]	Abweichung $\mu_{\sigma m}$ [%]
Kanal A	3,6	2,2
Kanal B	-1,0	-8,4
Kanal C	0,2	-6,2
Kanal D	-11,0	-0,9

Bis auf Kanal D, welcher als einziger einen Radius beim Kontrollschnitt von 4 mm aufweist, sind alle Abweichungen des Modells von den bereits konstruierten Kanälen kleiner als 10 %. Dies stellt aufgrund der unterschiedlichen Brennräume, gemeinsamer Flansche der Kanäle etc. eine sehr geringe Abweichung dar. Dadurch werden die ausgewählten Parameter hinsichtlich ihrer allgemeinen Beschreibung von Tumblekanälen bestätigt.

Alle Ergebnisse, Diagramme und Bilder dieser Arbeit sowie das entstandene mathematische Modell zur Abschätzung der Tumble- und Durchflusszahl wurden in einer Exceldatei zusammengefasst. Diese ermöglicht in Zukunft dem Kanalkonstrukteur, eine zielgerichtete und somit Zeit und Kosten sparende Konstruktion von Tumblekanälen durchzuführen.

9. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit konnte erfolgreich ein mathematisches Modell zur Abschätzung der Tumble- und Durchflusszahl von symmetrischen 4V Einlasskanälen von Ottomotoren erstellt werden. Dieses Modell weist eine hohe Qualität auf und ist sehr gut in der Lage die Messwerte über dem gesamten Versuchsraum mit zwei Polynomfunktionen unter Berücksichtigung einfacher Wechselwirkungen zu beschreiben. Mit Hilfe des Modells wird es in Zukunft möglich sein, unter Vorgabe der ausgewählten sieben Parameter noch vor einer Messung am Prüfstand eine Abschätzung der genannten Kenngrößen durchzuführen. An dieser Stelle soll eine kurze Zusammenfassung der durch die Modellerstellung zusätzlich gewonnen Erkenntnisse gegeben werden:

Da die PIV-Messung erst seit wenigen Jahren in der Kanalentwicklung der AVL angewandt wird, war auch deren Wiederholungsgenauigkeit von Interesse. Durch die insgesamt achtmalige Messung der gleichen Zentrallage wurde festgestellt, dass die PIV-Messung eine ausgezeichnete Wiederholungsgenauigkeit aufweist. Der verwendete 3d-Drucker sowie die mechanisch durchgeführten Bearbeitungen weisen ebenfalls eine hohe Reproduzierbarkeit auf.

Bei Kanalmodellen mit ausgedrucktem Brennraum kommt es im Vergleich zur Verwendung der Aluminiumbrennraummodelle zu einer etwas größeren Abweichung der Tumblezahl von ca. 0,1. Die Gründe liegen hier in der weitaus exakteren Ventilführung, da die Abweichung vor allem bei kleinen Ventilhüben auftritt, wo fast ausschließlich die Ventilsitzgeometrie maßgebend ist. Ein Vergleich der Strömungsfelder der neun gemessenen Ventilhübe zeigt trotz der Abweichung der integralen Kenngröße eine erstaunlich hohe Übereinstimmung. Die immer wieder gleich entstehende Asymmetrie der Strömungsfelder bei großen Ventilhüben ist nicht geklärt worden und bedarf einer separaten Untersuchung.

Es konnte eine Differenz der Durchflussmessung zwischen Strömungsprüfstand A (Messblenden) und Strömungsprüfstand B (Heißfilmsensor) festgestellt werden. Der Heißfilmsensor misst einen um ca. 3% größeren Massenstrom.

Die Analyse der Ergebnisse des ersten Versuchsplanes brachte folgende Erkenntnisse: Bezogen auf die Zentrallage ergeben große Kanalwinkel eine Qualitätsverbesserung.

Der Ventilwinkel hat keinen Einfluss auf den Durchfluss. Mit zunehmendem Ventilwinkel steigt der Tumble geringfügig an.

Eine „Fischbauchform“, welche durch kleine Winkel der Unterkontur entsteht, bringt eine erhebliche Qualitätsverbesserung.

Die vordere und hintere Einschnürung zeigen bei Zunahme eine leichte Qualitätsverschlechterung. Bei sehr großen vorderen Einschnürungen kommt es zudem zu einer plötzlichen, starken Qualitätsverschlechterung (Qualitätssprung).

Eine runde, bauchige Form der Oberkontur ist qualitativ besser, da mit einer Eindrückung dieser der Durchfluss überproportional leidet.

Eine seitliche Eindrückung des Kanals durch den seitlichen Einschnürungsparameter ergibt eine Veränderung entlang der Regressionsgeraden.

Mit Hilfe der AVL-Software CAMEO wurde eine Optimierung des Modells für bestimmte Tumblezahlen durchgeführt. Die daraus entstehende „Pareto-Front“ zeigt, dass in einem weiten Bereich der Tumblezahl eine bauchige, runde Oberkontur und eine „Fischbauchform“ an der Unterkontur den optimalen Kompromiss aus Durchfluss und Tumble bietet. Mit Hilfe der Einschnürungen und der dadurch entstehenden Querschnittsverengung kann die gewünschte Intensität des Tumbles definiert werden, wobei die seitliche Einschnürung zu bevorzugen ist.

Zudem wurde ersichtlich, dass für kleine Tumblezahlen kleine Ventil- und große Kanalwinkel, hingegen für große Tumblezahlen große Ventil- und kleine Kanalwinkel besser sind.

Bei konstanter Flanschlage ergibt eine Ventilwinkelvergrößerung eine leichte Absenkung des Tumbles und eine leichte Erhöhung des Durchflusses bezogen auf die Zentrallage.

Ein Vergleich mit vier bereits konstruierten und gemessenen Tumble-Kanälen zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem erstellten Modell.

9.1 Ausblick

In Zukunft wäre bei Anwendung des Modells zur Abschätzung der Kenngrößen eine kontinuierliche Evaluierung nach der Messung des jeweiligen Kanals sinnvoll. Dadurch könnten bei groben Abweichungen zusätzliche Einflüsse analysiert und erfasst werden, um das Modell unter Umständen mit zusätzlichen Einflussgrößen zu erweitern.

Die mit Hilfe von CAMEO optimierten Varianten sollten zur Überprüfung des Modells hergestellt und gemessen werden.

Das Modell kann zur Verifizierung von CFD-Berechnungen herangezogen werden. So müssen nicht immer wieder Modelle konstruiert, hergestellt und gemessen werden, sondern es können die integralen Werte mit denen des Modells einfach und kostengünstig verglichen werden.

Der verwendete parametrisierbare Kanal kann in die Konstruktionsmethodik eines Ottomotors implementiert werden, wodurch mit Hilfe des Modells unmittelbar eine grobe Vorhersage der Kanalqualität gemacht werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] Eichlseder, H.; Klüting, M.; Piock, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors – Der Fahrzeugantrieb*, Springer Verlag/Wien, 2008, ISBN: 978-3-211-25774-6
- [2] Eichlseder, H.: *Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung*, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2005, LV-Nr. 313.008
- [3] Wimmer, A.: *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2004, LV-Nr. 313.085
- [4] Trzesniowski, M.: *Rennwagentechnik – Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*, Vieweg+Teubner Verlag, 2008, ISBN: 978-3-8348-0484-6
- [5] Golloch, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*, Springer Verlag, 2005, ISBN: 3-540-23883-2
- [6] Eichlseder, H.: *Funktionsentwicklung VKM und Antriebsentwicklung (Konzept)*, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2009, LV-Nr.313.016
- [7] Glanz, R.: *Differentielle Erfassung von Tumble-Strömungsfeldern*, MTZ 61, 2000
- [8] Trenner, U.; Thien, G.E.: *Modification of the fictitious valve lift curve for the mean flow coefficients of valve ports*, AVL FS – Report No. 47/General, 1982
- [9] Mayer, K.P.; Thien, G.E.: *Derivation of the Formulas for the Evaluation of Stationary Flow Measurements of Intake and Exhaust Ports*, AVL FA – Report No. 463/Gen./072, 1978
- [10] Bosch: *Sensoren im Kraftfahrzeug*, Robert Bosch GmbH, 2.Ausgabe, 2007
- [11] Petschenig, E.; Glanz, R.; Sorger, H.: *Differentielles Erfassen von Strömungsfeldern in der Motorenentwicklung*, MTZ 71, 2010
- [12] Woisetschläger, J.: *Laser in der Schwingungs- und Strömungsmesstechnik*, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik TU Graz, 2010, LV-Nr. 319.070
- [13] LaVision, URL: http://www.piv.de/documents/BR_FlowMaster.pdf, Zugriffsdatum: 23.06.2010
- [14] Dantec, URL: <http://www.dantecdynamics.com/Default.aspx?ID=1049>, Zugriffsdatum: 24.06.2010
- [15] Wurms, R.: *Einfluss einlaßseitig erzeugter Ladungsbewegung auf das Betriebsverhalten von Vierventil-Ottomotoren*, Dissertation RWTH Aachen, 1994
- [16] Koegeler, H.-M.: *Statistische Versuchsplanung*, AVL Seminar Unterlagen, 2010
- [17] AVL CAMEO 2010 V3.3: *Users Guide BASICS*, AVL List GmbH, 2010
- [18] Kapus, P. E.: Patent AT 505 191 A2 2008-11-15, AVL List GmbH, 2008
- [19] Petschenig, E.: *Einfluss von Kanalgeometrieparametern auf die Tumble- Strömung*, Diplomarbeit FH Joanneum, 2000

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1: Gemischheizwert als Funktion von λ für Benzin [3].....	10
Abb. 2-2: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses [3].....	12
Abb. 2-3: Wirkungsgrade vollkommener Otto- und Dieselmotoren mit Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung in Abhängigkeit von Verdichtungsverhältnis ϵ , Luftverhältnis λ , Aufladegrad a und Spitzendruck p_{max} [1].....	13
Abb. 2-4: Laminare Flammgeschwindigkeit stöchiometrischer Methan-Luft-Mischung in Abhängigkeit von Druck u. Temperatur [3].....	16
Abb. 2-5: Arten der Flammenausbreitung [3].....	17
Abb. 2-6: Laminare u. turbulente Flammenausbreitung [3].....	17
Abb. 2-7: Arbeitsverluste eines Viertakt-Ottomotors im Ladungswechsel [3].....	19
Abb. 2-8: Massenaufteilung im Ladungswechsel [1].....	20
Abb. 2-9: Luftaufwand λa_1 über der mittleren Kolbengeschwindigkeit Für Viertakt-Saugmotor mit voll geöffneten Drosselklappe [1].....	21
Abb. 2-10: Ladungsbewegung im Brennraum [4].....	24
Abb. 2-11: Intensität der Ladungsbewegung [6].....	26
Abb. 2-12: Einfluss Kanalkonzept auf Luftaufwand [6].....	26
Abb. 2-13: Einfluss der Ladungsbewegung im Homogenbetrieb [6].....	27
Abb. 3-1: Messverfahren zur integralen Bewertung der einlasskanalgenerierten Strömung [7].....	29
Abb. 3-2: Typische Ladungsbewegungen, Drall und Tumble [7].....	30
Abb. 3-3: Berechnung Tumblekennwert [7].....	31
Abb. 3-4: Beispiel eines Strömungsfeldes bei einem Ventilhub von 8,76 mm.....	32
Abb. 3-5: Fiktive Standardventilhubkurve [8] Abb. 3-6: Definition des kleinsten Ventilsitzdurchmessers.....	33
Abb. 3-11: Target zur Kalibrierung.....	41
Abb. 4-1: Die 3 Phasen bei der Entstehung einer Tumble-Strömung.....	43
Abb. 5-1: Der Basiskanal.....	45
Abb. 5-2: Ventilsitzgeometrie.....	46
Abb. 5-3: Geometrische Kenngrößen bzw. Parameter des Kanals.....	47
Abb. 5-4: Die vier Brennraummodelle.....	48
Abb. 5-5: Der Kanalwinkel F_1	49
Abb. 5-6: Winkel der Unterkontur A_1	49
Abb. 5-7: Winkel der Oberkontur A_2	50
Abb. 5-8: Untere Grenze der Einschnürungen.....	50
Abb. 5-9: Einschnürung hinten B_1	51
Abb. 5-10: Einschnürung vorne B_2	51
Abb. 5-11: Einschnürung seitlich B_3	51
Abb. 6-1: Ziel von DoE: Modellbildung.....	53
Abb. 6-2: lineares Regressionsmodell [16].....	54
Abb. 6-3: Abweichung der Messwerte vom Mittelwert [16].....	55

Abb. 6-4: Abweichung der Modellwerte vom Mittelwert [16].....	55
Abb. 6-5: Abweichung der Modellwerte von den Messwerten [16].....	56
Abb. 6-6: Erläuterung zur Berechnung von PRESS [17]	57
Abb. 7-1: Kanalmodell (Einzelblaskästen)	62
Abb. 7-2: Problem bei $A1=25^\circ$ und $B1=10,6\%$	63
Abb. 7-3: Gesamtblaskasten mit ausgedrucktem Brennraum	63
Abb. 7-4: Brennraummodell mit Einzelblaskästen	63
Abb. 7-5: Ausdrucken der Kanalmodelle.....	64
Abb. 7-6: Bearbeitung der Blaskästen	64
Abb. 7-7: Strömungsprüfstand A.....	65
Abb. 8-1: Wiederholungsmessungen der Zentrallagen - Tumblezahl.....	67
Abb. 8-2: Wiederholungsmessungen der Zentrallagen – Durchflusszahl.....	68
Abb. 8-3: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte - 1. Versuchsplan (Prüfstand A).....	69
Abb. 8-4: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte - 2. Versuchsplan (Prüfstand B).....	69
Abb. 8-5: Verlauf der Tumble- u. Durchflusskennwerte – Nr. 1, 35 u. 63 (Prüfstand A u. B)	70
Abb. 8-6: Strömungsfelder der gemessenen Ventilhubhöhe 1-5 von Nr. 1, 35 und 63	71
Abb. 8-7: Strömungsfelder der gemessenen Ventilhubhöhe 6-7 von Nr. 1, 35 und 63	72
Abb. 8-8: Zentrallage mit Querschnittsverlauf.....	73
Abb. 8-9: Einfluss Ventilwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl.....	73
Abb. 8-10: Einfluss Kanalwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl.....	74
Abb. 8-11: Einfluss Unterkontur auf Tumble- und Durchflusszahl	74
Abb. 8-12: Einfluss Oberkontur auf Tumble- und Durchflusszahl.....	75
Abb. 8-13: Einfluss Einschnürung hinten auf Tumble- und Durchflusszahl	75
Abb. 8-14: Einfluss Einschnürung vorne auf Tumble- und Durchflusszahl.....	76
Abb. 8-15: Einfluss Einschnürung seitlich auf Tumble- und Durchflusszahl.....	76
Abb. 8-16: Qualitätsdiagramm 1. Versuchsplan.....	77
Abb. 8-17: Qualitätsdiagramm 1. u. 2. Versuchsplan.....	79
Abb. 8-18: Qualitätsdiagramm – Vergleich mit Parameterstudie	80
Abb. 8-19: Modelgüte	81
Abb. 8-20: Messwerte über Modellwerte.....	81
Abb. 8-21: Intersektionsgrafik.....	82
Abb. 8-22: Qualitätsdiagramm mit optimierten Varianten	84
Abb. 8-23: Optimierte Variante des Modells mit einer Tumblezahl von 0,4	85
Abb. 8-24: Optimierte Variante des Modells mit einer Tumblezahl von 2,1	87
Abb. 8-25: Einfluss Ventilwinkel auf Tumble- und Durchflusszahl bei $F = 60^\circ$	88
Abb. 8-26: Tumble-Kanäle	88

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 5-1: Basisdaten des Kanals und des fiktiven Motors</i>	47
<i>Tabelle 5-2: Grenzen der Parameter</i>	48
<i>Tabelle 6-1: Bewertungskriterien [17]</i>	57
<i>Tabelle 6-2: Parameter der Zentrallage</i>	58
<i>Tabelle 6-3: Erster Versuchsplan: „One Factor at a Time“</i>	59
<i>Tabelle 6-4: Zweiter Versuchsplan: „D-Optimal“</i>	61
<i>Tabelle 7-1: Erfassung von Fehlerquellen bei der Bestimmung der Tumblezahl u. Durchflusszahl</i>	66
<i>Tabelle 8-1: Optimierte Parameterkombinationen</i>	84
<i>Tabelle 8-2: Vergleich Modell mit konstruierten Kanälen</i>	89
<i>Tabelle 8-3: Abweichung von den Modellwerten</i>	89

Anhang

Zuordnung Messblatt Nr./ Versuchs ID / Messnummer.:

Tumblezahl	Durchfluss	Messblatt Nr.	Versuchs ID	FSK Nr.	Messnr.
1,6174	0,3167	48	1998	FSK11330-01	1
1,5516	0,3156	49	1999	FSK11330-01	2
1,5983	0,3159	50	2000	FSK11330-01	3
1,6547	0,3188	51	2001	FSK11330-01	4
1,5917	0,3164	40	1990	FSK11330-01	5
1,7685	0,3045	41	1991	FSK11330-02	6
1,6931	0,3115	42	1992	FSK11330-03	7
1,5097	0,3232	27	1977	FSK11330-04	8
1,4242	0,3276	28	1978	FSK11330-05	9
1,5907	0,3202	26	1976	FSK11330-01	10
1,8692	0,3115	29	1979	FSK11330-06	11
1,7022	0,3175	30	1980	FSK11330-07	12
1,4788	0,3193	43	1993	FSK11330-08	13
1,4091	0,3176	44	1994	FSK11330-09	14
				FSK11330-01	15
2,0062	0,2676	45	1995	FSK-11330-10	16
1,9042	0,2865	46	1996	FSK-11330-11	17
1,7789	0,298	47	1997	FSK-11330-12	18
1,4493	0,3308	20	1970	FSK-11330-13	19
1,5846	0,3206	21	1971	FSK11330-01	20
1,4551	0,3357	22	1972	FSK-11330-14	21
1,5058	0,3299	23	1973	FSK-11330-15	22
1,688	0,3115	24	1974	FSK-11330-16	23
1,7767	0,2996	25	1975	FSK-11330-17	24
1,6121	0,3169	31	1981	FSK11330-01	25
1,4974	0,3319	32	1982	FSK-11330-18	26
1,5756	0,3226	33	1983	FSK-11330-19	27
1,7636	0,3027	34	1984	FSK-11330-20	28
1,7468	0,2916	35	1985	FSK-11330-21	29
					30
1,2152	0,3469	36	1986	FSK-11330-22	31
1,4414	0,3319	37	1987	FSK-11330-23	32
1,8265	0,295	38	1988	FSK-11330-24	33
2,0912	0,2691	39	1989	FSK-11330-25	34

Tumblezahl	Durchfluss	Messblatt Nr.	Versuchs ID	FSK Nr.	Messnr.
1,5952	0,326	56	2023	FSK11330-01	35
1,8444	0,2957	57	2024	FSK-11330-26	36
2,8363	0,1806	54	2021	FSK-11330-27	37
1,9575	0,3044	58	2025	FSK-11330-28	38
1,4299	0,3492	59	2026	FSK-11330-29	39
1,5791	0,2657	60	2027	FSK-11330-30	40
1,5454	0,3282	61	2028	FSK-11330-31	41
2,5847	0,2465	62	2029	FSK-11330-32	42
1,7856	0,263	63	2030	FSK-11330-33	43
1,2122	0,3071	64	2031	FSK-11330-34	44
2,1368	0,2759	77	2044	FSK-11330-35	45
2,1139	0,2274	65	2032	FSK-11330-36	46
1,5904	0,3273	66	2033	FSK11330-01	47
2,3956	0,206	67	2034	FSK-11330-37	48
1,4602	0,3054	68	2035	FSK-11330-38	49
1,771	0,2925	69	2036	FSK-11330-39	50
2,0803	0,2596	70	2037	FSK-11330-40	51
2,7943	0,2127	71	2038	FSK-11330-41	52
					53
1,7766	0,3098	78	2045	FSK-11330-42	54
0,5509	0,4048	72	2039	FSK-11330-43	55
2,3007	0,2628	73	2040	FSK-11330-44	56
1,3272	0,3508	74	2041	FSK-11330-45	57
2,5977	0,2131	79	2046	FSK-11330-46	58
1,6036	0,3273	83	2050	FSK-11330-50	59
1,7248	0,3	75	2042	FSK-11330-47	60
1,9594	0,3247	80	2047	FSK-11330-48	61
2,0608	0,3158	81	2048	FSK-11330-49	62
1,4994	0,3268	76	2043	FSK-11330-50	63

Beispiel eines Messprotokolls:



Measurement date: 03.05.2009

TUMBLE - PROTOCOL
 Manufacturer: AVL
 Engine: FE_Tumble-DOE

Report date: 05.07.2010

Measurement.Points: 4976 Measurementkind - PIV

Test No.: 50

Comments:

V=20 F1=45 A1=47.5 A2=70 B1=25.3 B2= 25.3 B3=25.3
 2000 [50] - FSK11330-01 Flowbox Nr. 1

Engine data:

Valve data: 2 intake valves

Bore:	83.00 mm	Valve name:	Betruel_IN_Dummy_Otto	
Stroke:	83.00 mm	Valve number:	1	2
Con. rod length:	148.00 mm	Inner seat diameter [mm]:	31.30	31.30
		Position:	opened opened	

Measurement data (9 valve lifts - 4976 Measurement points):

Nr	Valve lift1 [mm]	Valve lift2 [mm]	Measure points number	Mean velocity [m/s]	Air press. [mbar]	Pvol [mbar]	Mass Sensy [kg/h]	MySig Sensy	Swirl Ratio red.	Tumble ratio red.	Tumble angle [°]
1	2.50	0.00	4976	3.7	968.10	19.9	83.26	0.2	-0.042	0.556	-15.00
2	3.76	0.00	4976	5.4	968.10	20.0	121.69	0.3	0.004	0.494	1.00
3	5.01	0.00	4976	6.5	968.10	19.9	143.72	0.4	-0.063	0.717	6.00
4	6.26	0.00	4976	7.1	968.10	19.9	155.69	0.4	-0.057	1.098	1.00
5	7.51	0.00	4976	7.4	968.10	19.9	163.62	0.4	-0.064	1.404	0.00
6	8.76	0.00	4976	7.6	968.10	19.9	167.82	0.5	-0.090	1.568	2.00
7	10.02	0.00	4976	7.6	968.10	20.0	169.69	0.5	-0.046	1.709	1.00
8	11.27	0.00	4976	7.5	968.10	20.0	171.10	0.5	-0.068	1.824	1.00
9	12.52	0.00	4976	7.5	968.10	20.0	171.09	0.5	-0.096	1.837	0.00

Humidity: 34 %

Ambient temperature: 24 °C

Calculation results(mean values) for calculationnumber 1:

For calculation used valveliftcurve

St2 - Standardvalvediameter 31.30 mm

1.63 3.32 5.23 6.70 7.76 8.39 8.61 8.39 7.76 6.70 5.23

Mean flow coefficient Sensy	0.3159	Mean flow coefficient Sensy beta	0.0898
Mean flow coefficient LDA	0.3103	Mean flow coefficient LDA beta	0.0883
Tumble number	1.5983	Tumble Number	1.5983
Swirl Number	-0.0861	reduced Swirl Number	-0.0861

Beispiel eines Messblattes eines gemessenen Ventilhubes:



Measurement date: 03.05.2009

Velocityprofile

Report date: 05.07.2010

Axial Velocity and Arrows: xy-Velocitycomponent

Manufacturer: AVL

Engine: FE_Tumble-DOE

Measurment.Points: 4976

Test No.: 50

Comments:

V=20 F1=45 A1=47.5 A2=70 B1=25.3 B2= 25.3 B3=25.3
2000 [50] - FSK11330-01 Flowbox Nr. 1

Measurementkind - PIV

TEST CONDITIONS:

Ambient temperature: 24.0 °C
Air pressure: 968.1 mbar
Humidity: 33.5 %
Pressure difference: 18.9 mbar

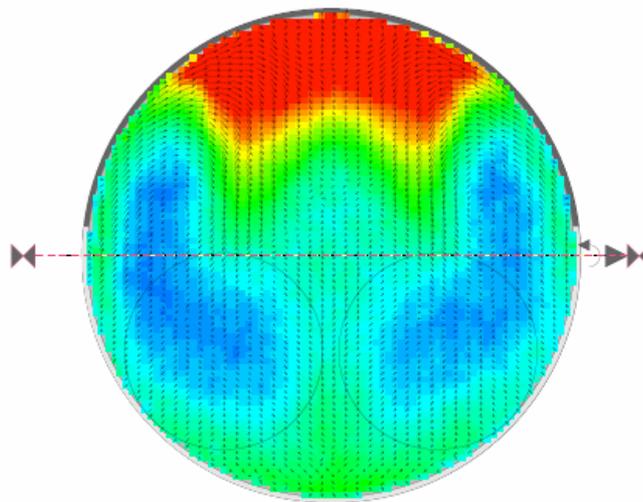
Reduced Tumble Ratio: 1.40

Tumble Angle: 0.00°

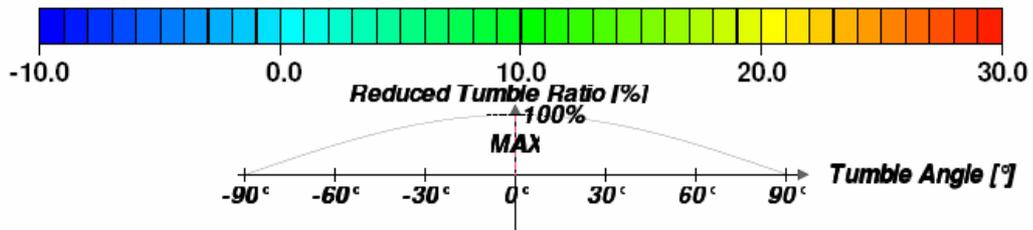
Reduced Swirl Ratio: -0.06

TEST RESULTS:

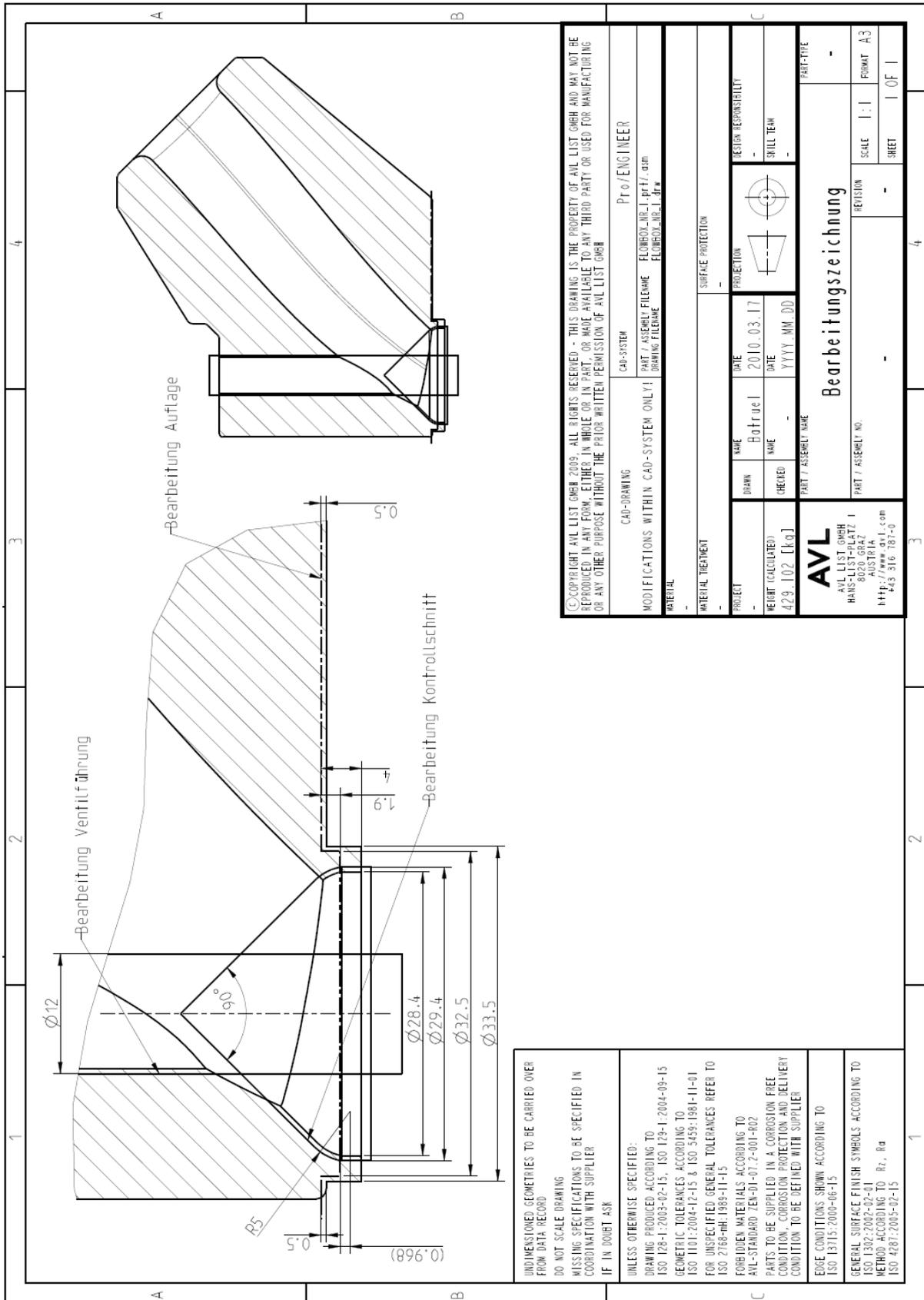
Massflow Sensy: 163.6 kg/h
Massflow LDA: 160.7 kg/h
Mean velocity: 7.4 m/s
Mysigma Sensy: 0.438
Mysigma LDA: 0.430



Valve lift 5 : 7.51 mm
axialvelocity [m/s]



Bearbeitungszeichnung Einzelblaskasten:



© COPYRIGHT AVL LIST GMBH 2009 - ALL RIGHTS RESERVED - THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF AVL LIST GMBH AND MAY NOT BE REPRODUCED IN ANY FORM, EITHER IN WHOLE OR IN PART, OR MADE AVAILABLE TO ANY THIRD PARTY, OR USED FOR MANUFACTURING OR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE PRIOR WRITTEN PERMISSION OF AVL LIST GMBH

CAD-DRAWING		CAD-SYSTEM		Proj/ENGINEER	
MODIFICATIONS WITHIN CAD-SYSTEM ONLY!		PART / ASSEMBLY FILENAME		FLOWHOL_HBL_1.prt / .dwp	
DRAWING FILENAME		DRAWING FILENAME		FLOWHOL_HBL_1.dwg	
MATERIAL					
SURFACE TREATMENT					
SURFACE PROTECTION					
PROJECT		NAME		DESIGN RESPONSIBILITY	
DATE		Batruel		-	
WEIGHT (CALCULATED)		NAME		SKILL TEAM	
429.102 [kg]		CHECKED		-	
PART / ASSEMBLY NAME		DATE		PART-TYPE	
AVL		2010.03.17		-	
AVL LIST GMBH		YYYY.MM.DD		-	
HANS-LIST-PLATZ 1		PART / ASSEMBLY NO.		REVISION	
8020, GRAZ		-		-	
AUSTRIA		SCALE		1:1	
M11117 / 011111_01m		SHEET		1 OF 1	
443-316-787-0		FORMAT		A3	

Bearbeitungszeichnung

UNDIMENSIONED GEOMETRIES TO BE CARRIED OVER FROM DATA RECORD

DO NOT SCALE DRAWING

MISSING SPECIFICATIONS TO BE SPECIFIED IN COORDINATION WITH SUPPLIER

IF IN DOUBT ASK

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:

DRAWING PRODUCED ACCORDING TO ISO 128-1:2003-02-15, ISO 179-1:2004-09-15

GEOMETRIC TOLERANCES ACCORDING TO ISO 1101:2004-12-15 & ISO 5459:1981-11-01

FOR UNSPECIFIED GENERAL TOLERANCES REFER TO ISO 2768-MH:1983-11-15

FORBIDDEN MATERIALS ACCORDING TO AVL-STANDARD ZEN-01-07.2-001-R02

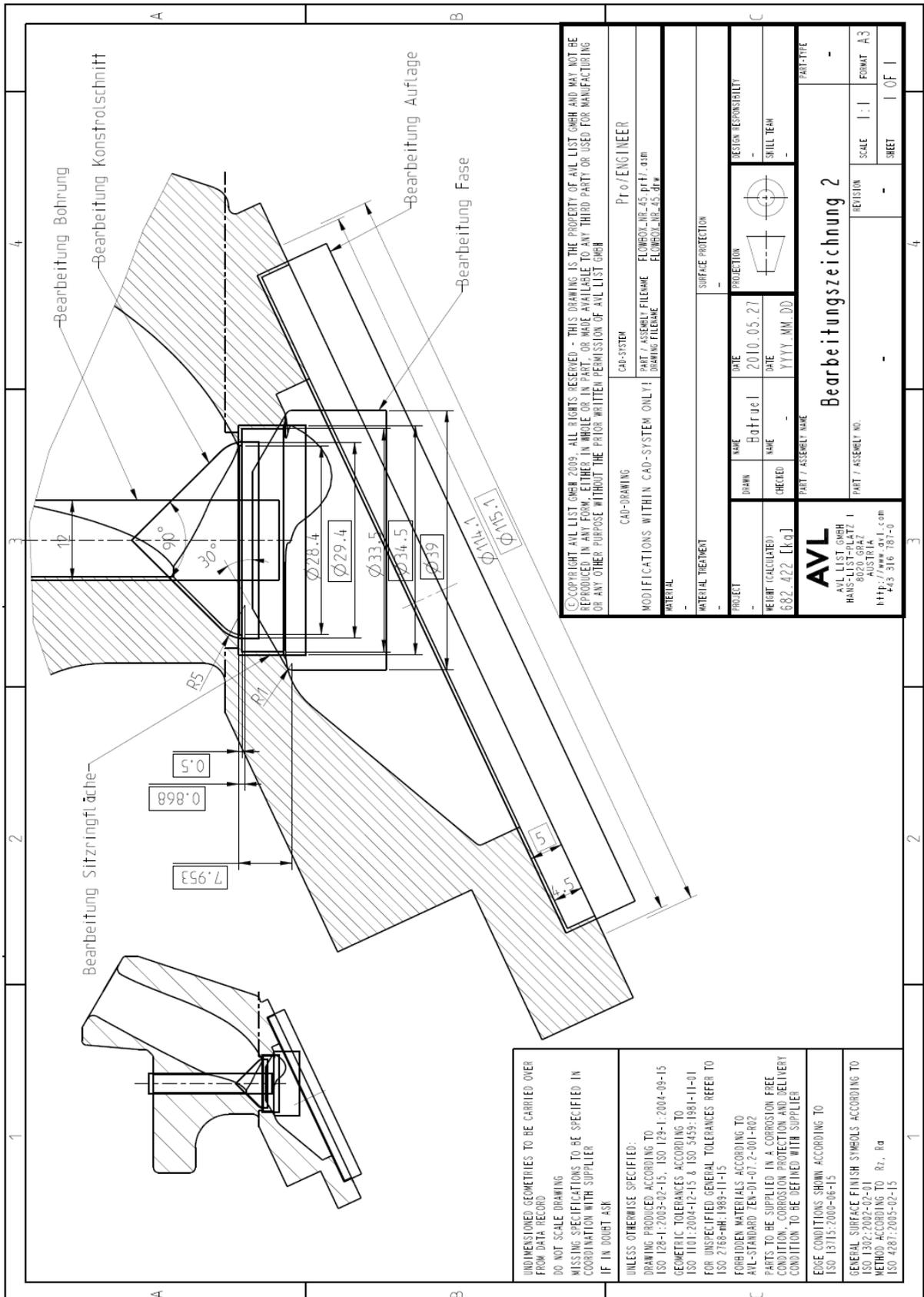
PARTS TO BE SUPPLIED IN A CORROSION FREE CONDITION. CORROSION PROTECTION AND DELIVERY CONDITION TO BE DEFINED WITH SUPPLIER

EDGE CONDITIONS SHOWN ACCORDING TO ISO 13175:2000-06-15

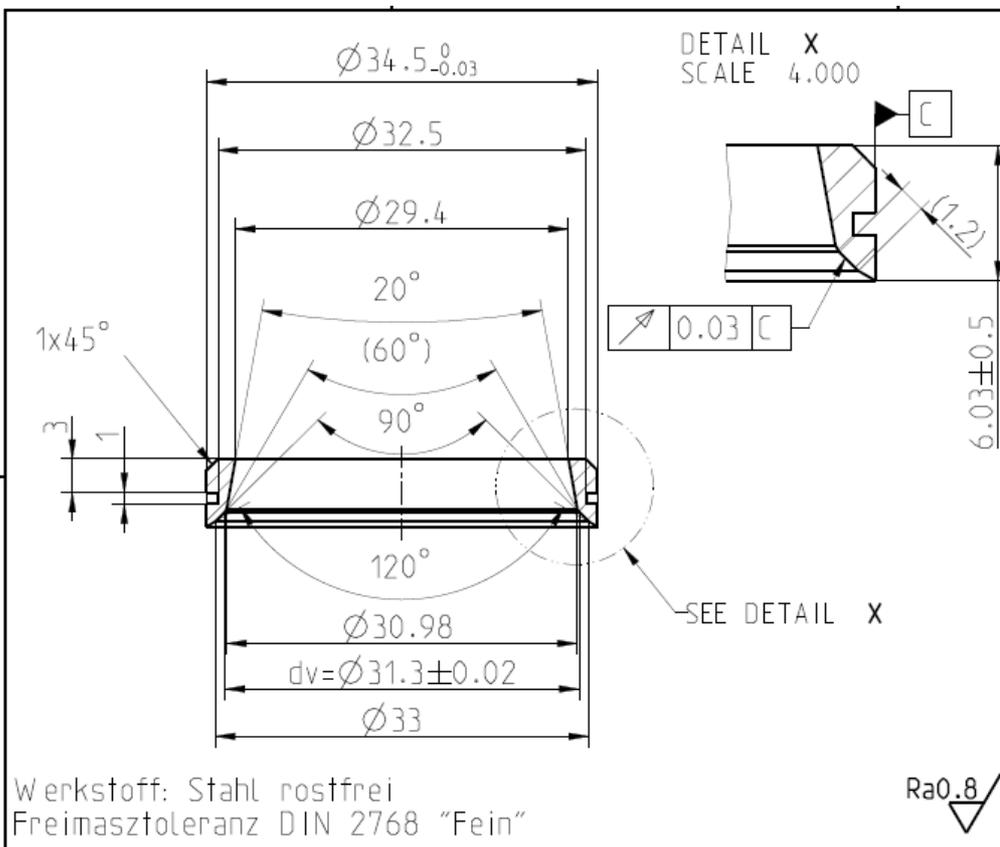
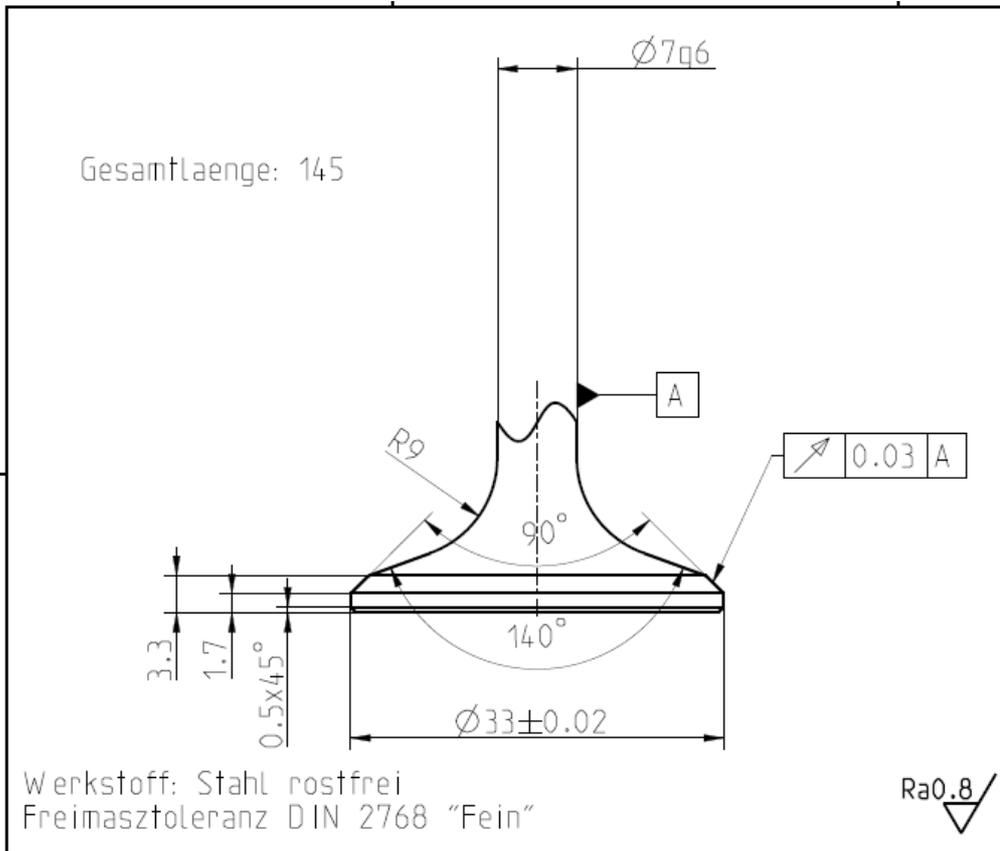
GENERAL SURFACE FINISH SYMBOLS ACCORDING TO ISO 1302:2002-02-01

METHOD ACCORDING TO Rz, Ra ISO 4287:2005-02-15

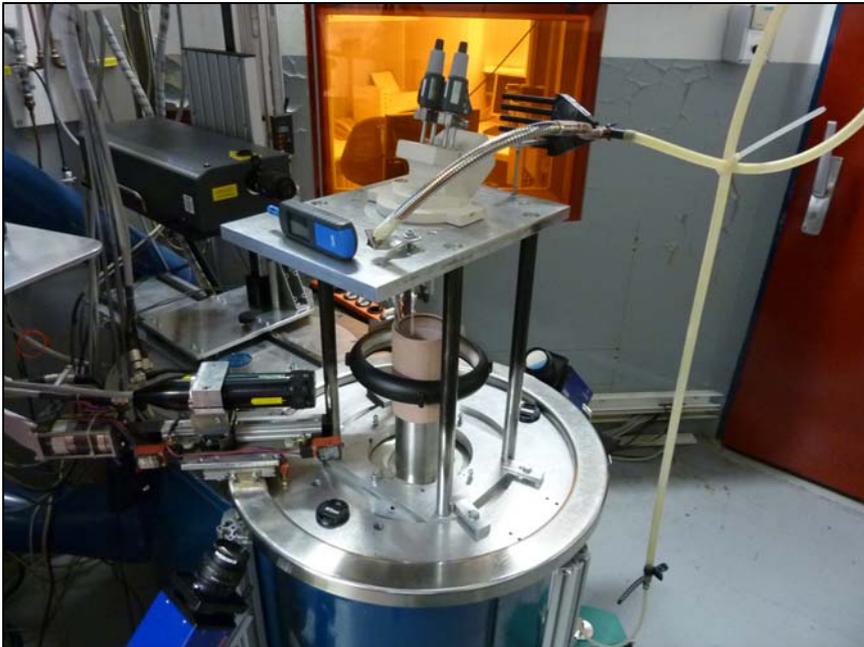
Bearbeitungszeichnung Gesamtblaskasten:



Bearbeitungszeichnung Ventil und Sitzring:



Strömungsprüfstand B:



Kanalmodelle:

