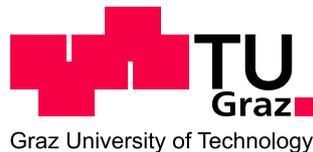


Diplomarbeit



Untersuchungen der Ansaug- und Abgasstrecke eines Motorrades am 2-Rad Rollenprüfstand

Peter Rabanser

Matrikelnummer: 0631256

Studienkennzahl: F704

eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

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

Einreichdatum: Mai 2012

Betreuender Professor: Ao. Univ.-Prof. DI Dr. techn. Raimund ALMBAUER

Betreuende Assistenten: DI Dr. techn. Stephan SCHMIDT
Oliver SCHÖGL

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand in Zusammenarbeit mit dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz und der Firma Kristl, Seibt & Co GmbH im Fachbereich Konstruktion und Auslegung des Institutes.

Als Erstes möchte ich mich beim Institutsvorstand, Herrn Univ.-Prof. DI Dr. techn. Helmut Eichlseder, und dem Leiter des Fachbereichs, Herrn DI Dr. techn. Roland Kirchberger, sowie dem Geschäftsführer der KS & Co. GmbH, Herrn Dr. Wilfried Rossegger, für die Ermöglichung der Durchführung meiner Diplomarbeit bedanken.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Ao. Univ.-Prof. DI Dr. techn. Raimund Almbauer, der mir bei dieser Diplomarbeit als betreuender Professor zur Seite und mit seinem ausführlichen Fachwissen jederzeit unterstützend zur Verfügung stand.

Bedanken möchte ich mich auch bei den Herren DI Dr. techn. Stefan Schmidt, DI Gerhard Woschizka und DI Roland Margelik, die zum Zustandekommen dieses Projekts beigetragen haben und mit denen immer anregende Diskussionen geführt werden konnten, die zur Umsetzung der Diplomarbeit hilfreich waren.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Oliver Schögl. Sein umfangreiches Wissen auf dem Gebiet der CFD-Simulation und seine Betreuung erleichterte mir die Durchführung dieses Projekts.

Abschließend möchte ich all jenen ein herzliches Dankeschön aussprechen, die mir die nötige Motivation und das erforderliche Durchhaltevermögen für das, sowie die manchmal dringend notwendige Ablenkung vom Studium geben konnten. Dies gilt meinen Eltern, Geschwistern, Freunden und ganz besonders meiner Freundin Claire.

Peter Rabanser

im April 2012

Kurzfassung

Im Zuge der Entwicklung und Überprüfung von Zweirädern werden diese häufig auf sogenannten Rollenprüfständen untersucht. Dazu muss die reale Situation des Fahrbetriebs auf der Straße auf diesem Prüfstand möglichst gut nachgestellt werden. Dies betrifft auch die Anströmung des Fahrzeuges mit Kühlluft sowie Ansaugluft und die Ableitung der Abgase. Zu diesem Zweck werden üblicherweise Gebläse bzw. Absauganlagen eingesetzt. Besondere Aufmerksamkeit erfordert in diesem Zusammenhang die Anströmung des Fahrzeuges mit Ansaugluft, da diese im Straßenbetrieb abhängig von der Fahrgeschwindigkeit einen Überdruck an der Ansaugöffnung und damit einen Aufladeeffekt („Ram-Air“) erzeugt.

In der Diplomarbeit wird die An- und Abströmsituation des Fahrzeuges am Rollenprüfstand mittels 3D-CFD Simulation untersucht. Die Arbeit umfasst die Anströmung mit Motoransaugluft, zur Untersuchung der Ansaugstrecke des Motorrades, sowie mittels des Kühlluftgebläses, zur Ermittlung des Einflusses auf die Abgasabsaugung. Des Weiteren werden die optimale Konfiguration und der geometrische Aufbau einer Ansaugluftkonditionierung ermittelt.

Abstract

In the course of development and testing of motorcycles appears frequent verification on chassis dynamometers. Therefore it is necessary to reproduce the real situation of vehicle operation as accurate as possible. Amongst others the incident flows of cooling air as well as intake air and the conduction of exhaust gases are significant. Usually this is accomplished by the use of air-fans and extraction systems. The incident flow of the vehicle with intake air is of importance. Depending on the driving speed a gauge pressure is generated at the intake orifice which causes an effect of charging (“Ram-Air”).

In this diploma thesis the situation of incident flows and extraction flows of a motorcycle on the chassis dynamometer is analysed by the use of 3D-CFD simulation. The thesis includes the incident flow of the engine intake air, starting with optimising the configuration and design of the intake-air-conditioning-system. Furthermore the flow of cooling air form the air fan to the extraction system is simulated to evaluate the influence on the extraction system.

Eidesstattliche Erklärung

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

.....

Peter Rabanser

Graz, am 08. Mai 2012

Statutory Declaration

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

.....

Peter Rabanser

Graz, 08 May 2012

Inhalt

1	Einleitung.....	8
1.1	Allgemein.....	8
1.2	Motivation und Ziele	8
1.3	Projektablauf	9
2	Rollenprüfstand	10
2.1	Aufbau des Zweirad-Rollenprüfstands.....	11
2.2	Abgasmessung, CVS-Anlage	13
2.3	Fahrzeugbeschreibung.....	14
3	Motorische Grundlagen	16
3.1	Ladungswechsel.....	16
3.1.1	Kenngrößen des Ladungswechsels [3].....	16
3.2	Abgasemissionen	18
4	Grundlagen der numerischen Strömungssimulation.....	20
4.1	Erhaltungsgleichungen [1].....	20
4.1.1	Kontinuitätsgleichung.....	21
4.1.2	Impulsgleichung	21
4.1.3	Energiegleichung	22
4.2	Turbulenzmodellierung.....	23
4.2.1	Turbulente Strömungen [3]	23
4.2.2	Reynolds Averaged Navier Stokes [1]	23
4.2.3	k- ϵ Turbulenzmodell [1].....	27
5	Netzgenerierung.....	29
6	Simulation mit ANSYS FLUENT 12.1	31
6.1	Ansaugluftkonditionierung	31
6.1.1	Ausgangssituation.....	32
6.1.2	Strömungsablenkung durch Platten	38
6.1.3	Untersuchungen mit Porositätsmodellen	40
6.1.4	Lochplatte	51
6.2	Ansaugstrecke.....	66
6.2.1	Simulationsmodell.....	66
6.2.2	Randbedingungen.....	68

6.2.3	Simulationsergebnisse	71
6.3	Abgasabsaugsystem	76
6.3.1	Simulationsvarianten und Modellbildung.....	77
6.3.2	Simulationsergebnisse.....	80
6.3.3	Konzepte zur Verbesserung der Effizienz der Absaugung.....	86
7	Zusammenfassung.....	94
8	Anhang.....	96
8.1	Ansaugluftkonditionierung	96
8.2	Ansaugstrecke.....	99
8.3	Abgasabsaugung.....	105
	Abbildungsverzeichnis.....	110
	Tabellenverzeichnis.....	112
	Literaturverzeichnis	113

1 Einleitung

1.1 Allgemein

In der modernen Entwicklung von Motoren und Fahrzeugen, ist der Testbetrieb an Prüfständen nicht mehr wegzudenken. An Motorprüfständen wird das Verhalten des Motors in verschiedenen Lastpunkten, bei unterschiedlichen Bedingungen, mit wechselnden Applikationen unter ständigen Anpassungen und Korrekturen bis zur Perfektion getestet.

Während Motorprüfstände hauptsächlich in der Entwicklungsphase eine Rolle spielen und zur kontinuierlichen Verbesserung des Prüfobjektes dienen, werden Rollenprüfstände erst in einer späteren Phase eingesetzt. Rollenprüfstände dienen dazu, am Gesamtfahrzeug unter möglichst realen Umgebungs- und Fahrbedingungen sowohl die Fahr- und Bremsleistungen als auch Abgasemissionen des Prüffahrzeuges zu ermitteln. Es werden unter genormten Bedingungen vorgeschriebene Fahrzyklen durchfahren, während der Prüfung werden die Abgase des Fahrzeugs gesammelt und anschließend ausgewertet. Als Ergebnis erhält man die Emissionswerte der relevanten Abgaskomponenten in emittierter Schadstoffmasse pro gefahrenem Kilometer.

1.2 Motivation und Ziele

Um den Betrieb am Prüfstand so weit wie möglich dem realen Betriebszustand anzugleichen und die Ergebnisse der Prüfstandsmessungen richtig interpretieren zu können, ist es nötig, über die dabei ablaufenden Vorgänge Bescheid zu wissen. Eine Alternative zu sehr umfangreichen und kostenintensiven Messungen bietet die Simulation. Außerdem ist diese ein großes Hilfsmittel bei der Auslegung von einzelnen Komponenten, und resultiert in einer Einsparung teuren Prototypenbaus und umfangreicher Testperioden.

In der vorliegenden Arbeit sollen mit Hilfe von 3D-CFD-Simulationen bestimmte Betriebszustände und Randbedingungen am Rollenprüfstand abgebildet werden, um die optimale Konfiguration des Prüfstands zu ermitteln bzw. um zu erkennen, welche Maßnahmen sich in welcher Intensität auf den Betrieb auswirken können. Zusätzlich soll in Zusammenarbeit mit der Firma Kristl, Seibt & Co GmbH ein Ansaugluftkonditioniersystem unter Anwendung von 3D-CFD-Simulationen effizient ausgelegt werden.

1.3 Projektablauf

In dieser Arbeit werden drei Bereiche des Zweirad-Rollenprüfstands behandelt. Abbildung 1.1 zeigt einen Überblick des Projektablaufs.

Der erste Teil hat die strömungsgünstige Auslegung einer Ansaugluftkonditionieranlage, wie sie häufig bei Zweirad-Rollenprüfständen in Verwendung ist, zum Inhalt. Es soll dabei das bestehende System der Ansaugluftkonditionierung der Fa. Kristl, Seibt und Co GmbH analysiert und hinsichtlich spezieller Strömungsprobleme mittels 3D-CFD-Simulation optimiert werden.

Zweites Thema ist die Simulation der Ansaugstrecke eines Motorrads. Im speziellen soll dabei untersucht werden, ob der sogenannte Ram-Air-Effekt, ein bei hohen Fahrgeschwindigkeiten auftretender Aufladeeffekt durch Aufstauen der Luft in der Ansaugstrecke des Motorrads, am Rollenprüfstand abgebildet werden kann.

Der dritte Teil widmet sich der Absaugung des Motorabgases im Prüfstandsbetrieb. Bei Zweirad-Rollenprüfständen wird üblicherweise ein offenes System zur Abgasabsaugung verwendet. Durch Variationen der Geometrie und der Position des Absaugtrichters an verschiedenen Betriebspunkten wurde die Absaugung auf ihre Effizienz geprüft und weiter ein möglicher Einfluss auf die Druckbedingungen am Auspuffaustritt ermittelt.

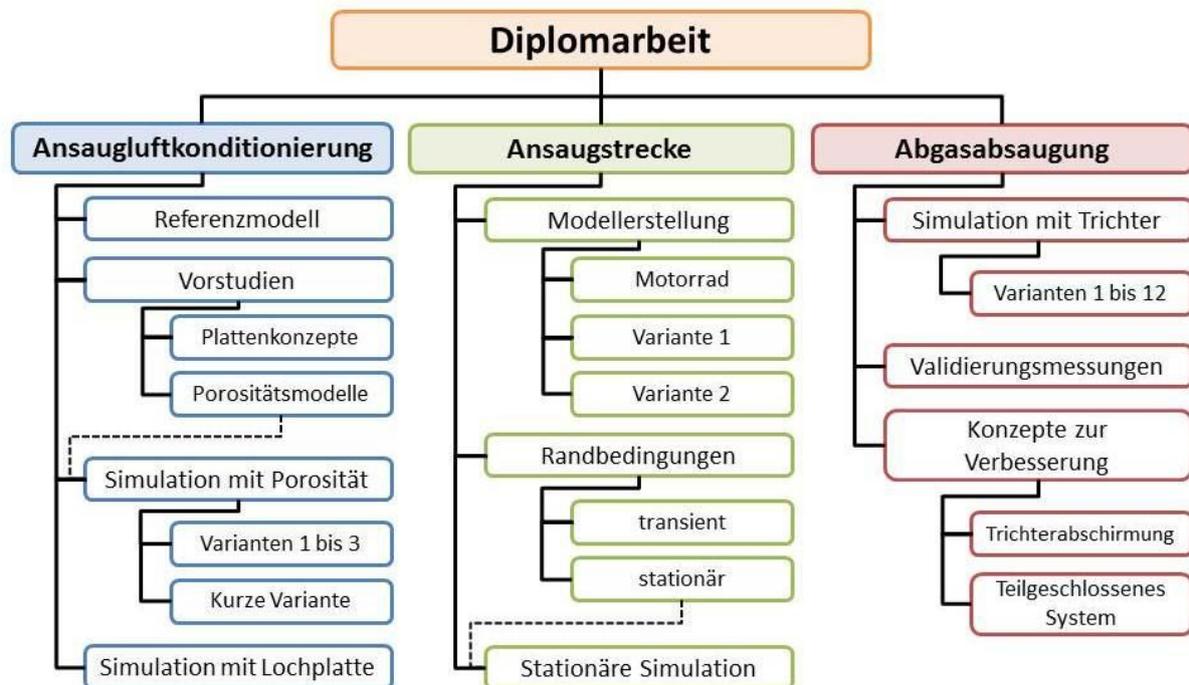


Abbildung 1.1: Projektablauf

2 Rollenprüfstand

Rollenprüfstände sind Prüfstände zur Vermessung von Gesamtfahrzeugen. Sie dienen zum einen der Fahrzeugabstimmung, zum anderen der Ermittlung der gesetzlich vorgeschriebenen Emissionswerte eines Fahrzeuges in genormten Fahrzyklen.

Es gibt sowohl Rollenprüfstände für PKW, LKW als auch für Zweiradfahrzeuge. Der prinzipielle Aufbau ist dabei gleich. Es werden jedoch unterschiedliche Fahrzyklen geprüft, da die Fahrzyklen für die jeweilige Fahrzeugkategorie ermittelt werden. Der im Zweiradbereich noch verwendete ECE R40 Fahrzyklus setzt sich aus einer Folge von Leerlauf, Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen und Konstantfahrten zusammen (siehe Abbildung 2.1). Es ist eine 13 Minuten lange ununterbrochene Prüfung zu absolvieren, bei der derselbe Einzelzyklus viermal durchfahren wird. [7]

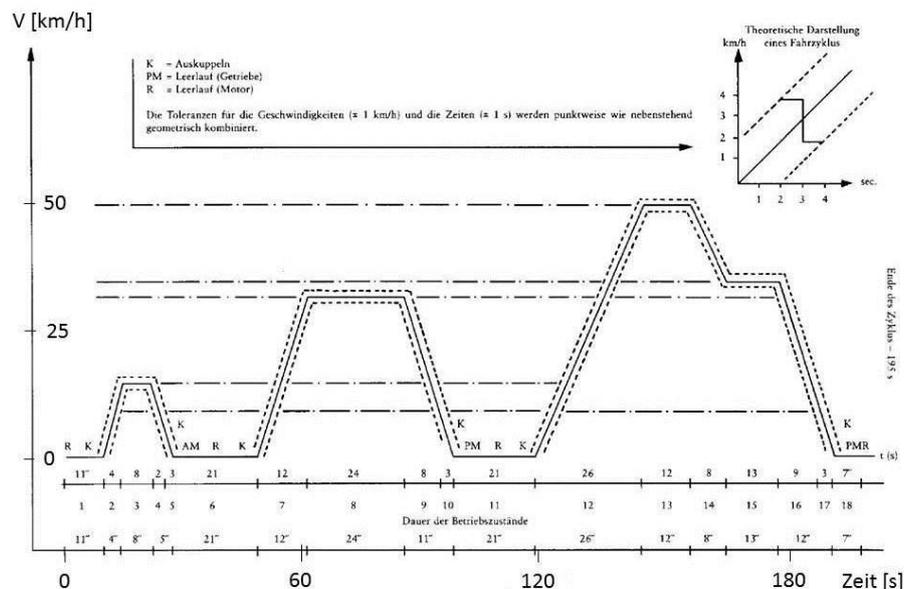


Abbildung 2.1: Einzelzyklus ECE R40 [7]

In Anwendung ist auch bereits der neu entwickelte, weltweit einheitliche WMTC-Zyklus (Worldwide-harmonized Motorcycle Test Cycle). Es ist ein aus mehreren erprobten Zyklen entwickelter transienter Fahrzyklus, der aus drei Teilen besteht, die Situationen von Stadt- (a), Überland- (b) und Autobahnfahrt (c) abbildet (siehe Abbildung 2.2). Anders als beim ECE R40 Zyklus kommen daher auch Zustände mit höherer Geschwindigkeit zur Geltung, mit einer maximalen Geschwindigkeit im dritten Teil der Prüfung von 125 km/h. Des Weiteren sind auch die Schaltpunkte definiert. [8]

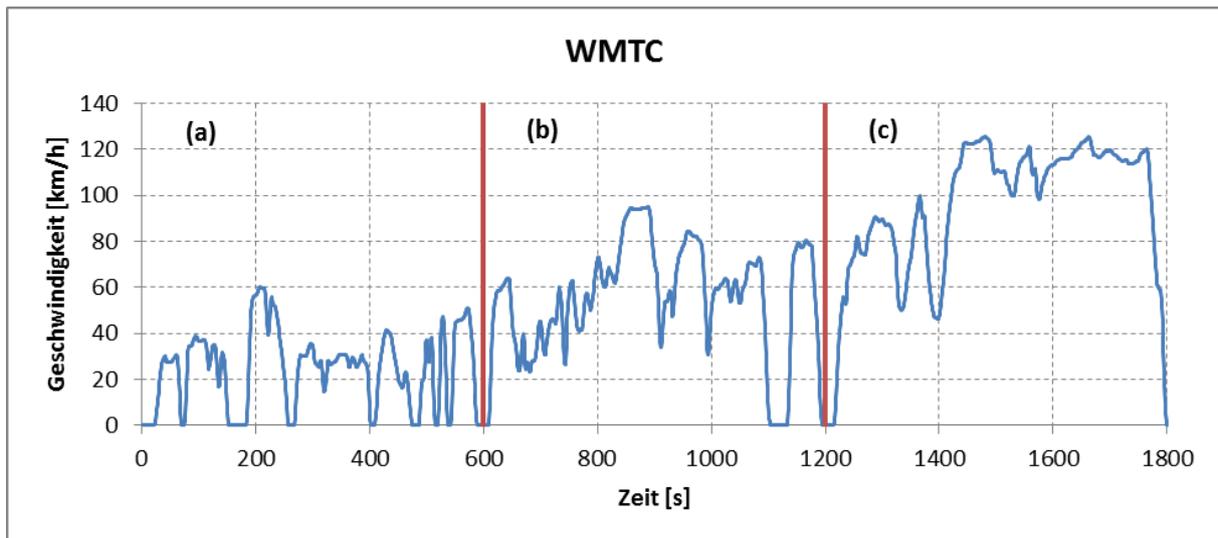


Abbildung 2.2: WMTC-Zyklus [8]

2.1 Aufbau des Zweirad-Rollenprüfstands

Grundsätzliches Merkmal eines Rollenprüfstands ist die Reifen-Andruckrolle für das Antriebsrad bzw. die Antriebsräder. Die Rolle muss einen bestimmten Mindestdurchmesser aufweisen und zusätzlich mit einer Schwungmasse versehen sein, welche auch durch eine elektronische Vorrichtung ersetzt werden kann. Weitere Komponenten sind das Ansaugluftgebläse (nicht zwingend erforderlich, wenn die Ansaugluft für den Motor nicht konditioniert werden muss), das Fahrtwindgebläse und das Abgasabsaugsystem mit den Messgeräten der Abgasanalyse.

Der Fahrwiderstand des Fahrzeugs wird durch einen Ausrollversuch ermittelt. Dazu wird das Fahrzeug auf eine bestimmte Geschwindigkeit beschleunigt und rollt dann im ausgekuppelten Zustand bis zum Stillstand aus.

Die Rolle simuliert den Fahrwiderstand einer realen Fahrt und wird über das Antriebsrad des Fahrzeugs bewegt. Das Fahrzeug selbst wird am Prüfstandaufbau fixiert. Über Elektromotoren wird auf die Rolle je nach Fahrwiderstand, Beschleunigungs- oder Bremszustand ein Drehmoment aufgebracht, welches dem verfügbaren Antriebs- bzw. Bremsmoment des Antriebsrades entgegenwirkt.

Um die geforderten klimatischen Bedingungen darstellen zu können, muss die Ansaugluft des Motors in Temperatur und Feuchtigkeit angepasst und auch während der Testprozedur variiert werden können. Dies geschieht im Ansaugluftkonditioniersystem. Es handelt sich dabei ausschließlich um die Luft die dem Motor zur Verbrennung zugeführt wird, der Fahrtwind wird durch ein eigenes Gebläse simuliert. Die Ansaugluftmenge kann daher auch geschwindigkeitsabhängig geregelt werden.

In den Richtlinien zur normgemäßen Abgasemissionsmessung ist lediglich eine Messung des Prüfzyklus bei Prüfraumtemperaturen zwischen 20 °C und 30 °C während der gesamten Prüfung vorgeschrieben, daher ist ein

Ansaugluftkonditioniersystem am Zweirad-Rollenprüfstand nicht zwingend erforderlich und steht auch nicht an jedem Rollenprüfstand zur Verfügung.

Die Fahrtwindsimulation ist notwendig, um bei hohen Lasten und hohen simulierten Geschwindigkeiten den Motor und das Abgassystem sowie auch andere Komponenten am Fahrzeug ausreichend zu kühlen. Dazu wird das Fahrzeug gegen die Fahrtrichtung angeströmt. Die Windgeschwindigkeit entspricht der simulierten Fahrgeschwindigkeit.

Die Abgasemissionen des genormten Fahrzyklus zu bestimmen, ist der eigentliche Zweck des Betriebs am Rollenprüfstand. Eine genauere Beschreibung der Abgasabsaugung und -messung erfolgt im nächsten Abschnitt. [7]

Tabelle 1 enthält einige Daten des Zweirad-Rollenprüfstands des IVT.

Rollenprüfstand	
Hersteller/Typ	AVL Zöllner TS PR 0274
Typ	elektromechanisch
Maximale Tragkraft	350 kg
Rollendurchmesser	20" (504 mm)
Leistung	42 kW bei 90 km/h
Maximale Geschwindigkeit	160 km/h
Ventilator	
Hersteller	Witt & Son
Leistung	18,75 kW
Maximaler Luftdurchsatz	48.000 m ³ /h
Luftgeschwindigkeit	+/- 10 % der Rollengeschwindigkeit

Tabelle 1: Technische Daten des Rollenprüfstands

Abbildung 2.3 zeigt ein Motorrad am Zweirad-Rollenprüfstand. Links im Bild ist das Fahrtwindgebläse zu erkennen, unter dem Hinterrad die Rolle, an welche das Hinterrad die Leistung abgibt. Das Fahrzeug wird am Vorderrad geklemmt und am Boden festgezurt. Der Absaugtrichter wird so weit wie möglich über den Auspuff geschoben.



Abbildung 2.3: Motorrad am Rollenprüfstand

2.2 Abgasmessung, CVS-Anlage

Für die Bestimmung der im Prüfzyklus emittierten Abgasmasse ist das CVS-Verfahren (CVS, Constant Volume Sampling) vorgeschrieben. Abbildung 2.4 zeigt den schematischen Aufbau. Das gesamte, während eines Prüfzyklus anfallende Abgas wird mit Frischluft durch ein Rootsgebläse zu einem Strom mit gleichbleibendem Durchsatz verdünnt. Die Verdünnung wechselt dabei ständig je nach Lastzustand des Motors.

Am Zweirad-Rollenprüfstand ist üblicherweise ein offenes System in Verwendung, da es zu keinen Änderungen im (atmosphärischen) Druck an dem bzw. den Auspuffendrohr(en) kommen soll. Es wird ein konstanter Volumenstrom abgesaugt, der größer als der größte im Zyklus auftretende Abgasvolumenstrom sein muss, um jederzeit das Absaugen des gesamten Abgases zu gewährleisten.

Zur Messung der Emissionen wird kontinuierlich ein Teil des verdünnten Abgases in Beutel geleitet, welche nach Beendigung des Prüfzyklus analysiert werden. Um die tatsächlichen Emissionen zu erhalten, muss von den Werten aus der Abgasanalyse jedoch noch der Anteil der Schadstoffe in der Umgebungsluft subtrahiert werden.

Dazu wird zu Beginn jeder Messung ein Beutel mit reiner Umgebungsluft gefüllt, der nachher ebenfalls analysiert werden muss.

Es werden die Abgaskomponenten Kohlenmonoxid, Stickoxide, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlendioxid gemessen. Da die über den Zyklus zurückgelegte Wegstrecke ebenfalls gemessen wird, kann die aus den Beuteln ermittelte Konzentration der Schadstoffe als Emissionswert in g/km berechnet werden.

Durch die Verwendung mehrerer Beutel ist es möglich die Emissionen den einzelnen Phasen im Zyklus zuzuordnen, so unterscheiden sich beispielsweise die Abgaswerte der Kaltstartphase deutlich von denen in einer Warmphase. [7]

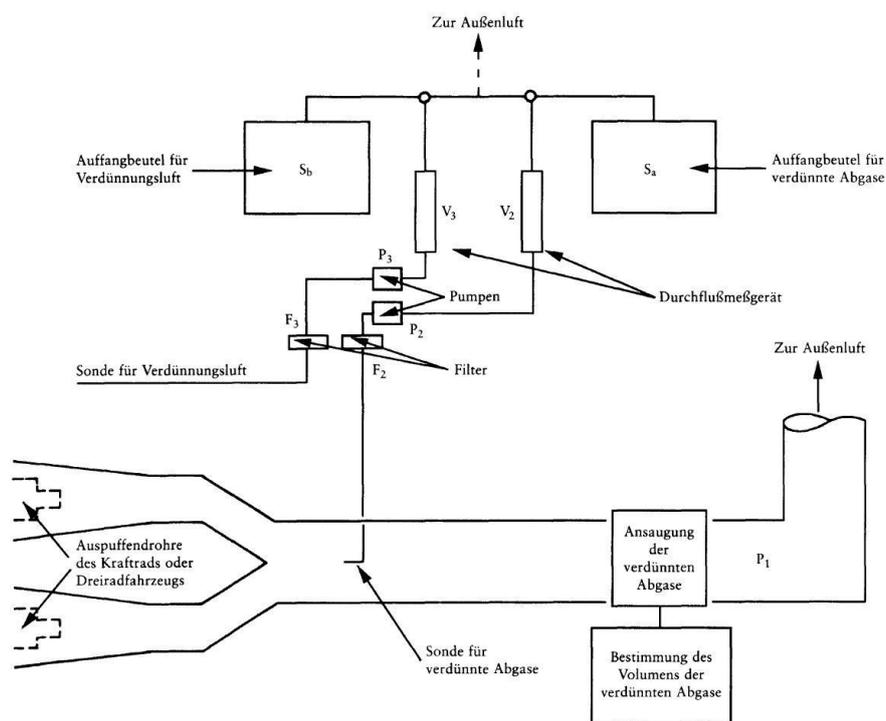


Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau einer CVS-Anlage [7]

2.3 Fahrzeugbeschreibung

Das Versuchsfahrzeug für diese Diplomarbeit war ein Motorrad vom Typ BMW F800R. Es handelt sich dabei um ein recht sportliches sogenanntes „Naked-Bike“. Der Motor dieses Fahrzeugs ist ein wassergekühlter Zweizylinder-Viertakt-Reihenmotor in Parallel-Twin-Ausführung. Die Gemischaufbereitung erfolgt über eine elektronische Saugrohreinspritzung. Der Motor bietet eine Spitzenleistung von 64 kW bei ca. 8000 U/min und hat ein sehr gutes Ansprechverhalten. Außerdem wird die Abgasnorm EU-3 erfüllt.

Als Eingabe- und Geometriedaten für die Simulation der Ansaugstrecke und der Abgasabsaugung wurden ein Motorkennfeld und die Messdaten aus einem WMTTC-

Zyklus sowie CAD-Daten verwendet. Eine genauere Erklärung zur Definition der Randbedingungen erfolgt in den jeweiligen Kapiteln 6.2 und 6.3.

Abbildung 2.5 zeigt den Leistungs- und den Drehmomentverlauf des Motors sowie das Versuchsmotorrad. Tabelle 2 enthält einige technische Daten der BMW F800R.

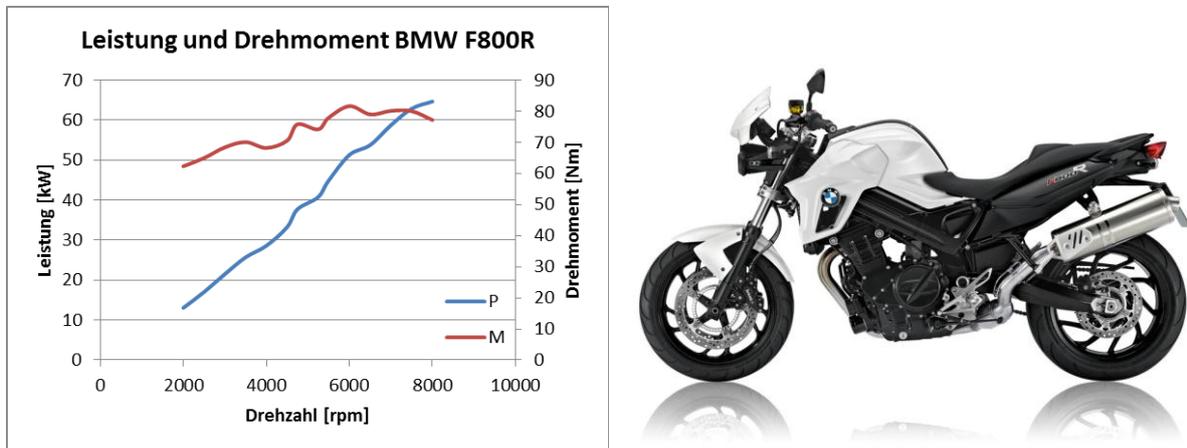


Abbildung 2.5: Vollastlinien von Drehmoment und Leistung, Versuchsmotorrad BMW F800R [10]

Bohrung / Hub	mm	82 / 75,6
Hubraum	ccm	798
Nennleistung (8000 rpm)	kW (PS)	64 (87)
max. Drehmoment (6000 rpm)	Nm	86
Höchstgeschwindigkeit	km/h	>200
Kraftstoffaufbereitung	Elektronische Einspritzung	
Getriebe	Sechsgang-Getriebe mit Klauenschaltung	

Tabelle 2: Technische Daten BMW F800R [9]

3 Motorische Grundlagen

3.1 Ladungswechsel

Als Ladungswechsel eines Verbrennungsmotors wird das Einströmen des Frischgases in bzw. das Ausströmen des Abgases aus dem Zylinder bezeichnet. Ziel ist dabei ein möglichst vollständiger Austausch der Verbrennungsgase mit Frischladung. Beim Ansaugen von vorgemischter Frischladung, was bei einem Großteil der Ottomotoren vorkommt, ist darauf zu achten, dass der Anteil des Frischgases, der direkt in den Abgastrakt kommt äußerst gering bleibt, um einen unnötigen Wirkungsgradverlust bzw. hohe Kohlenwasserstoffemissionen zu vermeiden. [4]

3.1.1 Kenngrößen des Ladungswechsels [3]

Der *Liefergrad* beschreibt den Erfolg des Ladungswechsels.

Es ist der Anteil der Frischladung m_z , der nach Beendigung des Ladungswechsels im Zylinder vorhanden ist, im Verhältnis zur theoretisch maximal erreichbaren Frischladungsmenge m_{th} , bezogen auf den Zustand vor dem Einlass. Eine Beeinflussung erfolgt unter anderem durch die Ventilüberschneidung.

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

Gleichung 3.1

Der *Luftaufwand* oder Frischgasaufwand ist das Verhältnis von der dem Zylinder zugeführten Luft- bzw. Gemischmasse m_g zur theoretisch erreichbaren Frischladung im Zylinder.

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

Gleichung 3.2

Gegenüber dem Liefergrad, der nur durch aufwändige Messungen zu ermitteln ist, ist der Luftaufwand eine am Prüfstand einfach zu messende Größe.

Beim Zweitaktmotor wird der Ladungswechsel zusätzlich zum Luftaufwand mit dem *Spülgrad* beurteilt. Dieser ist als das Verhältnis von Frischladung m_z zu Gesamtladung (entspricht Frischgas und Restgas m_r) im Zylinder definiert.

$$\lambda_s = \frac{m_z}{m_z + m_r}$$

Gleichung 3.3

Als *Fanggrad* wird das Verhältnis von dem Zylinder zugeführter Frischgasmenge zum Ladungseinsatz bezeichnet.

$$\lambda_z = \frac{m_z}{m_g}$$

Gleichung 3.4

Der Frischgasaufwand ist entscheidend für den erreichbaren *Mitteldruck*. Mit dem Gemischheizwert H_G und dem effektiven Wirkungsgrad η_e errechnet man:

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

Gleichung 3.5

Der *Gemischheizwert* H_G stellt die in den Zylinder pro Kubikmeter Frischgas (bezogen auf den Außenzustand) eingebrachte chemisch gebundene Energie dar. Bei gemischansaugenden Motoren errechnet sich dieser aus der Gemischdichte ρ_G , dem unteren Heizwert H_U , dem Luftverhältnis λ und dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} .

$$H_G = \frac{\rho_G \cdot H_U}{(\lambda \cdot L_{st} + 1)}$$

Gleichung 3.6

Der *effektive Wirkungsgrad* ist das Verhältnis von der effektiven Leistung, die am Motorprüfstand ermittelt werden kann, und der zugeführten Leistung. Die zugeführte Leistung ist der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B multipliziert mit dem unteren Heizwert des Kraftstoffs.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_U}$$

Gleichung 3.7

Der untere *Heizwert* eines Brennstoffs ist die maximal nutzbare Wärmemenge pro Kilogramm Brennstoff ohne Berücksichtigung der Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfs.

Der Mitteldruck wirkt sich direkt auf die *Leistung* des Motors aus. Diese errechnet sich bei Zweitaktmotoren mit dem Hubvolumen V_H und der Drehzahl n zu

$$P_e = V_H \cdot p_e \cdot n$$

Gleichung 3.8

und bei Viertaktmotoren zu

$$P_e = V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{2}$$

Gleichung 3.9

3.2 Abgasemissionen

Abgase der stöchiometrischen Verbrennung von Benzin mit Luft bestehen zu etwa drei Vierteln aus Stickstoff sowie aus den Produkten der vollständigen Verbrennung, Kohlendioxid und Wasserdampf. Da in der Praxis jedoch nur eine unvollständige Verbrennung erreicht wird, besteht das Rohabgas eines Motors noch zusätzlich aus Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen sowie Stickstoffoxiden, welche als Nebenprodukte der Verbrennung bei hohen Temperaturen und Anwesenheit von Sauerstoff entstehen. Des Weiteren finden sich auch noch überschüssiger Sauerstoff und geringe Mengen anderer unerwünschter Komponenten im Abgas.

Zu den Schadstoffen zählen dabei die Produkte der unvollständigen Verbrennung und die Stickoxide, da sie eine schädigende Wirkung auf die Gesundheit oder Umwelt haben.

In Abbildung 3.1 ist die Zusammensetzung des Rohabgases eines Ottomotors zu sehen. Den Hauptanteil bei den Schadstoffen bildet das Kohlenmonoxid.

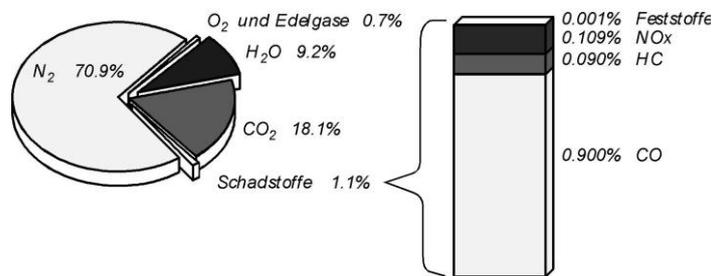


Abbildung 3.1: Abgaszusammensetzung von Ottomotoren [4]

Die gesetzlichen Bestimmungen schreiben einen am Rollenprüfstand zu absolvierenden genormten Prüfzyklus vor. Prüfzyklen sind vorgegebene Geschwindigkeitsverläufe über eine definierte Wegstrecke. Die beim Durchfahren eines Zyklus emittierte Masse eines Schadstoffes ist limitiert und darf diesen gesetzlichen Grenzwert nicht überschreiten, wenn das Fahrzeug für den Verkehr zugelassen werden soll.

Abbildung 3.2 gibt einen Überblick über die Entwicklung der gesetzlichen Grenzwerte der Schadstoffkomponenten Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe und Stickoxide für Zweiradfahrzeuge in den verschiedenen Phasen der Abgasgesetzgebung.

In der Gesetzgebung nach Euro 1 gab es eine Unterteilung der Grenzwerte für die Fahrzeugkategorien Zweitakt- bzw. Viertaktmotor, ab Euro 2 erfolgt die Unterteilung für Fahrzeuge mit einem Hubraum kleiner bzw. größer als 150 Kubikzentimetern. [4]

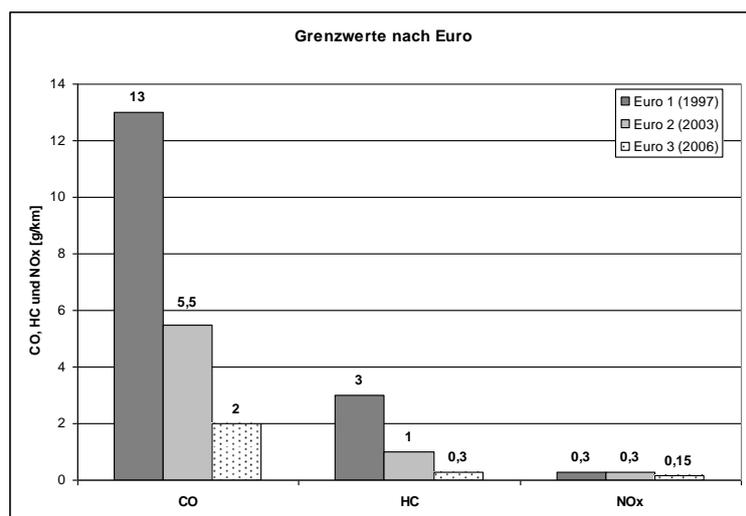


Abbildung 3.2: Grenzwerte für Zweiräder, 4T (Euro 1) bzw. ≥150ccm (Euro 2 und 3) [4]

4 Grundlagen der numerischen Strömungssimulation

Die im folgenden Kapitel verwendeten Formelzeichen sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Abk.	Bezeichnung	Abk.	Bezeichnung
c	Empirische Konstante	ν	Kinematische Viskosität
c_p	Spezifische Wärmekapazität	p	Druck
Γ	Diffusionskoeffizient	P	Produktion
Φ	Allg. spezifische Größe	ρ	Dichte
δ_{ij}	Kronecker-Delta	S	Quelle
E	Senke	σ	Schmidtzahl
ε	Dissipation	t	Zeit
g	Beschleunigung	T	Temperatur
h	Enthalpie	τ	Schubspannung
i, j	Koordinatenrichtungen x, y, z	τ	Mittelungszeit
k	Wärmeleitfähigkeit	u	Geschwindigkeit
k	Turbulente kinetische Energie	V	Volumen
l	Charakteristische Länge	x	Allg. Raumkoordinate
μ	Dynamische Viskosität	y	Raumkoordinate in y-Richtung

Tabelle 3: Formelzeichen Strömungsmechanik

4.1 Erhaltungsgleichungen [1]

In der CFD-Simulation werden die grundlegenden Gleichungen der Strömungsmechanik durch numerische Verfahren gelöst. Dabei werden diese sogenannten Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und Massenbruch auf finite Volumen angewendet.

Die allgemeine differentielle Form der Transportgleichung setzt sich aus einem Instationär- und einem Konvektionsterm auf der linken Seite sowie einem Diffusions- und einem Quellterm auf der rechten Seite zusammen und lautet:

$$\underbrace{\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t}}_{\text{Instationärterm}} + \underbrace{\frac{\partial \rho u_i \Phi}{\partial x_i}}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{S_\Phi}_{\text{Quellterm}}$$

Gleichung 4.1

Dabei ist Φ im Allgemeinen eine spezifische Größe (auf die Masse bezogen). Wendet man die Gleichung auf die Bilanzen von Masse, Impuls und Energie an, erhält man die entsprechenden Transport- bzw. Erhaltungsgleichungen.

4.1.1 Kontinuitätsgleichung

Setzt man auf ein differentielles Kontrollvolumen dV die Massenbilanz an, so muss die zeitliche Änderung der Masse im Kontrollvolumen gleich der Differenz aller Massenzuflüsse und aller Massenabflüsse über die Oberfläche des Kontrollvolumens sein, da Masse weder produziert noch vernichtet werden kann. Es ergibt sich folgende Schreibweise:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0$$

Gleichung 4.2

Man erhält dasselbe Ergebnis, wenn man für die Größe Φ in der allgemeinen Transportgleichung den Wert 1 einsetzt.

4.1.2 Impulsgleichung

Die Impulsbilanz auf ein Kontrollvolumen dV angewendet ergibt die Impulserhaltungsgleichung. Es kann zwischen zwei Typen der angreifenden Kräfte unterschieden werden: Oberflächenkräfte wie Druck- und viskose Kräfte, sowie Körperkräfte wie Gravitation, Zentrifugalkraft, elektromagnetische Kräfte etc.

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

Gleichung 4.3

Das Stokes'sche Gesetz besagt für Newton'sche Fluide, dass die Schubspannung proportional zur Größe der Formänderungsgeschwindigkeit ist. In mehrdimensionaler Schreibweise ergibt sich:

$$\tau_{ij} = \mu \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Gleichung 4.4

Der Proportionalitätsfaktor μ ist dabei die Zähigkeit des Fluides. Das Stokes'sche Gesetz in Gleichung 4.3 eingesetzt ergibt die Navier-Stokes-Gleichung:

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

Gleichung 4.5

4.1.3 Energiegleichung

Für die Energiegleichung wird in die allgemeine Transportgleichung die spezifische Enthalpie h eingesetzt, unter Vernachlässigung des Mach-Zahl-Einflusses und der Dissipation erhält man die Form

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

Gleichung 4.6

k Wärmeleitfähigkeit

S_h Wärmequelle (bezogen auf das Volumen)

Betrachtet man ein ideales Gas und nur geringe Druckänderungen, so kann geschrieben werden:

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

Gleichung 4.7

c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

Eingesetzt in Gleichung 4.6 kann somit auch die Temperatur als unabhängige Variable angegeben werden.

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

Gleichung 4.8

4.2 Turbulenzmodellierung

4.2.1 Turbulente Strömungen [3]

Turbulente Strömungen sind im Gegensatz zur laminaren Strömung, welche eine geschichtete Strömung ohne Querbewegung ist, mit starken Fluktuationsbewegungen von einzelnen Fluidteilchen behaftet. Es treten dabei regellose Schwankungen der Geschwindigkeiten und des Drucks auf. Mit Hilfe der Reynoldszahl kann der Charakter der Strömung bestimmt werden. Die Reynoldszahl ist als das Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften einer Strömung definiert und wird mit einer charakteristischen Geschwindigkeit u , einem charakteristischen Längenmaßstab l und der Viskosität ν des betrachteten Mediums berechnet.

$$\text{Re} = \frac{u \cdot l}{\nu}$$

Gleichung 4.9

Bei laminaren Strömungen hat die Zähigkeit des Fluids den dominierenden Einfluss, somit ergibt sich eine kleine Reynoldszahl, bei turbulenten Strömungen dominiert zunehmend die Trägheit durch die Zunahme der Geschwindigkeit, dabei steigt auch die Reynoldszahl an. Der Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Strömung erfolgt bei einer kritischen Reynoldszahl, dieser Wert ist für verschiedene Strömungsprobleme unterschiedlich.

4.2.2 Reynolds Averaged Navier Stokes [1]

Werden die turbulenten Schwankungsbewegungen bei der Simulation direkt aufgelöst berechnet, so spricht man von direkter numerischer Simulation (DNS). Dies ist jedoch nur für einfache Strömungsprobleme möglich, da zur Abbildung der kleinsten Wirbel das Netz sehr fein aufgelöst werden muss und es somit zu einer beträchtlichen Zellanzahl kommt, wodurch eine Simulation mit vertretbaren Rechenzeiten nicht mehr durchzuführen ist. Da turbulente Strömungen keinen stationären Zustand besitzen, muss außerdem die Zeitschrittweite so klein gewählt werden, dass die turbulenten Bewegungen auch zeitlich aufgelöst werden können. Die DNS wird daher nur für Grundlagenuntersuchungen bei geringen Re-Zahlen eingesetzt. Daraus gewonnene Erkenntnisse können für die Verbesserungen der Turbulenzmodelle in anderen Methoden verwendet werden [6].

Um jedoch turbulente Strömungen angemessen berechnen zu können, ist die statistische Betrachtung der Turbulenz durch Modellansätze notwendig. Die am häufigsten verwendete Methode ist die sogenannte „Reynolds Averaged Navier

Stokes“-Methode (auch Reynolds Averaged Numerical Simulation, RANS). Die turbulenten Größen werden dabei in einen zeitlichen Mittelwert \bar{u} und in eine Schwankungsbewegung u' aufgeteilt.

$$\begin{aligned}u_i &= \bar{u}_i + u'_i \\p_i &= \bar{p}_i + p'_i \\ \Phi_i &= \bar{\Phi}_i + \Phi'_i\end{aligned}$$

Gleichung 4.10

Die Mittelungszeit τ muss dabei im Vergleich zur zeitlichen Entwicklung der Hauptströmung klein, jedoch groß im Verhältnis zum Zeitmaßstab der turbulenten Schwankungsbewegungen gewählt werden. Die Mittelwerte sind dabei

$$\begin{aligned}\bar{u}_i &= \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} u_{(t)} dt \\ \bar{\Phi}_i &= \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} \Phi_{(t)} dt\end{aligned}$$

Gleichung 4.11

Somit sind die Mittelwerte der turbulenten Schwankungsbewegung gleich Null. Bei der Multiplikation von zwei instationären Komponenten ergibt sich:

$$\overline{u\Phi} = \overline{(\bar{u} + u')(\bar{\Phi} + \Phi')} = \overline{\bar{u}\bar{\Phi}} + \overline{\bar{u}\Phi'} + \overline{u'\bar{\Phi}} + \overline{u'\Phi'} = \bar{u}\bar{\Phi} + \overline{u'\Phi'}$$

Gleichung 4.12

Wendet man die Reynolds-Zeitmittelung auf die Impulserhaltungsgleichung Gleichung 4.3 an, erhält man:

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

Gleichung 4.13

sowie für die Schubspannungen:

$$\overline{\tau_{ij}} = \mu \left(\frac{\partial (\overline{u_i} + u_i')}{\partial x_j} + \frac{\partial (\overline{u_j} + u_j')}{\partial x_i} \right) = \mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)$$

Gleichung 4.14

und mit Gleichung 4.12, durch Elimination der Nullterme:

$$\frac{\partial \rho \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\overline{u_i} \overline{u_j} + \overline{u_i' u_j'})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i$$

Gleichung 4.15

Wird der zusätzliche Term $\overline{u_i' u_j'}$ mit der Dichte multipliziert und auf die rechte Gleichungsseite verschoben, ergeben sich die zeitlich gemittelten Impulsgleichungen (Reynoldsgleichungen) der Form:

$$\frac{\partial \rho \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \rho (\overline{u_i} \overline{u_j})}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\overline{\tau_{ij}} - \underbrace{\rho \overline{u_i' u_j'}}_{\text{Reynoldsspannungen}} \right] + \rho g_i$$

Gleichung 4.16

Die Reynoldsspannungen, welche in dieser Gleichung auftreten, werden durch die turbulenten Zusatzbewegungen im Fluid induziert und bewirken einen zusätzlichen Impuls- sowie Wärme- und Stoffaustausch. Ähnlich einem molekularen Impulsausgleich durch viskose Spannungen τ_{ij} sorgen die Reynoldsspannungen $\rho \overline{u_i' u_j'}$ für einen Impulsausgleich zwischen Gebieten mit hohem und niedrigem Impuls, entsprechend der Geschwindigkeit.

Im Vergleich zu den Navier-Stokes Gleichungen enthalten die Reynoldsgleichungen den zusätzlichen Term der Reynoldsspannungen. Zur Schließung dieses Gleichungssystem müssen diese weiteren Unbekannten bestimmt werden. Dies geschieht entweder durch die Herleitung des $\rho \overline{u_i' u_j'}$ -Terms mit sogenannten Transportgleichungsmodellen (Reynolds-Spannungs-Transportmodell, RSTM). In der industriellen Anwendung haben diese jedoch aufgrund der üblicherweise sieben zu lösenden Transportgleichungen und dem damit verbundenen hohen

Speicheraufwand sowie der geringen numerischen Stabilität keine Verbreitung gefunden [6].

Als zweite Möglichkeit, welche als die einfachste und auch am häufigsten verwendete angesehen werden kann, bietet sich der Ansatz von Boussinesq.

Da sich die Reynoldsspannungen ähnlich wie viskose Spannungen auswirken, ist es naheliegend, Wirbelviskositätsmodelle zu verwenden, welche den Ansatz der Reynoldsspannungen wie eine erhöhte laminare Viskosität behandeln. Die viskosen Spannungen ergeben sich für den eindimensionalen Fall bekanntlich zu

$$\tau_{laminar} = \mu_l \frac{du}{dy}$$

Gleichung 4.17

Analog können die turbulenten Spannungen mit dem Ansatz nach Boussinesq wie folgt geschrieben werden:

$$\tau_{turbulent} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

Gleichung 4.18

Im dreidimensionalen Fall ergibt sich:

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

Gleichung 4.19

Dabei ist μ_l die laminare Viskosität, eine Stoffgröße, und μ_t die turbulente Viskosität, welche vom Strömungszustand des Fluides abhängt. Diese beiden Werte können nun zu einer effektiven Viskosität addiert werden und somit bekommt man für die Reynoldsgleichungen mit dem Wirbelviskositätsansatz:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] + \rho g_i$$

Gleichung 4.20

k ist darin die kinetische Energie der turbulenten Schwankungsbewegungen und ist wie folgt definiert:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$$

Gleichung 4.21

Damit beschränkt sich das Problem der Turbulenzmodellierung auf die Beschreibung der turbulenten Zähigkeit μ_t .

4.2.3 k- ϵ Turbulenzmodell [1]

Es werden die Erhaltungsgleichungen für die turbulente kinetische Energie k sowie für die Dissipation turbulenter kinetischer Energie ϵ berechnet. Der Modellansatz für die turbulente Viskosität lautet dabei:

$$\mu_t = c_D c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$$

Gleichung 4.22

die Transportgleichungen:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \epsilon$$

Gleichung 4.23

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_j \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \underbrace{c_1 \frac{\epsilon}{k} P_k}_{P_\epsilon} - \underbrace{c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}}_{E_\epsilon}$$

Gleichung 4.24

P_ε und E_ε sind die Produktion bzw. Senke für die Dissipationsrate ε . P_k ist die Produktion von k und folgendermaßen modelliert:

$$P_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

Gleichung 4.25

Die Diffusionskoeffizienten $\Gamma_k = \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ und $\Gamma_\varepsilon = \rho \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$ werden dabei mit den turbulenten Schmidt-Zahlen σ_k und σ_ε der turbulenten kinetischen Energie bzw. der Dissipationsrate berechnet. c_μ und c_D , sowie c_1 und c_2 sind empirische Konstanten.

5 Netzgenerierung

Die 3D-CFD-Simulation ist ein mächtiges Werkzeug zur Berechnung von Strömungsvorgängen mittels der Finite-Volumen-Methode. Allerdings erhält man mit dem besten Turbulenzmodell keine aussagekräftigen Ergebnisse, solange das Berechnungsnetz nicht optimal dem Strömungszustand bzw. der Berechnungsaufgabe angepasst wird.

Daher muss man auch der Netzgenerierung ein besonderes Augenmerk zukommen lassen. Das Netz soll dabei so fein, wie es für die ausreichende Genauigkeit der Ergebnisse unerlässlich ist, doch gleichzeitig auch so grob wie möglich gewählt werden, um die Gesamtzellanzahl gering zu halten und somit den Rechen- und Speicheraufwand zu minimieren.

Eine Methode dazu ist es, das Netz nicht im gesamten Simulationsbereich mit derselben Zellgröße zu erstellen, sondern Bereiche, in denen die Strömung komplexer ist oder wo die genauen Strömungsvorgänge interessieren feiner aufzulösen. Bereiche, die weit von der untersuchten Geometrie entfernt und somit nicht im Detail von Interesse sind, oder in denen die Strömung weniger komplexe Formen annimmt, können mit großen Zellen versehen werden. [2]

Ein gutes Beispiel hierzu ist eine Aerodynamik-Simulation eines Fahrzeuges, in Fahrzeughöhe aber auch im Nachlaufbereich, wo große Verwirbelungen auftreten, ist eine hohe Auflösung des Netzes notwendig. Hingegen in größerer Entfernung vor oder über dem Fahrzeug reicht eine Zellgröße um den Faktor zehn bis hundert größer.

In diesem Stil wurden auch die hier verwendeten Netze für die Modelle der Abgasabsaugung erstellt. Hierbei ist im Bereich des Auspuffaustritts aber auch am Eintritt in den Absaugtrichter und an umströmten Kanten eine sehr detaillierte Auflösung notwendig. Die Zellgröße bewegt sich hier zwischen ein bis zwei Millimeter. Um aber das Berechnungsergebnis nicht zu sehr durch den Rand des Simulationsbereichs zu beeinflussen, muss zusätzlich ein großer Freiraum um das Fahrzeug mit dazu genommen werden. Dazu wurden näherungsweise die Abmessungen des Prüfstandsraums verwendet. Da dessen Abmessungen aber im Bereich einiger Meter liegen, muss eine entsprechend hohe Zellgröße verwendet werden, damit sich die maximale Zellanzahl in einer für die Simulation noch vertretbaren Größenordnung befindet.

In diesem Beispiel wurde dabei das gesamte zu vernetzende Modell in schalenähnliche Volumina um den Detailbereich geteilt. Die einzelnen Volumina können somit getrennt bearbeitet werden, was einen Vorteil vom Übergang des feinen in den gröberen Bereich bietet.

Um die Gesamtzellanzahl und damit den Rechenaufwand zu minimieren, ist die Ausnützung von Symmetrien möglich. Bei Strömungsproblemen mit einer Spiegelebene ist es möglich die Netzgröße zu halbieren. Bei rotationssymmetrischen

Rohrströmungen muss überhaupt nur ein Segment des Gesamtsystems berechnet werden.

Die in Abbildung 5.1 befindlichen Bilder zeigen die Symmetrieebene eines Netzes für die Berechnung der Abgasabsaugung. Es wurde nur eine Hälfte des Netzes zur Simulation verwendet.

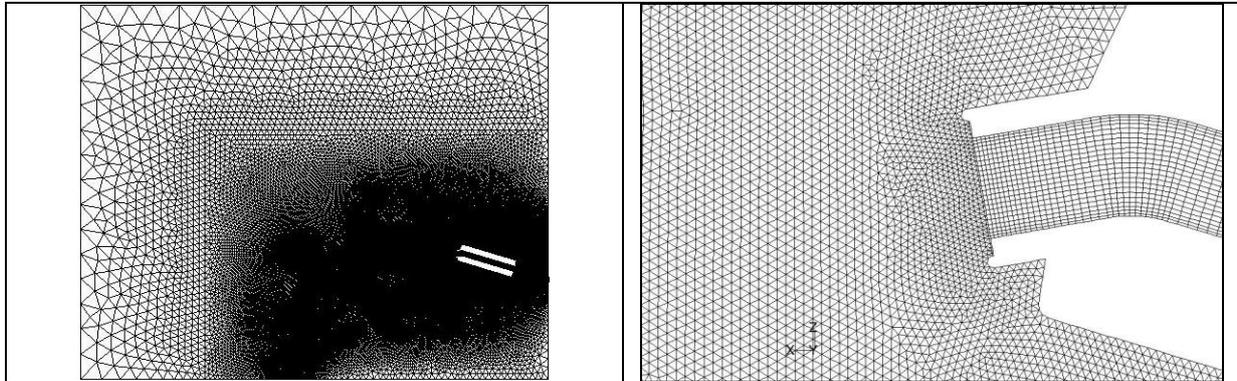


Abbildung 5.1: Netz von Auspuff und Abgasabsaugtrichter

Eine andere Methode ist es, das Modell in mehrere Teile aufzuteilen und jeden individuell zu vernetzen. Der Übergang zu einem anderen Teil wird als sogenanntes Interface definiert. Die verschiedenen Teile können im Simulationsprogramm einzeln geladen und durch die Interfaces entsprechend miteinander verbunden werden.

So können beispielsweise wichtige Bereiche sehr fein aufgelöst werden und mit einer größeren Netzstruktur eines andern Bereichs via Interface verbunden werden. Dabei müssen sich die zu verbindenden Flächen nicht vollständig überlappen, in Zonen, in denen zwei Flächenelemente eines Interface zusammentreffen, werden gemittelte Werte bei der Berechnung weitergegeben, in Zonen wo ein Interface keine zu verbindende gegenüberliegende Fläche vorfindet, wird dieser Bereich als feste Wand behandelt.

Abbildung 5.2 zeigt zwei durch Interfaces, hier als rote Flächen dargestellt, verbundene Netze. Der Übergang vom durchströmten Quader in das Lochblech erfolgt nur dort, wo eine Interfacefläche einer Bohrung angrenzt.

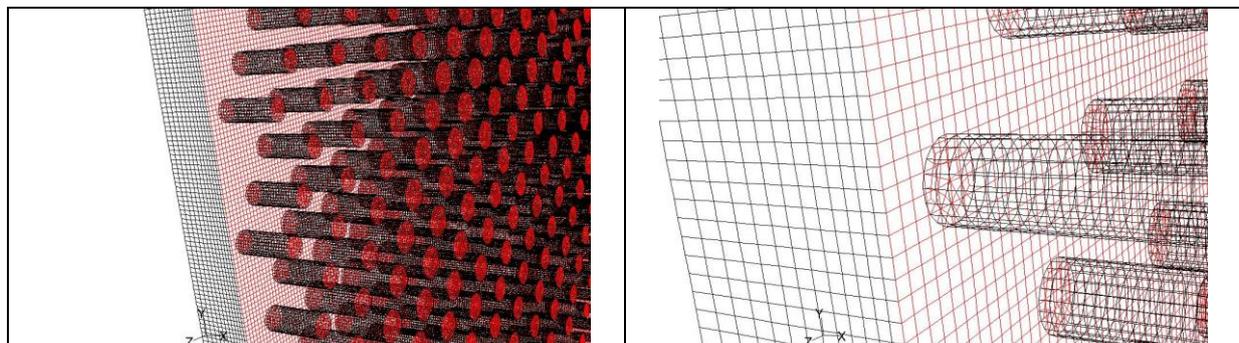


Abbildung 5.2: Verbindung von zwei Netzen an Interfaces (rot)

6 Simulation mit ANSYS FLUENT 12.1

Im Folgenden werden die drei Aufgabenbereiche der Diplomarbeit einzeln beschrieben. Die Reihenfolge ergibt sich aus den Einzelbereichen die die Verbrennungsluft des Motors durchläuft:

- Zu Beginn erfolgt die Untersuchung der Temperatur- und Feuchtigkeitsbedingungen in der Ansaugluftkonditionierung.
- Es folgt die Anströmung des Motorrades und die Durchströmung der Ansaugstrecke mit der aufbereiteten Verbrennungsluft.
- Zum Schluss wird die Absaugung der Motorabgase beschrieben.

6.1 Ansaugluftkonditionierung

Dieser Teil der Diplomarbeit wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Kristl Seibt & Co GmbH durchgeführt. Ausgangssituation dabei ist folgender, in Abbildung 6.1 dargestellter Aufbau einer bereits ausgeführten Ansaugluftkonditionierung.

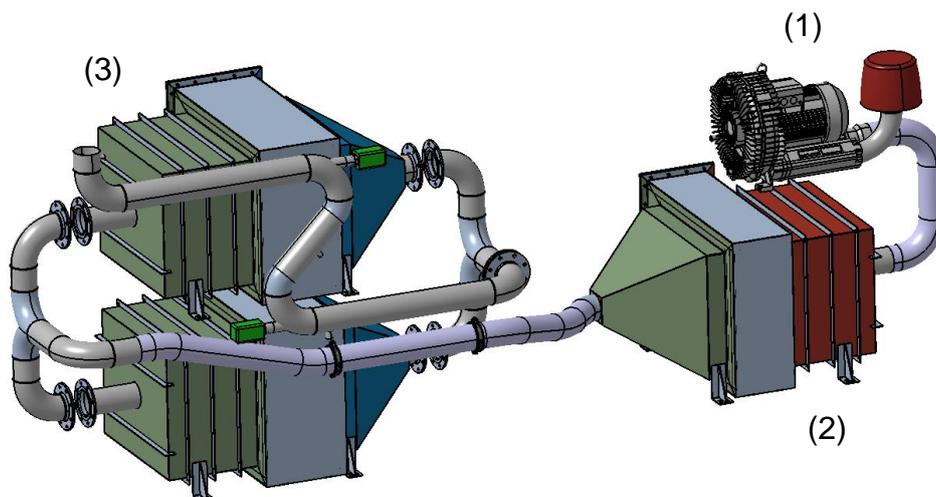


Abbildung 6.1: Ansaugluftkonditionierung

Mittels eines Kühlluftgebläses (1) wird die Ansaugluft in den Vorkühler (2), mit deutlich höherem Querschnitt als jenem der Verbindungsleitung zwischen diesen beiden Bauteilen, eingebracht. Im Vorkühler scheidet sich durch Abkühlen der feuchten Luft der Großteil des darin enthaltenen Wassers ab. Nach Passieren des Vorkühlers strömt die Luft nun mit hoher relativer Luftfeuchte weiter in einen der Tiefkühler (3). Beim weiteren Abkühlen der Luft im Tiefkühler auf Temperaturen unter den Gefrierpunkt des Wassers scheidet sich Eis ab, welches sich am Wärmetauscher absetzt.

Da die Querschnittsvergrößerung beim Eintritt aus der Rohrleitung in den Homogenisierungsraum vor dem Wärmetauscher sehr groß ist, wird der Wärmetauscher über seinen Querschnitt äußerst inhomogen angeströmt. Bei längerem Betrieb der Konditionieranlage kommt es zur kontinuierlichen Vereisung des Tiefkühlers, ausgehend vom Zentrum, in welchem anfangs der größte Massendurchsatz stattfindet. Dies macht sich in einem schlechteren Wärmeübergang bemerkbar und die gewünschten Austrittstemperaturen werden somit nicht mehr erreicht. Tritt dieser Fall ein, so wird die Luft über den zweiten Tiefkühler geführt, der erste Tiefkühler wird durch Abtauen des Eises wieder betriebsbereit gemacht.

Um eine möglichst effiziente Ausnutzung der Wärmetauscher zu erreichen und die Vereisung der Tiefkühler hinauszuzögern, sollen diese mit über den gesamten Querschnitt weitgehend homogener Strömungsgeschwindigkeit angeströmt werden.

Es ist daher eine Lösung zur Konstruktion des Anströmbereichs zu entwickeln, die folgende Rahmenbedingungen mit sich führt:

- Die Anströmung des Wärmetauschers soll eine hohe Homogenität aufweisen.
- Die Baulänge des Anströmbereichs ist klein zu halten und der Druckverlust zwischen Kühlluftgebläse und Wärmetauscher ist zu minimieren.
- Eine weitere Schwierigkeit befindet sich in der Variabilität des Strömungszustandes. Die oben genannten strömungsbezogenen Bedingungen müssen außerdem in allen Lastzuständen des Motors erreicht werden, was bedeutet, dass die Anlage über den gesamten Bereich von Null bis hundert Prozent Luftmassenstrom optimal arbeiten soll.

6.1.1 Ausgangssituation

Um Ansätze für Verbesserungen liefern zu können, muss zuerst das bestehende System analysiert werden, um dessen Stärken und Schwächen zu erkennen. Daher wurde der derzeit verwendete Aufbau der Vor- und Tiefkühler modelliert und mit entsprechenden Randbedingungen stationäre Betriebszustände simuliert.

In Tabelle 4 sind die technischen Daten der beiden Wärmetauscher aufgelistet.

Die Simulationen wurden mit trockener Luft durchgeführt, um die Situation durch eine zusätzliche Berechnung der Kondensation, die beim Abkühlen der feuchten Luft auftritt, nicht zu erschweren. Als Einlassrandbedingung wurde ein äquivalenter trockener Luftmassenstrom verwendet. Dieser lässt sich aus dem angegebenen Volumenstrom bei gegebener Eintrittstemperatur und bekanntem Umgebungsdruck errechnen.

Der Druckabfall Δp des Wärmetauschers wurde als eine konstante Porosität in die Berechnung miteinbezogen.

		Vorkühler	Tiefkühler
Q_{ein}	m ³ /h	1200	967
φ_{ein}	%	17	98
T_{ein}	°C	60	2,7
T_{aus}	°C	2,7	-30
Δp	Pa	8	6

Tabelle 4: Auszug aus den Datenblättern von Vorkühler und Tiefkühler

In Tabelle 5 sind die Randbedingungen der Strömungsmedien für die Simulation mit ANSYS FLUENT und des Weiteren einige Eigenschaften des verwendeten Kältemittels R-404A angegeben.

		Vorkühler	Tiefkühler
Luft			
m_L	kg/s	0,34	0,34
T_{ein}	°C	60	2,7
Kältemittel R404A			
Zusammensetzung	R-143a	52%	
	R-125	44%	
	R-134a	4%	
Siedepunkt (1,013 bar)	°C	-46,57	
c_p (flüssig)	J/kgK	1539	
c_p (gasförmig)	J/kgK	875,2	
m_K	kg/s	0,34	0,18
T_{ein}	°C	0	-34

Tabelle 5: Randbedingungen zur Simulation von Vor- und Tiefkühler

Abbildung 6.2 zeigt am Beispiel des Vorkühlers den abzubildenden Bereich, welchen das Fluid durchströmt. Da es sich hier um eine um die horizontale Ebene, in Höhe der Achse des Eintrittsrohrs, symmetrische Zone handelt wird aus Gründen der Rechenzeiterparnis nur die obere Hälfte des Gesamtsystems modelliert. Es ist darauf zu achten, dass als einströmender Luft- bzw. Kältemittelmassenstrom auch nur die Hälfte des jeweils angegebenen Gesamtmassenstroms verwendet werden darf.

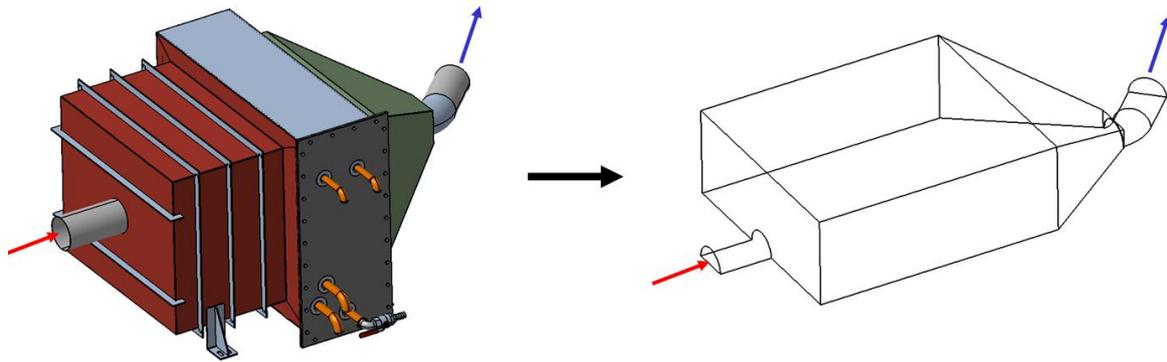


Abbildung 6.2: Original CAD-Modell und modelliertes Modell zur Simulation des Vorkühlers

Einige grundlegende Abmessungen des Vorkühlerkastens sind in Abbildung 6.3 zu sehen. Durch ein Rohr der Größe DN125 ($D = 135,7 \text{ mm}$) strömt die Luft vom Kühlluftgebläse in den Beruhigungsraum des Vorkühlerluftkastens. Dabei ergibt sich eine beinahe 40-fache Vergrößerung des Strömungsquerschnitts, was eine Verzögerung der Strömungsgeschwindigkeit um eben diesen Faktor bedeutet, um eine konstante Verteilung zu erhalten. 510 mm nach dem Eintritt befindet sich der Vorkühlerwärmetauscher mit einer Länge von 314 mm, hier als schraffierte Fläche dargestellt. Nach dem Wärmetauscher verjüngt sich der rechteckige Querschnitt wieder und läuft zuletzt in einem Rohr mit ebenfalls der Größe DN125 aus.

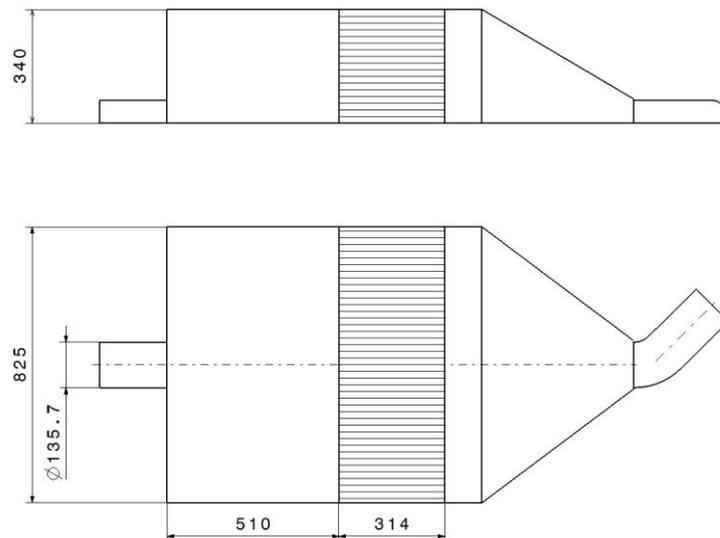


Abbildung 6.3: Abmessungen Vorkühler

Der Tiefkühlerluftkasten ist mit Ausnahme der Baulänge des Wärmetauschers, in diesem Fall 434 mm Länge, gleich aufgebaut wie der Vorkühlerluftkasten und wird daher mit einem praktisch identen Netz berechnet.

Die Ergebnisse aus den Simulationen des bestehenden Aufbaus zeigen, dass im Bereich vor dem Wärmetauscher keine Homogenisierung der Strömung auftritt und somit der Großteil der Luftmasse im Zentrum durch den Wärmetauscher strömt, wie in den Bildern der Geschwindigkeitsverteilung in Abbildung 6.4 (Vorkühler) und Abbildung 6.6 (Tiefkühler) deutlich zu erkennen ist.

In der Verteilung des statischen Drucks lässt sich im Bereich, wo die Strömung auf den Wärmetauscher trifft ein Gebiet mit erhöhtem Druck erkennen. Der Druckabfall über den Wärmetauscher ist mit Werten von 6 Pa bis 8 Pa äußerst gering, der größte Verlust ergibt sich beim nachfolgenden Ausströmen in das Rohr.

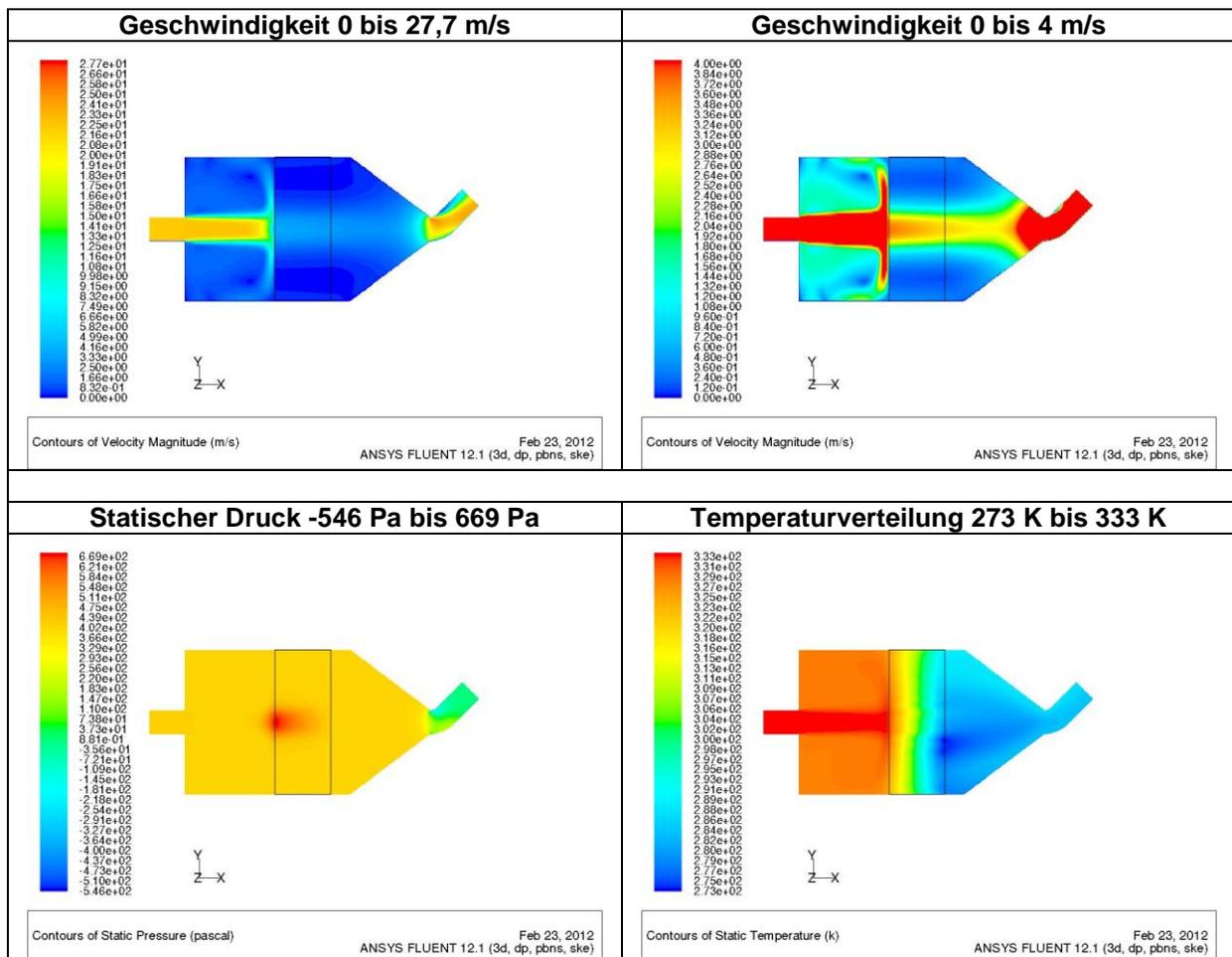


Abbildung 6.4: Geschwindigkeit, statischer Druck und Temperatur am Vorkühlerreferenzmodell

Wärmetauschermodell [2]

Ein Wärmetauscher wird in ANSYS FLUENT mittels einer Zone definiert, in der ein Wärmeübergang von einem Kältemittel auf das Fluid stattfindet. Der Kältemittelfluss wird dabei nicht simuliert. Die Geometrie des Wärmetauschers kann über die Anzahl der Pässe wie in einem realen Modell angegeben werden (siehe Abbildung 6.5). Der Wärmeübergang ist dabei lokal unterschiedlich, da sich bei der Durchströmung mit dem Kältemittel eine Temperaturzunahme vom Ein- bis zum Austritt ergibt.

Als Randbedingungen werden die Einlasstemperatur und der Massenstrom des Kältemittels, sowie die ausgetauschte Wärmeleistung benötigt. Anhand der Stoffdaten des Kältemittels wird somit die Temperaturverteilung berechnet.

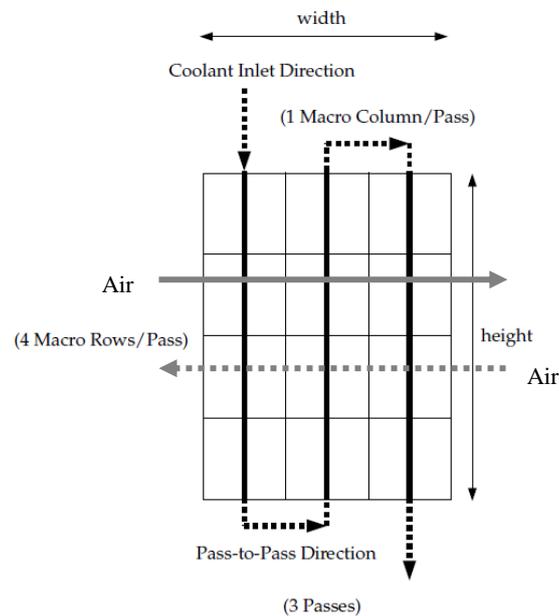


Abbildung 6.5: 3-Pass-Wärmetauscher [2]

Die in Abbildung 6.4 gezeigte Temperaturverteilung weist eine um ca. 10 K zu hohe gemittelte Austrittstemperatur auf. Obwohl dieser Umstand keine Auswirkungen auf die Strömungsvorgänge im Anströmbereich des Wärmetauschers hat, wurden die Randbedingungen in weiterer Folge so angepasst, dass die verlangten Austrittstemperaturen erreicht werden konnten.

Da sich die Simulationsmodelle von Vorkühler und Tiefkühler sehr ähnlich sind, zeigen auch die Strömungsvorgänge keine größeren Unterschiede auf. Auch beim Tiefkühler ist eine deutliche Kernströmung zu erkennen, was weiter die von der Mitte aus beginnende Vereisung des Wärmetauschers erklärt, da hier der größte Anteil an Feuchtigkeit aus der Luft abgeschieden wird.

Hier ist ebenfalls die gemittelte Austrittstemperatur noch über dem angestrebten Wert (siehe Abbildung 6.7).

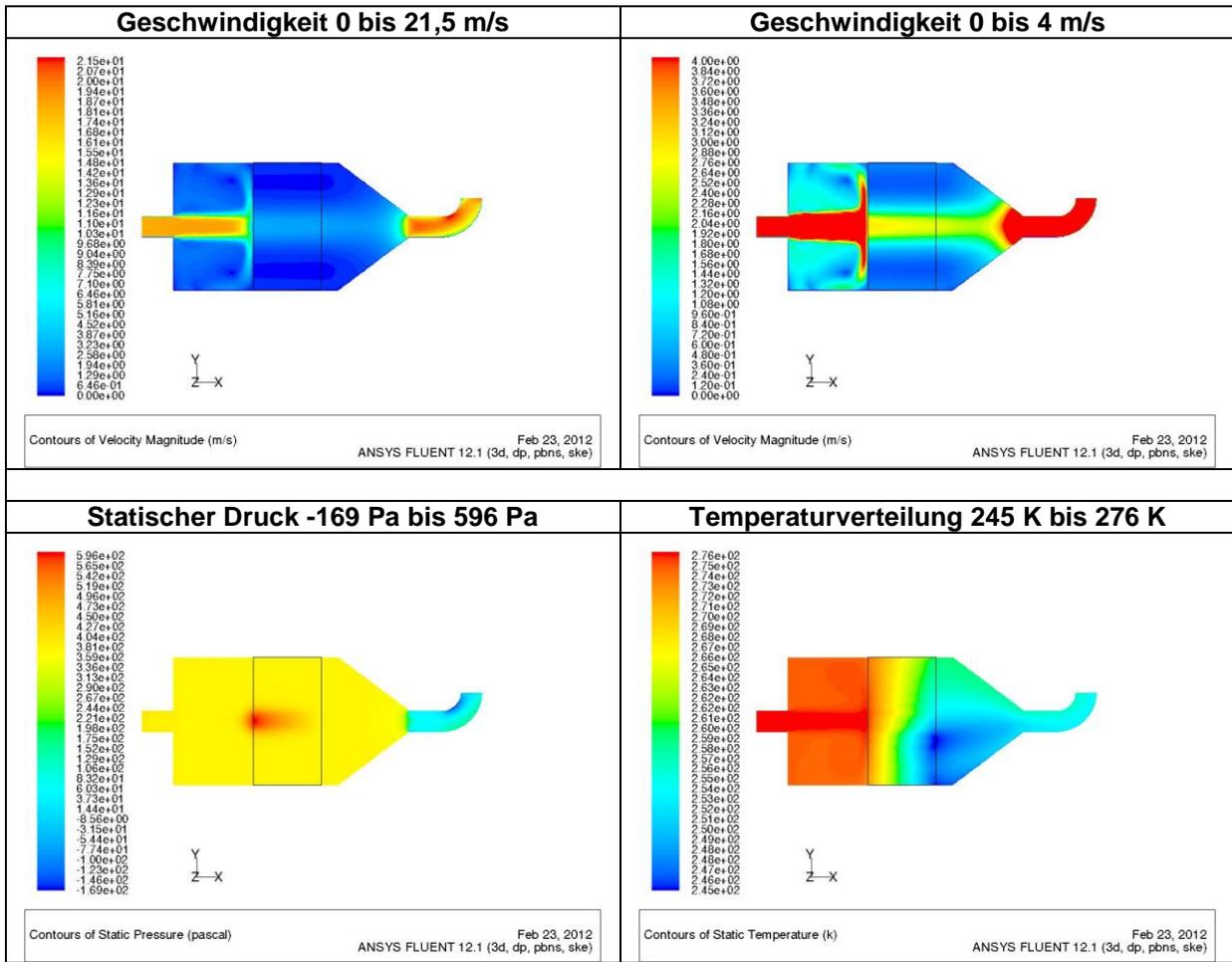


Abbildung 6.6: Geschwindigkeit, statischer Druck und Temperatur am Tiefkühlerreferenzmodell

Nach Anpassung der Randbedingungen im Wärmetauschermodell konnte die Austrittstemperatur für den Vorkühler sehr gut angenähert werden. Beim Tiefkühlermodell resultiert eine bleibende Abweichung von etwa 6 K.

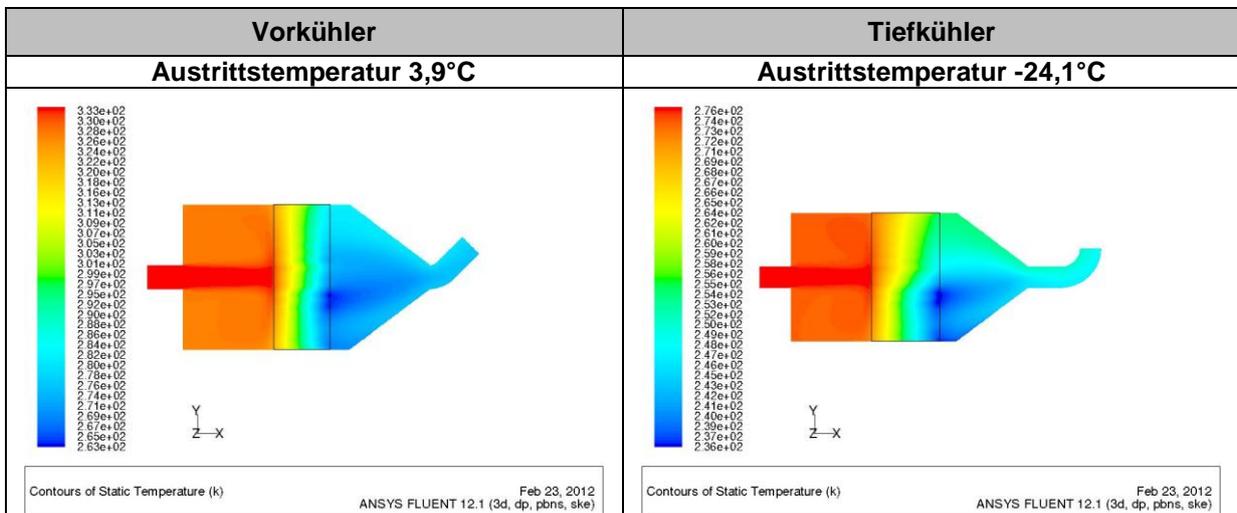


Abbildung 6.7: Temperaturverteilung von Vor- und Tiefkühler, angepasstes Wärmetauschermodell

Die in Abbildung 6.7 offensichtlichen Unterschiede im Temperaturgefälle nahe den linken und rechten Seitenwänden im Tiefkühler treten aufgrund des einseitigen Eintritts des Kältemittels in den Kühlkreislauf durch den Wärmetauscher auf (siehe Abbildung 6.5). Daher ist die in Hauptströmungsrichtung gesehen rechte Seite deutlich kälter als die Linke. Weniger stark ausgeprägt ist dies hier auch im Fall des Vorkühlers zu sehen.

6.1.2 Strömungsablenkung durch Platten

Der Einsatz eines Diffusors ist aufgrund der erforderlichen konstruktiven Länge, die sich aus dem Verhältnis von Eintritts- zu Austrittsquerschnitt ergeben würde, nicht durchführbar. Der Vorteil eines solchen Systems wäre der mögliche Druckrückgewinn bei der Verzögerung des einströmenden Mediums und somit ein geringerer Energieverlust.

Der erste Lösungsansatz zur Erzeugung einer gleichmäßigen Strömung über dem gesamten Querschnitt basiert auf einer Verteilung des Mediums kurz nach dem Eintritt in den Luftkasten. Dabei sollen Platten, die senkrecht zur Einströmrichtung angebracht sind das Medium nach außen hin umlenken und damit auch die Geschwindigkeit verringern. Um aber nicht den vollständigen Strom in den Randbereich zu leiten, wurden die Platten in zwei Stufen angebracht und außerdem im Zentrum noch mit einer Bohrung versehen.

Abbildung 6.8 zeigt das zur Berechnung verwendete Viertelmodell mit zwei kreisförmigen Ablenkplatten mit einem Durchmesser von 400 bzw. 200 mm, 25 mm bzw. 52 mm nach Eintritt in den Luftkasten.

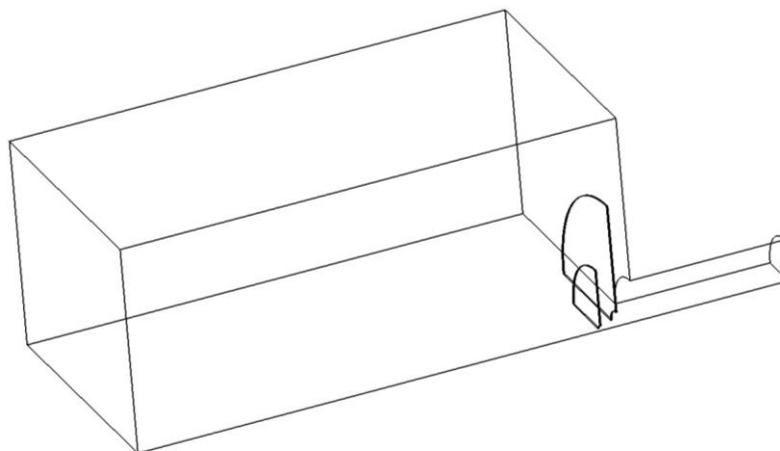


Abbildung 6.8: Konzept 1, Luftkasten-Viertelmodell mit Strömungsablenkplatten

Unter der Annahme, dass sich die Strömung im Bereich vor dem Wärmetauscher ähnlich verhält, wie ohne Wärmetauscher, wurde zum besseren Vergleich für die folgenden Grundsatzuntersuchungen der Luftkasten verlängert sowie der Wärmetauscher weggelassen. Der Wärmetauscher soll nachher an der Stelle mit der besten Homogenisierung positioniert werden und somit eine gleichmäßige Anströmung erhalten.

Wie in Abbildung 6.9 zu sehen, ist allein durch eine Ablenkung der Strömung in den Randbereich keine ausreichend homogene Strömung zu erreichen.

Die Ablenkung hat im vorliegenden Fall zur Folge, dass der überwiegende Anteil entlang der Wand sowie auch in der Mitte strömt. Es treten zudem auch Rückströmungen auf. Um mit dieser Methode ein homogenes Strömungsfeld zu erreichen, müsste die Anzahl, Form und Anordnung der Platten sehr genau abgestimmt werden, was in einer zeitraubenden und aufwändigen Konstruktion enden würde.

Wegen der starken Richtungsumlenkung und Verzögerung der Strömung an den Platten ergibt sich des Weiteren ein hoher Druckverlust von knapp 200 Pa vom Eintritt bis zum Austritt, was im Bild der Verteilung des statischen Drucks gut erkennbar ist.

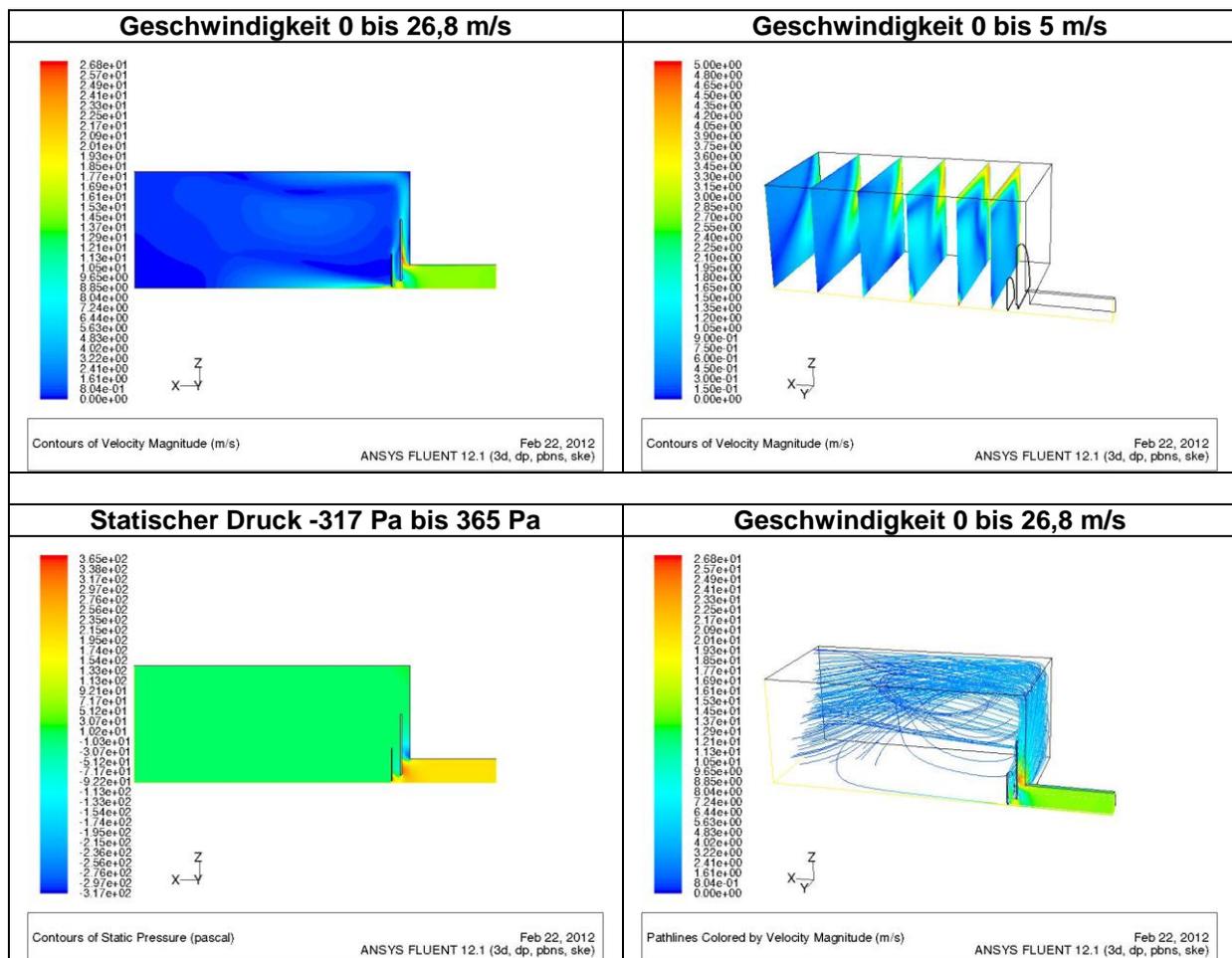


Abbildung 6.9: Konzept 1, Geschwindigkeit und statischer Druck

Das Konzept, mittels einfacher konstruktiver Maßnahmen eine Lösung zu finden, erwies sich als nicht zielführend und wurde damit wieder verworfen. Weitere Lösungsansätze konnten mit einer genaueren Analyse der vorherrschenden Bedingungen gefunden werden.

6.1.3 Untersuchungen mit Porositätsmodellen

Bei der frontalen Anströmung einer porösen Zone wie in Kapitel 6.1.1, welche den Druckverlust bei der Durchströmung des Wärmetauschers darstellt, ergibt sich zwangsläufig ein Aufstauen des Strömungsmediums und somit ein Bereich erhöhten statischen Drucks, erkennbar beispielsweise in den Bildern der Druckverteilung von Abbildung 6.4 und Abbildung 6.6.

Der Druckverlauf über den Querschnitt ist dabei im Zentrum am höchsten und sinkt bis zum Rand hin je nach Anströmzustand ab. Daraus ergab sich die Idee, ein Bauteil zu entwerfen, das über den gesamten Querschnitt den Druck entsprechend der Druckverteilungskurve abbauen kann. Der Druckverlust wäre dabei an jedem Ort optimal angepasst und somit im nachfolgenden Bereich über den Querschnitt konstant und daher sollte auch die Strömung homogen sein. Das gesuchte Bauteil könnte zum Beispiel als Lochplatte ausgeführt werden, bei welchem das Lochbild der Druckverteilung entsprechend berechnet werden muss.

Da Druckverluste in der CFD-Simulation häufig mit Porositätsmodellen dargestellt werden, wurden zuerst grundsätzlich Untersuchungen zum Verhalten eines Mediums beim Durchströmen einer porösen Zone durchgeführt.

Poröse Zonen können ähnlich einem Fahrzeugkatalysator oder einem Lamellenwärmetauscher Strömungen nur in eine Richtung zulassen. Dabei treten keine Querströmungen auf. Ungeordnete poröse Medien lassen Strömungen in alle Koordinatenrichtungen zu. Bei der Durchströmung einer Porosität entsteht ein Druckverlust im Strömungsmedium.

Es wurde daher ein vereinfachtes Modell des Luftkastens erstellt, in dem die Position, die Stärke und der Druckverlust einer porösen Schicht variiert werden konnten.

6.1.3.1 Berechnung des Druckverlusts in porösen Medien [2]

Die zusätzlich zu den in Kapitel 4 verwendeten Formelzeichen enthält Tabelle 6.

Abk.	Bezeichnung	Abk.	Bezeichnung
a	Konstante	D	Viskoser Verlustfaktor
α	Permeabilität	Δn	Dicke der porösen Schicht
b	Konstante	v	Absolutgeschwindigkeit
C	Trägheits-Verlustfaktor		

Tabelle 6: Formelzeichen zur Berechnung einer Porosität

In der Berechnung wird eine Porosität bzw. der damit verbundene Druckverlust als zusätzlicher Quellterm in der Impulsgleichung behandelt. Der Quellterm besteht aus einem viskosen Verlustterm (nach dem Darcy-Gesetz, erster Term auf der rechten Seite von Gleichung 6.1) und einem Trägheitsverlustterm (zweiter Term auf der rechten Seite von Gleichung 6.1):

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu u_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |u| u_j \right)$$

Gleichung 6.1

Für einfache homogene poröse Medien kann geschrieben werden:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} u_j + C_2 \frac{1}{2} \rho |u| u_j \right)$$

Gleichung 6.2

wobei α die Permeabilität und C_2 ein Faktor des Widerstands bei turbulenten Strömungen sind.

Das Darcy-Gesetz besagt, dass bei laminaren Strömungen durch poröse Medien (z.B. Wasser sickert durch Sand) der Druckverlust direkt proportional der Geschwindigkeit ist, die Konstante C_2 kann somit zu Null angenommen werden. Daraus ergibt sich die einfache Beziehung:

$$\nabla p = - \frac{\mu}{\alpha} \vec{u}$$

Gleichung 6.3

Bei Strömungsproblemen mit hoher Geschwindigkeit ist die Konstante C_2 ein Korrekturfaktor für den Reibungsverlust bei turbulenter Strömung durch das poröse Medium. Diese kann dabei als Druckverlustbeiwert pro Längeneinheit in Strömungsrichtung angesehen werden. In speziellen Fällen kann der Permeabilitätsterm vernachlässigt werden und so bleibt folgende vereinfachte Form der Porositätsgleichung übrig:

$$\nabla p = -\sum_{j=1}^3 C_{2j} \left(\frac{1}{2} \rho u_j |u| \right)$$

Gleichung 6.4

In kompakter Form kann nun für die jeweilige Koordinatenrichtung der Druckverlust folgendermaßen angesetzt werden:

$$\Delta p = av^2 - bv$$

Gleichung 6.5

a und b sind die konstanten Koeffizienten einer quadratischen Gleichung, die sich zum Beispiel aus einer quadratischen Interpolation von Messwerten ergeben.

Ist nun für einen bestimmten Fall beispielsweise der Druckverlust bei einer definierten Strömungsgeschwindigkeit bekannt bzw. liegen Messdaten einer Druckverlustkurve über der Geschwindigkeit vor, können folglich die beiden Koeffizienten a und b einfach bestimmt werden.

Da für die im Rahmen der Diplomarbeit durchzuführenden Definitionen jedoch keine Messwerte vorlagen, sondern lediglich der Nennmassenstrom, wurde eine rein quadratische Beziehung gewählt. Der lineare Anteil wurde weggelassen und damit ergibt sich die Konstante b zu Null.

Für die Konstante a gilt somit die einfache Beziehung:

$$a = C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n$$

Gleichung 6.6

Die Konstante a erhält man aus Gleichung 6.5 und die Dichte ρ des Strömungsmediums ist bekannt. Die Dicke der porösen Schicht kann beliebig gewählt werden. Aus Gleichung 6.6 erhält man somit die Konstante C_2 , welche in ANSYS FLUENT direkt eingegeben werden kann.

6.1.3.2 Versuche zum Einsatz einer Porosität im Luftkasten

Die Definition eines Druckverlusts über das Porositätsmodell in ANSYS FLUENT erfordert die Kenntnis der ungefähren Größenordnung, die der statische Druck im konkreten Strömungsproblem einnimmt. Dazu wurde eine Simulation durchgeführt, bei der das Fluid 400 mm nach Eintritt in den Luftkasten gegen eine feste Wand strömt. Der Austritt erfolgt auf der Seite der Einströmung (siehe blaue Pfeile in Abbildung 6.10).

Die Verteilung des statischen Drucks an der Wand kann daraus bestimmt und in weiterer Folge die Konstante C_2 der porösen Schicht berechnet werden.

Abbildung 6.10 zeigt das Modell des Luftkastens mit einer Skizze der Druckverteilung an der Prallwand. Die folgenden Versuche mit einer porösen Schicht wurden an den vier gekennzeichneten Positionen durchgeführt. Dazu wurde als Austrittsfläche wieder die stromabwärts gelegene Fläche definiert (strichlierter Pfeil).

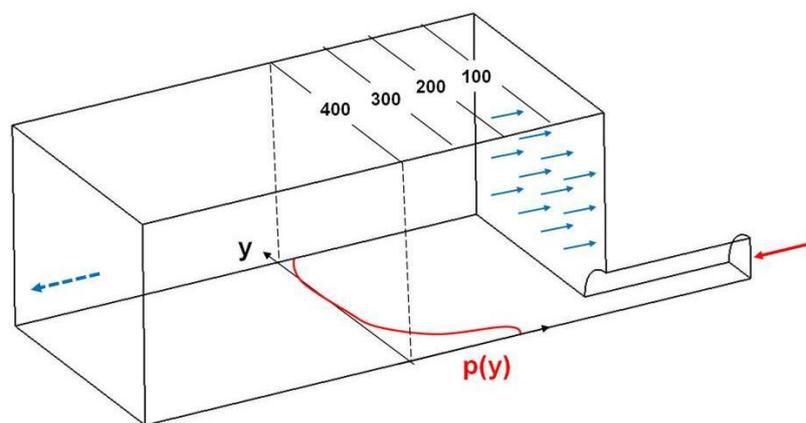


Abbildung 6.10: Luftkastenmodell mit Druckverteilungskurve 400 mm nach Eintritt

In Abbildung 6.11 ist die Druckverteilung in y -Richtung an einer Prallwand dargestellt. Im Zentrum ergibt sich der größte Druck, da der Eintrittsstrahl, wie auch aus den Untersuchungen in Kapitel 6.1.1 bekannt, hier auftrifft, und fällt nach außen hin sehr steil ab. Zur Definition der porösen Schicht ist somit ein Druckverlust von 100 Pa bis 200 Pa notwendig.

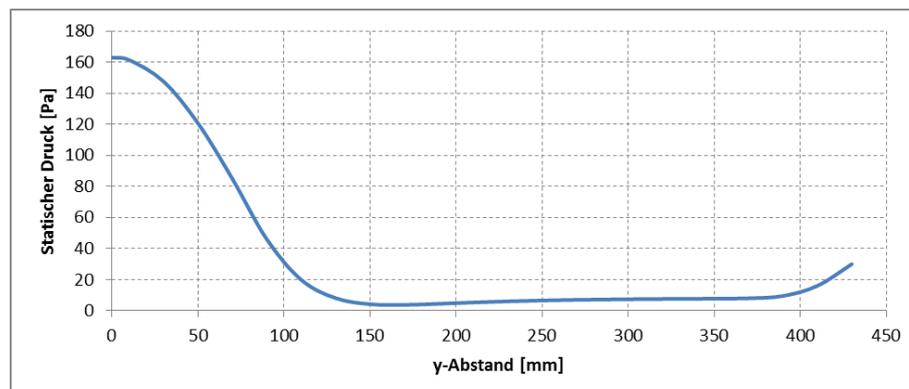


Abbildung 6.11: Druckverteilung in y -Richtung an Prallwand 400 mm nach Eintritt

Anfangs wurden die Simulationen mit über den Querschnitt konstanter poröser Schicht durchgeführt. Da die ersten Ergebnisse vielversprechend waren, wurde eine variable Porosität in weiterer Folge nur noch prinzipiell getestet.

Dabei wurde jedoch nicht, wie ursprünglich geplant, der im Porositätsmodell verwendete Druckverlustbeiwert über den gesamten Querschnitt an die Druckverteilungskurve angepasst, sondern lediglich eine gestufte Porosität eingeführt, welche im Kern einen zweimal so hohen Druckverlust verursacht wie im Randbereich. Die Schlussfolgerung daraus war, dass sich die Strömung naturgemäß den Weg des geringsten Widerstandes sucht und somit der Großteil der Masse durch die Zone mit niedrigerem Druckverlust strömt, während im Zentrum nur ein kleiner Anteil durchkommt. Eine gestufte Porosität bedarf daher einer exakten Abstimmung, um zufriedenstellende Ergebnisse zu erzielen.

Die folgenden Abbildungen zeigen das gute homogenisierende Verhalten eines porösen Mediums. Dabei hat die Lage der porösen Schicht einen unerheblichen Einfluss auf das Ergebnis. Die Homogenisierung tritt in allen Fällen sehr erfolgreich ein, was in Abbildung 6.13 verdeutlicht wird.

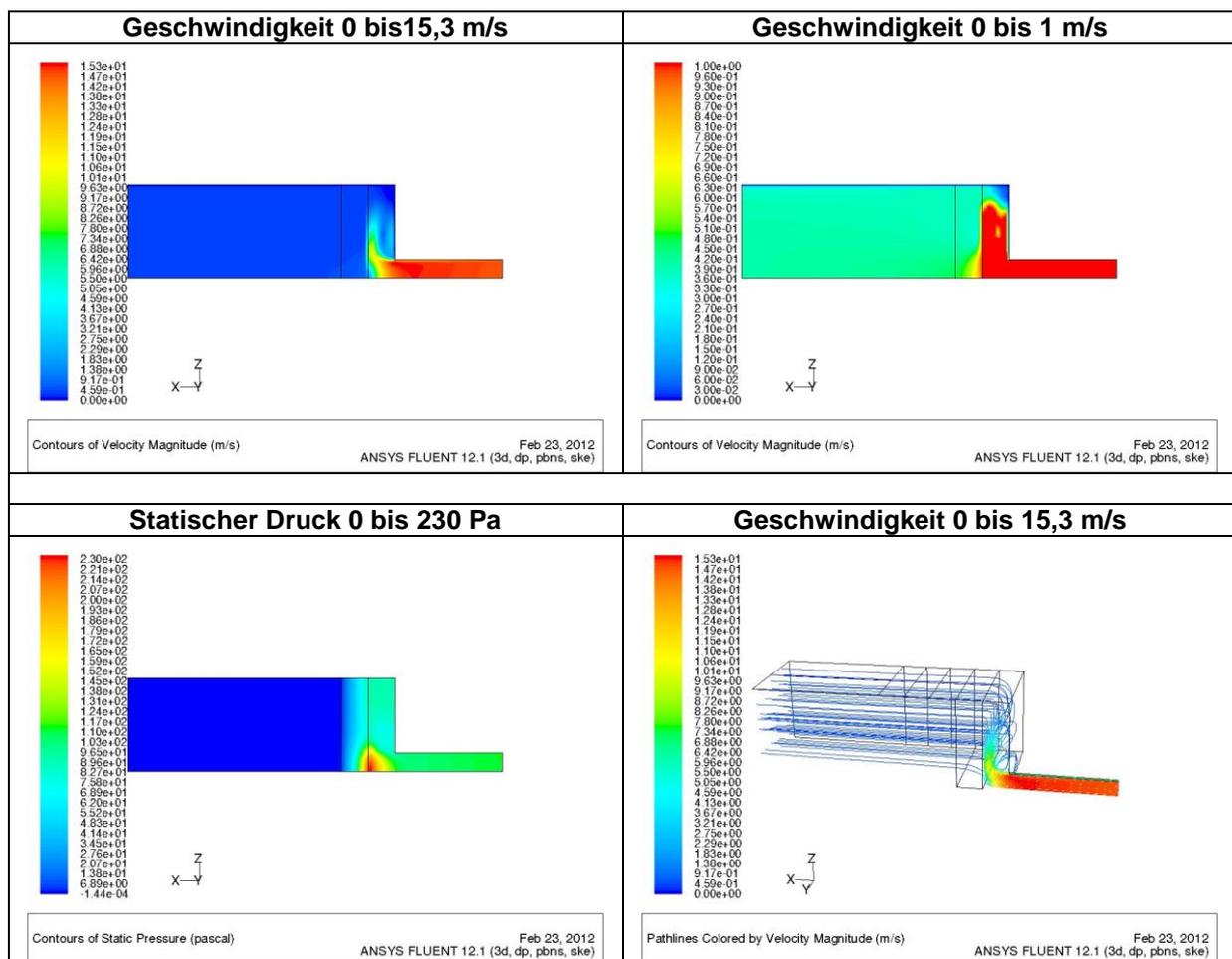


Abbildung 6.12: Geschwindigkeit und statischer Druck, Druckverlust 100 Pa nach 100 mm

In Abbildung 6.12 ist das Verhalten der Strömung beim Anbringen einer porösen Zwischenschicht (schwarz umrahmter Bereich) 100 mm nach dem Eintritt in den Luftkasten dargestellt. Es erfolgt eine Verteilung des Strömungsmediums im freien Raum vor der Porosität. Den Verlust des statischen Drucks über die poröse Schicht erkennt man im linken unteren Bild. Das Bild rechts unten zeigt die achsparallele homogene Strömung nach passieren der Schicht.

Abbildung 6.13 zeigt den Vergleich des Geschwindigkeitsfeldes bei einer Variation der Position der porösen Schicht. Der stromabwärts gelegene Bereich weist in allen vier Fällen eine sehr ähnliche Verteilung auf.

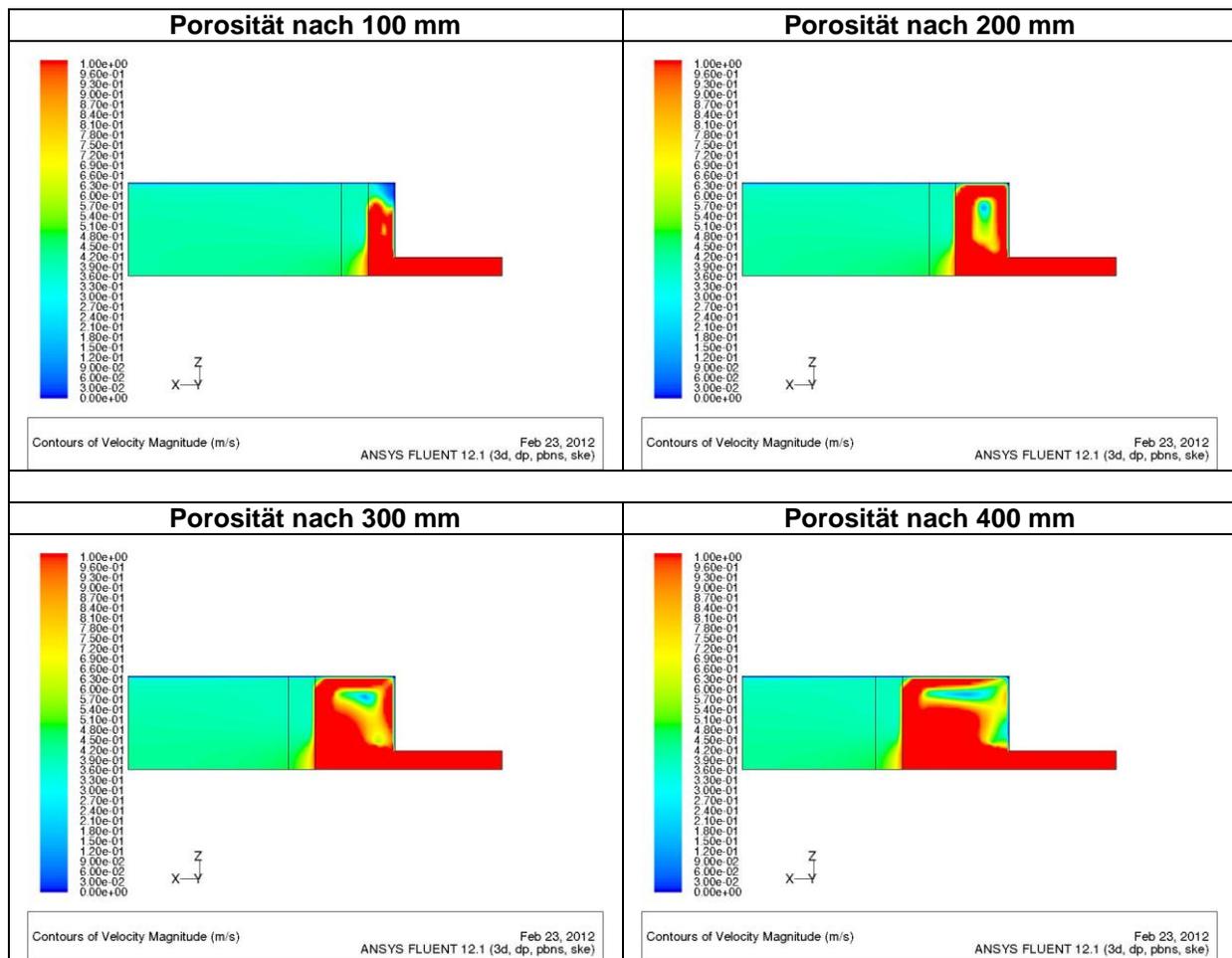


Abbildung 6.13: Geschwindigkeit bei Variation der Position der Porosität, $\Delta p = 100 \text{ Pa}$

Der Druckverlust ist in der Position 100 mm mit 112,9 Pa über den gesamten dargestellten Strömungsraum gegenüber den anderen drei Positionen (101,9 bis 101,6 Pa) etwas höher, es erfolgt noch kein wesentlicher Impulsaustausch des Eintrittsstrahls mit der langsameren Umgebung. In den anderen Fällen ist bereits eine geringe Verzögerung des Eintrittsstrahls zu erkennen.

Des Weiteren ist ab einem genügend hohen Druckverlust, also einer ausreichend starken Porosität, die Homogenisierung praktisch immer gegeben. In Abbildung 6.14 ist dies anhand der Geschwindigkeitsverteilung zu erkennen, welche sich im Fall des doppelten Widerstands im Bereich nach der porösen Schicht nicht wesentlich

unterscheidet. Beim Vergleich der Druckverteilung fällt aber sofort das um circa 100 Pa höhere Druckniveau im rechten Bild auf.

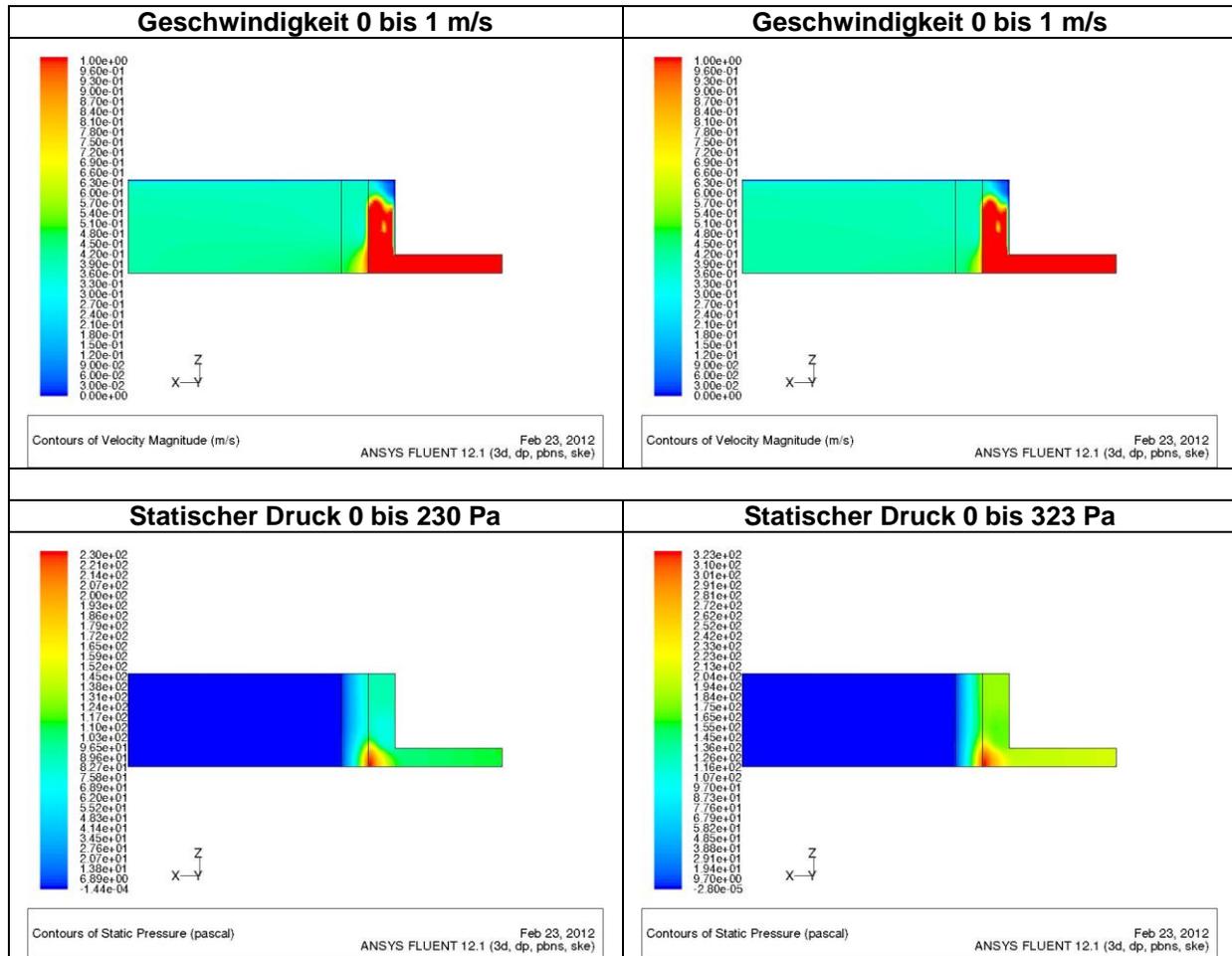


Abbildung 6.14: Strömung über unterschiedliche Porositäten mit $\Delta p = 100$ Pa und $\Delta p = 200$ Pa

Tabelle 7 enthält die Werte des tatsächlichen Verlusts des statischen Drucks vom Ein- bis zum Austritt.

	Porosität $\Delta p = 100$ Pa	Porosität $\Delta p = 200$ Pa
Position	Druckverlust	Druckverlust
mm	Pa	Pa
100	112,9	205,5
200	101,9	194,1
300	101,6	193,7
400	101,6	193,6

Tabelle 7: Tatsächlicher Druckverlust an verschiedenen porösen Schichten

6.1.3.3 Porosität im Vorkühlermodell

Da die im vorigen Punkt beschriebenen Basisuntersuchungen mit porösen Schichten relativ gute Ergebnisse hinsichtlich der Homogenisierung des Strömungsfeldes lieferten und sich auch der Gesamtdruckverlust in überschaubaren Grenzen hält, wurden die weiteren Versuche unter Verwendung der Referenzmodelle von Vor- und Tiefkühler durchgeführt. Es kann somit bereits ein direkter Vergleich zwischen Strömungssituationen ohne beziehungsweise mit homogener Anströmung der Wärmetauscher gemacht werden.

Dazu wurde im Referenzmodell zusätzlich zum Druckverlust des Wärmetauschers im Bereich vor diesem eine poröse Schicht in drei verschiedenen Positionen definiert. Position 1 und Position 2 befinden sich analog zu den eingangs durchgeführten Untersuchungen 100 mm bzw. 200 mm nach Eintritt in den Luftkasten, Position 3 nach 410 mm, also in direktem Kontakt mit dem Wärmetauscher.

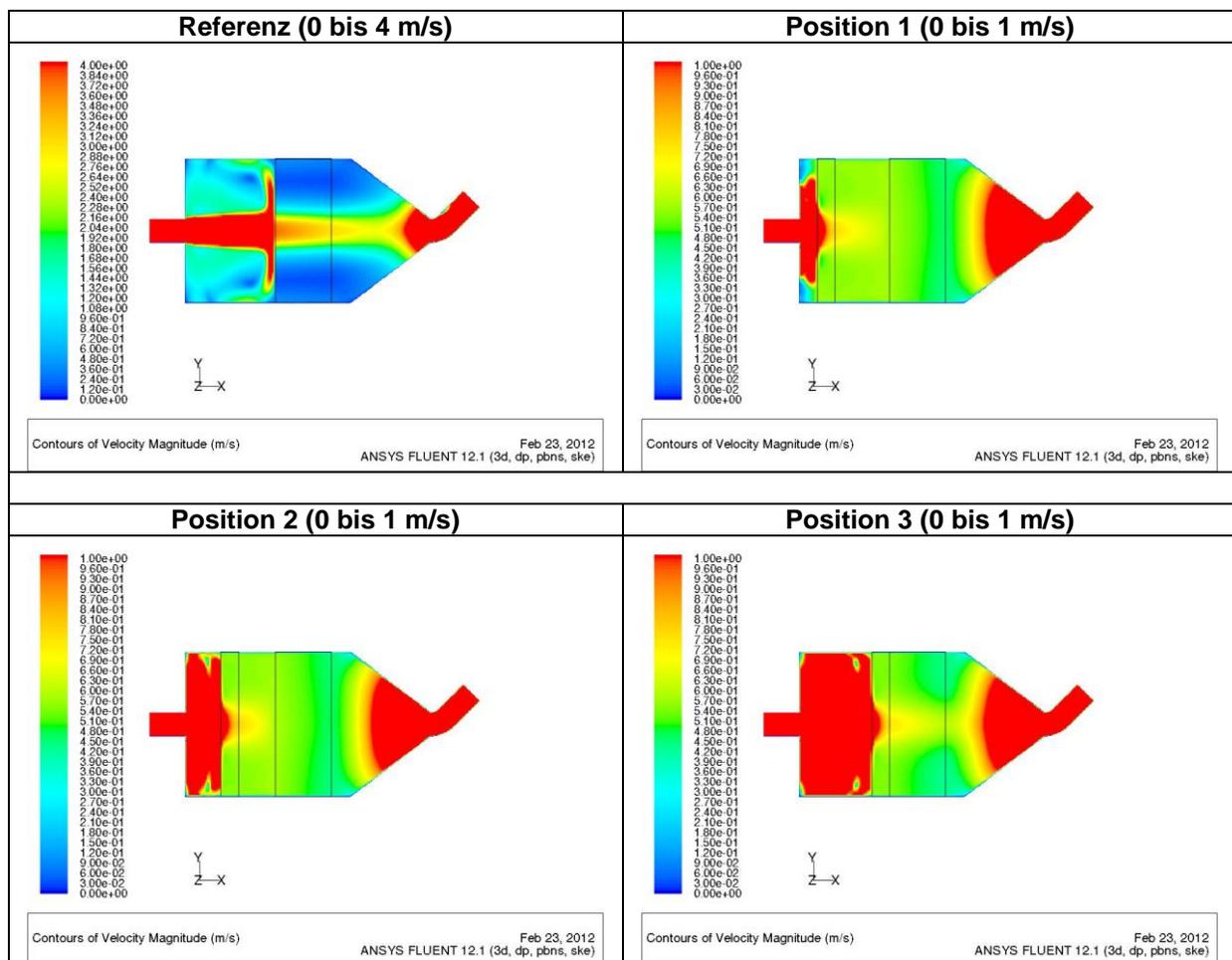


Abbildung 6.15: Geschwindigkeit im Vorkühler

Die Abbildungen zeigen wieder, dass zwischen Position 1 und Position 2 keine gravierenden Unterschiede im Strömungsfeld bestehen. Da Position 3 jedoch nach dem Austritt aus der porösen Schicht keinen Zwischenraum zur weiteren Homogenisierung bietet, strömt das Medium mit der Geschwindigkeitsverteilung an

dieser Stelle in den Wärmetauscher ein und hat dort keine Möglichkeit mehr, sich durch Querströmungen auszugleichen und daher bleibt eine leicht erhöhte Kernströmung erhalten (Abbildung 6.15, rechts unten). Es findet zwar in der porösen Zwischenschicht eine relativ gute Homogenisierung statt (diese ist eine ungeordnete Porosität, daher der Druckverlust in alle Richtungen gleich groß), allerdings bieten die zwei anderen Versionen eine gleichmäßigere Verteilung.

Der gesamte Druckverlust erhöht sich gegenüber jenem des Referenzmodells um den zusätzlichen Verlust durch die Porositätsschicht, um ca. 100 Pa. Die genauen Werte in Tabelle 8 zeigen wiederum einen höheren tatsächlichen Druckverlust, je näher die Porosität am Eintritt liegt. Der größte Anteil fällt jedoch weiterhin bei der Zusammenführung und dem Übergang ins Rohr an (Abbildung 6.16).

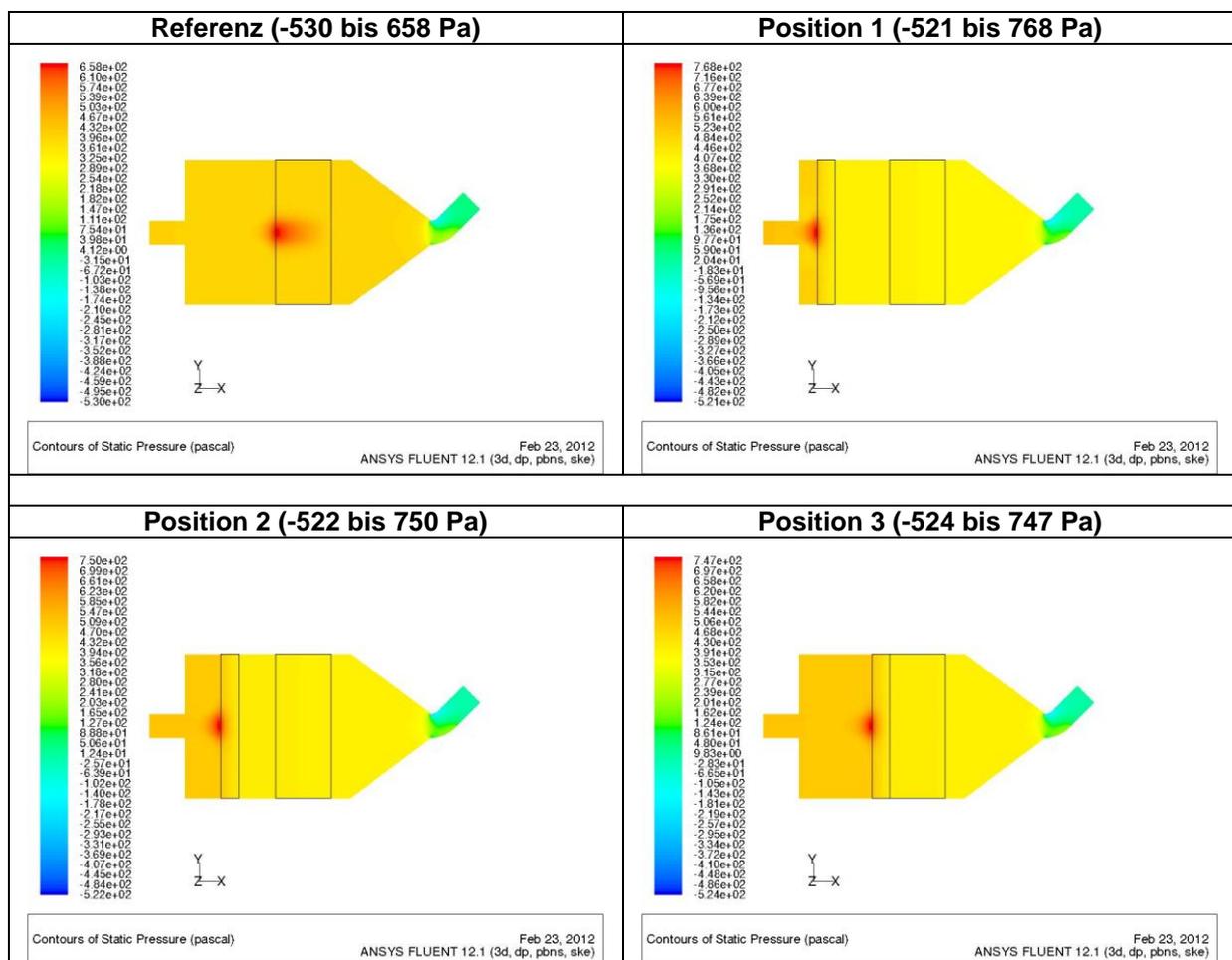


Abbildung 6.16: Druckverteilung im Vorkühler

Tabelle 8 enthält außerdem die Werte der über den Rohrquerschnitt gemittelten Austrittstemperatur. Diese liegt beim Referenzmodell am höchsten, was bedeutet, dass eine homogene Anströmung des Wärmetauschers einen effizienteren Energieaustausch ermöglicht.

Modell	Druckverlust	Austrittstemperatur
-	Pa	°C
Referenz	414	3,9
Position 1	538	2,27
Position 2	517	2,35
Position 3	516	3,38

Tabelle 8: Tatsächlicher Druckverlust und gemittelte Temperatur am Austritt

In Abbildung 6.17 ist bei den Modellen mit Strömungshomogenisierung eine deutliche verbesserte Homogenität im Temperaturabfall durch den Wärmetauscher zu sehen.

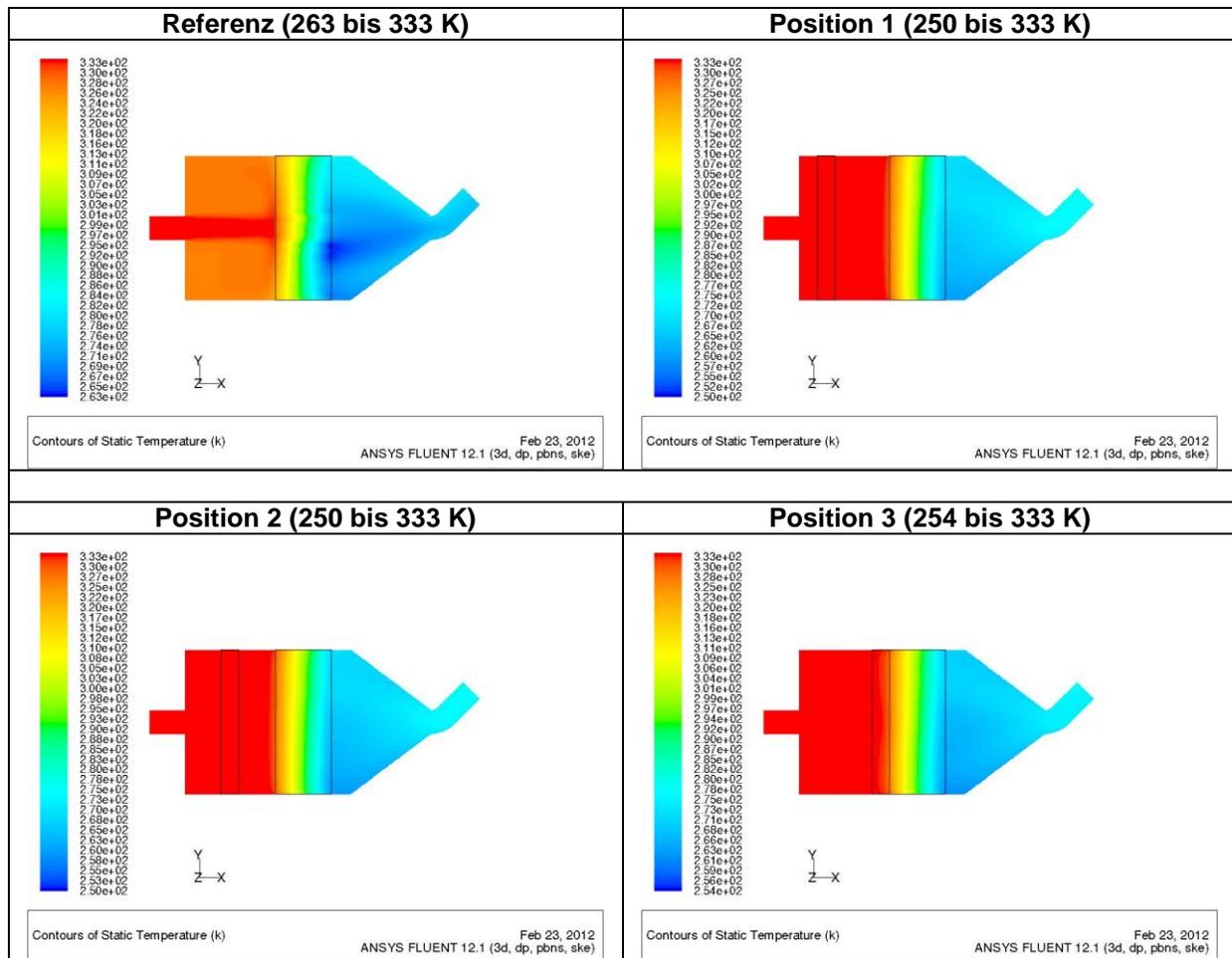


Abbildung 6.17: Temperaturverteilung im Vorkühler

Zusammenfassend können die in diesem Kapitel durchgeführten Maßnahmen als positiv angesehen werden. Die Homogenisierung des Strömungsfeldes mit einer porösen Zwischenschicht ist in einem ausreichenden Ausmaß gegeben. Die Effizienz des Wärmetauschers kann dabei, wenn auch nur um wenige Prozentpunkte, verbessert werden.

Ein großer Vorteil sollte sich aber im Betrieb des Tiefkühlers ergeben, da die ursprüngliche Kernströmung unterbunden werden kann. Somit sollte auch kein lokales Vereisen des Wärmetauschers eintreten. Die Simulationsergebnisse für den Tiefkühler können in Anhang 8.1 eingesehen werden.

Die Ausführung des Konzeptes lässt sich jedoch nur auf Kosten eines zusätzlichen Druckverlustes realisieren, der aber im Vergleich zu anderen Einzelverlusten als gering angesehen werden kann und somit keine große Hürde darstellen sollte. Die vorteilhafteste Anordnung der porösen Schicht muss dazu allerdings ermittelt werden.

Wie in Tabelle 8 zu sehen ist, sinkt der Druckverlust mit steigendem Abstand der Porosität zum Eintritt, es ist jedoch auch nach der Porosität ein weiterer Ausgleichsraum nötig, um die Strömung noch besser zu homogenisieren. Es kann jedoch bereits davon ausgegangen werden, dass sich erhebliche Einsparungen in der Baulänge der Vor- bzw. Tiefkühlereinheit umsetzen lassen.

Um diese Behauptung zu bestätigen wurde ein verkürztes Modell erstellt, in dem sich die poröse Schicht an Position 1, 100 mm nach Eintritt befindet. Die Schichtstärke sowie die Länge des anschließenden Ausgleichsraums betragen ebenfalls 100 mm. Es ergibt sich somit eine Einsparung in der Gesamtlänge von 210 mm.

Die abschließenden Simulationsergebnisse in Abbildung 6.18 bzw. Tabelle 9 zeigen einen offensichtlichen Vorteil gegenüber dem Referenzmodell auf. Eine weitere Verkürzung der Zonen Eintrittsraum, Porosität bzw. Beruhigungsraum wirkt sich auf Kosten des Druckverlusts bzw. der Homogenisierung aus.

Ein kürzerer Eintrittsbereich erhöht, wie vorher gezeigt, den Gesamtdruckverlust. Eine dünnere poröse Schicht erhöht trotz gleichen definierten Druckabfalls den Gesamtdruckverlust und wirkt sich ungünstig auf die Homogenisierung aus. Ein kürzerer Beruhigungsraum beeinflusst das Homogenisierungsverhalten ebenfalls negativ.

Modell	Druckverlust	Austrittstemperatur	Homogenisierung	Gesamtlänge
-	Pa	°C	-	mm
Referenz	414	3,9	Keine	1384
Position 1 (100mm)	538	2,27	Hoch	1384
Position 2 (200mm)	517	2,35	Hoch	1384
Position 3 (300mm)	516	3,38	Mittel	1384
Verkürzte Version	537	2,21	Hoch	1174

Tabelle 9: Vergleich Vorkühlerkonzepte

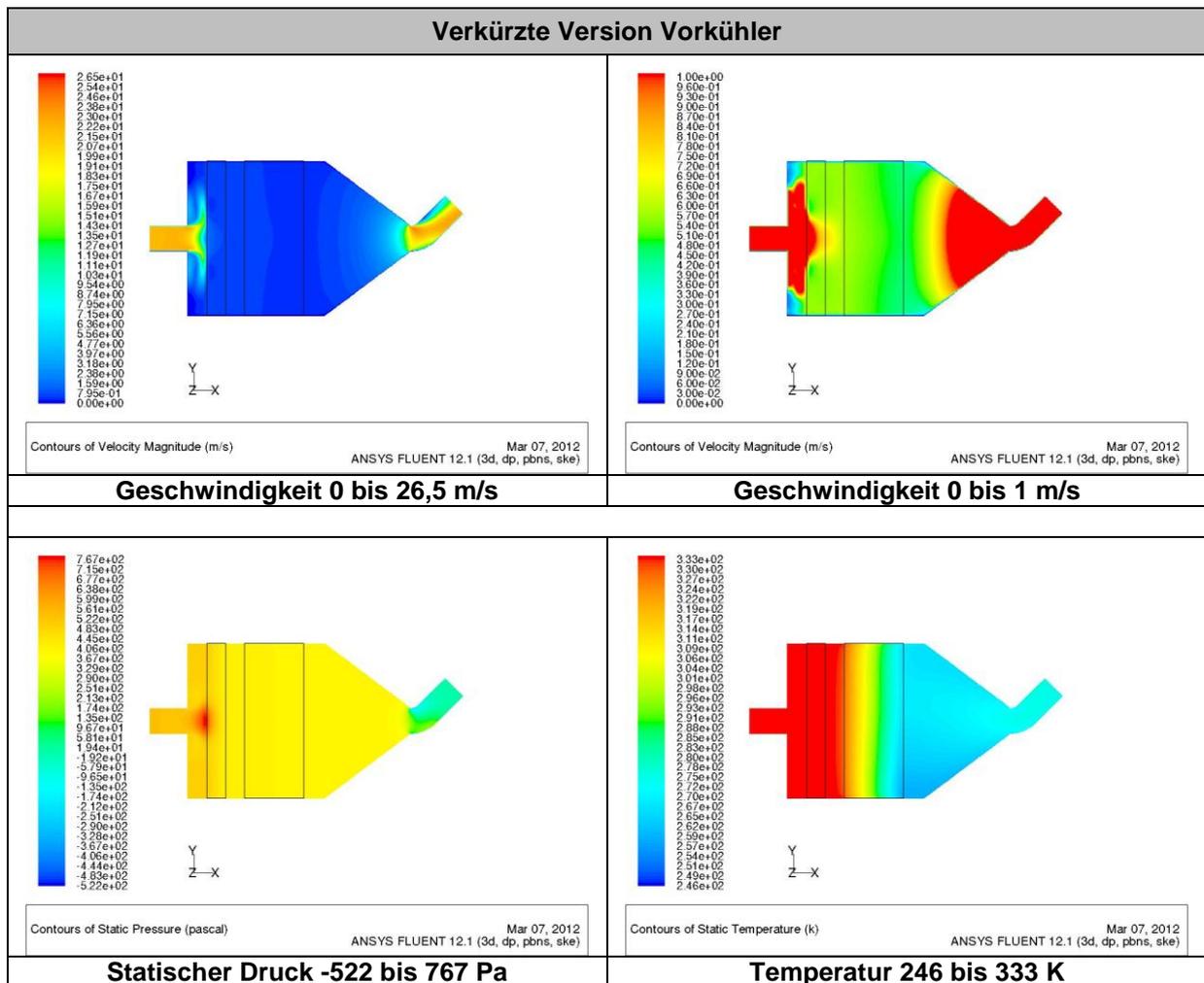


Abbildung 6.18: Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturverteilung, verkürzte Version

6.1.4 Lochplatte

Im vorhergehenden Kapitel wurde die Homogenisierung durch einen konstanten Druckabfall über den gesamten Querschnitt erreicht. Der anliegende statische Druck ist jedoch im zentralen Bereich am höchsten und verringert fällt zum Rand hin stark ab. Passt man den notwendigen Druckabfall dem Druckverlauf über dem Querschnitt an, so erhält man eine optimale Lösung zur Strömungshomogenisierung, mit minimalem Druckverlust.

In diesem Kapitel soll anstatt einer konstanten porösen Schicht eine der Druckverteilung angepasste Lochplatte für die Gleichverteilung des Strömungsmediums sorgen.

Die Ermittlung der Druckverteilung an einem definierten Querschnitt erfolgte in diesem Fall in umgekehrter Weise. Dazu wurde ein Viertelmodell erstellt, das den Luftkasten nur bis 100 mm nach Eintritt darstellt. An dieser Fläche konnte sodann für die Simulation eine Randbedingung mit in Achsrichtung über die Fläche konstanter

Austrittsgeschwindigkeit definiert werden. Als Ergebnis konnten damit die Druckverteilung an der Austrittsfläche sowie das Geschwindigkeitsfeld für weitere Berechnungen erzeugt werden.

Abbildung 6.19 zeigt den Druckverlauf in Abhängigkeit der y- und z-Koordinate quer zur Hauptströmungsrichtung. Im dargestellten Idealfall decken sich diese beiden Verläufe.

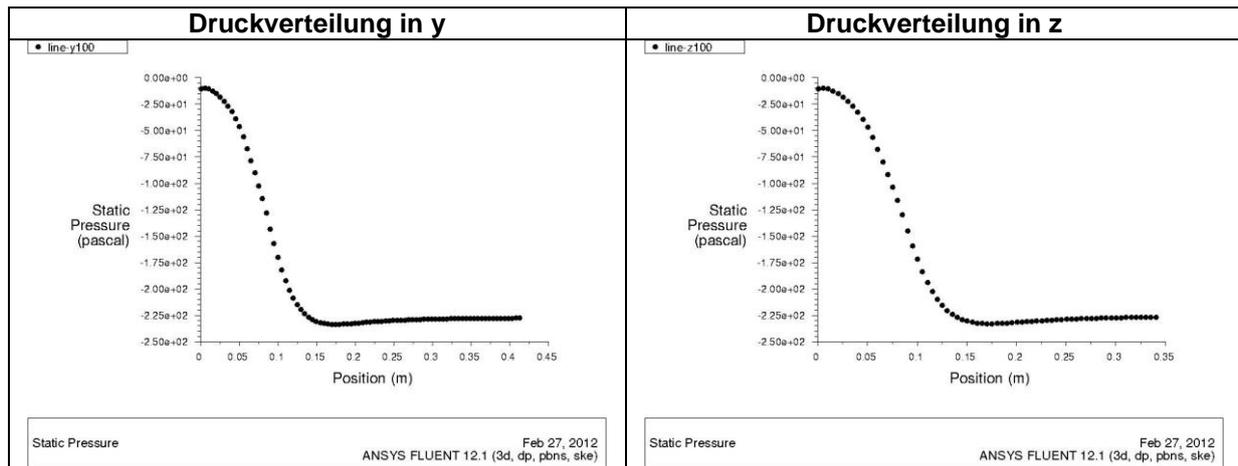


Abbildung 6.19: Kurven des statischen Drucks an der Austrittsfläche in y- und z-Richtung

Die Geschwindigkeit ist entsprechend den vorgegebenen Randbedingungen über die gesamte Austrittsfläche konstant. Es stellt sich die in Abbildung 6.20 dargestellte Druckverteilung ein.

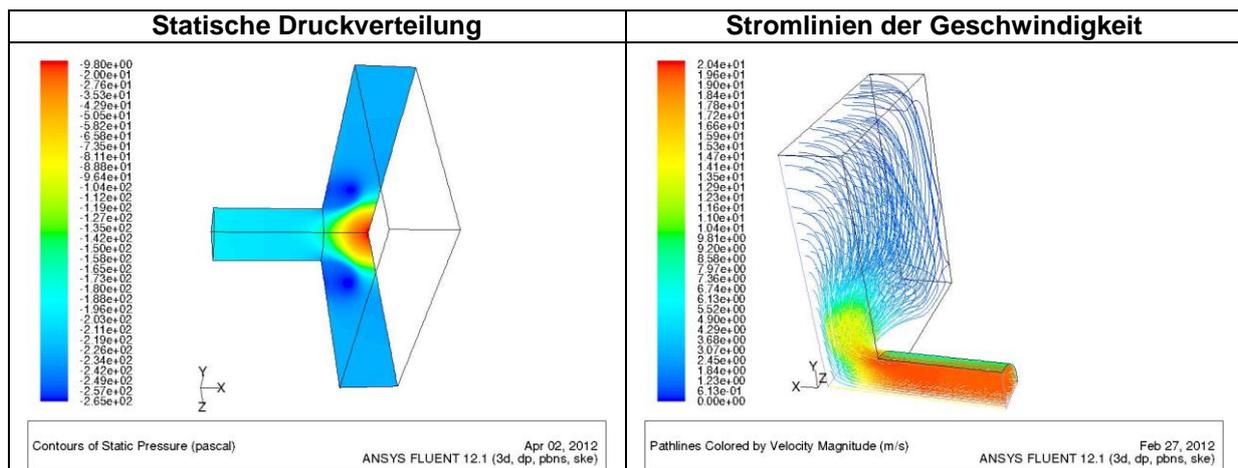


Abbildung 6.20: Statischer Druck und Geschwindigkeitsstromlinien, Idealmodell

Zur Berechnung des Druckabfalls bei der Durchströmung einer Bohrung bietet sich die Bernoulligleichung an. Da diese für die Auslegung der folgenden Bohrungsverteilungen verwendet wurde, folgt hier eine kurze Beschreibung.

6.1.4.1 Bernoulligleichung mit Verlusten

Die Bernoullische Gleichung für einen Stromfaden im stationären Fall lautet:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g z = \text{const.}$$

Gleichung 6.7

Für gasförmige Strömungsmedien kann der Anteil der potentiellen Energie $\rho g z$ vernachlässigt werden (geodätische Höhe z). Strömungsverluste durch Rohrreibung oder Querschnittsverengungen bzw. -erweiterungen können als Verlust des statischen Drucks berücksichtigt werden:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta p_v$$

Gleichung 6.8

Der Druckverlust wird dabei aus dem Verlustbeiwert ζ und dem dynamischen Druckanteil gebildet. Die Beiwerte der Einzelverluste können zum Gesamtverlustbeiwert addiert werden.

$$\Delta p_v = \sum_i \zeta_i \cdot \frac{1}{2} \rho v^2$$

Gleichung 6.9

Es ist darauf zu achten, dass der Verlustbeiwert auf den richtigen Querschnitt bezogen wird. Bei einer Querschnittsverengung oder -erweiterung kann dieser beispielsweise auf den Zustand vorher oder nachher bezogen werden, was in der Gleichung mit dem richtigen Anteil des dynamischen Drucks berücksichtigt werden muss. [5]

6.1.4.2 Anpassung an statische Druckverteilung

Es wurde eine gedachte Lochplatte quer zur Strömungsrichtung über den gesamten Luftkastenquerschnitt gelegt. Die Platte wurde in konzentrische Kreisringe unterteilt, welche weiter in Kreisringsegmente mit gleicher Fläche aufgeteilt wurden. Im Zentrum jedes Flächenelements befindet sich eine Überströmbohrung, deren Durchmesser je nach Position des Kreisringsegments an den abzubauenen

statischen Druck angepasst werden muss. Abbildung 6.21 zeigt schematisch ein Segment der Lochplatte sowie das Fluidmodell, das zur Berechnung verwendet wurde.

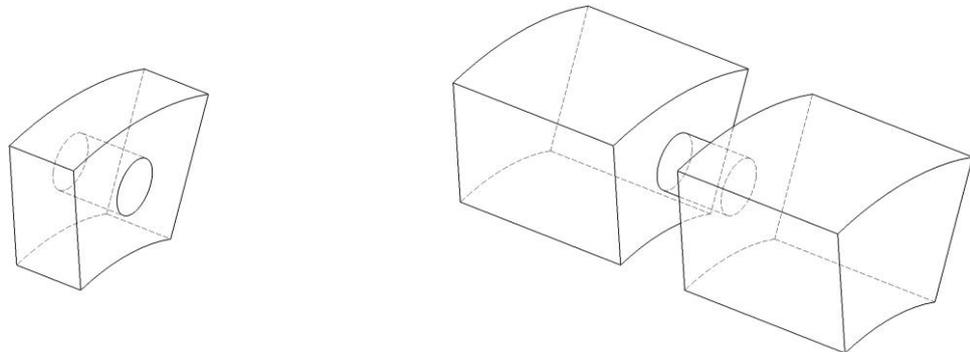


Abbildung 6.21: Einzelsegment von Lochplatte und Fluidmodell

Durch Anwendung der verlustbehafteten Bernoulligleichung am Fluidsegment kann somit ein dem statischen Druck vor der Bohrung entsprechender Querschnitt ermittelt werden.

Im ersten Schritt beruht die Berechnung auf der Annahme, dass die Strömungsgeschwindigkeit in den Bereichen vor und nach der Bohrung dem geforderten, über dem Gesamtquerschnitt konstanten Wert entspricht. Eintritts- und Austrittsverlustbeiwerte der Bohrung wurden berücksichtigt, der Anteil der Wandreibung durch die Bohrung allerdings vernachlässigt. Durch Einsetzen der Werte in die Bernoulligleichung unter Verwendung von empirisch ermittelten Verlustbeiwerten für die Ein- bzw. Austrittsverluste, erhält man das Flächenverhältnis vom freien Strömungsquerschnitt (Lochquerschnitt) zum gesamten Strömungsquerschnitt des Plattensegments.

Somit kann über den freien Querschnitt der Lochdurchmesser bestimmt werden. Die Anzahl der Bohrungen am jeweiligen Teilkreis ist bereits durch die Anzahl der flächengleichen Segmente bestimmt.

Durch diese Vorgehensweise konnte ein Lochbild mit variablen Bohrungsdurchmessern ermittelt werden, das sodann als Simulationsmodell abgebildet wurde. Abbildung 6.22 zeigt, dass der Lochdurchmesser an Stellen mit hohem statischem Druck klein und an Stellen mit niedrigem statischem Druck groß sein muss, um den anliegenden Druck über die Lochplatte abzubauen.

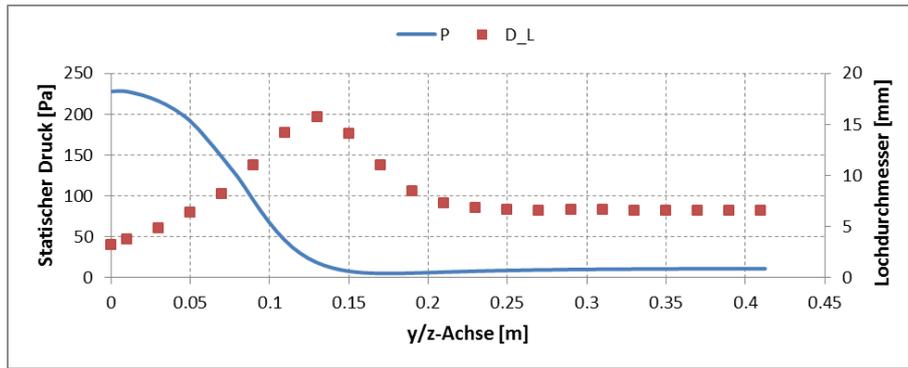


Abbildung 6.22: Bohrungsdurchmesser und Druckverteilung, Variante 1

Die in Abbildung 6.23 dargestellten Simulationsergebnisse liefern noch keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Im Bild der Geschwindigkeitsverteilung sieht man eine starke Verzögerung kurz nach dem Einströmen in den Luftkasten. Hier strömt das Fluid gegen einen hohen statischen Druck (siehe Druckverteilung) und wird daher abgebremst bzw. umgelenkt. Nach der Lochplatte erkennt man eine ausgeprägte Strömung im zentralen Bereich welche auf ein schlecht angepasstes Lochbild zurückzuführen ist. Der Großteil der Luft strömt in diesem Bereich durch die Platte, daher muss der freie Querschnitt hier verringert werden.

Die Ermittlung eines Lochbildes, das als Eingangsgröße lediglich die Verteilung des statischen Drucks berücksichtigt, ist daher zur ausreichenden Homogenisierung der Strömung nicht geeignet.

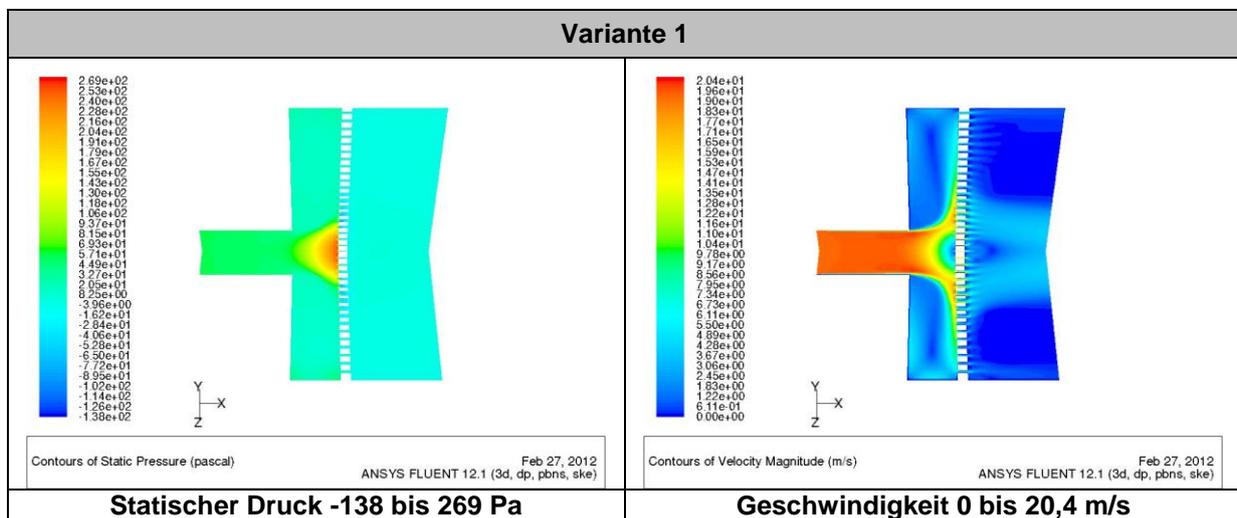


Abbildung 6.23: Lochblech Variante 1, statischer Druck und Geschwindigkeit

6.1.4.3 Berücksichtigung der Strömungsgeschwindigkeit

Betrachtet man die Geschwindigkeitsverteilung unmittelbar vor dem Durchströmen der Lochplatte, so erkennt man, dass in weiten Bereichen die Geschwindigkeitskomponente entlang der Platte jene Komponente normal dazu bei weitem überschreitet. Die Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung ist keineswegs weder über den Querschnitt konstant, noch liegt sie im Bereich der anzustrebenden konstanten Ausströmgeschwindigkeit. Dies wurde in den vereinfachten Annahmen im vorhergehenden Fall vorausgesetzt.

Für ein verbessertes Modell muss somit auch das Geschwindigkeitsfeld berücksichtigt werden. Dazu wurde die Verteilung der Geschwindigkeit in x-Richtung, also in Hauptströmungsrichtung, betrachtet (siehe Abbildung 6.24).

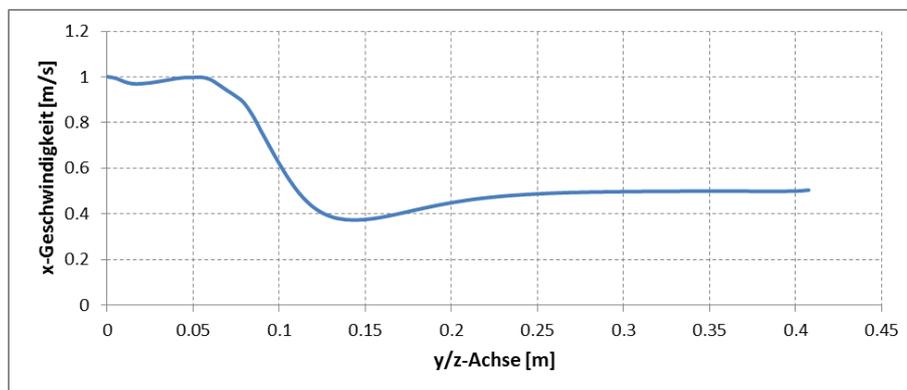


Abbildung 6.24: Verteilung Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung

Unter der Berücksichtigung, dass die Bohrungen im allgemeinen Fall nicht achsparallel angeströmt werden und sich somit ein lokaler Eintrittsverlustbeiwert ergibt, der mittels der Geschwindigkeitsverteilung berechnet wird, und außerdem eines geänderten Geschwindigkeitsfeldes vor der Lochplatte, wurde eine neue Variante entwickelt.

In der Berechnung wird dabei die lokale x-Komponente der Geschwindigkeit kurz vor der Platte als Eintrittsgeschwindigkeit verwendet und der Eintrittsverlustbeiwert wird abhängig vom Anströmwinkel gebildet. Der Bereich mit größeren Bohrungsdurchmessern verschiebt sich weiter an den Rand, wo eine sehr flache Anströmung vorliegt und im vorherigen Fall nur ein geringer Anteil durch die Lochplatte strömen konnte.

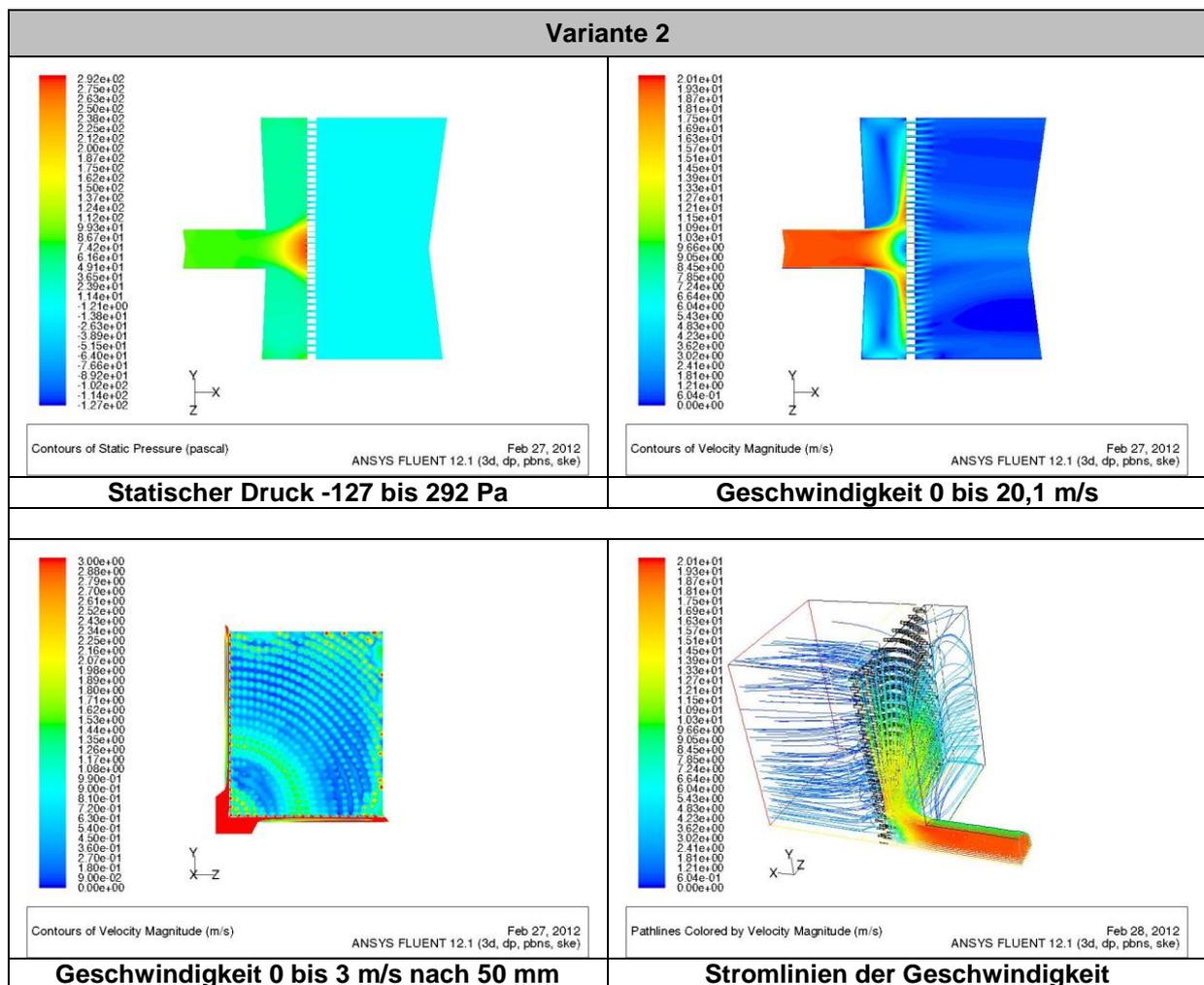


Abbildung 6.25: Lochblech Variante 2, Statischer Druck und Geschwindigkeit

Trotz erheblicher Verbesserungen gegenüber Variante 1 sind auch im Geschwindigkeitsfeld der Variante 2 noch einige Inhomogenitäten nach dem Durchströmen der Lochplatte festzustellen. (siehe Abbildung 6.25). Der zentrale Bereich ist nach wie vor zu stark beaufschlagt. Außerdem ergibt sich ein ringförmiger Zwischenbereich mit überdurchschnittlichem Durchfluss.

Zur weiteren Verbesserung wurde das Lochbild mittels eines Korrekturfaktors angepasst, der mit der Durchmesser-Verteilung von Variante 2 multipliziert wird. Der Korrekturfaktor ist proportional dem Kehrwert des Eintrittsverlustbeiwerts.

Der Korrekturfaktor F3 bezieht sich auf die zentrale Bohrung. Der zentrale Bereich bleibt somit bei der Anpassung unberücksichtigt. Da die Simulationsergebnisse von Variante 3 (Abbildung 6.28) jedoch weiterhin eine konzentrierte Strömung in diesem Bereich zeigen wurde eine weitere Korrektur durchgeführt. Der Faktor F4 in Variante 4 ist um den Wert 0,2 kleiner als F3.

Die Werte von F3 und F4 sind in Abbildung 6.26 zu sehen. Es entsteht eine deutliche Vergrößerung der freien Querschnittsfläche im äußeren Bereich.

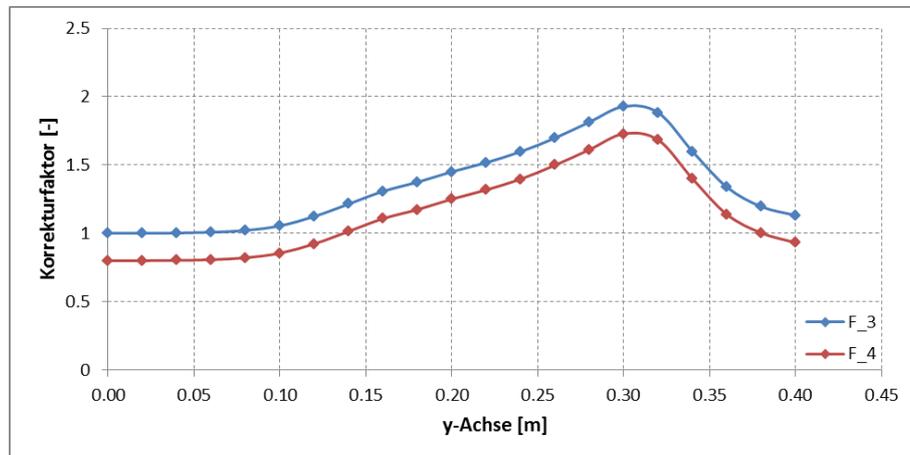


Abbildung 6.26: Korrekturfaktoren für Varianten 3 und 4

Die Verteilung der Bohrungsdurchmesser zeigt die folgende Abbildung 6.27. Variante 3 beeinflusst mit dem Faktor F3 hauptsächlich den Randbereich (vgl. Verlauf von DL_C3 und DL_2). Da sich jedoch der zentrale Bereich als problematisch herausstellte, wurde dieser mit dem Faktor F4 korrigiert (DL_C4).

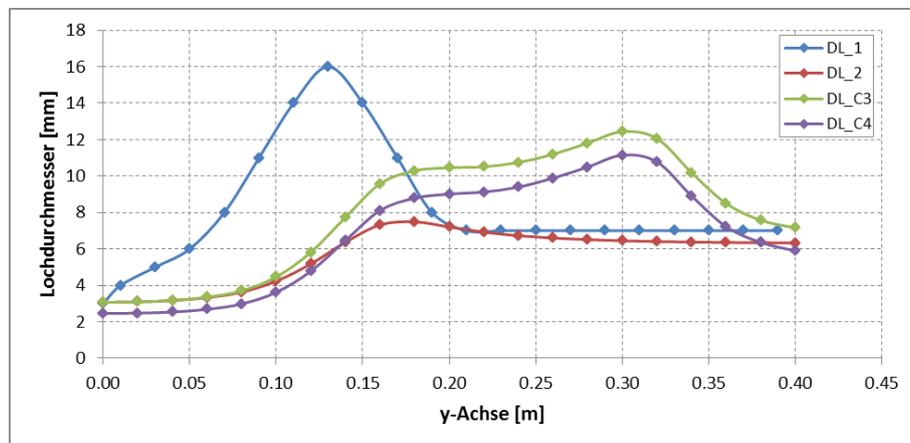


Abbildung 6.27: Verteilung der Bohrungsdurchmesser, Varianten 1 bis 4

In Abbildung 6.28 ist der Vergleich der korrigierten Varianten zu sehen. Bei Variante 3 ist noch eine ausgeprägte Kernströmung zu erkennen. Variante 4 weist jedoch eine Konzentration der Strömung im äußeren Bereich in z-Richtung auf. Die asymmetrische Verteilung entsteht durch die rechteckige Form des Luftkastens. In Abbildung 6.28, unten, ist einerseits eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit im rechten Randbereich zu sehen, andererseits entstehen Zonen mit verringerter Strömung.

Das Lochbild wurde anhand der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in y-Richtung ausgelegt und ist daher für die z-Richtung nicht optimal. Es kommt zur Aufstauung des Strömungsmediums bei Erreichen der Wand und somit zu einem Gebiet mit höherem Druck, für welchen die Bohrungsdurchmesser nicht berechnet wurden. Daher entsteht in diesem Bereich auch ein größerer Massendurchsatz.

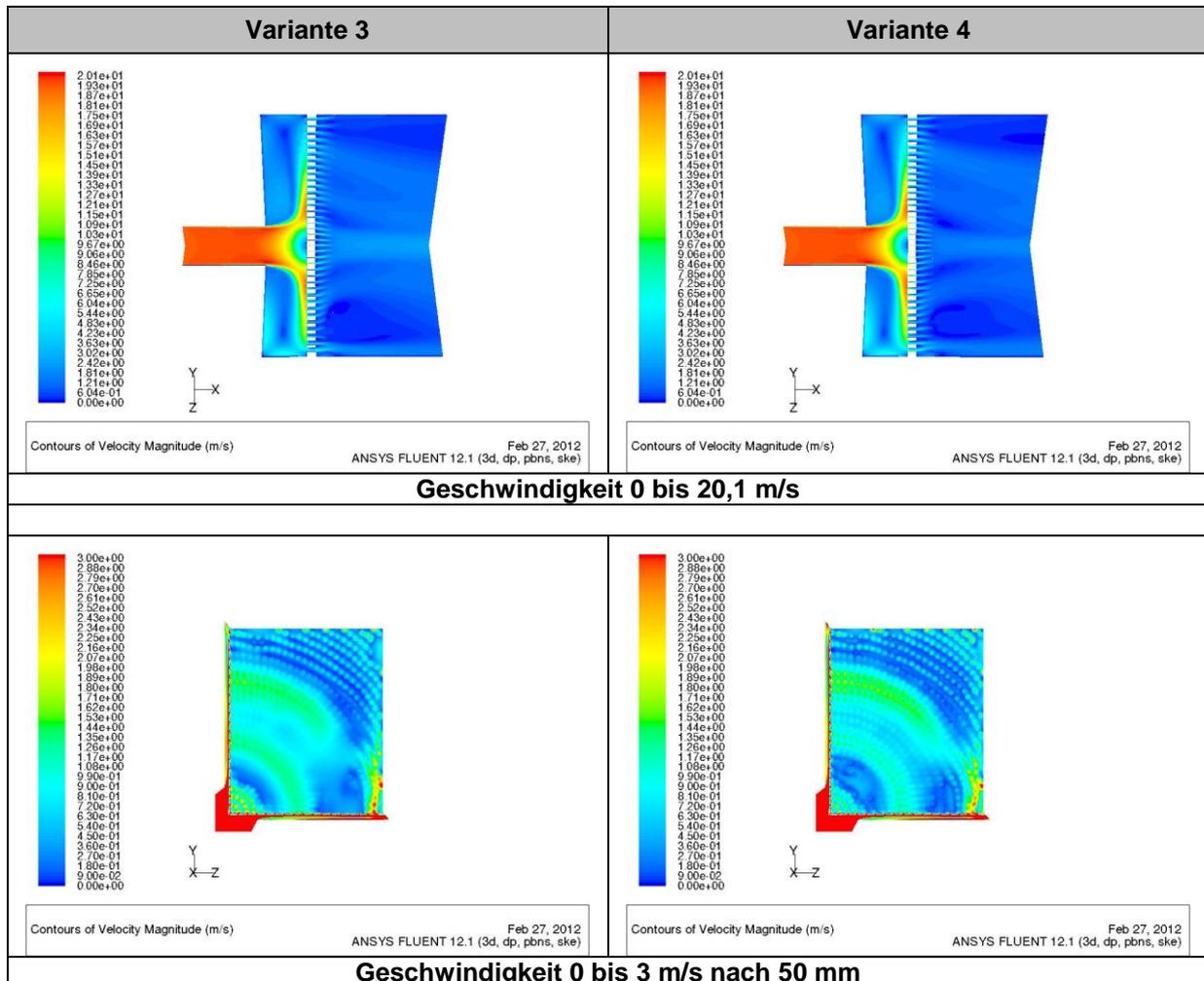


Abbildung 6.28: Vergleich der Geschwindigkeit von V3 und V4

Zur optimalen Auslegung müsste das Lochbild weiter iterativ angenähert werden. Im Gegensatz zur Ausgangssituation bieten die erreichten Lösungen aber bereits eine entscheidende Verbesserung.

6.1.4.4 Rasterauslegung mit konstantem Bohrungsdurchmesser

Die im Zehntelmillimeterbereich angepassten Bohrungsdurchmesser bedeuten in der Fertigung einer Lochplatte einen enormen Aufwand und damit erhebliche Kosten. Ein Lochbild mit konstantem Bohrungsdurchmesser wäre somit anzustreben. Dies wurde in der folgenden Variante berücksichtigt.

Da die Bohrungsdichte bisher nur in eine Koordinatenrichtung quer zur Strömungsrichtung, in diesem Fall in y-Richtung, ausgelegt wurde, ergeben sich in der z-Richtung große Inhomogenitäten in der Strömung, die durch die unterschiedlichen Wandabstände in y- und z-Richtung verursacht werden. Eine exaktere Auslegung in beide Koordinatenrichtungen ist daher anzustreben.

Die Auslegung des Lochrasters erfolgte über die in y- und z-Richtung unterschiedliche Lochdichte. Je höher die Lochdichte an einer Stelle ist, desto kleiner ist der Abstand zwischen den Linien des Rasters. An den Kreuzungspunkten des Rasters wurden Bohrungen mit einem definierten Durchmesser angebracht. Das daraus entstandene Lochbild ist somit in den zwei Koordinatenrichtungen unterschiedlich.

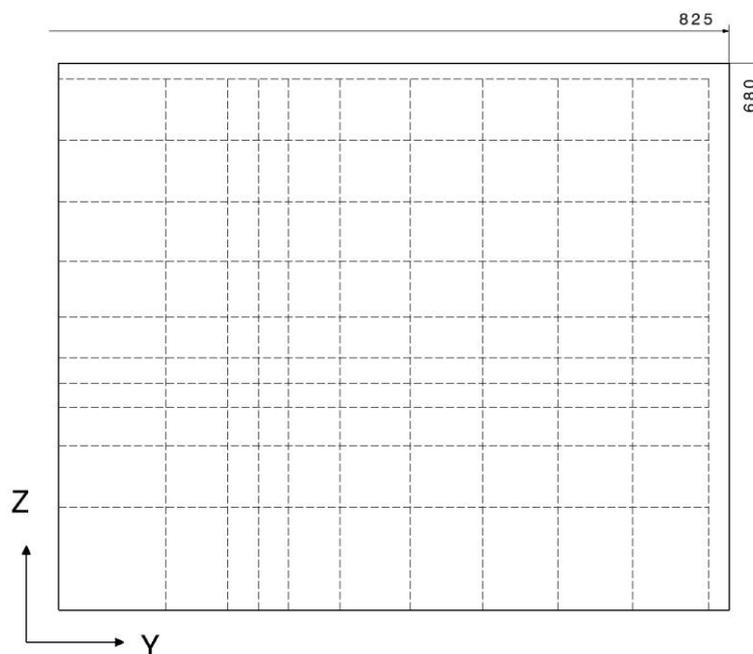


Abbildung 6.29: Lochraster in y- und z-Richtung

Es ist bereits in Abbildung 6.29 zu erkennen, dass die sich über die kartesischen Koordinaten ändernde Lochdichte nicht im gesamten Bereich der radial unterschiedlichen Druck- und Geschwindigkeitsverteilung angepasst ist. Im Kreuzungsbereich mit engeren Rasterabständen entsteht eine Zone mit zu hoher, in anderen Gebieten mit zu niedriger Durchlässigkeit.

Dem entsprechend zeigt Abbildung 6.30 Bereiche mit höherer und niedrigerer Strömungsgeschwindigkeit. Auch die feinere Rasterung verbessert die Gesamtsituation in diesem Fall nicht. Es kann zwar entlang der y- und z-Achse eine homogenere Ausströmung erreicht werden, (vgl. Geschwindigkeit in der Symmetrieebene) die Verteilung in den anderen Zonen wird damit jedoch nicht positiv beeinflusst.

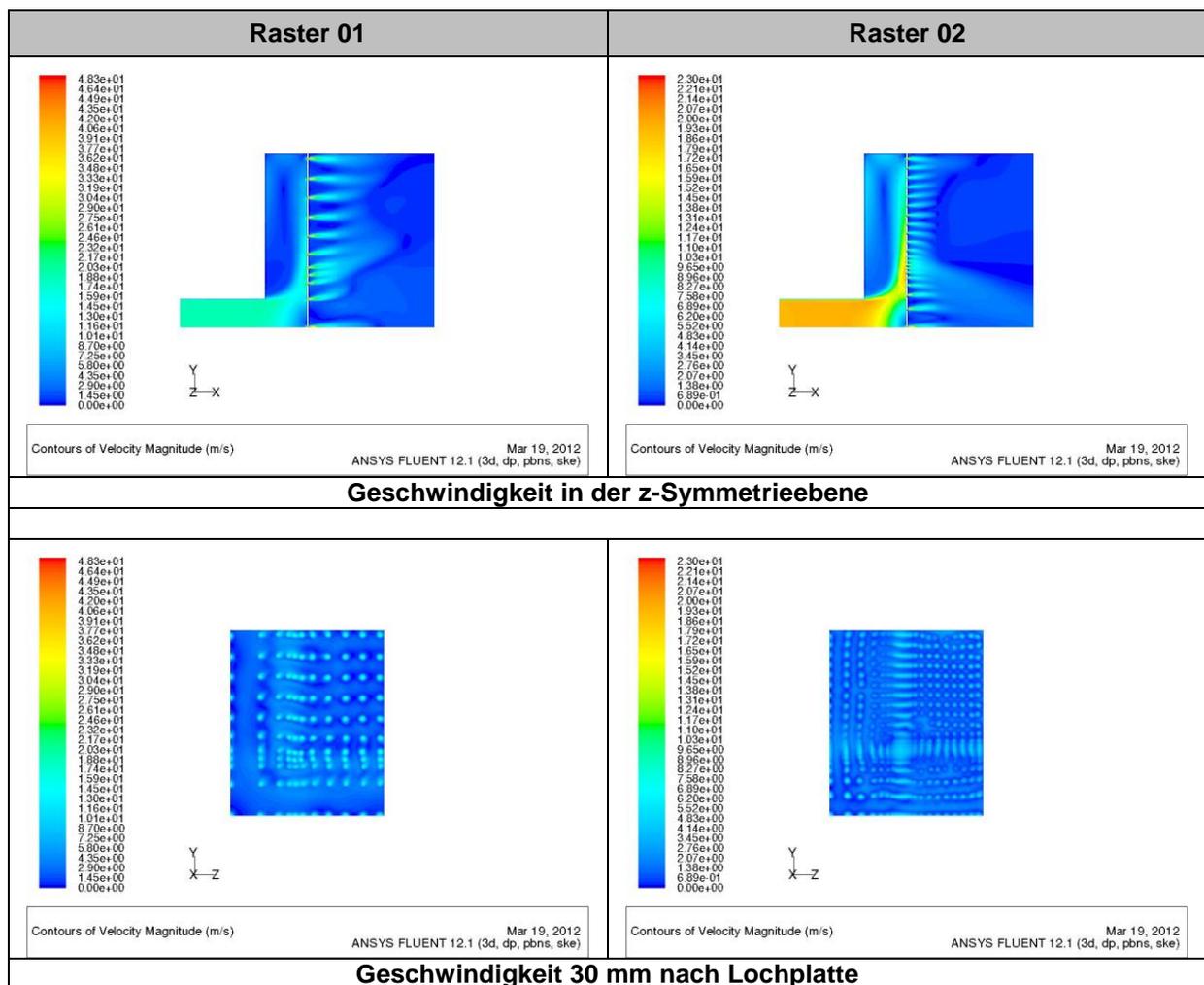


Abbildung 6.30: Geschwindigkeitsverteilung Raster 01 und 02

Aus diesen Ergebnissen geht hervor, dass eine radiale Lochbildauslegung zu bevorzugen ist. Die Randbereiche sind dabei allerdings nicht richtig abgebildet, aber der Großteil der Fläche kann zufriedenstellend angepasst werden.

6.1.4.5 Radiale Auslegung mit gestuften Bohrungsdurchmessern

Die folgende Variante 7 wurde in einigen Iterationsschritten optimiert. Es wurde zuerst wieder eine Unterteilung in konzentrische Kreise mit konstanter Dicke durchgeführt.

Ausgehend von einer Berechnung des freien Querschnitts für den gesamten Teilkreis, konnte die Lochverteilung pro Teilkreis nun durch die zwei Parameter Lochdurchmesser und Lochanzahl festgelegt werden. Als Lochdurchmesser wurden nur die Werte 4, 5, 8, 10 und 12 Millimeter verwendet. Anhand der daraus folgenden Geschwindigkeitsverteilung (in definiertem Abstand nach der Lochplatte) wurde für

den folgenden Schritt die freie Fläche für jeden Teilkreis wenn nötig individuell angepasst.

Das Ergebnis des dritten Iterationsschrittes ist Variante 7 (siehe Abbildung 6.31). Dieses Lochbild erreicht eine sehr gute Homogenisierung des Strömungsfeldes. Aufgrund des teils großen Verhältnisses von Lochdurchmesser zu Plattendicke ist am Plattenausritt ein Strömungsgleichrichter notwendig, um Querströmungen zu unterbinden. In der Simulation wurde dies mittels einer porösen Zone erreicht, die in Hauptströmungsrichtung keinen Druckverlust hervorruft, jedoch keine Querströmungen zulässt. In der Realität kann dies durch ein direkt nach der Lochplatte angeordnetes prismatisches Gitter umgesetzt werden.

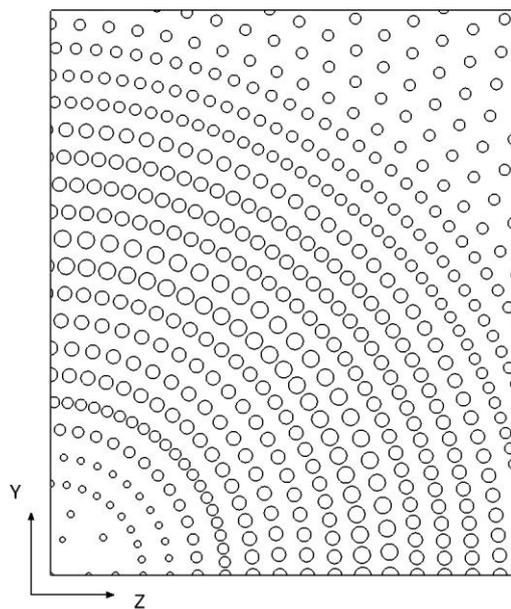


Abbildung 6.31: Lochbild Variante 7

a) Durchströmung der Platten ohne Wärmetauscher

Die Ergebnisse aus der Simulation sind in Abbildung 6.32 dargestellt. Der schwarz umrahmte Bereich gibt die Zone des Strömungsgleichrichters an, der direkt nach der Lochplatte beginnt. Der Verlust des statischen Druckes über die Platte (hier berechnet vom Eintrittsrohr bis zum Austritt aus dem Luftkasten) beträgt bei dieser Variante 51 Pa. Im Vergleich zu den Ergebnissen mit den Porositätsmodellen bedeutet das eine Halbierung des Druckverlusts der strömungshomogenisierenden Bauteile.

In der Abbildung rechts oben ist deutlich die Entwicklung einer Kernströmung zu erkennen, deren maximalen Geschwindigkeitskomponenten in diesem Fall jedoch unter 1,5 m/s liegen. Die Anordnung des Wärmetauschers in einem Bereich etwa 50 mm nach der Platte wäre daher von Vorteil gegenüber einer weiter stromabwärts gelegenen Position, da somit die Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt des Wärmetauschers noch etwas gleichmäßiger bleibt.

In den Abbildungen unten ist wiederum die nicht optimale Auslegung des Randbereichs in z-Richtung erkennbar. Nichts desto trotz halten sich auch hier die Spitzen der Strömungsgeschwindigkeit in Grenzen.

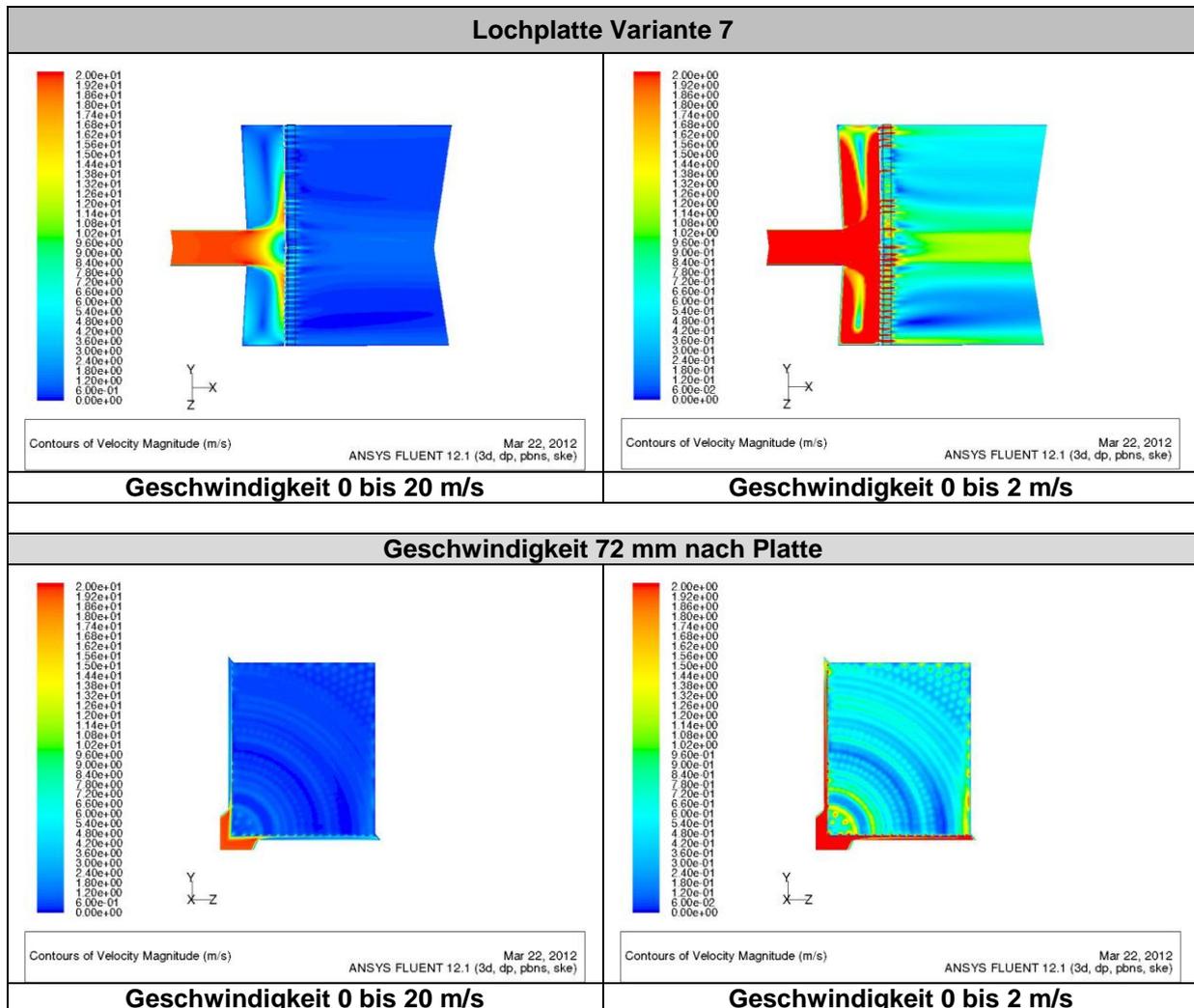


Abbildung 6.32: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7

b) Durchströmung mit Wärmetauscher, 100% Massenstrom

Aufgrund der vielversprechenden Ergebnisse von Variante 7 wurde zum besseren Vergleich mit den Varianten mit Porosität eine Simulation mit nachgeschaltetem Wärmetauscher durchgeführt (zweiter schwarz umrahmter Bereich in Abbildung 6.33).

Da es sich bei der Lochplattenausführung jedoch um ein Viertelmodell handelt und die Porositätsmodelle am Halbmodell berechnet wurden, stimmt die Auslegung des Wärmetauschers der beiden Fälle nicht überein, die Austrittstemperaturen sind somit nicht aussagekräftig und werden daher auch nicht angeführt. Zur Anpassung an das Modell des Wärmetauschers musste der eintretende Luftmassenstrom geringfügig erhöht werden.

Vom zusätzlichen Druckverlust von 22 Pa (Gesamtdruckverlust 73 Pa) fallen ca. 8 Pa auf den Verlust des Wärmetauschers, der Rest von 14 Pa ergibt sich aufgrund des erhöhten Massenstroms und der Verlängerung des Luftkastens zur Unterbringung des Wärmetauschers.

Der Wärmetauscher beeinflusst das Strömungsverhalten aber durchaus positiv. Die Anordnung des Wärmetauschers erfolgte 47 mm nach der Austrittsebene der Lochplatte, es befindet sich so nach dem Gleichrichter ein freier Raum mit 22 mm Tiefe. Vor dem Wärmetauscher wird die Strömung erneut aufgestaut und daher zusätzlich homogenisiert. Die Durchströmung des Wärmetauschers erfolgt im gesamten Querschnitt mit Geschwindigkeiten zwischen ca. 0,45 und 0,8 m/s. Die Abweichung zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit von etwa 0,55 m/s ist somit sehr gering.

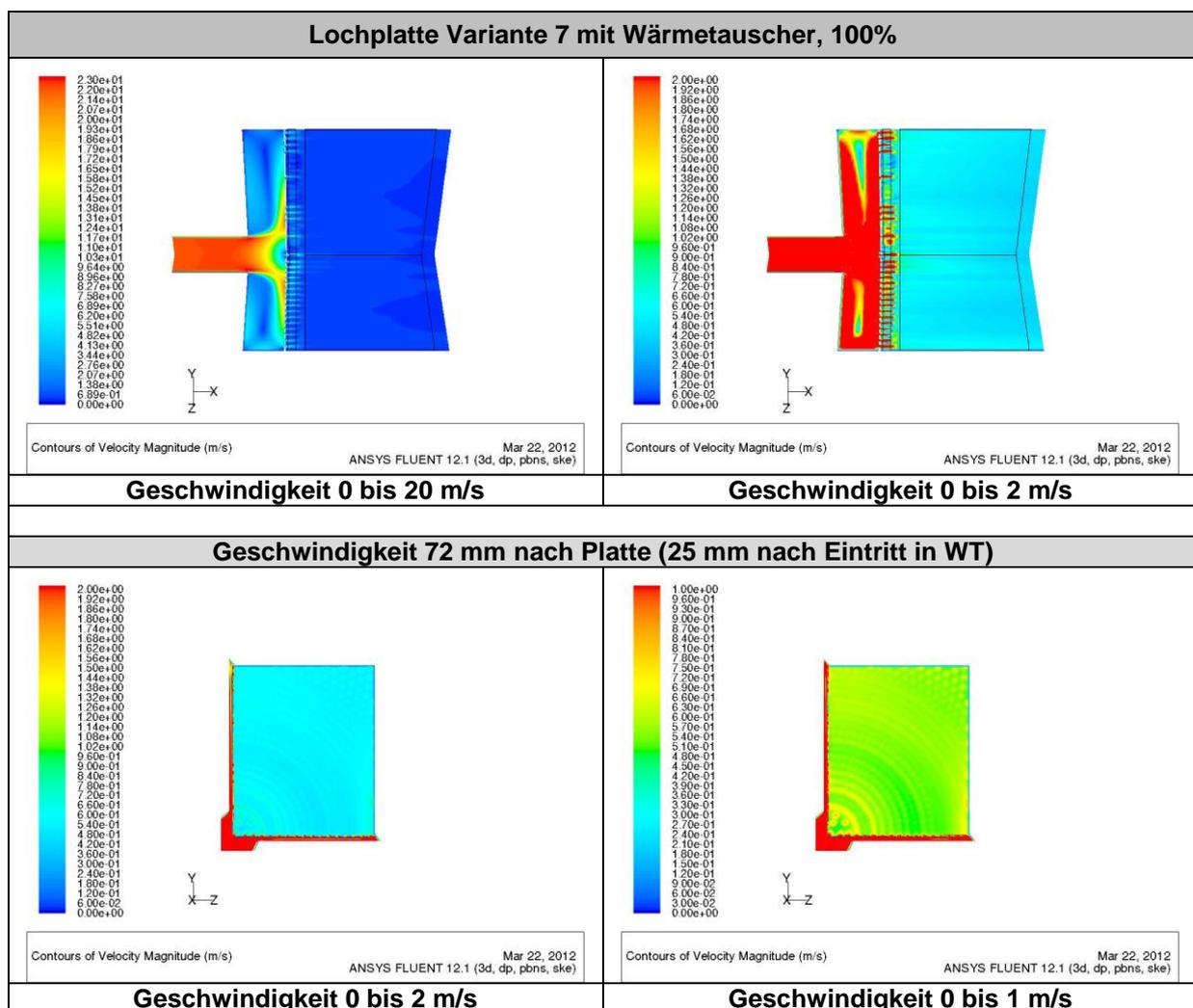


Abbildung 6.33: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7 mit WT, 100% Massenstrom

c) Durchströmung mit Wärmetauscher, 20% Massenstrom

Zur Ermittlung der Funktion der Lochplatte bei unterschiedlichen Massendurchflüssen wurde die obige Konfiguration mit einem Durchsatz von 20 % des Nennmassenstroms beaufschlagt. Die Ergebnisse der Simulation zeigen die gleichen

Bilder wie sie im Fall des Nennmassenstroms auftreten, reduziert um den entsprechenden Faktor (vgl. Abbildung 6.33 und Abbildung 6.34).

Der Druckverlust ist mit 2,9 Pa äußerst gering.

Die Schlussfolgerung daraus war, dass das Strömungsverhalten im Luftkasten unabhängig vom Massendurchfluss ist. Somit ist das Lochbild für verschiedene Lastpunkte geeignet.

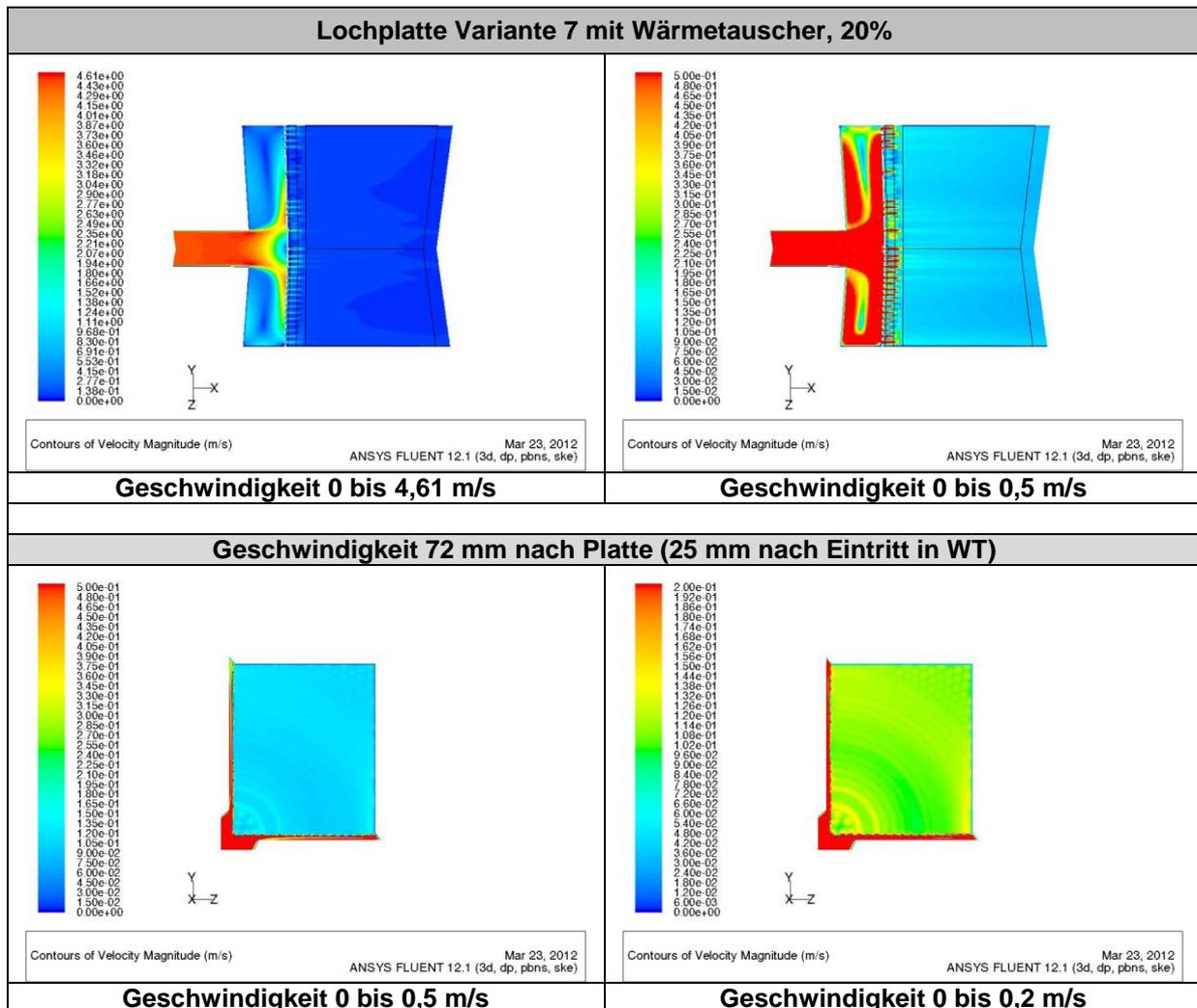


Abbildung 6.34: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7 mit WT, 20% Massenstrom

Abschließend ist zu bemerken, dass mit dieser Variante eine äußerst konkurrenzfähige Alternative zur Porositätsvariante gefunden wurde, welche durch automatisierte Fertigungsverfahren auch einfach zu realisieren ist. Das Problem bei einer porösen Schicht ist, dass ohne aufwendige Versuche und Messungen der geforderte Druckverlust nicht ausreichend genau definiert werden kann.

6.2 Ansaugstrecke

Wird ein Körper von einem Fluid umströmt, so entsteht je nach seiner Form und Orientierung der Strömung ein von der Strömungsgeschwindigkeit des Fluides abhängiger Staudruck an der der Strömung zugewandten Seite des Körpers.

Bei Motorrädern werden aus diesem Grund manchmal die Einlassöffnungen für die Ansaugluft in Fahrtrichtung angeordnet. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten bildet sich dabei ein Staudruck in der Airbox, der einen Überdruck im Ansaugsystem bereitstellt. Es wird dadurch ein zusätzlicher Aufladeeffekt für den Motor erzielt, der die Motorleistung erhöhen kann. Da der Staudruck proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit ist, tritt dieser Effekt meist erst bei hohen Geschwindigkeiten ab ca. 200 km/h wirksam auf. Er ist daher am Rollenprüfstand nur begrenzt darzustellen.

Zur Untersuchung der Ansaugstrecke mittels einer 3D-CFD-Simulation soll die Situation am Rollenprüfstand dargestellt werden. Dabei soll ermittelt werden, wie sich das Druckniveau in der Airbox bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten verhält.

Versuchsträger war das in Kapitel 2.3 beschriebene Motorrad vom Typ BMW F800R. Es waren dazu umfangreiche Daten von Messungen am Rollenprüfstand sowie ein Motorkennfeld vorhanden, welche zur Bestimmung der erforderlichen Randbedingungen für die Simulation herangezogen werden konnten. Des Weiteren gab es von diesem Motorrad auch CAD-Geometriedaten des Ansaugschnorchels, der Airbox und der Einlasskanäle, sowie anderer Bauteile, welche die Strömungssituation im Frontbereich des Motorrads beeinflussen.

6.2.1 Simulationsmodell

Da die Einlassöffnung am Ansaugschnorchel des Versuchsträgers nicht an einer exponierten Stelle liegt, wird dort die Strömungssituation von den umgebenden Bauteilen mehr oder weniger stark beeinflusst (siehe Abbildung 6.35, links). Um in der Simulation die reale Situation möglichst genau wiederzugeben, wurde daher ein Teil der Fahrzeugfront zur Erstellung des 3D-Simulationsmodells verwendet.

Im rechten Bild der Abbildung 6.35 ist das CAD-Modell dargestellt, das zur Simulation verwendet wurde. Gabel, Scheinwerfer, Kotflügel und Vorderrad befinden sich entsprechend der Strömungsrichtung vor der Ansaugöffnung, Kühlerwärmetauscher sowie die Seitenverkleidung sind in unmittelbarer Nähe des Ansaugschnorchels und beeinflussen damit auch die Strömungszustände im Ansaugbereich.



Abbildung 6.35: Ansaugluftöffnung BMW F800R [9] und CAD-Modell

Die Anströmung des Motorrads erfolgt am Rollenprüfstand mittels eines Fahrtwindgebläses. Zusätzlich wird mittels eines Ansaugluftgebläses der Motor mit konditionierter Ansaugluft versorgt. Um den Einfluss der Position und des Ausströmungsquerschnitts des Ansaugluftgebläses festzustellen, wurden zwei Varianten erstellt (siehe Abbildung 6.36).

In Variante 1 kommt ein Rohr der Größe DN125 mit 135,7 mm Durchmesser zur Verwendung, wie es bereits aus Kapitel 6.1 bekannt ist. Die Rohrachse ist so positioniert, dass eine zentrale horizontale Anströmung des Ansaugschnorchels stattfindet. Die Rohrmündung befindet sich ca. 200 mm vor der Ansaugöffnung.

Variante 2 hat einen rechteckigen Austrittsquerschnitt (190 x 490 mm), der an der Symmetrieebene des Motorrads, auf Höhe des Ansaugschnorchels, im Abstand von ca. 230 mm vor der Ansaugöffnung positioniert ist. Der große Querschnitt ist für Motorräder mit je einer Ansaugöffnung auf der linken und der rechten Seite notwendig.

Problematisch könnte diese Konfiguration bei sehr hohen Geschwindigkeiten werden, da die konditionierte Ansaugluft über den gesamten Rohrquerschnitt ausströmt und somit ein extrem hoher Volumenstrom notwendig ist.

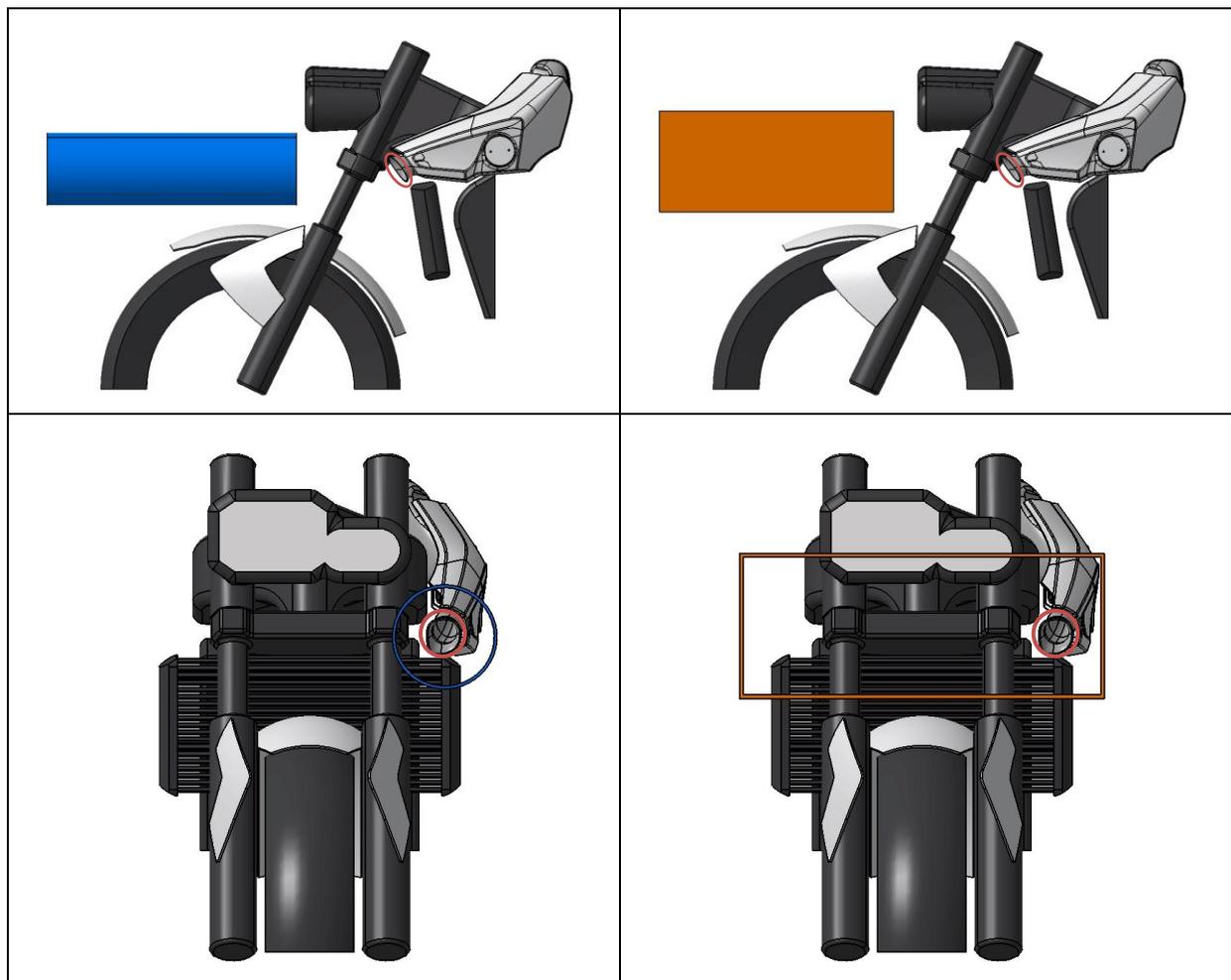


Abbildung 6.36: Anströmsituation Variante 1 und 2

6.2.2 Randbedingungen

Diese Simulation dient zur Untersuchung des Strömungsverhaltens und der Druckzustände in der Ansaugstrecke und der Airbox bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Da am Rollenprüfstand hauptsächlich ein Betrieb mit den genormten Fahrzyklen stattfindet, sollte anfangs eine transiente Simulation eines Teils des WMTC-Zyklus durchgeführt werden. Um für die oben genannten Analysen aussagekräftige Ergebnisse zu bekommen, ist jedoch auch eine Simulation von stationären Fahrzuständen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten ausreichend. Aus Zeitgründen wurde im Rahmen dieser Diplomarbeit daher nur eine stationäre Simulation der Ansaugstrecke durchgeführt.

Die Ermittlung der erforderlichen Randbedingungen für die stationäre Simulation erfolgte aus den Daten des Motorkennfelds und eines WMTC-Zyklus, der mit dem Versuchsmotorrad absolviert wurde. Da sich diese Randbedingungen aus den Eingabedaten für eine transiente Simulation ableiten, die bereits durchgeführt wurde,

wird hier auch die Ermittlung der Randbedingungen für die Simulation des WMTC-Zyklus beschrieben.

6.2.2.1 Transiente Simulation, WMTC-Teilzyklus

Aus den Messungen eines WMTC-Zyklus, der mit dem Versuchsmotorrad gefahren wurde, wurden die notwendigen Daten für eine Simulation entnommen. Messdaten zu Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl und Motorleistung sowie diverse Temperatur- und Druckverläufe waren dazu vorhanden.

Als Randbedingungen für die Simulation sind die Fahrgeschwindigkeit und der Ansaugluftmassenstrom des Motors notwendig. Das Simulationsmodell wird mit der Fahrgeschwindigkeit angeströmt und an der Airbox wird der Ansaugluftmassenstrom entnommen.

Da der Ansaugluftmassenstrom beim Durchfahren des WMTC-Zyklus nicht gemessen wird, musste durch eine Interpolation der Motordrehzahl und -leistung der Luftmassenstrom in den einzelnen Betriebszuständen aus dem bereitgestellten Motorkennfeld ermittelt werden.

Um die transiente Simulation nicht zu aufwändig zu gestalten, wurde beschlossen, dass nicht der gesamte WMTC-Zyklus simuliert wird. Es wurde der dritte Teil des Zyklus, der die Autobahnfahrt darstellt, ausgewählt. Diesem wurden wiederum nur Abschnitte entnommen. Es bleibt ein Teilzyklus übrig, der auf 200 s verkürzt ist.

Abbildung 6.37 zeigt den Teil der Autobahnfahrt des WMTC-Zyklus. Die rot markierten Abschnitte wurden herausgenommen.

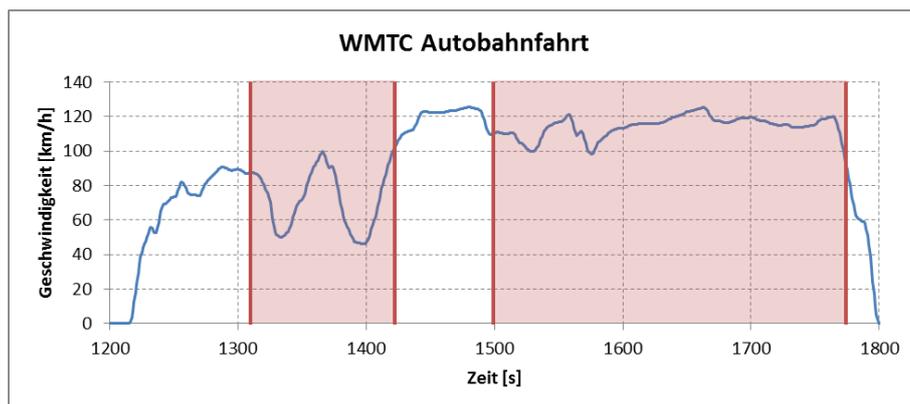


Abbildung 6.37: Teil 3 WMTC, Autobahnfahrt

Die Auswahl der Abschnitte fiel auf eine Beschleunigung aus dem Stillstand, mit anschließender annähernd konstanter Fahrt mit ca. 90 km/h. Es folgt eine Beschleunigung auf die Maximalgeschwindigkeit von 125 km/h sowie eine Konstantfahrt von etwas mehr als 20 s. Zum Schluss wird wieder bis zum Stillstand abgebremst.

Der daraus resultierende Geschwindigkeitsverlauf ist in Abbildung 6.38 zu sehen.

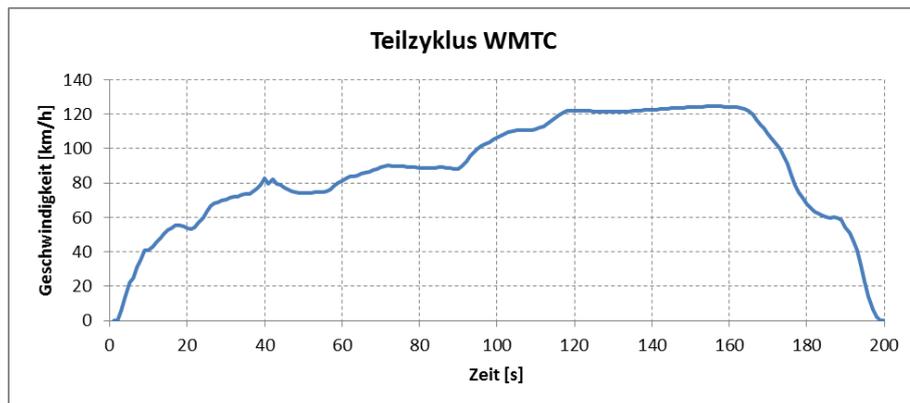


Abbildung 6.38: Verkürzter Teilzyklus

Zu diesem Geschwindigkeitsprofil wurde auf Basis der Drehzahl und Leistungsverläufe aus den WMTC-Messungen der Ansaugluftmassenstrom des Motors ermittelt (siehe Abbildung 6.39).

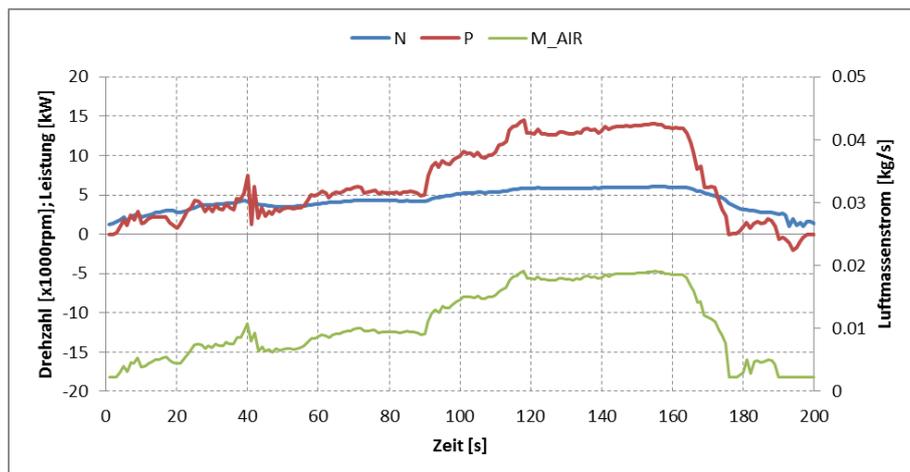


Abbildung 6.39: Drehzahl-, Leistungs- und Ansaugluftmassenstromverlauf

6.2.2.2 Stationärer Fahrzustand

Zur Definition der Randbedingungen für die stationäre Simulation der Ansaugstrecke wurden Abschnitte mit Konstantfahrt aus dem WMTC-Zyklus übernommen. Es wurden dazu vier verschiedene Geschwindigkeiten ausgewählt. Die daraus resultierenden Werte für die Anströmgeschwindigkeit und den Ansaugluftmassenstrom sind über die Dauer der konstanten Geschwindigkeit gemittelt.

Wie bereits erwähnt, liegt die Höchstgeschwindigkeit im WMTC-Zyklus bei 125 km/h und ist somit zur Erzeugung eines Ram-Air-Effekts relativ niedrig. Deshalb wurde neben den vier definierten Situationen noch eine Konstantfahrt bei 140 km/h

abgebildet. Dies entspricht der maximal möglichen Geschwindigkeit, die am Zweirad-Rollenprüfstand des IVT gefahren werden kann.

Da für diese Geschwindigkeit keine Daten aus den WMTC-Messungen vorhanden waren, wurde die Leistungs-Geschwindigkeitsbeziehung extrapoliert und der dazu gesuchte Luftmassenstrom dem Kennfeld entnommen. In Abbildung 6.40 sind die fünf Simulationspunkte eingezeichnet.

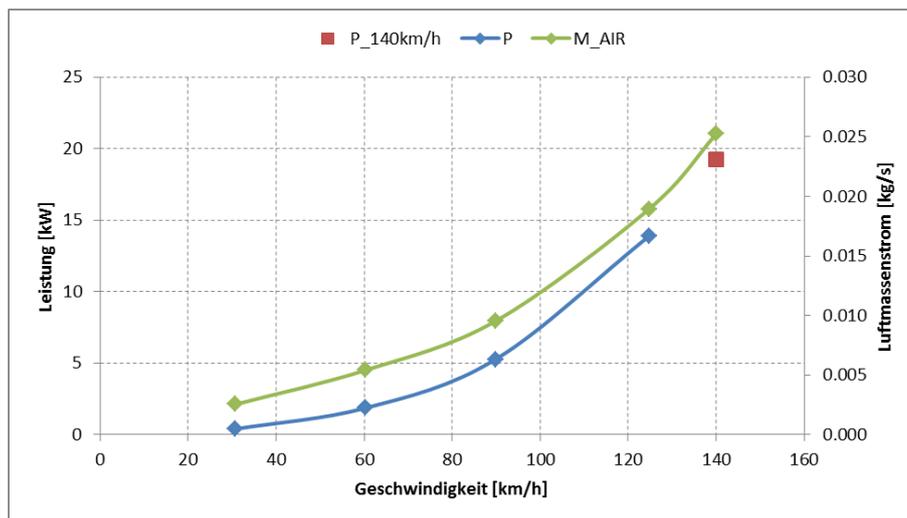


Abbildung 6.40: Leistung und Ansaugluftmassenstrom, stationäre Simulation

6.2.3 Simulationsergebnisse

Die stationäre Simulation wurde für alle Simulationspunkte in beiden Varianten durchgeführt. Insgesamt ergaben sich somit zehn verschiedene Fälle. Zum Vergleich der Simulationsergebnisse werden nur einzelne Fälle herangezogen. Für die vollständigen Ergebnisse wird auf Anhang 8.2 verwiesen.

Zum besseren Vergleich der beiden Varianten wurde die Anströmung mit Ansaugluft und Fahrtwind mit unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt. So kann ermittelt werden, ob an der Öffnung des Ansaugschnorchels die gekühlte Ansaugluft (273 K) anliegt, oder ob es zu einer Vermischung mit der Umgebungsluft (293 K) kommt.

In Abbildung 6.41 ist dazu für eine Anströmgeschwindigkeit von 140 km/h die Temperaturverteilung im horizontalen Schnitt durch den Eintrittsmittelpunkt der Ansaugöffnung dargestellt.

In Variante 1 ist deutlich zu erkennen, dass die Gabel des Motorrads die Fahrtwindströmung (rot) so ablenkt, dass der kalte Ansaugluftstrom nicht zentral auf die Ansaugöffnung trifft. Es kommt zu einem Mischbereich der beiden Luftströme. An der Ansaugöffnung ist die Temperatur bereits um 1,5 K erhöht.

Da bei Variante 2 der komplette Frontbereich mit Ansaugluft angeströmt wird, entsteht hier keine Mischzone im Bereich der Einlassöffnung. Die Temperatur beim Eintritt in den Schnorchel entspricht noch der Temperatur der kalten Ansaugluft.

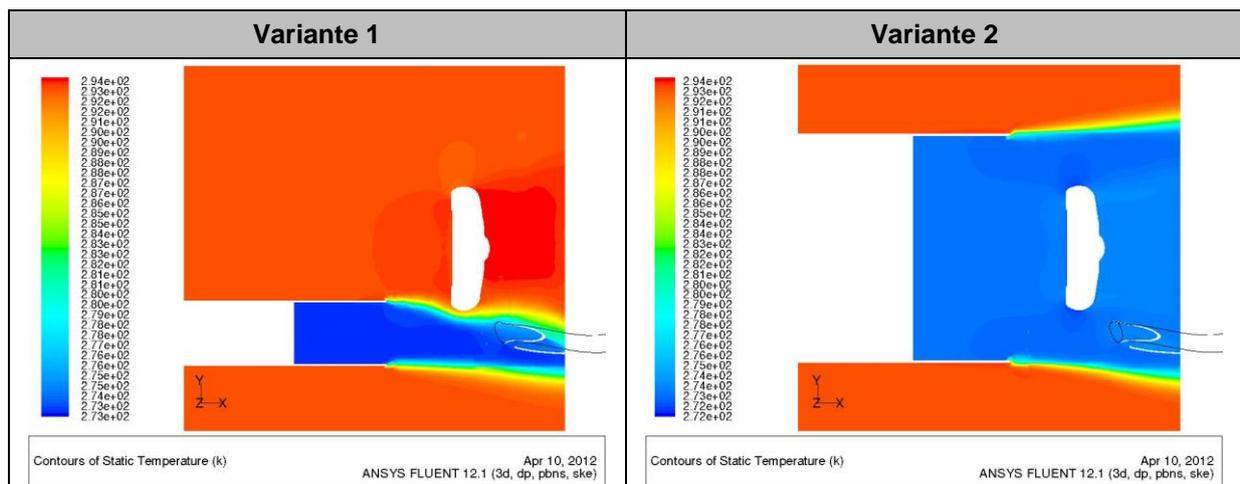


Abbildung 6.41: Temperaturverteilung im Anströmbereich, Variante 1 und 2, 140 km/h

Abbildung 6.42 zeigt die Strömungsgeschwindigkeit und den statischen Druck im Anströmbereich der Lufteinlassöffnung von Variante 1 bei einer Fahrgeschwindigkeit von 90 und 140 km/h, sowie von Variante 2 bei 140 km/h.

Im Ansaugschorchel ist die Geschwindigkeit deutlich geringer als in der Umgebung, da der Motor nur einen bestimmten Luftmassenstrom ansaugt. Daher staut sich die anströmende Luft bereits an der Ansaugöffnung und es entsteht ein Überdruck. Da der Staudruck mit der Strömungsgeschwindigkeit zunimmt, entsteht bei einer Anströmung mit 140 km/h ein deutlich größerer Überdruck im Ansaugschorchel als bei 90 km/h Anströmgeschwindigkeit.

Zusätzlich zum höheren Temperaturniveau in der Ansaugstrecke zeigt sich hier ein weiterer Nachteil der Variante 1. In Abbildung 6.42 ist in der Geschwindigkeitsverteilung von Variante 1 zu sehen, dass in der Verlängerung des Rohrs die Strömungsgeschwindigkeit niedriger als in den angrenzenden Bereichen ist. In der vorliegenden Konfiguration wirkt sich dieser Umstand ungünstig auf die Strömung im Bereich unmittelbar vor der Ansaugöffnung aus. Es herrscht dort, im Vergleich zu Variante 2, eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit und somit ist der Staudruck im Ansaugschorchel ebenfalls geringer.

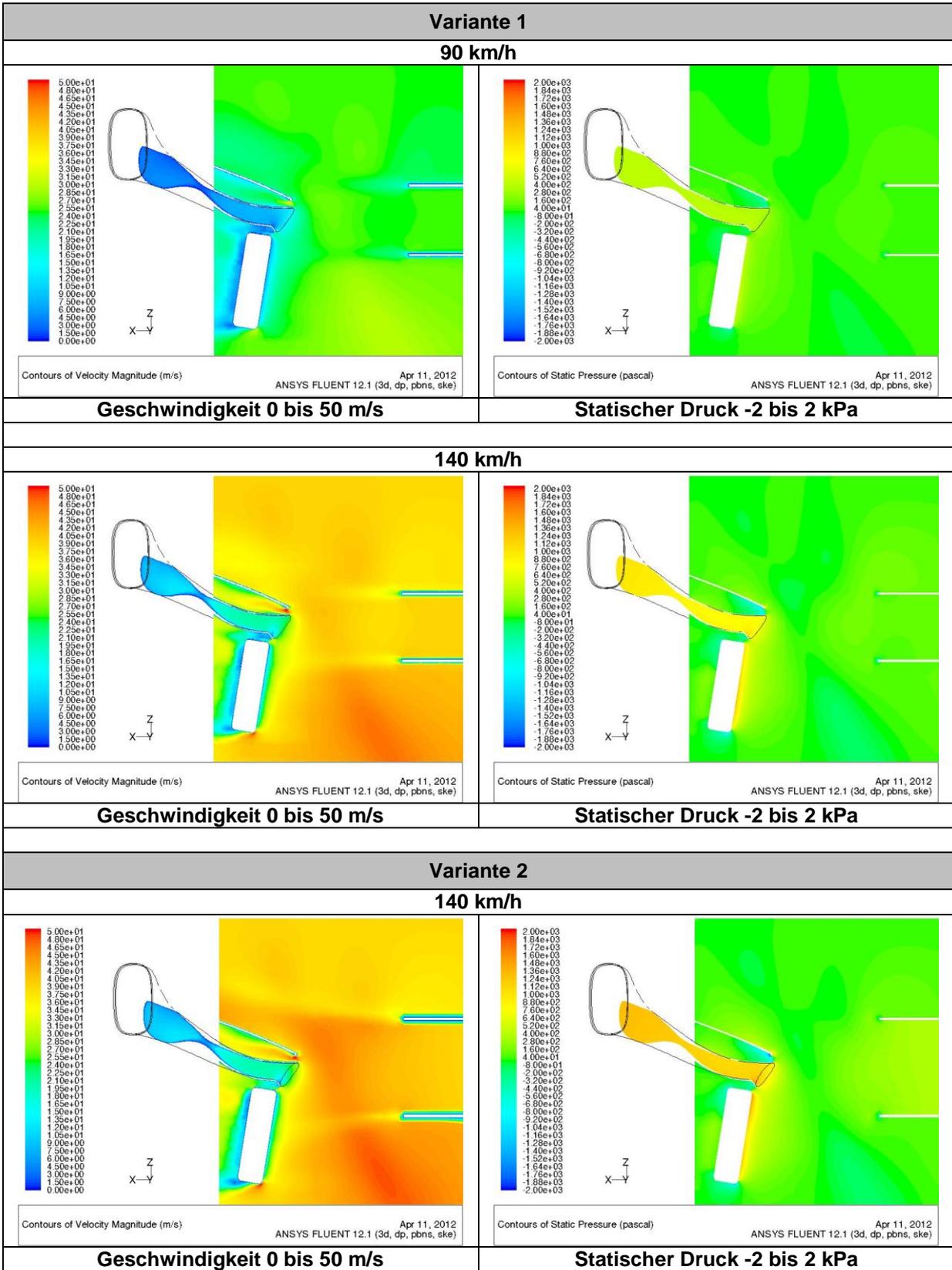


Abbildung 6.42: Vergleich Variante 1 (90 und 140 km/h) und 2 (140 km/h)

Abbildung 6.43 zeigt den Überdruck in der Airbox bei den verschiedenen Simulationsfällen. Das allgemein höhere Druckniveau in Variante 2, das sich aus den festgestellten Zusammenhängen erklären lässt, wird hier verdeutlicht. Die Variante 2 zeigt bereits bei einer Geschwindigkeit von 125 km/h einen höheren Staudruck als bei der Variante 1 mit 140 km/h.

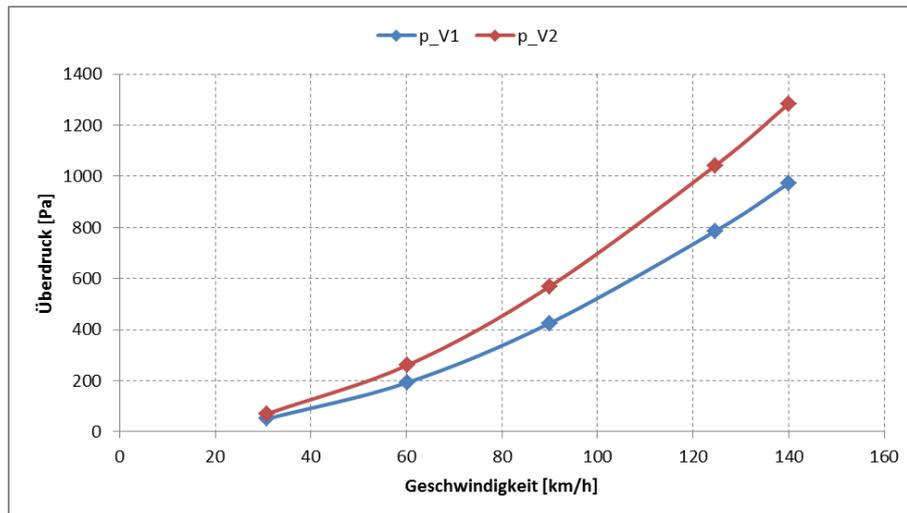


Abbildung 6.43: Vergleich des Druckniveaus in der Airbox

Abbildung 6.44 zeigt die Druckverhältnisse in der Airbox beider Varianten bei einer Anströmung mit 140 km/h. Im Ansaugtrichter ergibt sich aufgrund der Strömung ein Druckverlust, sodass der Druck im Bereich der Drosselklappe (am Ende des Ansaugtrichters) je nach Fahrgeschwindigkeit um bis zu ca. 35 Pa niedriger ist, als in der Airbox.

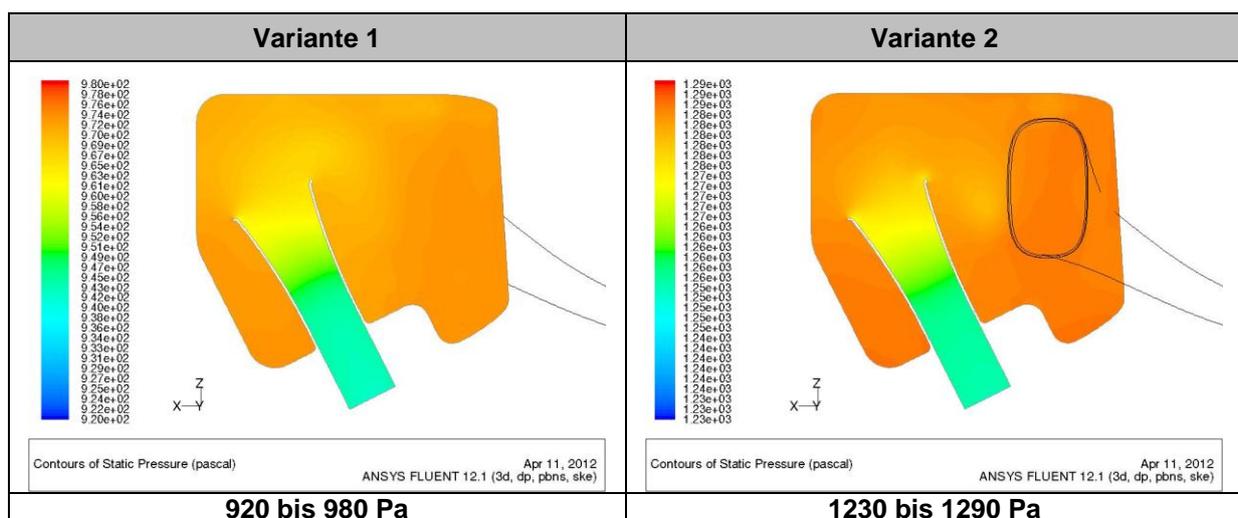


Abbildung 6.44: Statischer Druck in der Airbox, Variante 1 und 2, 140 km/h

Die exakten Werte dazu sind in Tabelle 10 dargestellt. Da dieser Verlust jedoch hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit (abgesaugter Massenstrom des

Motors) abhängig ist, ist er in den dargestellten Fällen mit 33 Pa (Variante 1) und 31 Pa (Variante 2) etwa gleich groß.

	Variante 1	Variante 2
Position	Statischer Druck	Statischer Druck
-	Pa	Pa
Airbox	973	1284
Drosselklappe	940	1253

Tabelle 10: Vergleich des Druckverlusts im Ansaugtrichter, Variante 1 und 2, 140 km/h

Die Ergebnisse aus diesem Kapitel zeigen, dass der statische Druck in der Airbox eines Motorrades am Rollenprüfstand mit einem Ansaugluftgebläse auf ein anderes Niveau gebracht werden kann. Beim Vergleich der beiden Geometrievarianten wird offensichtlich, dass die Anordnung des Anströmrohrs einen erheblichen Einfluss auf die zu erreichenden Ergebnisse hat. Geringfügige Veränderungen können sich entscheidend auf die Strömungssituation auswirken und beeinflussen daher auch das Druckniveau in der Airbox.

Variante 2 liefert hier die besseren Ergebnisse als Variante 1, jedoch ist die Umsetzung aufgrund des großen Querschnitts um einiges schwieriger. Besser wäre eine Lösung mit kleineren Strömungsquerschnitten für die Ansaugluft und die Anordnung des Anströmrohrs in unmittelbarer Nähe der Ansaugöffnung(en). Der Einfluss des Fahrtwindgebläses ist zusätzlich zu beachten, da dieser sich, wie vorhin bereits gezeigt, negativ auf die Strömungssituation an der Ansaugöffnung auswirken kann.

6.3 Abgasabsaugsystem

Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, erfolgt die Absaugung des Verbrennungsgases am Zweiradrollenprüfstand mit einem offenen System. Dies ist notwendig, um den atmosphärischen Druck am Auspuffaustritt nicht durch das Absaugsystem zu beeinflussen, was sich in weiterer Folge auf die Druckzustände im Abgastrakt des Motors auswirken würde.

Da der Ladungswechsel des Motors durch die unterschiedlichen Druckzustände im Ansaug- und Abgassystem des Motors beeinflusst wird, bedeutet eine Veränderung dieser Zustände, einen direkten Eingriff in den Betrieb des Motors. Gleichung 3.1 bis Gleichung 3.9 verdeutlichen diese Auswirkungen. Eine negative Beeinflussung des Luftaufwands vermindert auf direktem Weg die Leistung.

Bei Viertaktmotoren, wie sie im PKW nahezu ausschließlich zum Einsatz kommen spielt dieser Einfluss eine untergeordnete Rolle. Der Zweitaktmotor, welcher im Motorrad- und Mopedbereich häufig Anwendung finden, lebt jedoch vom Ladungswechsel. Ein Eingriff in den Ladungswechsel im Prüfstandsbetrieb verfälscht die reale Betriebssituation und muss daher vermieden werden.

Laut Gesetzgebung muss die CVS-Anlage einen ausreichend hohen Volumenstrom durchsetzen können, um in jedem Motorbetriebszustand die Absaugung des gesamten Abgases zu gewährleisten. Dies geschieht üblicherweise mit einem offenen System. Die verschiedenen Positionen des Absaugtrichters und die Geschwindigkeit der Umgebungsluft beeinflussen die vorherrschenden Strömungszustände stark. Aus diesem Grund ist eine Absaugung des gesamten Abgases jedoch keineswegs garantiert.

Die Untersuchungen in diesem Kapitel beinhalten eine Simulation verschiedener Situationen der Abgasabsaugung. Es soll ermittelt werden, ob die Absauganlage dazu fähig ist, die geforderten Bedingungen zu erfüllen. Da auch das offene Absaugsystem bei falscher Positionierung des Trichters einen Einfluss auf die Druckverhältnisse haben kann, sind diese Zustände außerdem zu ermitteln.



Abbildung 6.45: Abgasabsaugung am 2-Rad-Rollenprüfstand mittels Trichter

6.3.1 Simulationsvarianten und Modellbildung

Der Betrieb am Rollenprüfstand ist in erster Linie durch die Fahrzyklen definiert. Es kommen dabei sowohl stationäre als auch instationäre Betriebspunkte vor. Da die Simulation einer transienten Prüfstandsahrt jedoch sehr zeitaufwändig ist, wurden für die folgenden Untersuchungen Extremsituationen gesucht, welche im Prüfstandsbetrieb auftreten können und als stationäre Betriebspunkte simuliert.

6.3.1.1 Auswahl der Simulationsvarianten

Hohe Priorität wurde demzufolge dem Fall des größtmöglichen Abgasmassenstroms zugerechnet. Es ist naheliegend, dass das Abgasabsaugsystem in so einem Fall an seine Grenzen gelangt. Um den Einfluss durch die Umgebungsströmung gering zu halten, wurde ein Betriebspunkt mit hoher Motorlast und niedriger Fahrgeschwindigkeit (0 m/s) gewählt. Im realen Fahrbetrieb wäre das eine Vollastbeschleunigung aus dem Stillstand.

Die Umgebungsströmung darf jedoch nicht unberücksichtigt bleiben, darum wurde ein zweiter Betriebspunkt definiert, der dem Gegenteil des ersten entspricht. Es wurde ein Betriebspunkt mit niedrigem Abgasmassenstrom und hoher Umgebungsgeschwindigkeit (30 m/s) abgebildet, was im Realbetrieb einem Rollen mit hoher Geschwindigkeit und niedriger Motorlast entspricht (z.B. der Fahrer geht bei hoher Geschwindigkeit vom Gas).

Es wurden zwei verschiedene Absaugtrichter untersucht, welche je nach Platzangebot in der Umgebung des Auspuffs des Motorrads zum Einsatz kommen. Des Weiteren wird die Trichterposition variiert und zusätzlich sollen auch zwei Stufen der Abgasabsaugung geprüft werden. Daraus ergibt sich eine Reihe möglicher Kombinationen der einzelnen Zustände.

Um dabei den Aufwand gering zu halten und keine irrelevanten Situationen abzubilden, wurden aus den 32 möglichen Einzelfällen zwölf wesentliche Betriebssituationen bestimmt.

Ferner wurden zum Vergleich der Druckzustände noch zwei Fälle ohne Absaugung simuliert.

Tabelle 11 gibt einen Überblick über die ausgewählten Varianten.

Fall #	Geschwindigkeit m/s	Massenstrom kg/s	Absaugung l/min	Trichter -	Position mm
0.1	0	0,015	-	-	-
0.2	30	0,07	-	-	-
1	0	0,07	2000	klein	-20
2	0	0,07	4000	klein	-20
3	30	0,015	2000	klein	-20
4	30	0,015	4000	klein	-20
5	0	0,07	2000	klein	30
6	0	0,07	4000	klein	30
7	30	0,015	2000	klein	30
8	30	0,015	4000	klein	30
9	30	0,015	2000	groß	-70
10	30	0,015	4000	groß	-70
11	30	0,015	2000	groß	80
12	30	0,015	4000	groß	80

Tabelle 11: Simulationsvarianten

6.3.1.2 Vereinfachtes Simulationsmodell

Zur Bestimmung der Ist-Situation wurde ein vereinfachtes Modell verwendet. Es stellt lediglich Auspuffendtopf bzw. Absaugtrichter und -leitung im Prüfstandsraum dar. Dies birgt zwar einige Unsicherheiten, da die Fahrtwindströmung vom Motorrad bzw. vom Fahrer stark beeinträchtigt wird. Außerdem ergeben sich in der Nähe des Hinterrades auch Strömungen, welche durch die Rotation des Rades verursacht werden. Für die prinzipiellen Untersuchungen wurde dieser Einfluss als gering angesehen und somit das beschriebene, stark vereinfachte Modell angewendet.

Die in Abbildung 6.46 in blau dargestellten Flächen sind feste Wände, in Rot sind die Ein- und Austrittsflächen zu sehen. Zur Simulation des Fahrtwindes wurde nur ein Teil der Eintrittsfläche mit einer konstanten Geschwindigkeit beaufschlagt. Die zu untersuchenden Bauteile befinden sich auf einer Spiegelebene und somit wurde nur die rechte Seite des gesamten Raums modelliert.

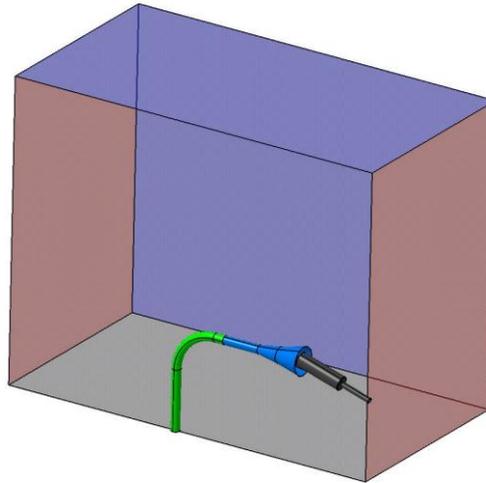


Abbildung 6.46: Simulationsmodell Prüfstandsraum

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen die verschiedenen Trichtergrößen und -positionen. Die Nullposition erhält man dabei, wenn der Mittelpunkt vom Austrittsquerschnitt des Auspuffrohrs direkt auf der Eintrittsebene des Trichters zu liegen kommt. Eine Variation in vertikaler Richtung wurde nicht durchgeführt, der Mittelpunkt des Austrittsquerschnitts liegt daher immer auf der Trichterachse.

Abbildung 6.47 links zeigt, dass der Endschalldämpfer den Eintrittsquerschnitt des kleinen Trichters (Eintrittsdurchmesser 153 mm) nahezu vollständig überdeckt. Die Positionen konnten in diesem Fall nur mit +30 mm und -20 mm festgelegt werden. Der große Trichter (Eintrittsdurchmesser 273 mm) hingegen fängt auch einen bedeutenden Anteil der Fahrtwindströmung ein.

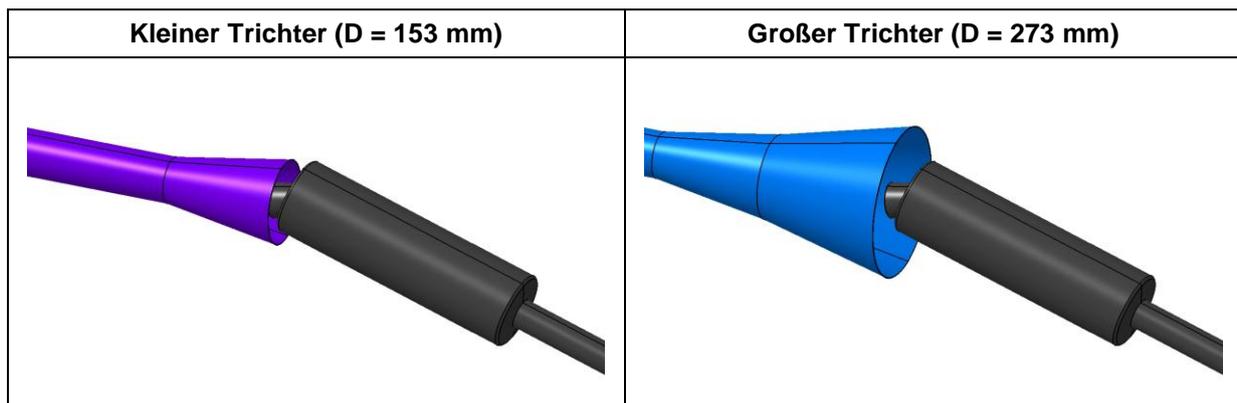


Abbildung 6.47: Vergleich der Absaugtrichter

Abbildung 6.48 zeigt den großen Absaugtrichter in den zweiverschiedenen Positionen. Am Prüfstand wird üblicherweise eine Trichterposition, wie sie im rechten Bild dargestellt ist, gewählt.

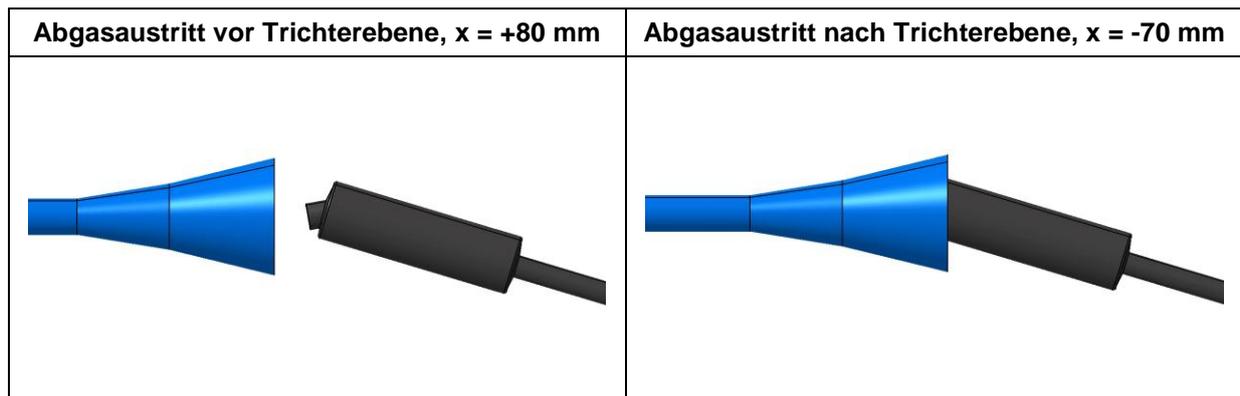


Abbildung 6.48: Vergleich Trichterabstand am großen Trichter

6.3.2 Simulationsergebnisse

Da der Vergleich der Einzelergebnisse aller vierzehn simulierten Fälle den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde und die Ergebnisse überdies ähnliche Aussagen zulassen, sind im Folgenden nur einige Extremfälle angeführt. Die vollständige Aufstellung der Abbildungen ist im Anhang 8.3 einzusehen.

Tabelle 12 zeigt nochmals die Simulationsvarianten, erweitert um die Spalte der Effizienz der Absaugung. Die Effizienz errechnet sich aus dem Anteil des Abgases, welches durch die Absauganlage strömt, im Verhältnis zum gesamten Abgasmassenstrom des Motors.

$$\text{Effizienz} = \frac{\dot{m}_{AG \text{ Absaugung}}}{\dot{m}_{AG \text{ Motor}}} \cdot 100\%$$

Gleichung 6.10

Die in der ersten Spalte markierten Fälle werden im Folgenden genauer erläutert.

Fall #	v m/s	\dot{m}_{AG} kg/s	\dot{V}_{AG} bei 25°C l/min	\dot{V}_{AB} l/min	Trichter	Position mm	Effizienz %
1	0	0,07	3535	2000	klein	-20	14,8
2	0	0,07	3535	4000	klein	-20	29,3
3	30	0,015	752	2000	klein	-20	15,5
4	30	0,015	752	4000	klein	-20	49,3
5	0	0,07	3535	2000	klein	30	13,4
6	0	0,07	3535	4000	klein	30	26,7
7	30	0,015	752	2000	klein	30	7,6
8	30	0,015	752	4000	klein	30	18,2
9	30	0,015	752	2000	groß	-70	19,7
10	30	0,015	752	4000	groß	-70	42,3
11	30	0,015	752	2000	groß	80	5,3
12	30	0,015	752	4000	groß	80	10,4

Tabelle 12: Simulationsvarianten mit Effizienz der Absaugung

Die Fälle 1, 2, 5 und 6 wurden mit einem hohen Abgasmassenstrom von 0,07 kg/s simuliert. Bei gegebener Abgastemperatur entspricht dieser Wert einem Volumenstrom von etwa 13.400 l/min, was dem nahezu siebenfachen Wert des Volumenstroms der unteren Stufe der Absauganlage (2000 l/min) entspricht. Bei den Fällen 1 und 2, 5 und 6 sowie 11 und 12 ist deutlich zu erkennen, dass sich bei zweifachem Absaugvolumenstrom auch die Effizienz verdoppelt.

Der kleinere Abgasmassenstrom von 0,015 kg/s entspricht einem Volumenstrom von 1890 l/min und sollte daher mit beiden Stufen der Absauganlage durchgesetzt werden können. Die Umgebungsströmung beeinflusst jedoch die Absaugung beträchtlich.

Aufgrund der einströmenden Umgebungsluft ergibt sich im Fall 3 ein hoher Staudruck im Trichter, der im Bereich des Abgasaustritts Werte zwischen 80 und 120 Pa annimmt (siehe Abbildung 6.49, rechts). Ohne Umgebungsströmung herrscht im Trichter noch Umgebungsdruck, die Aufstauung erfolgt erst in der Saugleitung.

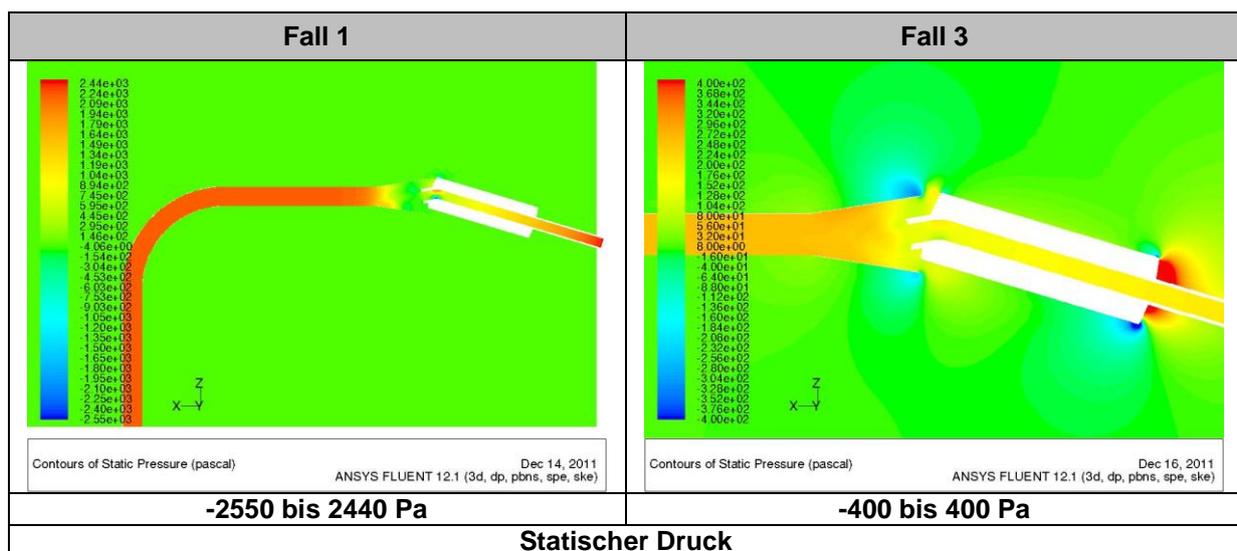


Abbildung 6.49: Druckverteilung Fall 1 und Fall 3

In Abbildung 6.50 (b), rechts, ist ein großer Anteil an eintretender Umgebungsluft mit hoher Strömungsgeschwindigkeit festzustellen. Dies erkennt man am gelb-roten Bereich, der eine positive Geschwindigkeit in x-Richtung zeigt, d.h. ein Einströmen in den Trichter. In den grünen Bereichen ist die Geschwindigkeit nahezu Null und in blauen Bereichen findet ein Rückströmen aus dem Trichter statt.

Die Abgasaustrittsgeschwindigkeit beträgt hier circa 25 m/s und ist somit unter dem Wert der Umgebungsströmung.

Aufgrund der hohen kinetischen Energie der Umgebungsluft wird ein großer Teil des Abgases aus dem Trichter gedrängt und nur ein geringer Abgasanteil gelangt in die Absaugleitung (c). Es wird eine Effizienz von 15,5 % erreicht.

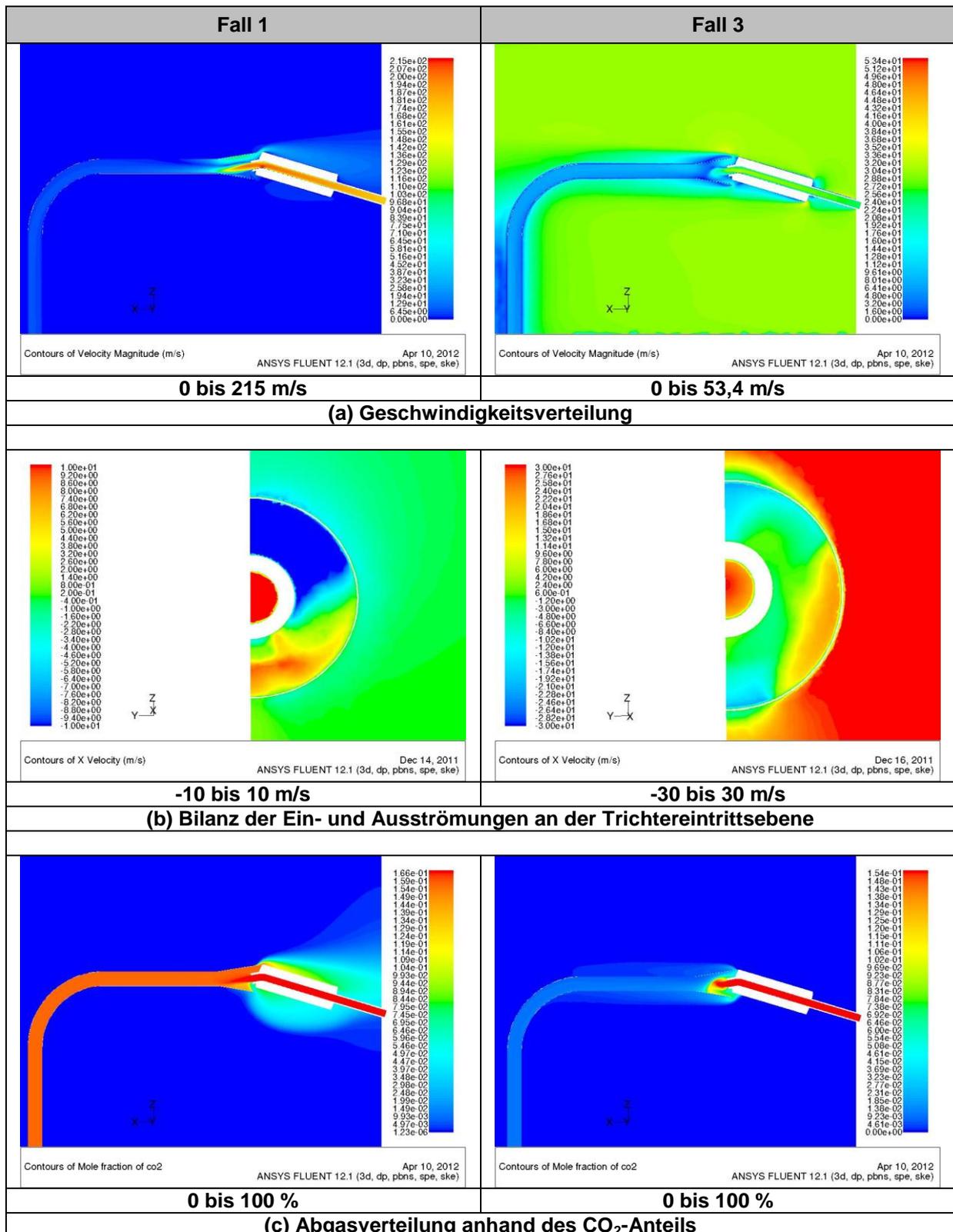


Abbildung 6.50: Vergleich Fall 1 und Fall 3

Fall 1 erreicht in der Absaugleitung einen Abgasanteil von 94 %, wobei der gesamte Abgasvolumenstrom um ein Vielfaches zu hoch ist und deshalb von der Absauganlage nicht durchgesetzt werden kann. Der restliche Anteil geht somit in die

Umgebung und die Effizienz beträgt daher lediglich 14,8 %. In den Geschwindigkeitsverteilungen (a) und (b) sieht man die Rückströmung aus dem Trichter im oberen Bereich.

6.3.2.1 Beste Konfiguration

Das beste Ergebnis wurde in Fall 4 erreicht. Gegenüber Fall 3 besteht der Vorteil des höheren abgesaugten Volumenstroms. Durch die gleiche Trichterposition ändert sich die Ein-/Austrittsbilanz an der Trichterebene nicht wesentlich. Durch eine Verdoppelung des Abgasanteils in der Saugleitung ergibt sich allerdings eine Effizienz von 49,3 %.

Die Ergebnisse dazu zeigt Abbildung 6.51. Es sind zusätzlich die Stromlinien des Abgases, ausgehend vom Abgaseintritt, sowie die Stromlinien des gesamten abgesaugten Abgas-Luft-Gemischs dargestellt.

Im Bild links oben erkennt man die Umströmung des Trichterrands mit Abgas. Hier geht etwas mehr als die Hälfte des Abgases in die Umgebung. Im rechten Bild ist die Herkunft des abgesaugten Gases zu sehen. Der Anteil der Umgebungsluft tritt hierbei zum größten Teil am rechten unteren Rand in den Trichter (vgl. auch Ein-/Austrittsbilanz).

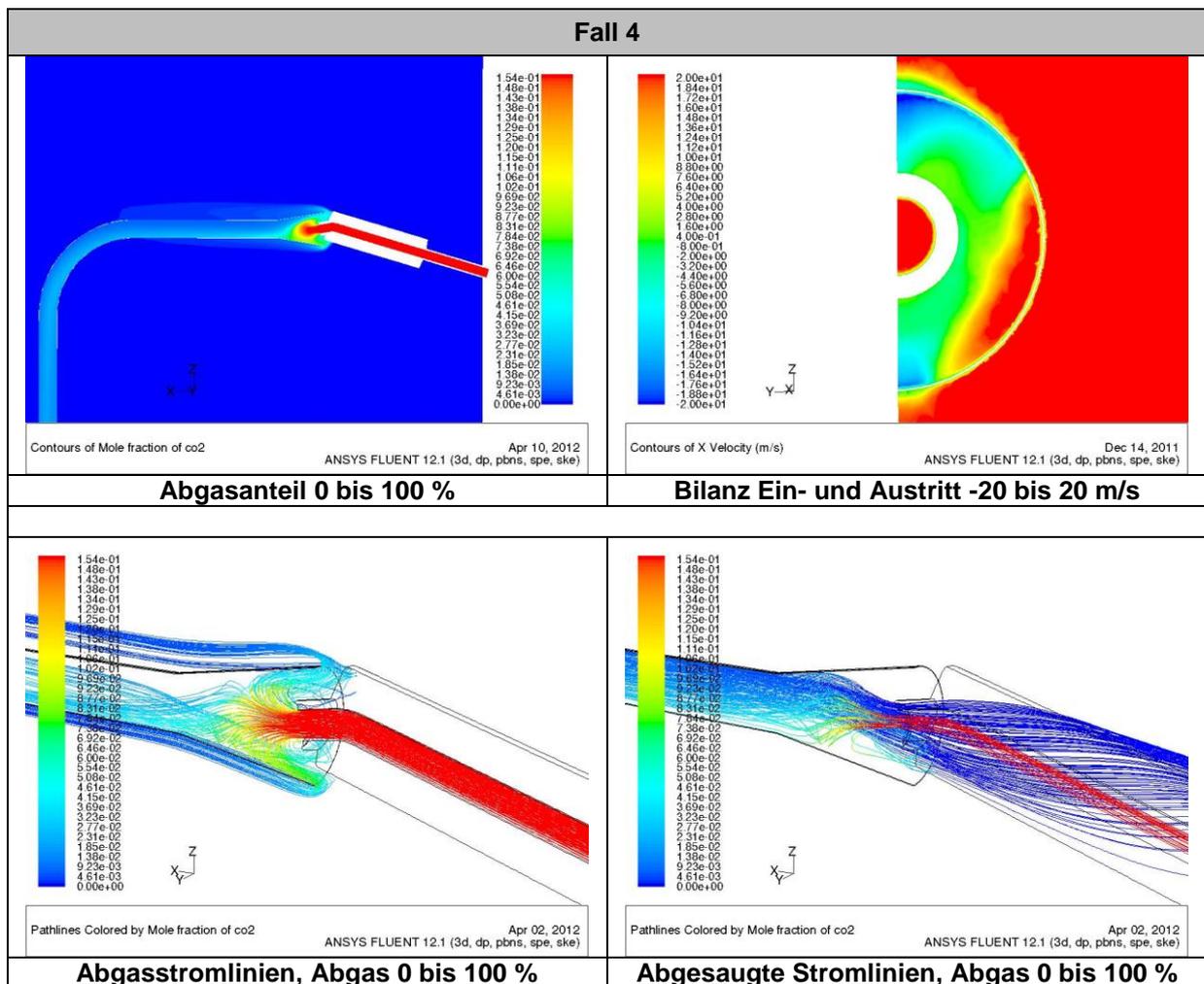


Abbildung 6.51: Fall 4, Abgasverteilung, Ein-/Austrittsbilanz und Stromlinien

Als Abgasstromlinien werden hier die stromabwärts gerichteten Stromlinien ausgehend von der Eintrittsfläche des Abgases bezeichnet. Die abgesaugten Stromlinien sind von der Austrittsfläche am Ende des Absaugschlauchs stromaufwärts gerichtet.

6.3.2.2 Ungünstigste Konfiguration

Die geringste Effizienz der Absaugung wird mit den Konfigurationen 11 und 12 erreicht. Der Abgasaustritt aus dem Auspuff befindet sich dabei deutlich vor dem Trichter. Da der Trichterdurchmesser relativ groß ist, wird auch ein großer Teil der Umgebungsströmung eingefangen.

Wie in der Druckverteilung in Abbildung 6.52 erkennbar ist, staut sich die Strömung bereits am Trichtereintritt auf und es kommt daher zu einer Verdrängung des Abgasstroms. Es wird zu 98 % Luft abgesaugt und nur ein kleiner Anteil des Abgases. Die Effizienz ist im Fall 11 5,3 %, im Fall 12 wegen des doppelten Absaugvolumenstroms 10,4 %.

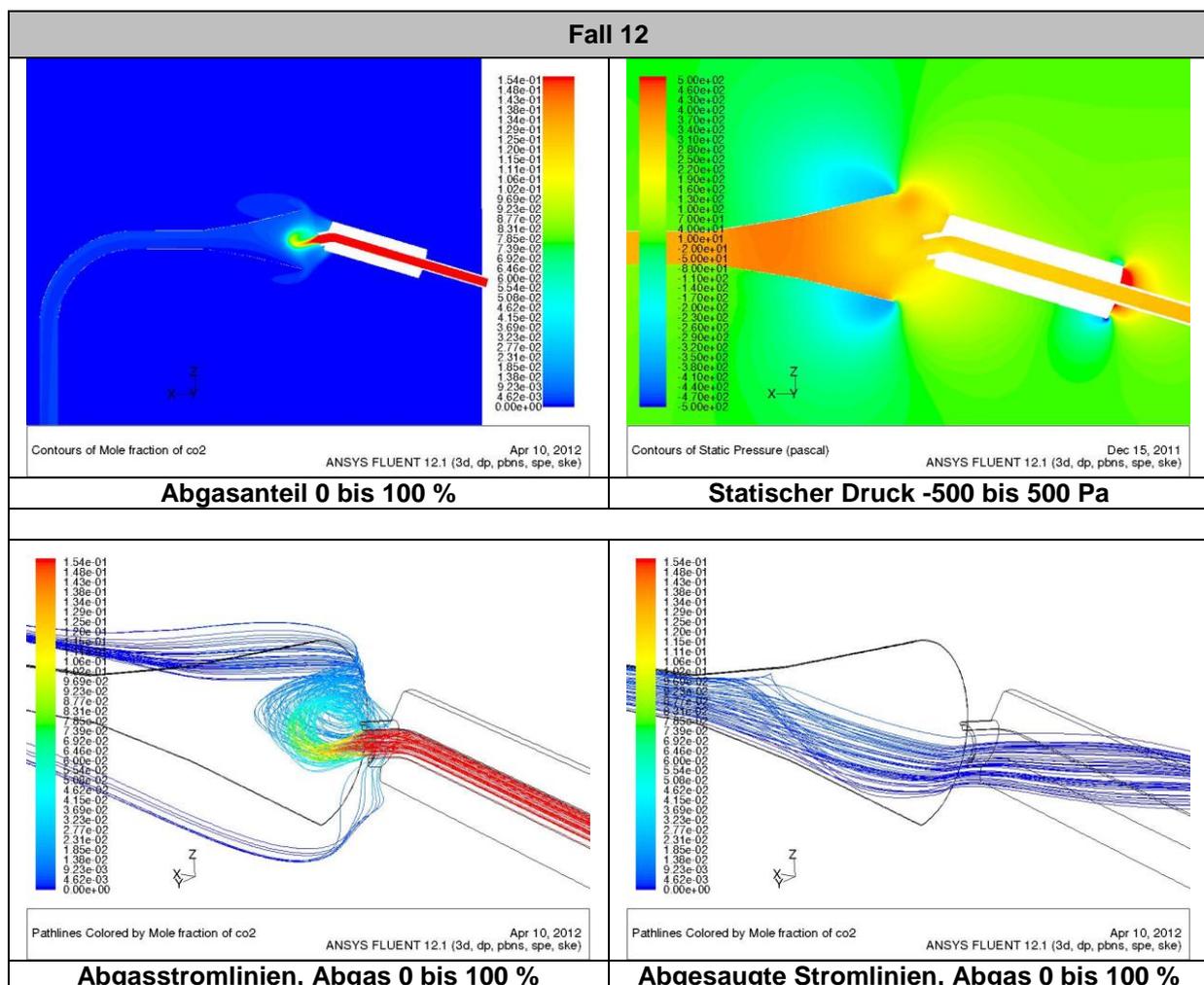


Abbildung 6.52: Fall 12, Abgasverteilung, Ein-/Austrittsbilanz und Stromlinien

6.3.2.3 Beurteilung der Ergebnisse / Validierungsmessungen

Die Ergebnisse der vorangegangenen Simulationen sehen auf den ersten Blick alarmierend aus, es müssen zur Beurteilung jedoch auch alle Annahmen und Vereinfachungen berücksichtigt werden.

Großen Einfluss hat die Geometrie der Simulationsmodelle. Das Motorrad sowie der Fahrer sind im Modell nicht dargestellt. Diese verändern aber den Strömungszustand in den untersuchten Zonen. Es ist anzunehmen, dass es zu einer teilweisen Ablenkung der Fahrtwindströmung durch den Fahrer kommt und daher die in der Simulation verwendete konstante Umgebungsströmung keine realen Bedingungen widerspiegelt.

Weitere Auswirkungen hat auch die durch das rotierende Hinterrad hervorgerufene Strömung in der Nähe des Auspuffs.

Die simulierten Betriebspunkte treten in der Realität zwar auf, aber niemals in einem stationären Zustand. Da es sich um Extremsituationen handelt, ist es jedoch auch wichtig, sich über das Verhalten der Absauganlage in so einem Betriebszustand im Klaren zu sein.

Unsicherheiten gab es in Bezug auf die Abgastemperaturen, die in der Simulation als Randbedingungen verwendet wurden. Die Werte wurden wie auch die Abgasmassenströme und -zusammensetzungen aus einer Messreihe übernommen.

Hohe Abgastemperatur und somit eine geringere Abgasdichte beeinflussen das Verhalten bei der Abgasabsaugung und könnten die ungünstigen Ergebnisse der Simulation erklären. Aus diesem Grund wurden Validierungsmessungen am Rollenprüfstand durchgeführt.

Dazu wurde der vorher definierte Simulationspunkt mit einem Abgasmassenstrom von 0,015 kg/s verwendet. Dies entspricht dem Volllastpunkt bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min.

Am Rollenprüfstand wurde versucht, den Lastpunkt mit dem Versuchsmotorrad stationär darzustellen. Dabei wurde die Leistung konstant gehalten und die Geschwindigkeit so lange gedrosselt, bis ein ähnlicher Lastpunkt gefahren werden konnte. Mit der vorgegebenen Leistung von 13 kW und einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h wurde eine Drehzahl von 2200 U/min erreicht, also 10 % über dem Zielwert.

Bei der stationären Fahrt dieses Lastpunkt nahm die an der Auspuffmündung gemessene Abgastemperatur stetig ab, war jedoch im Bereich zwischen 300 und 360 °C (siehe Abbildung 6.53, T_AB). Diese Werte liegen ca. 100 K unter dem Eingabewert für die Simulation und tragen somit zu den ungünstigen Ergebnissen der vorhergehenden Simulationen bei.

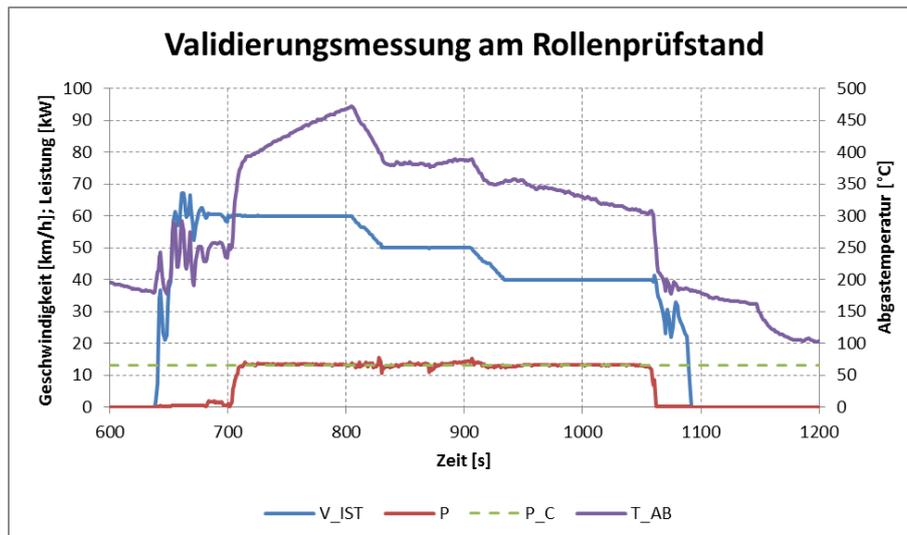


Abbildung 6.53: Validierungsmessung der Abgastemperatur

Bei den Prüfstandsmessungen wurde darüber hinaus die Trichterposition variiert. Es wurden dabei keine der definierten Lastpunkte gefahren, aber es zeigte sich eine eindeutige Tendenz zur Absaugung eines geringeren Abgasanteils bei größerem Abstand des Trichters. Aus Sicherheitsgründen konnten diese Versuche nicht im größeren Umfang durchgeführt werden.

6.3.3 Konzepte zur Verbesserung der Effizienz der Absaugung

Die Ergebnisse aus den Simulationen der Einzelfälle lassen eine beträchtliche Beeinflussung der Absaugungssituation durch den umgebenden Fahrtwind erkennen. Es werden daher in diesem Kapitel Konzepte gezeigt, die den Einfluss der Umgebungsströmung verringern, wodurch sich ein Anstieg in der Absaugeffizienz ergibt.

6.3.3.1 Abschirmung des Absaugtrichters

In einem ersten Schritt zur Verbesserung der Effizienz der Absauganlage wurde eine Variante untersucht, bei der der Absaugtrichter gegenüber der Umgebungsströmung weitgehend abgeschirmt ist.

Dazu wurde eine kreisförmige Platte mit etwa dem doppelten Durchmesser des großen Trichters 100 mm vor dem Abgasaustritt aus dem Auspuff senkrecht zur Strömung angebracht. In Strömungsrichtung gesehen ist der Absaugtrichter somit vollständig verdeckt.

Um eine gute Vergleichsmöglichkeit zu erhalten, wurden dieselbe Geometrie und dieselben Randbedingungen wie in Fall 12 verwendet.

Abbildung 6.54 zeigt die Geschwindigkeits- und die Druckverteilung. Im Bereich des Trichtereintritts ist eine niedrige Strömungsgeschwindigkeit der Umgebungsluft zu erkennen. Die Ein-/Austrittbilanz zeigt bis auf den unteren Randbereich eine in den Trichter eintretende Strömung.

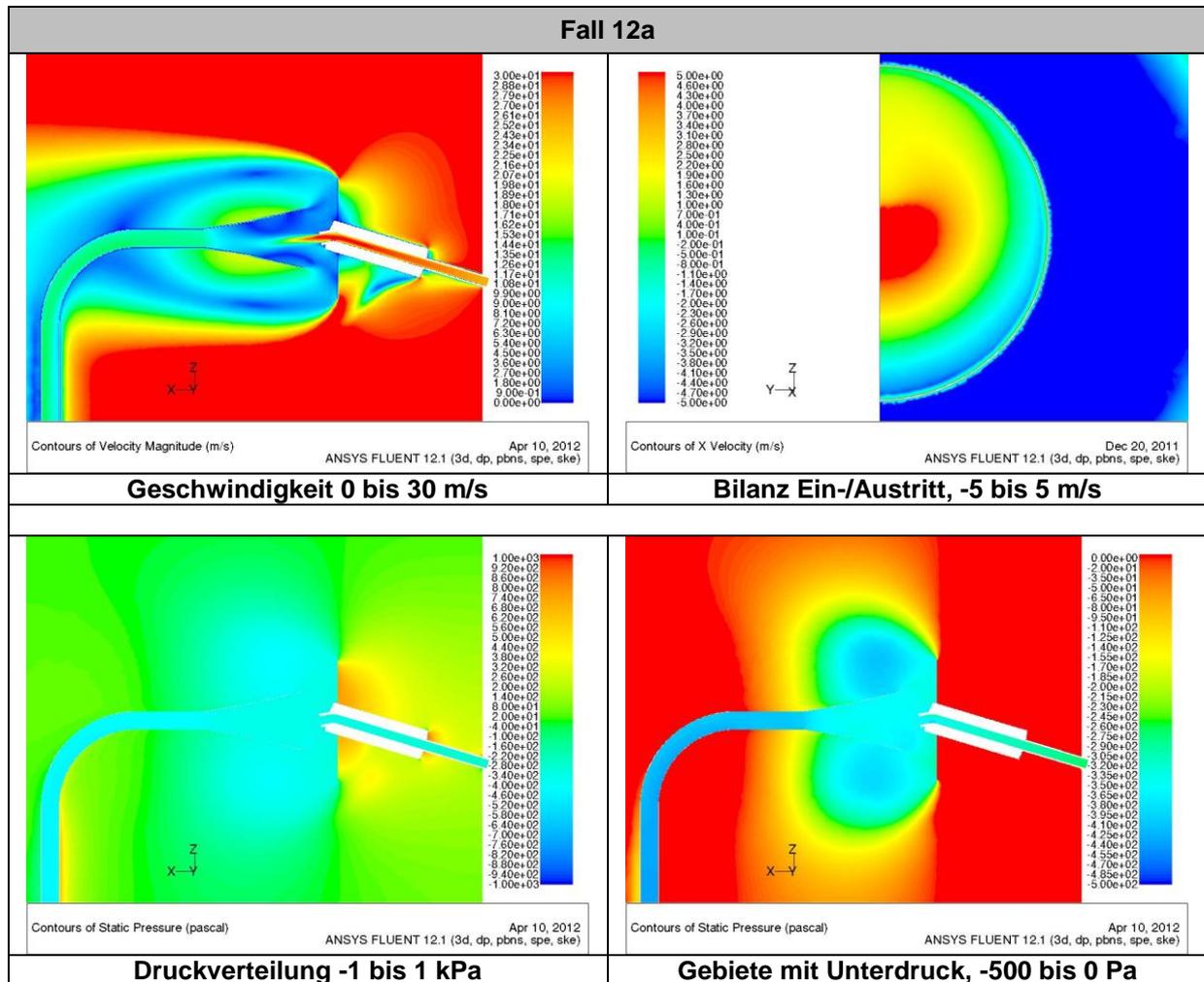


Abbildung 6.54: Geschwindigkeit und Druckverteilung, Fall 12a

Aufgrund der Aufstauung vor der abschirmenden Platte ergibt sich ein Unterdruck bis ca. 350 Pa in der Umgebung des Trichters, was sich natürlich auch auf das Druckniveau des Auspuffs auswirkt.

Fall #	Geschwindigkeit m/s	Massenstrom kg/s	Absaugung l/min	Trichter -	Position mm	Effizienz %
12	30	0,015	4000	groß	80	10,4
12a	30	0,015	4000	groß	80	82,6

Tabelle 13: Vergleich Fall 12 und Fall 12a (mit Abschirmung des Trichters)

Eine deutliche Verbesserung ergibt sich in der Effizienz der Absaugung. Der Abgasanteil in der Saugleitung beträgt nun 21,6 % im Vergleich zu 2 % ohne Abschirmung, die Effizienz erhöht sich somit von 10,4 % auf 82,6 % (siehe Tabelle 13). Zur Verdeutlichung sind die Ergebnisse in Abbildung 6.55 dargestellt.

Die Abgasstromlinien (unten links) zeigen kein Ausströmen aus dem Trichter.

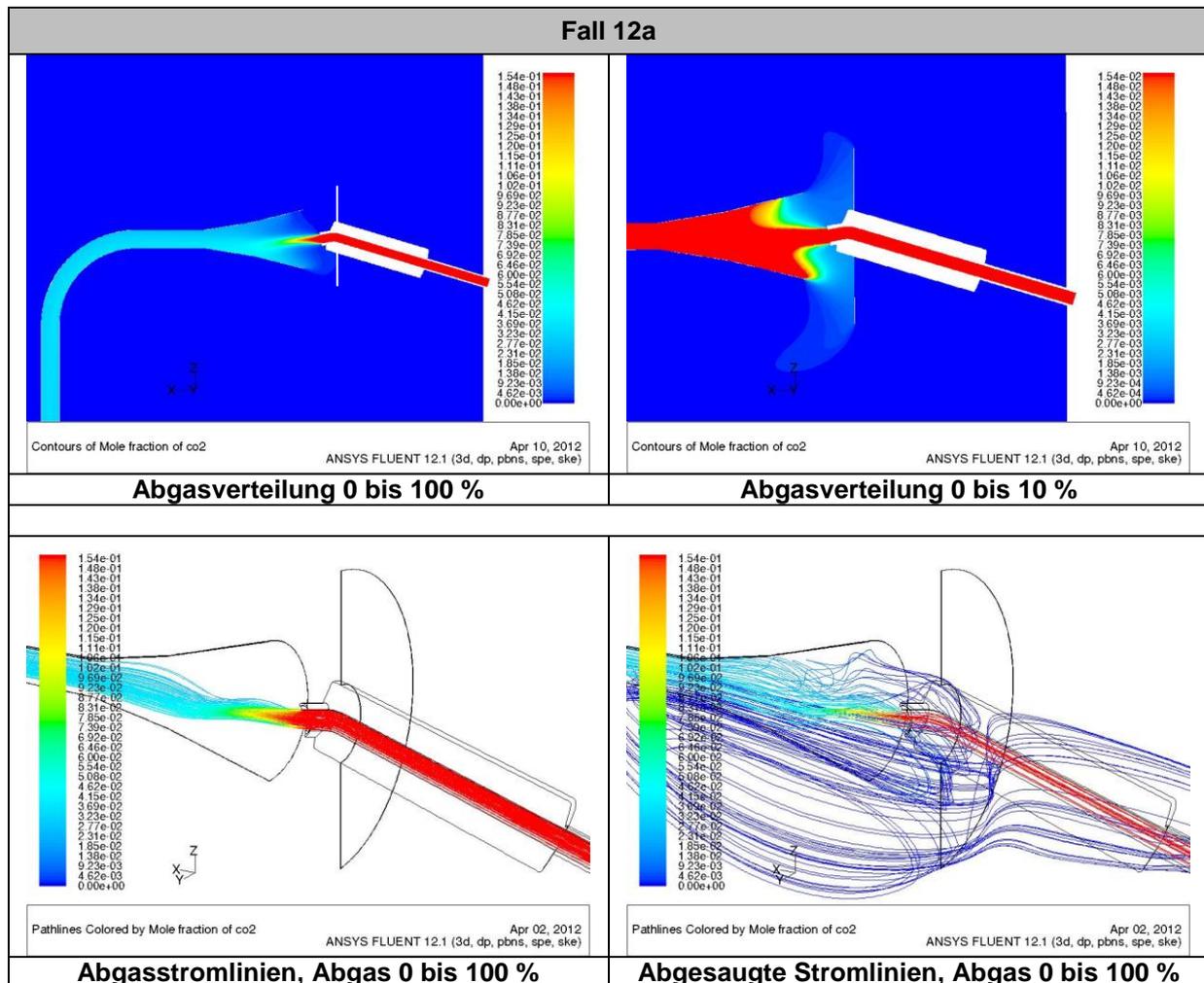


Abbildung 6.55: Abgasverteilung und Stromlinien, Fall 12a

Das linke obere Bild in Abbildung 6.55 zeigt die Verteilung des Abgases von 0 bis 100 %. Es ist ein leichter Rückstau im Trichter zu erkennen, jedoch ist der Austritt über den Trichterrand minimal. Im rechten oberen Bild ist die Skalierung mit 0 bis >10 % Abgasanteil angegeben. Hier erkennt man den Verlustanteil, der nicht abgesaugt wird.

6.3.3.2 Teilgeschlossenes System, Konzept 1

Der hohe Unterdruck am Trichter durch die Umströmung der Platte, welcher im Fall 12a gegeben ist, hat wie eingangs beschrieben Auswirkungen auf die Funktion des Motors und ist daher unerwünscht (siehe Abbildung 6.54). Die Abschirmung ist

daher, trotz der hohen Effizienz der Absauganlage keine ausreichend zufriedenstellende Lösung. Ideal wäre ein Konzept, welches den Einfluss der Umgebungsströmung sowohl auf die Absaugung als auch auf die Motorfunktion unterbindet.

Das folgende Konzept ist daher so ausgelegt, dass ein Druckaustausch mit der Umgebung möglich ist, der Abgasstrom jedoch in einem teils geschlossenen System abgesaugt wird, das keine Beeinflussung des Abgasstroms durch den umgebenden Fahrtwind zulässt. Um die Verdünnung des Abgases mit der Luft zu gewährleisten, ist ein Bereich zur Einströmung der Umgebungsluft vorgesehen.

Abbildung 6.56 zeigt den Aufbau.

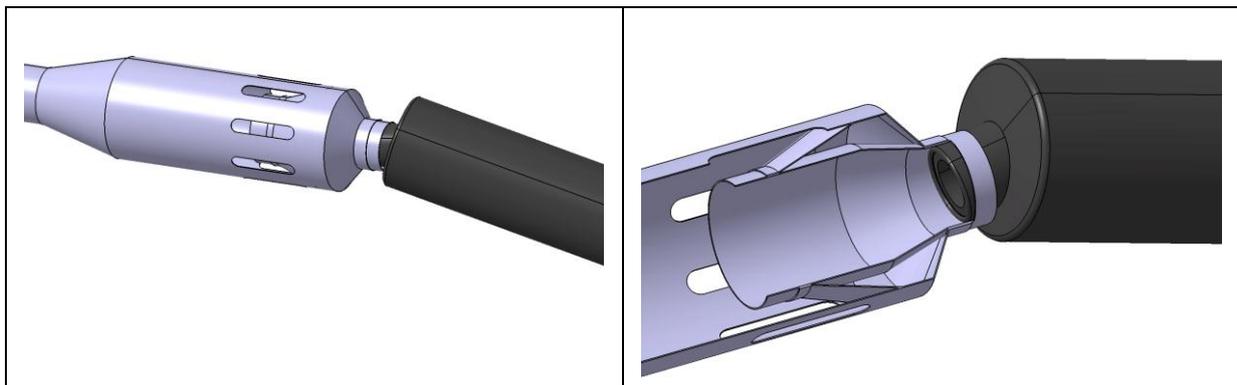


Abbildung 6.56: Teilgeschlossenes Abgasabsaugsystem, Konzept 1

Der Austritt aus dem Auspuff erfolgt in ein Leitrohr mit relativ geringem Querschnitt, das sich in einem durch Schlitze mit der Umgebung verbundenen offenen Sammelrohr befindet. Das innere Rohr verdeckt durch seine Länge diese Lufteintrittsöffnungen zu einem großen Teil und verhindert somit ein sofortiges Ausströmen des Abgases in die Umgebung. Der nachfolgende Konus im Sammelrohr ist notwendig, um den Querschnitt auf den des Absaugschlauches zu reduzieren.

Die Randbedingungen wurden wie in den vorangegangenen Simulationen definiert. Es wurden derselbe Abgasmassenstrom von 0,015 kg/s und die zwei Absaugstufen mit 2000 l/min und 4000 l/min Volumenstrom verwendet. Die Ergebnisse liefern eine drastische Verbesserung der Absaugeffizienz.

Fall #	Geschwindigkeit m/s	Massenstrom kg/s	Absaugung l/min	Absaugsystem -	Effizienz %
G1.1	30	0,015	2000	Konzept 1	70,0
G1.2	30	0,015	4000	Konzept 1	97,0
G2.1	30	0,015	2000	Konzept 2	96,7

Tabelle 14: Vergleich Konzept 1 und 2, teilgeschlossenes Absaugsystem

Die Geschwindigkeitsverteilung in Abbildung 6.57 lässt bereits erkennen, dass die Auswirkungen der Umgebungsströmung auf die Absaugung deutlich geringer sind. Im Bereich der Lufteinlassöffnungen ergeben sich niedrige Strömungsgeschwindigkeiten, da diese nicht direkt der Umgebungsströmung ausgesetzt sind. Somit kann der Abgasstrom durch die Umgebungsströmung unbeeinflusst ins Sammelrohr und weiter in den Absaugschlauch einströmen.

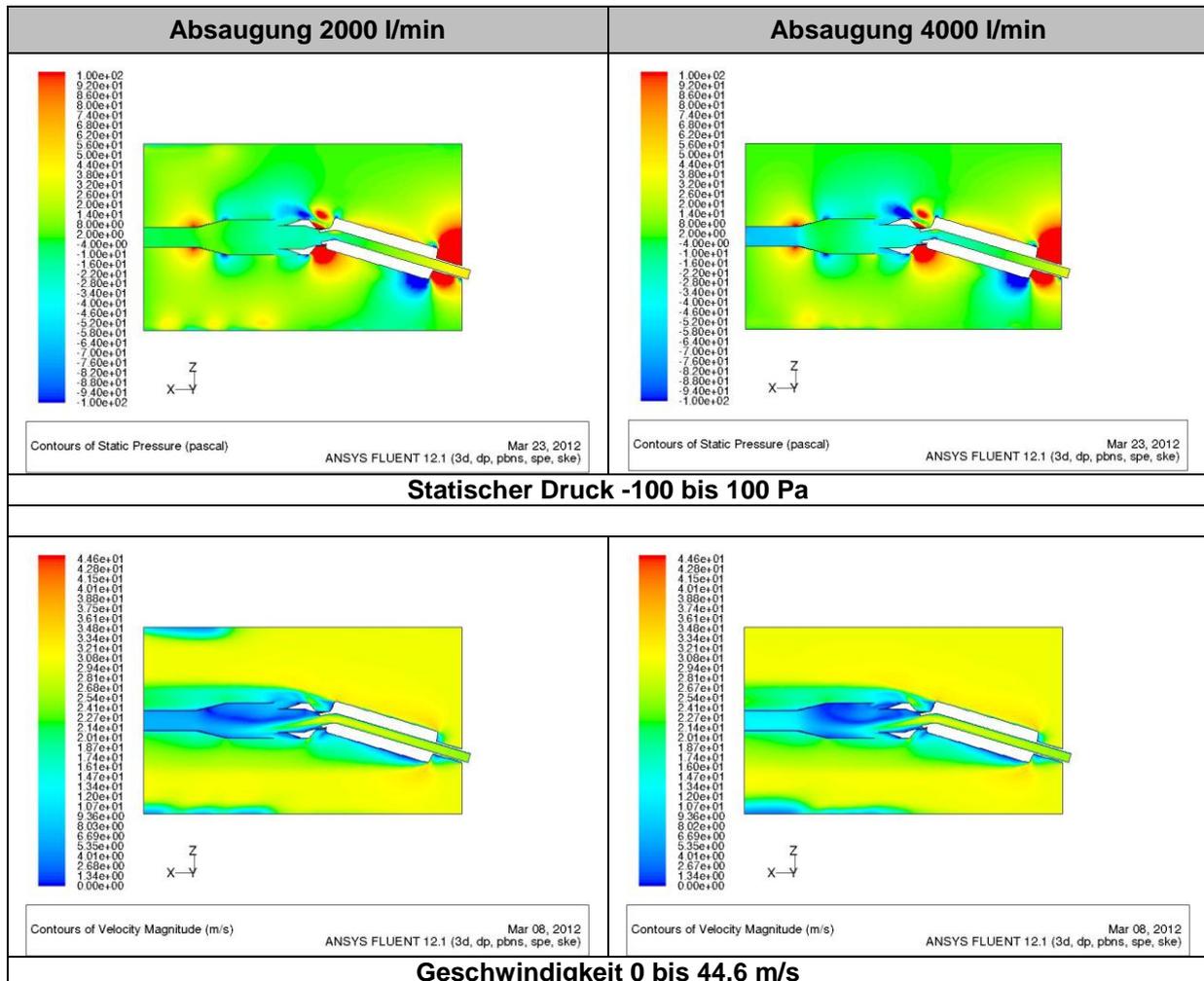


Abbildung 6.57: Statischer Druck und Geschwindigkeit, Konzept 1

Abbildung 6.58 zeigt die Verteilung des Abgases. Im Fall mit 2000 l/min abgesaugtem Volumenstrom ist zwar ein deutliches Ausströmen von Abgas aus dem Sammelrohr zu erkennen, der Großteil wird jedoch abgesaugt. Bei einem Absaugvolumenstrom von 4000 l/min ist der Abgasaustritt aus dem Sammelrohr sehr gering. Es gelangen nur 3 % des Abgases in die Umgebung.

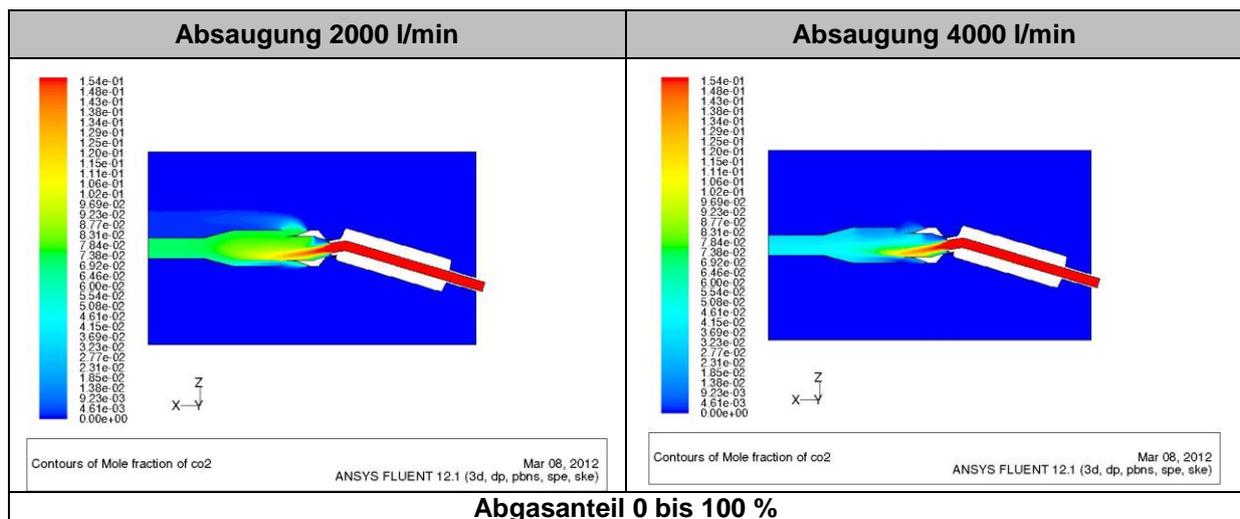


Abbildung 6.58: Abgasanteil, Konzept 1

Im Fall mit einer Absaugung von 2000 l/min kann zwar theoretisch das gesamte einströmende Abgas durchgesetzt werden, jedoch ergibt sich aufgrund der hohen Einströmgeschwindigkeiten ein leichter Rückstau am Gegenkonus, der eine teilweise Strömungsumkehr verursacht und einen geringen Anteil des Abgases durch die Lufteinlassöffnungen hinauschiebt. Es werden aber dennoch circa 70 % der Abgasmasse abgesaugt.

Bei der höheren Absaugstufe ist dieser Effekt durch die größere Saugwirkung geringer. Hierbei ergibt sich eine Effizienz von 97 %. Im realen Betrieb kann somit in den meisten Betriebspunkten der gesamte Abgasstrom abgesaugt werden.

Das teilgeschlossene Absaugrohr lässt einen sehr guten Druckausgleich zu. Der Druck im Sammelrohr entspricht weitgehend dem Umgebungsdruck, im Leitrohr und an der Auspuffmündung stellt sich ein minimaler Unterdruck von weniger als 50 Pa ein. Diese Größenordnung entspricht lediglich einem Bruchteil der maximal zulässigen Werte. Somit kann daraus geschlossen werden, dass es sich hierbei um eine durchaus brauchbare Lösung handelt.

6.3.3.3 Teilgeschlossenes System, Konzept 2

Um auch die letzten Unsicherheiten zu beseitigen, wurde basierend auf Konzept 1 eine alternative Variante entwickelt. Zur weiteren Verbesserung der Absaugeffizienz wurde das Leitrohr des Absaugsystems noch verlängert. Es verdeckt nun die Einlassöffnungen für den Druckausgleich mit der Umgebung komplett gegenüber dem Abgasstrom.

Da der Absaugschlauch mit relativ kleinem Durchmesser auf seine Länge einen erheblichen Druckverlust verursacht, wurde der Querschnitt desselben vergrößert und entspricht dem Querschnitt des Sammelrohrs. Es ergibt sich eine dementsprechend niedrigere Geschwindigkeit im Absaugschlauch. Ohne die

Querschnittsreduzierung im Sammelrohr gelangt der Abgasstrom jedoch unbeeinflusst ins Absaugsystem.

Abbildung 6.59 zeigt den Aufbau des zweiten Konzepts.

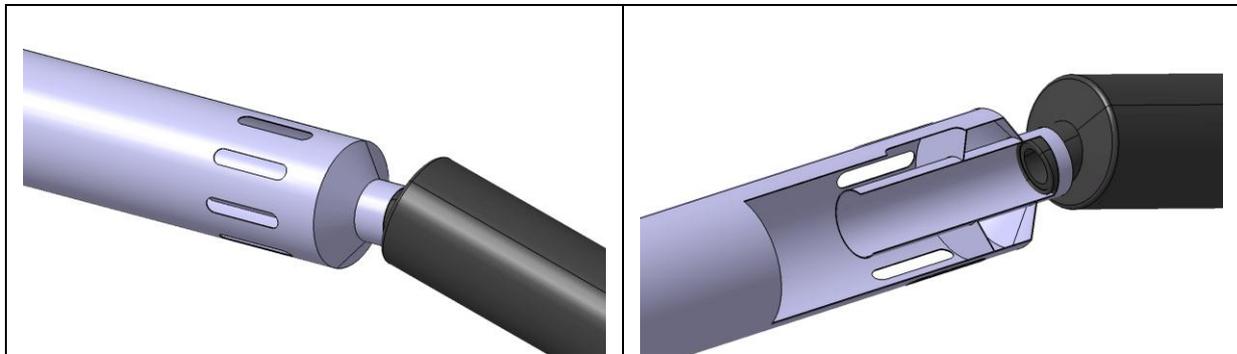


Abbildung 6.59: Teilgeschlossenes Absaugsystem, Konzept 2

Die Simulationsergebnisse in Abbildung 6.60 und Abbildung 6.61 bestätigen die Verbesserungen gegenüber Konzept 1. Die Bilder der Abgasverteilung zeigen, dass bereits mit einem Absaugvolumenstrom von 2000 l/min nahezu das gesamte Abgas abgesaugt wird (vgl, Effizienz Tabelle 14). Daher wurde auf eine Simulation mit 4000 l/min Volumenstrom verzichtet.

Der Unterdruck an der Auspuffmündung stellt sich zwischen -30 und -40 Pa ein. Die Beeinflussung der Druckzustände im Abgassystem des Fahrzeugs ist daher äußerst gering.

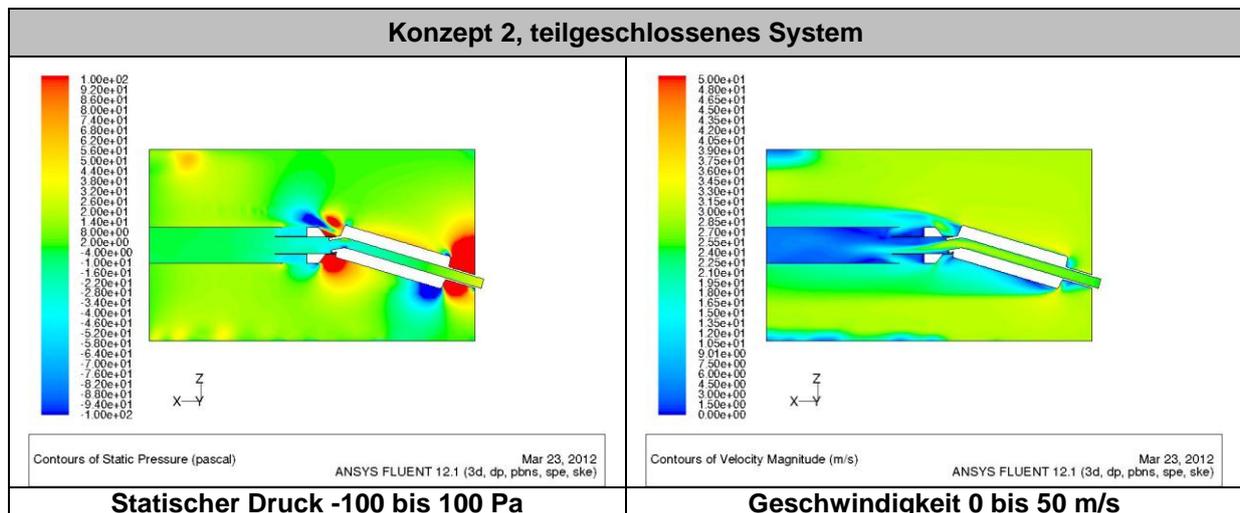


Abbildung 6.60: Statischer Druck und Geschwindigkeit, Konzept 2

Zur Verdeutlichung sind in Abbildung 6.61 zusätzlich die Stromlinien dargestellt. Es ist kein Abgasaustritt aus dem Sammelrohr zu erkennen.

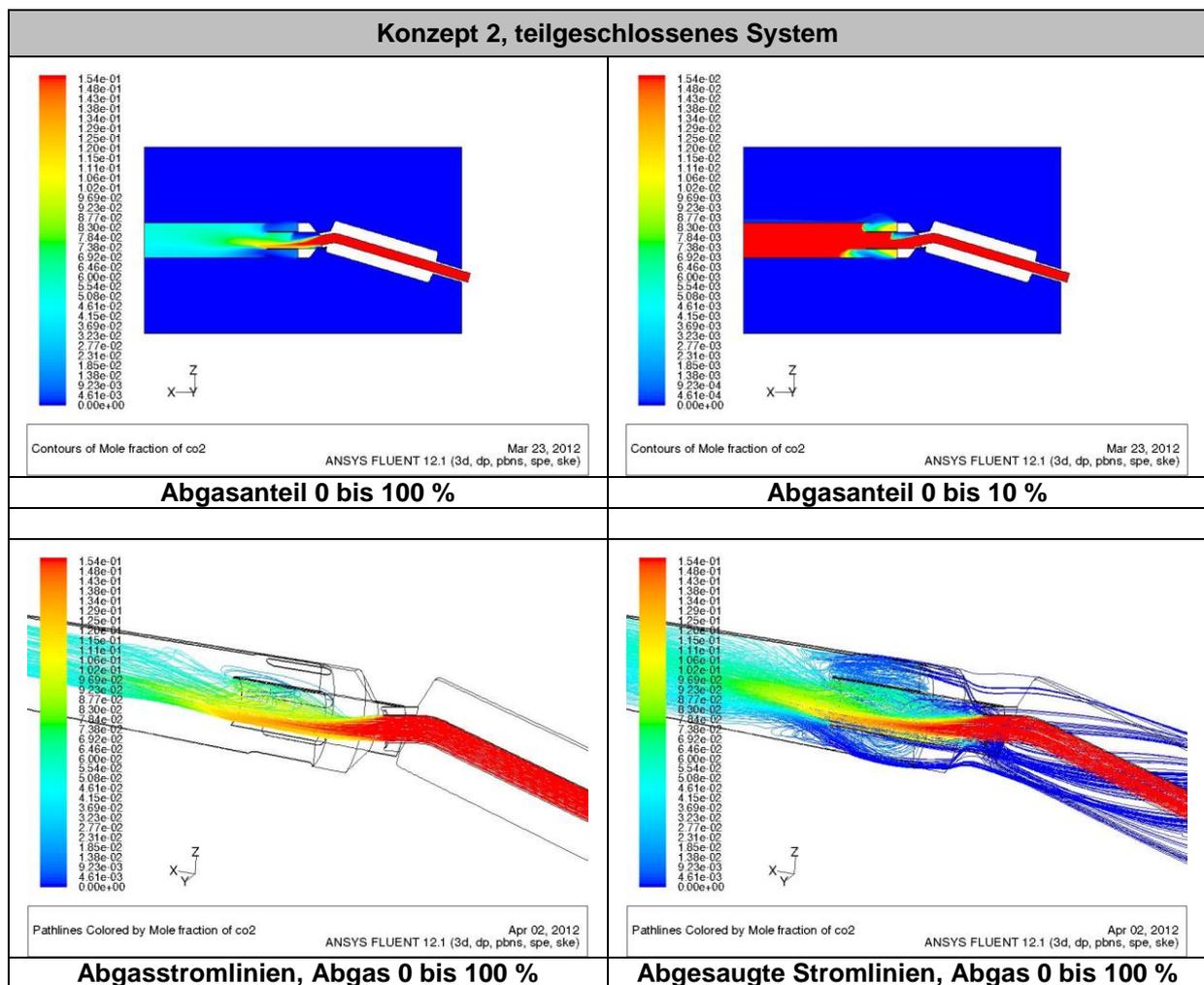


Abbildung 6.61: Abgasverteilung, Konzept 2

Zusammenfassend ist zu bemerken, dass die in diesem Kapitel durchgeführten Maßnahmen zur Verbesserung der Absaugeffizienz großes Potential besitzen.

Die Variante mit Abschirmung der Umgebungsströmung ist dazu eher weniger geeignet, da sie eine erhebliche Veränderung der Druckzustände mitführt. Es handelt sich jedoch weiterhin um ein offenes System.

Langfristig wäre die Tendenz zu einem teilgeschlossenen oder geschlossenen Absaugsystem zu bevorzugen. Die untersuchten Konzepte weisen wesentlich bessere Ergebnisse auf. Eine genaue Anpassung an die gegebenen Bedingungen wäre allerdings notwendig.

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Diplomarbeit wurden anhand von 3D-CFD-Simulationen mit dem Programm ANSYS FLUENT 12.1 Strömungsrandbedingungen an einem Zweirad-Rollenprüfstand nachgebildet. Es wurden dabei drei wichtige Bereiche untersucht.

Der erste Teil beschäftigte sich mit der strömungsgünstigen Auslegung einer Ansaugluftkonditionieranlage. Das Ziel dabei ist eine Anströmung der Vor- und Tiefkühlerwärmetauscher mit homogen verteilter Geschwindigkeit. Die Schwierigkeiten ergeben sich durch die große Querschnittsänderung vom Eintrittsrohr zum Luftkasten, in dem sich der Wärmetauscher befindet, und durch das geringe Platzangebot.

Es wurden zwei Lösungen gefunden, durch welche die Strömung ausreichend homogenisiert werden kann. Die erste Variante erreicht die Strömungshomogenisierung mittels einer porösen Schicht, die zwischen dem Eintritt in den Luftkasten und dem Wärmetauscher liegt. Es wird dabei ein Druckverlust verursacht. Nach der Porosität stellt sich ein homogenes Geschwindigkeitsfeld ein.

Die zweite Lösung ist eine Lochplatte, die ebenfalls vor dem Wärmetauscher angebracht wird. Das Lochbild wurde anhand der Druck- und Geschwindigkeitsverteilung vor der Platte ermittelt. Es wird somit der lokal vorherrschende statische Druck beim Durchströmen der Lochplatte abgebaut. Nach der Platte ergibt sich ein relativ gleichmäßiges Strömungsfeld. Weitere Untersuchungen ergaben, dass das Konzept auch für geringere Luftmassenströme eine ausreichende Homogenisierung erreicht.

Im zweiten Teil wurde die Ansaugstrecke eines Motorrades am Rollenprüfstand nachgebildet. Es erfolgt eine Anströmung mit konditionierter Ansaugluft und mit Fahrtwind. Ziel dabei war die Darstellung des sog. Ram-Air-Effekts, der bei hohen Fahrgeschwindigkeiten durch den Staudruck der Anströmung eine Aufladung des Motors bewirkt.

Durch die Simulation von zwei verschiedenen Varianten der Anströmung mit Ansaugluft konnten wichtige Einflussfaktoren bestimmt werden. Ein geschwindigkeitsabhängiger Überdruck in der Airbox des Motorrades ist deutlich erkennbar.

Der dritte Teil der Diplomarbeit widmet sich der Absaugung des Verbrennungsgases des Motors. Am Zweirad-Rollenprüfstand ist dabei meist ein offenes System in Form eines Absaugtrichters in Verwendung. Die Simulation der Ist-Situation zeigte, dass die Effizienz der Absaugung (entspricht dem Anteil abgesaugten Abgases im Verhältnis zum gesamten Abgas) sehr stark von der Position des Absaugtrichters und der umgebenden Fahrtwindströmung abhängt.

Um den größtmöglichen Anteil des anfallenden Motorabgases abzusaugen, wurden zwei Konzepte simuliert. Das erste Konzept verringert den Einfluss der Umgebungsströmung durch eine Abschirmung des Trichters. Die Absaugeffizienz kann dadurch bereits deutlich gesteigert werden, jedoch ergeben sich bei hohen Geschwindigkeiten stark veränderte Druckverhältnisse im Bereich der Auspuffmündung. Da dies den Abgasgegendruck in der Abgasanlage des Fahrzeugs und somit in weiterer Folge die Funktion des Motors beeinflussen kann, ist dieses Konzept nur bedingt geeignet.

Eine bessere Lösung hierzu bietet ein teilgeschlossenes Absaugsystem. Das Abgas strömt dabei direkt in ein Absaugrohr. Durch seitliche Öffnungen am Absaugrohr, die für das Einströmen der Verdünnungsluft notwendig sind, wird ein Druckausgleich ermöglicht.

Die Ergebnisse der Simulation zeigen eine sehr hohe Effizienz der Abgasabsaugung bei minimaler Beeinflussung der Druckzustände am Abgasaustritt. Die Fahrtwindströmung beeinträchtigt das Absaugverhalten nicht.

Dieses Konzept stellt eine deutliche Verbesserung der Abgasabsaugung am Zweirad-Rollenprüfstand dar.

8 Anhang

8.1 Ansaugluftkonditionierung

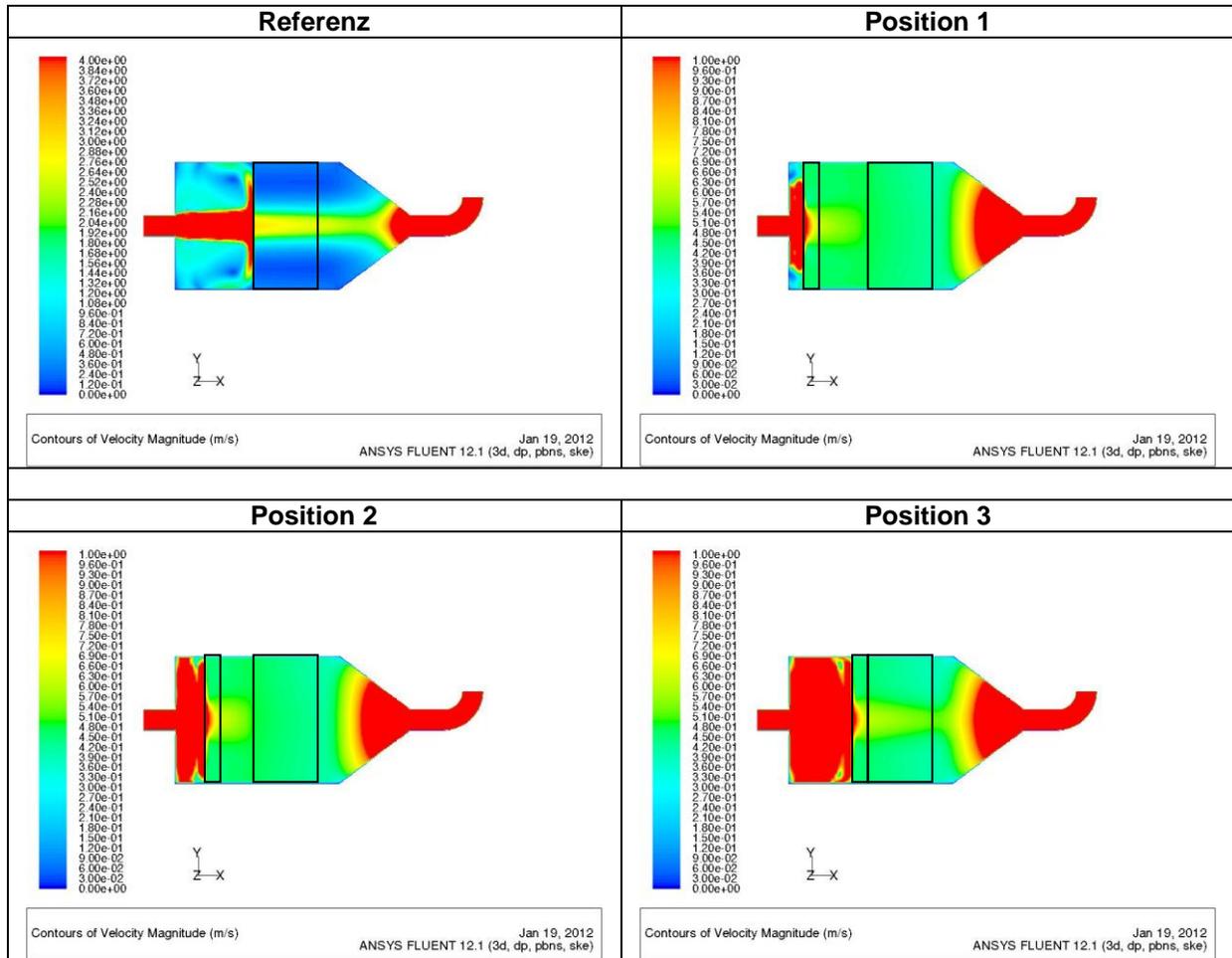


Abbildung 8.1: Geschwindigkeit im Tiefkühler

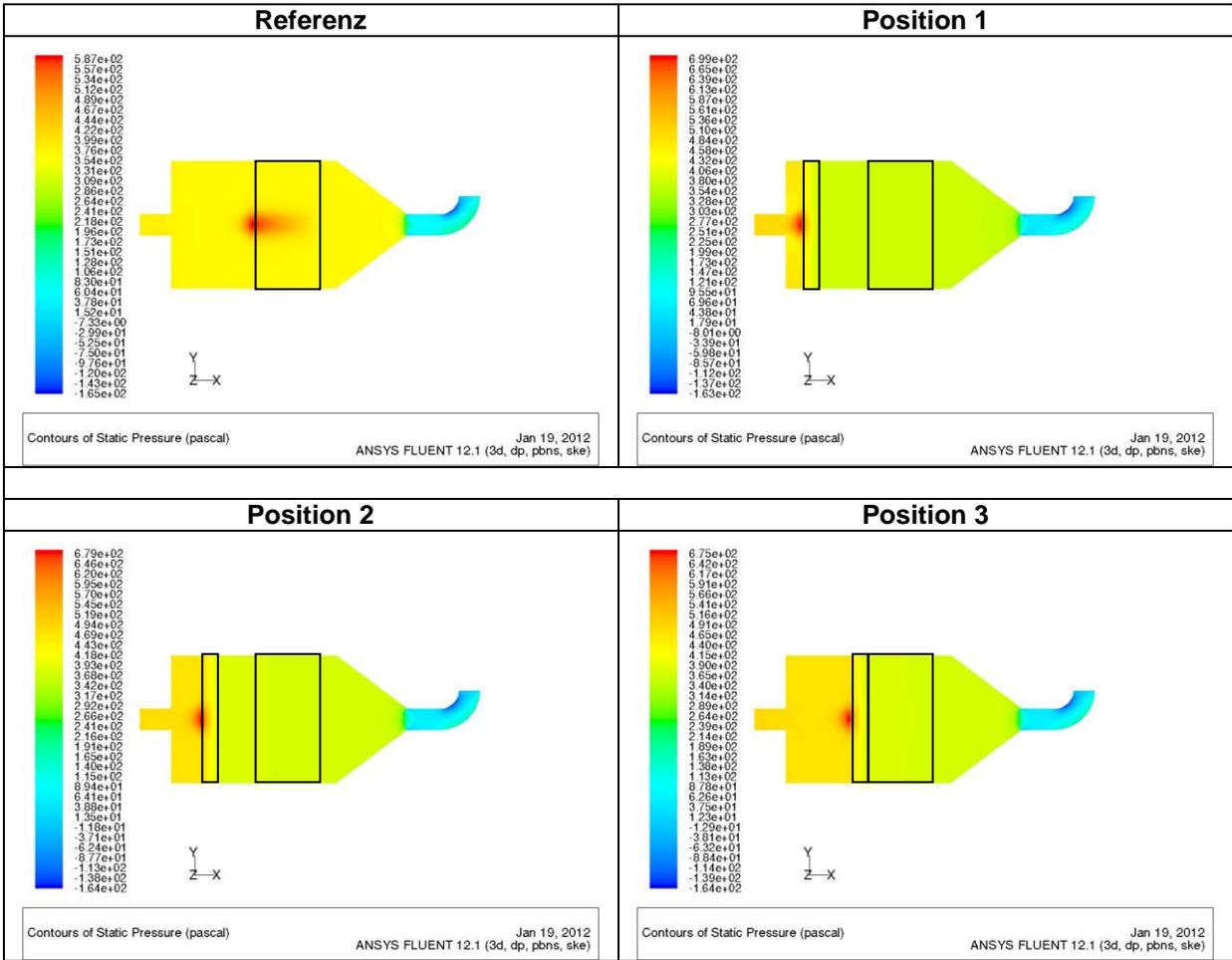


Abbildung 8.2: Druckverteilung im Tiefkühler

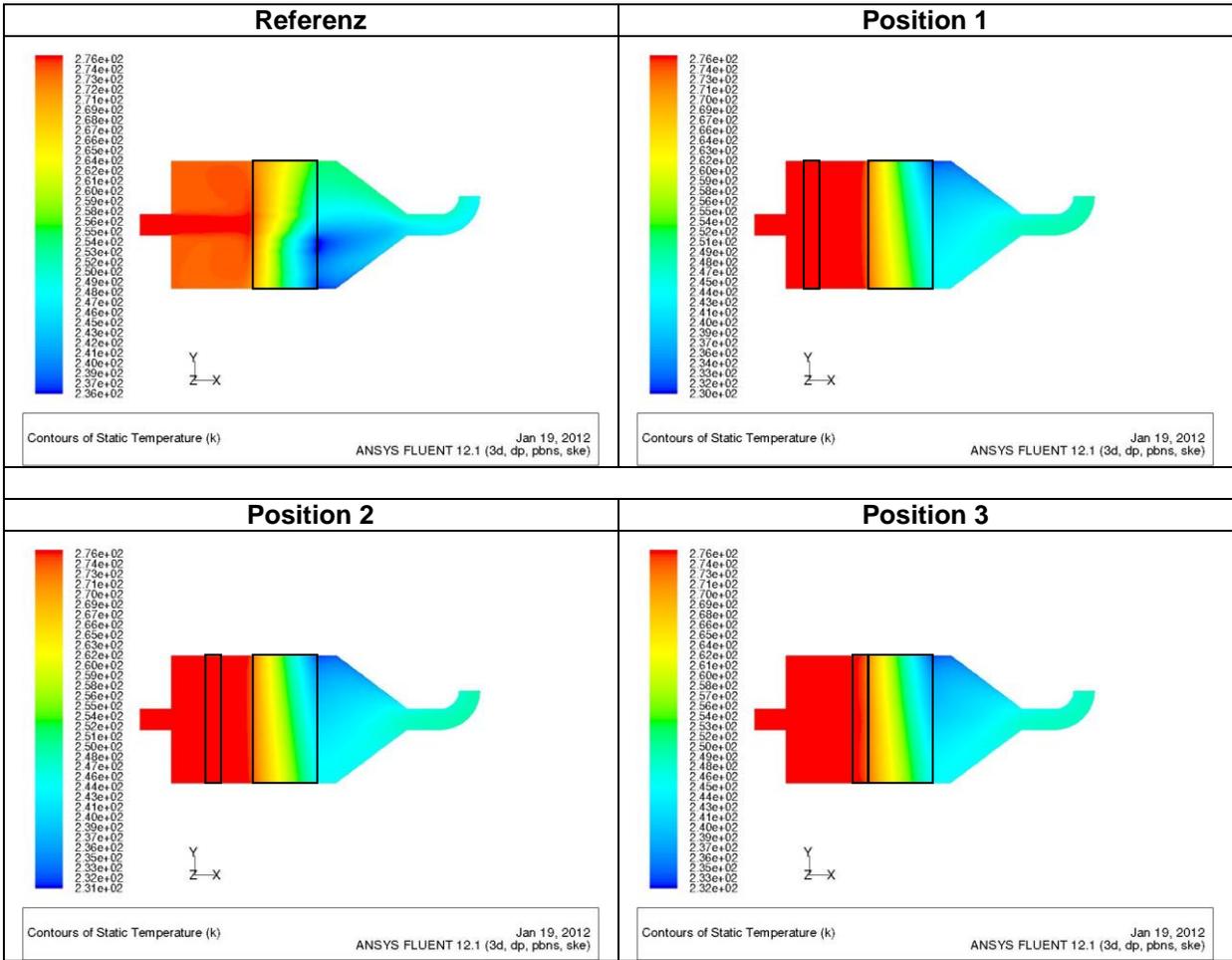


Abbildung 8.3: Temperaturverteilung im Tiefkühler

8.2 Ansaugstrecke

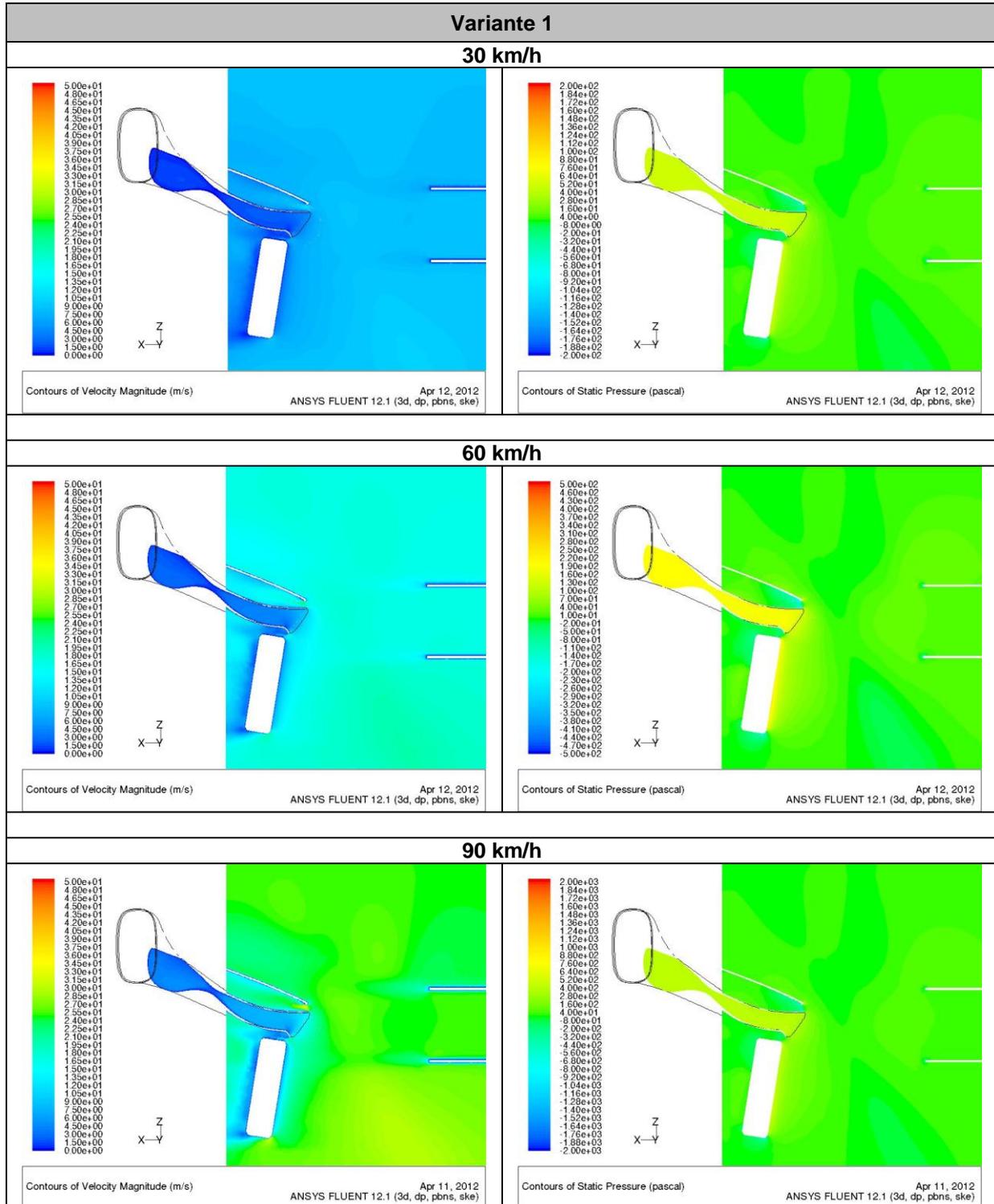
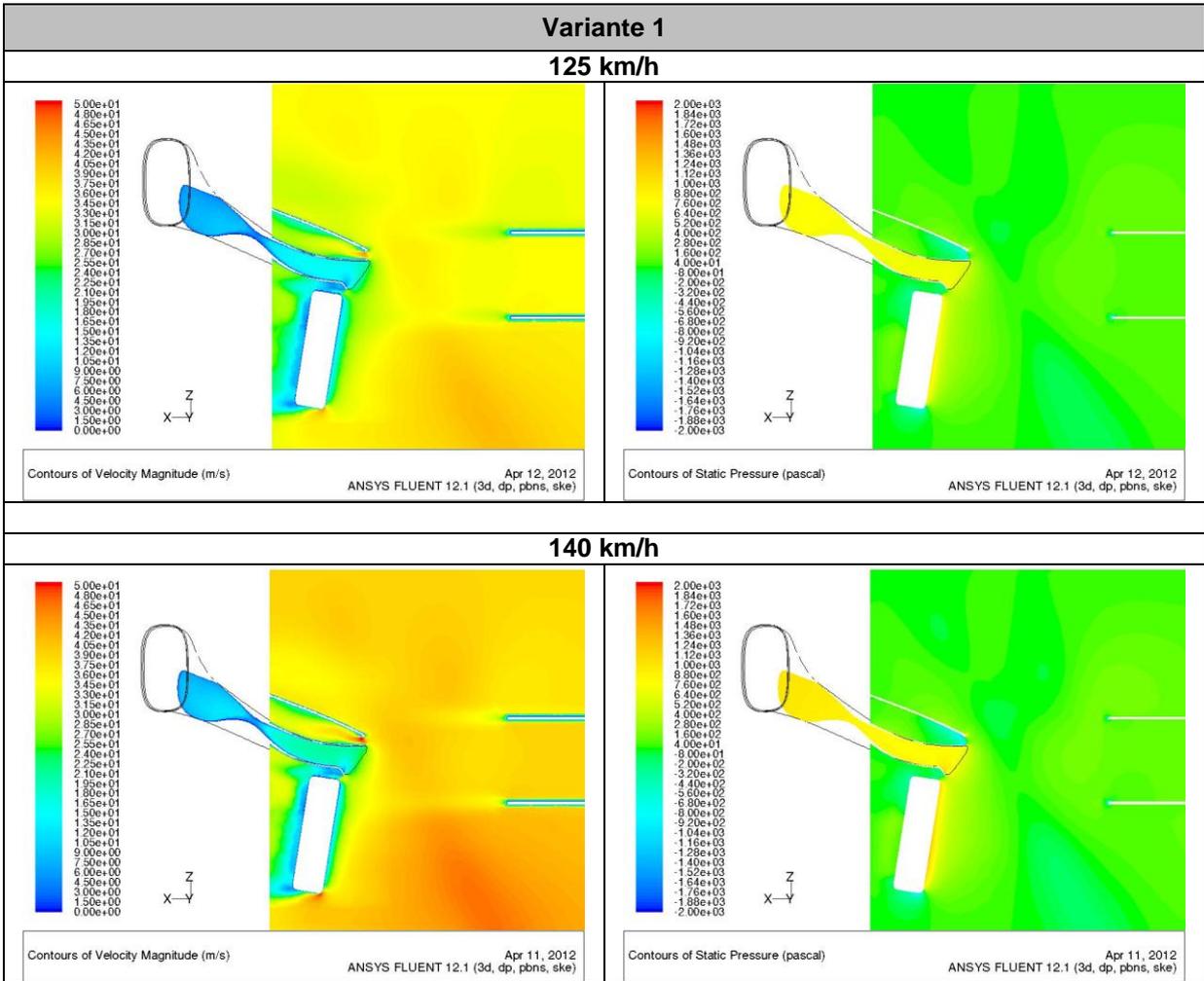


Abbildung 8.4: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 1 bei 30, 60 und 90 km/h



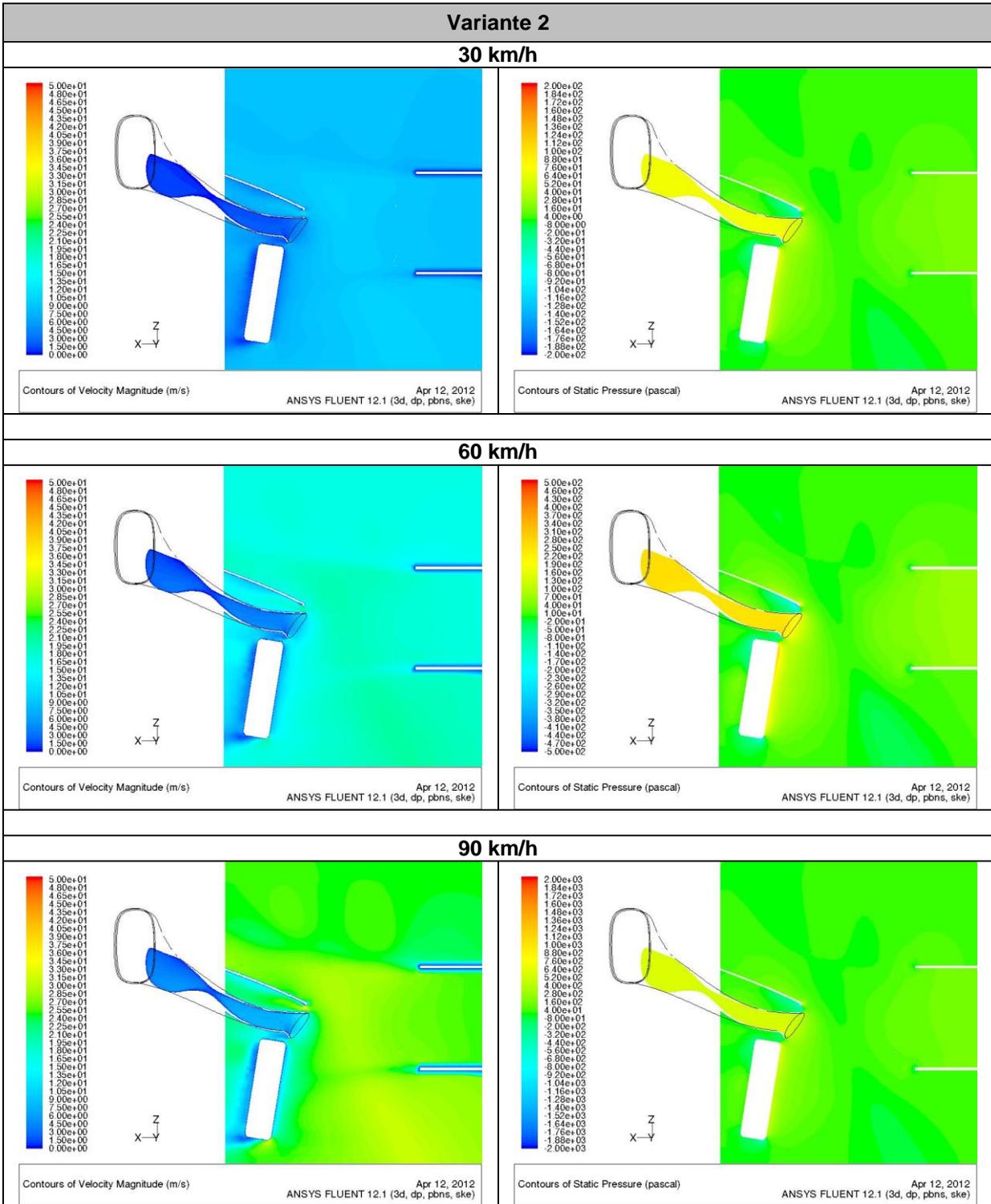
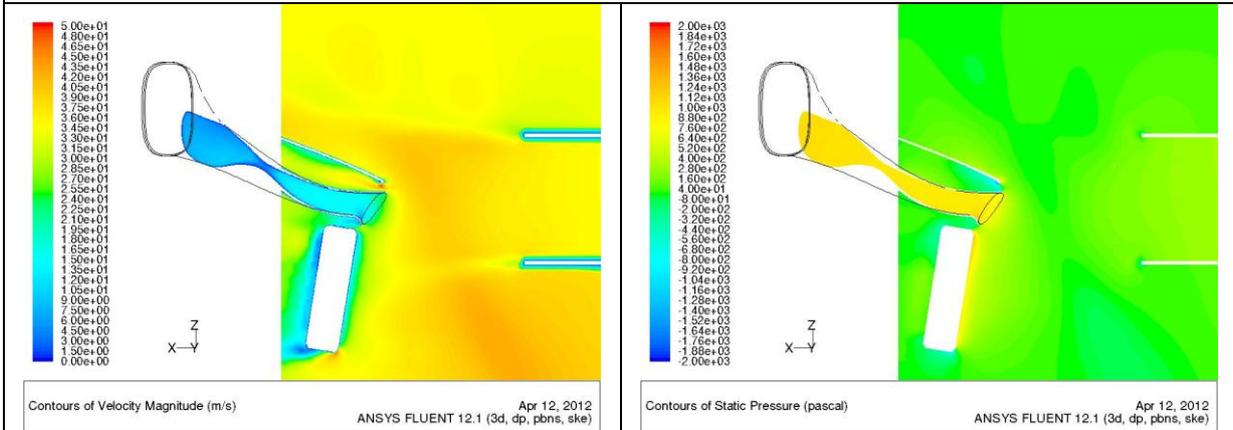


Abbildung 8.6: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 2 bei 30, 60 und 90 km/h

Variante 2

125 km/h



140 km/h

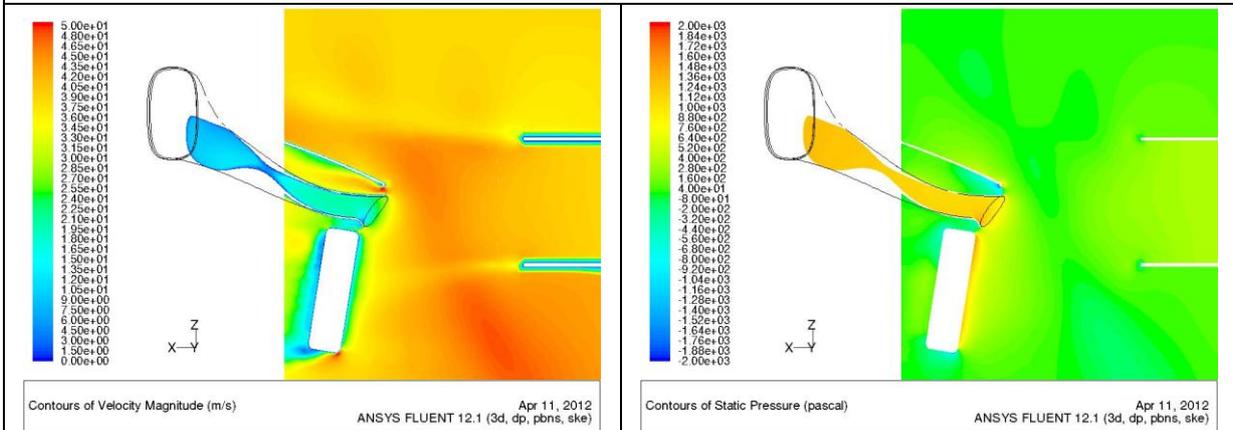


Abbildung 8.7: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 2 bei 125 und 140 km/h

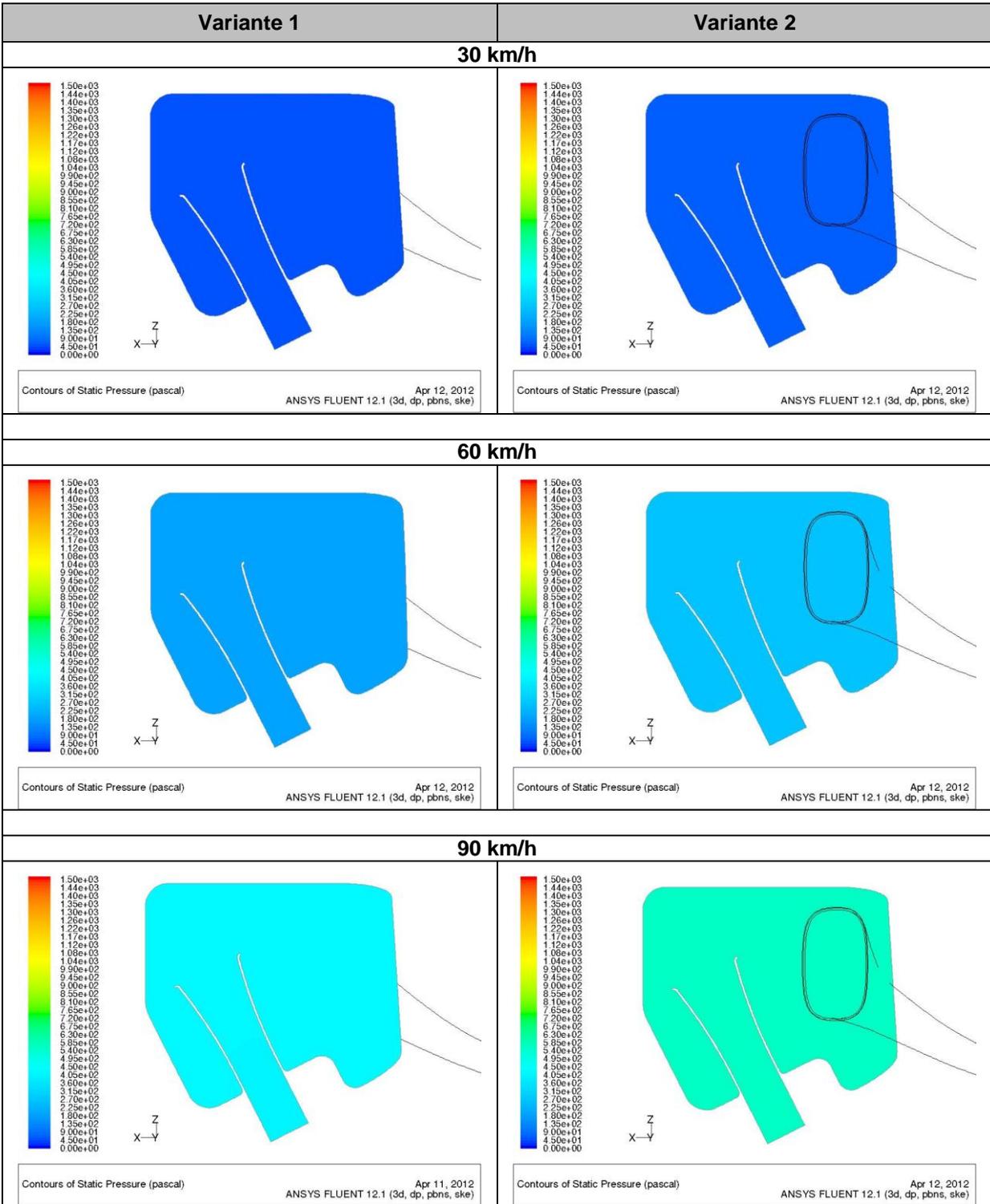


Abbildung 8.8: Druck in der Airbox bei 30, 60 und 90 km/h

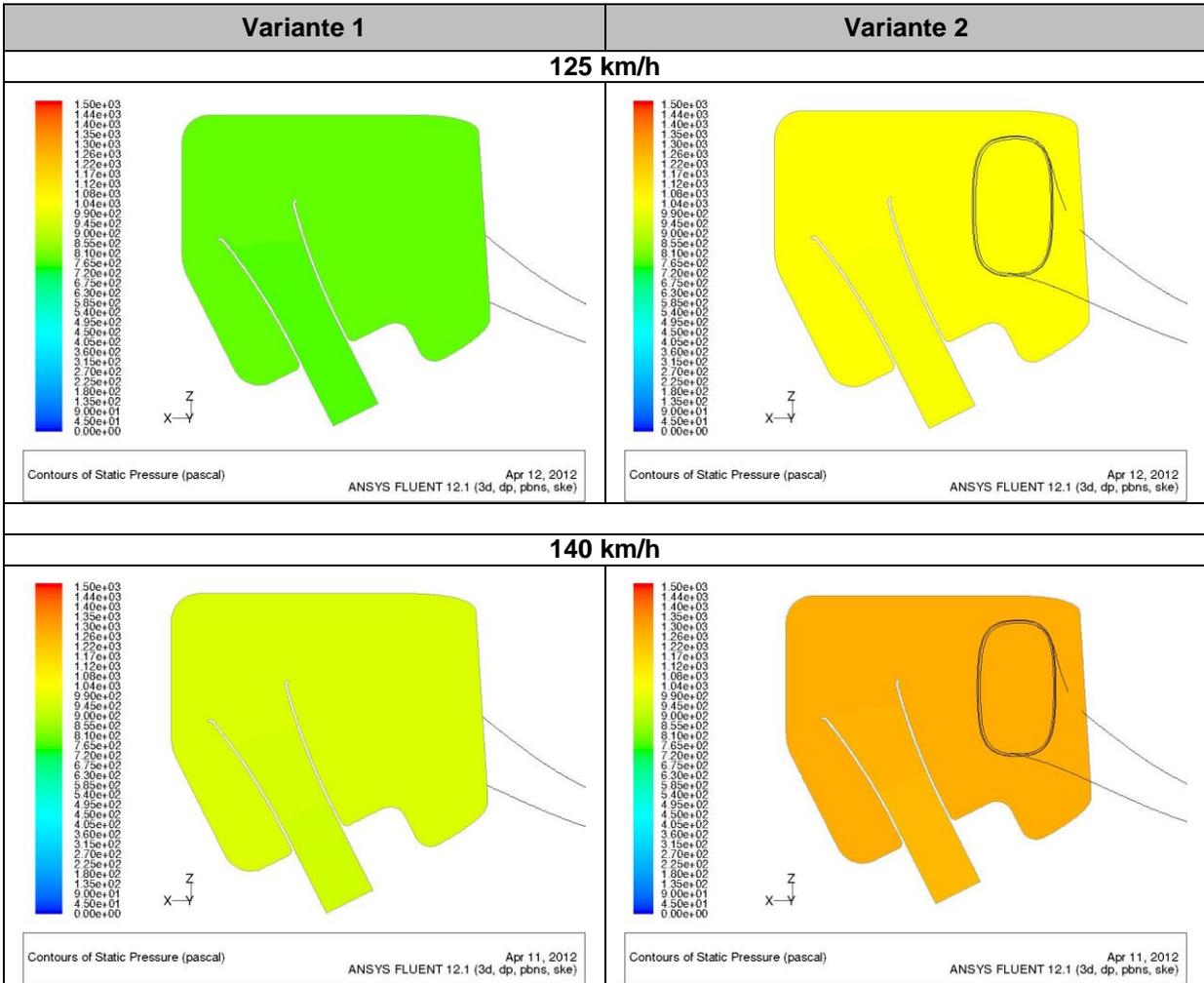


Abbildung 8.9: Druck in der Airbox bei 125 und 140 km/h

8.3 Abgasabsaugung

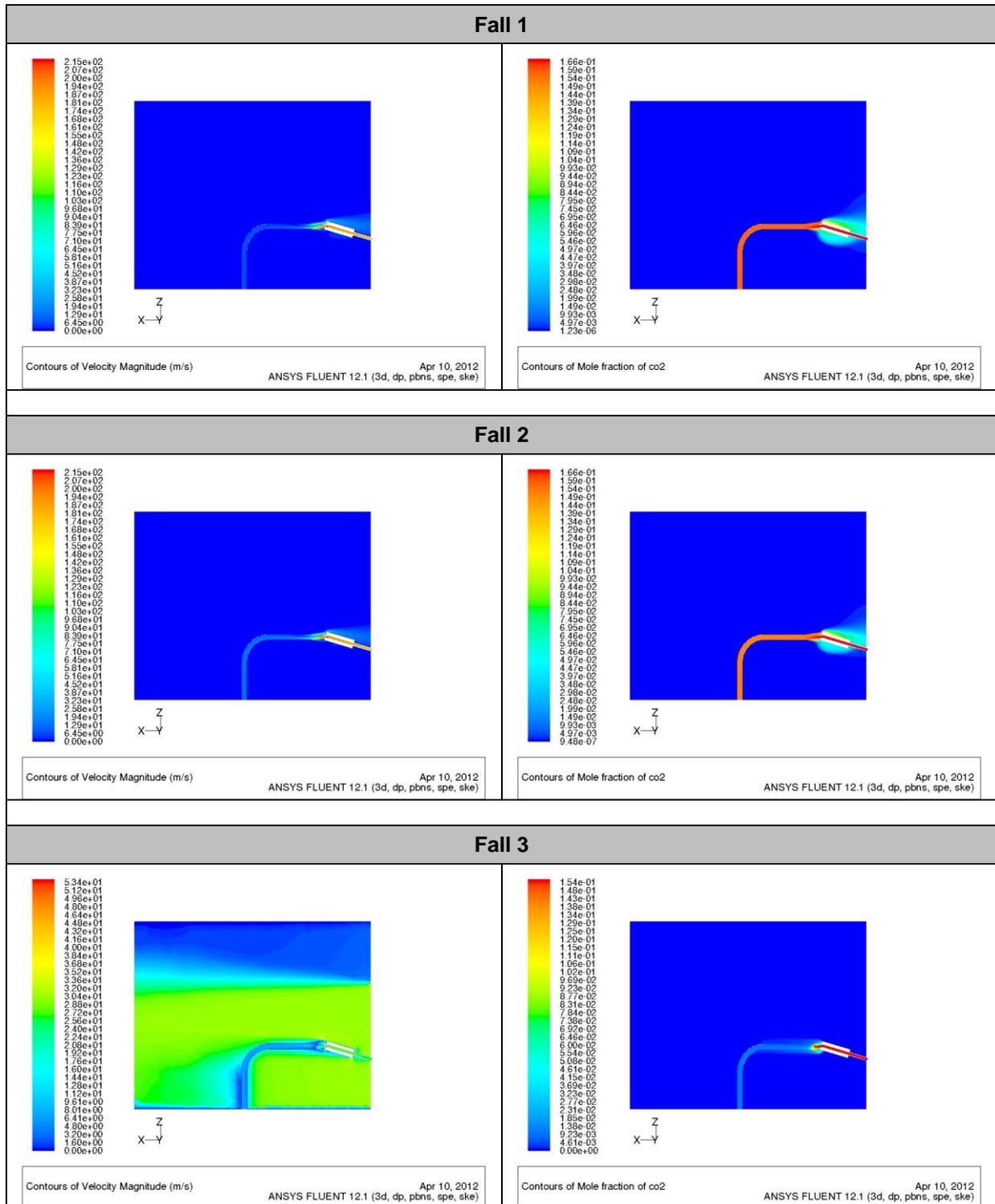


Abbildung 8.10: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 1 bis 3

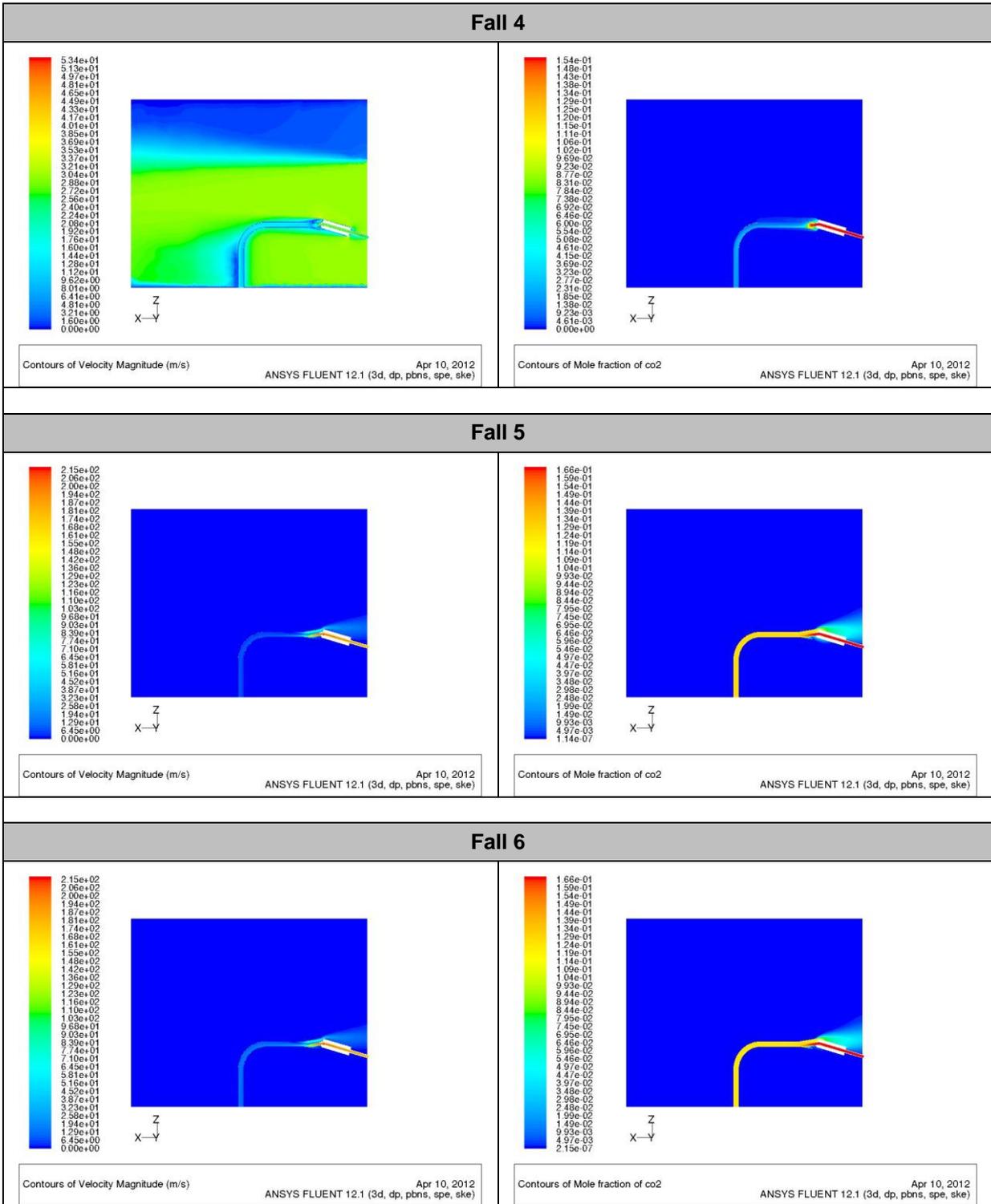
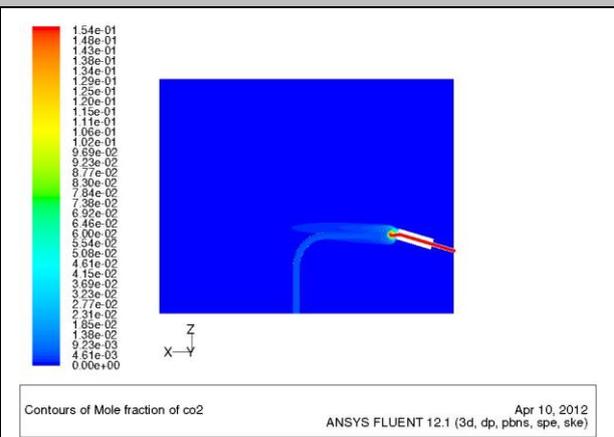
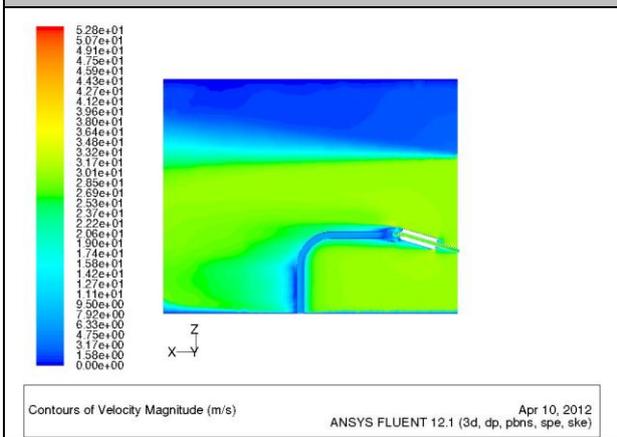
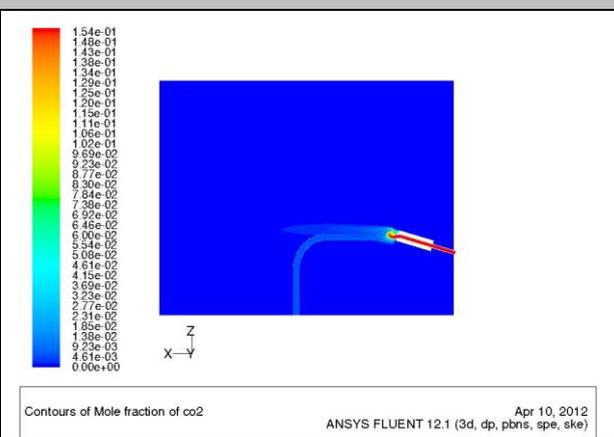
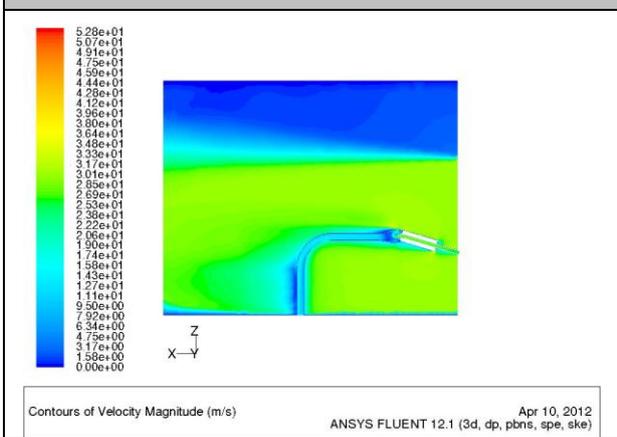


Abbildung 8.11: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 4 bis 6

Fall 7



Fall 8



Fall 9

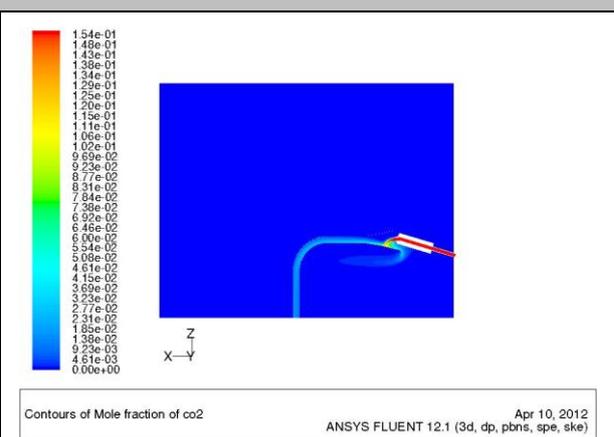
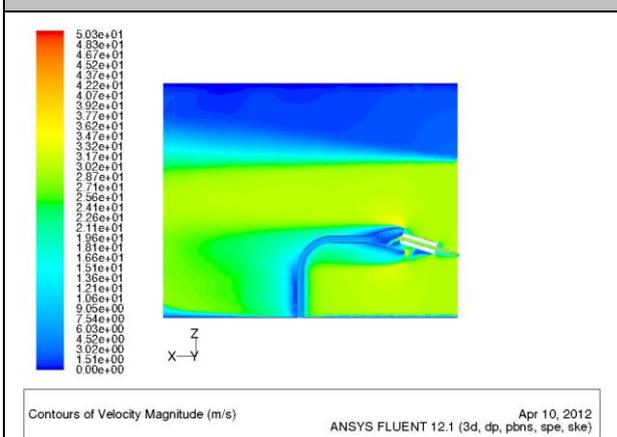


Abbildung 8.12: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 7 bis 9

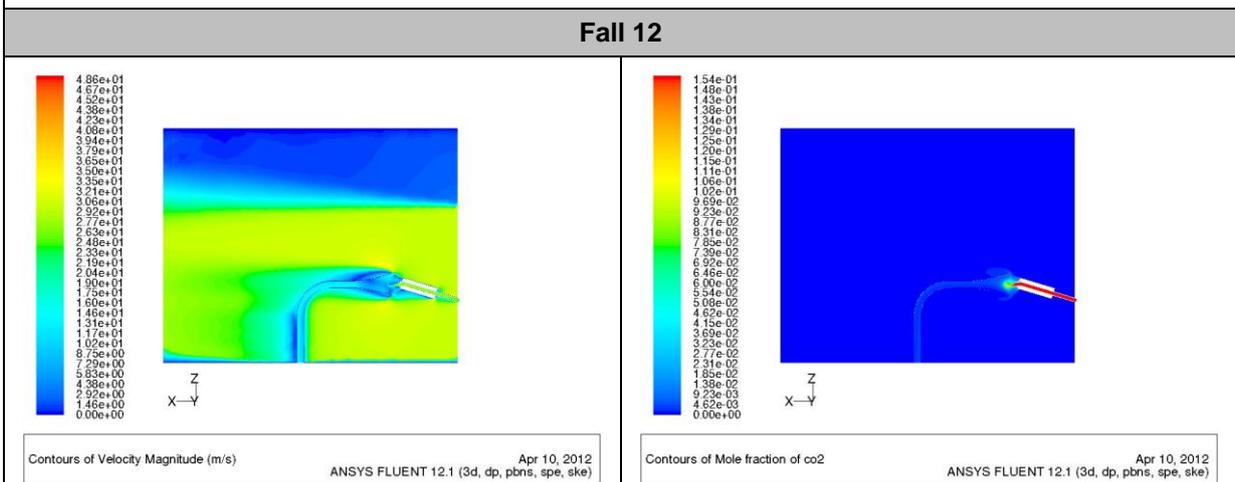
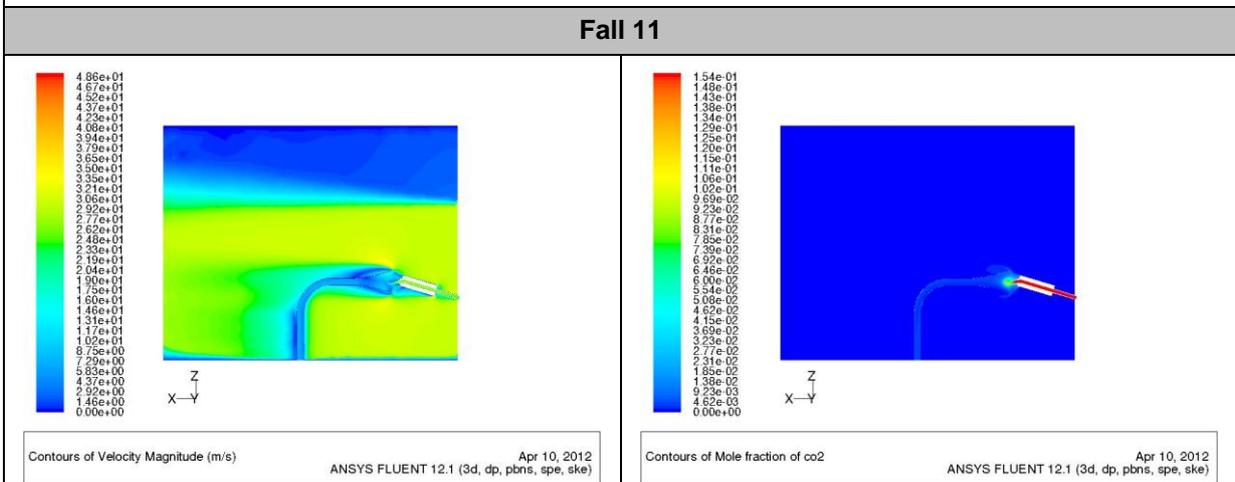
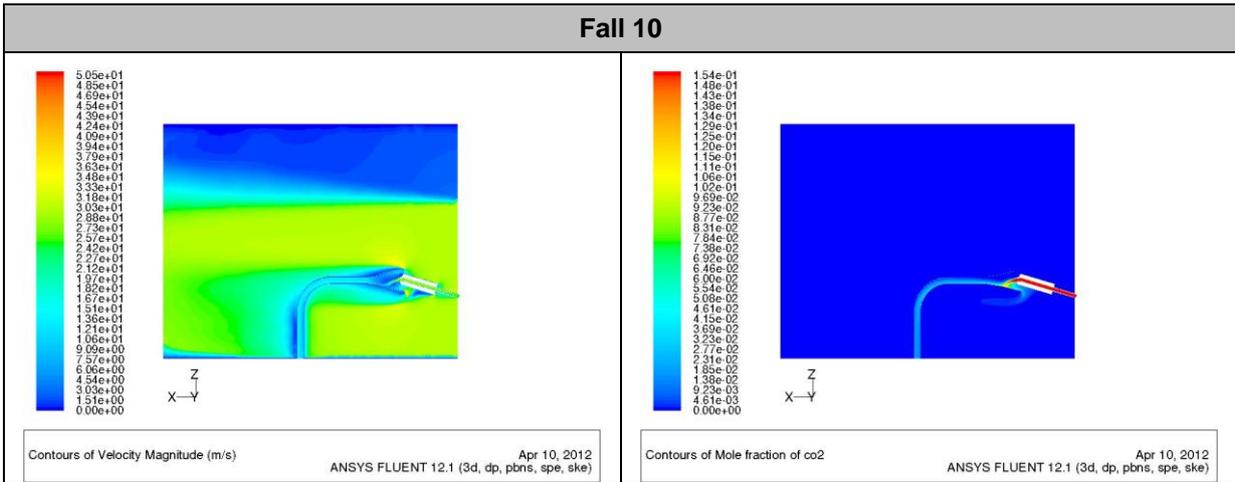


Abbildung 8.13: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 10 bis 12

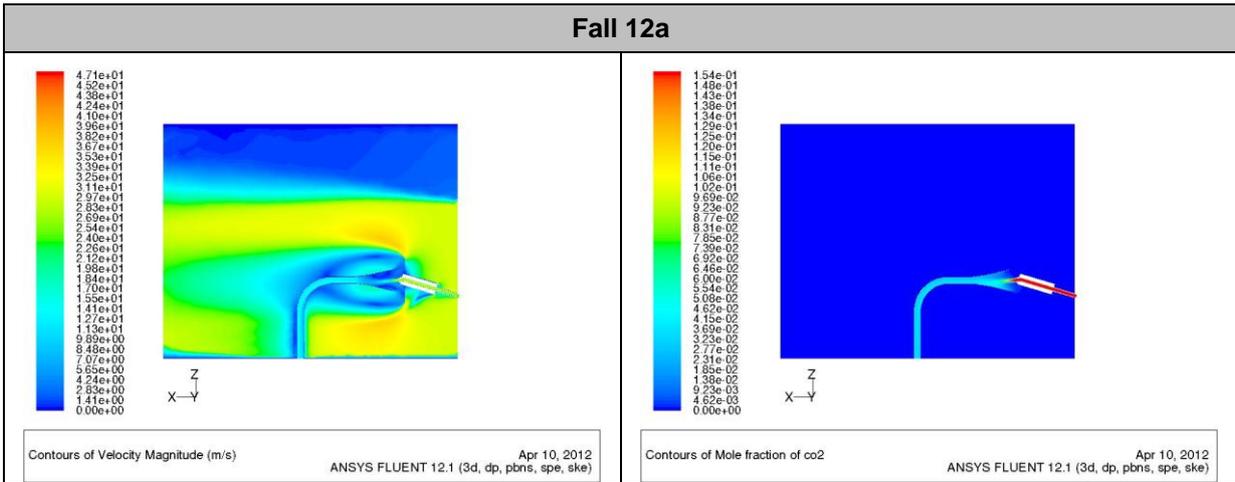


Abbildung 8.14: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 12a

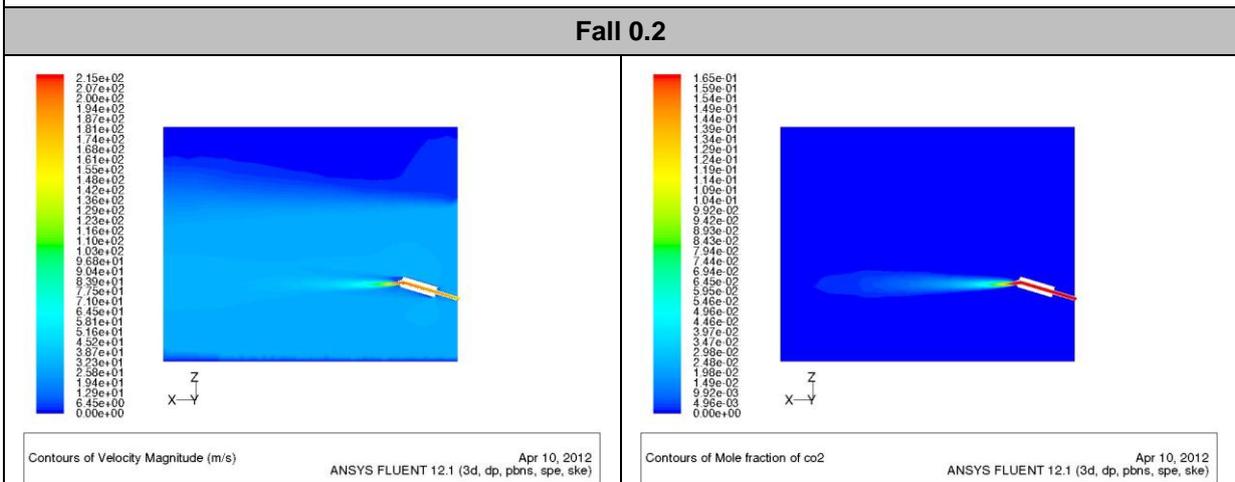
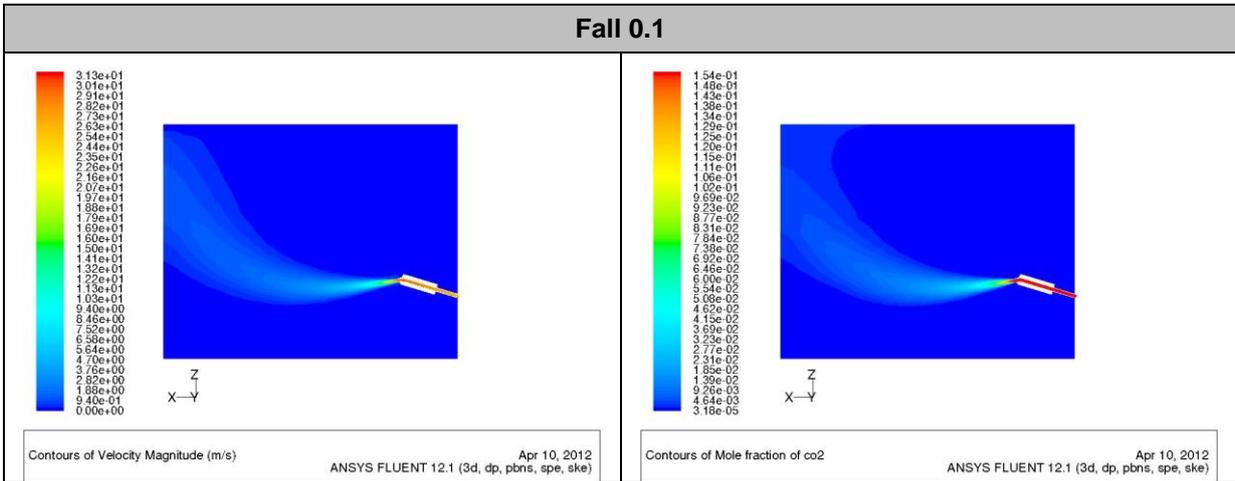


Abbildung 8.15: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 0.1 und 0.2

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Projektablauf.....	9
Abbildung 2.1: Einzelzyklus ECE R40 [7].....	10
Abbildung 2.2: WMTC-Zyklus [8].....	11
Abbildung 2.3: Motorrad am Rollenprüfstand.....	13
Abbildung 2.4: Schematischer Aufbau einer CVS-Anlage [7]	14
Abbildung 2.5: Vollastlinien von Drehmoment und Leistung, Versuchsmotorrad BMW F800R [10]....	15
Abbildung 3.1: Abgaszusammensetzung von Ottomotoren [4]	19
Abbildung 3.2: Grenzwerte für Zweiräder, 4T (Euro 1) bzw. $\geq 150\text{ccm}$ (Euro 2 und 3) [4]	19
Abbildung 5.1: Netz von Auspuff und Abgasabsaugtrichter	30
Abbildung 5.2: Verbindung von zwei Netzen an Interfaces (rot)	30
Abbildung 6.1: Ansaugluftkonditionierung	31
Abbildung 6.2: Original CAD-Modell und modelliertes Modell zur Simulation des Vorkühlers	34
Abbildung 6.3: Abmessungen Vorkühler	34
Abbildung 6.4: Geschwindigkeit, statischer Druck und Temperatur am Vorkühlerreferenzmodell	35
Abbildung 6.5: 3-Pass-Wärmetauscher [2].....	36
Abbildung 6.6: Geschwindigkeit, statischer Druck und Temperatur am Tiefkühlerreferenzmodell.....	37
Abbildung 6.7: Temperaturverteilung von Vor- und Tiefkühler, angepasstes Wärmetauschermodell..	37
Abbildung 6.8: Konzept 1, Luftkasten-Viertelmodell mit Strömungsablenkplatten.....	38
Abbildung 6.9: Konzept 1, Geschwindigkeit und statischer Druck	39
Abbildung 6.10: Luftkastenmodell mit Druckverteilungskurve 400 mm nach Eintritt	43
Abbildung 6.11: Druckverteilung in y-Richtung an Prallwand 400 mm nach Eintritt	43
Abbildung 6.12: Geschwindigkeit und statischer Druck, Druckverlust 100 Pa nach 100 mm.....	44
Abbildung 6.13: Geschwindigkeit bei Variation der Position der Porosität, $\Delta p = 100\text{ Pa}$	45
Abbildung 6.14: Strömung über unterschiedliche Porositäten mit $\Delta p = 100\text{ Pa}$ und $\Delta p = 200\text{ Pa}$	46
Abbildung 6.15: Geschwindigkeit im Vorkühler	47
Abbildung 6.16: Druckverteilung im Vorkühler	48
Abbildung 6.17: Temperaturverteilung im Vorkühler	49
Abbildung 6.18: Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturverteilung, verkürzte Version	51
Abbildung 6.19: Kurven des statischen Drucks an der Austrittsfläche in y- und z-Richtung	52
Abbildung 6.20: Statischer Druck und Geschwindigkeitsstromlinien, Idealmodell.....	52
Abbildung 6.21: Einzelsegment von Lochplatte und Fluidmodell.....	54
Abbildung 6.22: Bohrungsdurchmesser und Druckverteilung, Variante 1	55
Abbildung 6.23: Lochblech Variante 1, statischer Druck und Geschwindigkeit	55
Abbildung 6.24: Verteilung Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung	56
Abbildung 6.25: Lochblech Variante 2, Statischer Druck und Geschwindigkeit.....	57

Abbildung 6.26: Korrekturfaktoren für Varianten 3 und 4	58
Abbildung 6.27: Verteilung der Bohrungsdurchmesser, Varianten 1 bis 4	58
Abbildung 6.28: Vergleich der Geschwindigkeit von V3 und V4	59
Abbildung 6.29: Lochraster in y- und z-Richtung	60
Abbildung 6.30: Geschwindigkeitsverteilung Raster 01 und 02	61
Abbildung 6.31: Lochbild Variante 7	62
Abbildung 6.32: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7	63
Abbildung 6.33: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7 mit WT, 100% Massenstrom	64
Abbildung 6.34: Geschwindigkeitsverteilung Variante 7 mit WT, 20% Massenstrom	65
Abbildung 6.35: Ansaugluftöffnung BMW F800R [9] und CAD-Modell	67
Abbildung 6.36: Anströmsituation Variante 1 und 2	68
Abbildung 6.37: Teil 3 WMTC, Autobahnfahrt	69
Abbildung 6.38: Verkürzter Teilzyklus	70
Abbildung 6.39: Drehzahl-, Leistungs- und Ansaugluftmassenstromverlauf	70
Abbildung 6.40: Leistung und Ansaugluftmassenstrom, stationäre Simulation	71
Abbildung 6.41: Temperaturverteilung im Anströmbereich, Variante 1 und 2, 140 km/h	72
Abbildung 6.42: Vergleich Variante 1 (90 und 140 km/h) und 2 (140 km/h)	73
Abbildung 6.43: Vergleich des Druckniveaus in der Airbox	74
Abbildung 6.44: Statischer Druck in der Airbox, Variante 1 und 2, 140 km/h	74
Abbildung 6.45: Abgasabsaugung am 2-Rad-Rollenprüfstand mittels Trichter	76
Abbildung 6.46: Simulationsmodell Prüfstandsraum	79
Abbildung 6.47: Vergleich der Absaugtrichter	79
Abbildung 6.48: Vergleich Trichterabstand am großen Trichter	80
Abbildung 6.49: Druckverteilung Fall 1 und Fall 3	81
Abbildung 6.50: Vergleich Fall 1 und Fall 3	82
Abbildung 6.51: Fall 4, Abgasverteilung, Ein-/Austrittsbilanz und Stromlinien	83
Abbildung 6.52: Fall 12, Abgasverteilung, Ein-/Austrittsbilanz und Stromlinien	84
Abbildung 6.53: Validierungsmessung der Abgastemperatur	86
Abbildung 6.54: Geschwindigkeit und Druckverteilung, Fall 12a	87
Abbildung 6.55: Abgasverteilung und Stromlinien, Fall 12a	88
Abbildung 6.56: Teilgeschlossenes Abgasabsaugsystem, Konzept 1	89
Abbildung 6.57: Statischer Druck und Geschwindigkeit, Konzept 1	90
Abbildung 6.58: Abgasanteil, Konzept 1	91
Abbildung 6.59: Teilgeschlossenes Absaugsystem, Konzept 2	92
Abbildung 6.60: Statischer Druck und Geschwindigkeit, Konzept 2	92
Abbildung 6.61: Abgasverteilung, Konzept 2	93
Abbildung 8.1: Geschwindigkeit im Tiefkühler	96
Abbildung 8.2: Druckverteilung im Tiefkühler	97

Abbildung 8.3: Temperaturverteilung im Tiefkühler	98
Abbildung 8.4: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 1 bei 30, 60 und 90 km/h.....	99
Abbildung 8.5: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 1 bei 125 und 140 km/h.....	100
Abbildung 8.6: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 2 bei 30, 60 und 90 km/h.....	101
Abbildung 8.7: Geschwindigkeit und Druckverteilung Variante 2 bei 125 und 140 km/h.....	102
Abbildung 8.8: Druck in der Airbox bei 30, 60 und 90 km/h	103
Abbildung 8.9: Druck in der Airbox bei 125 und 140 km/h	104
Abbildung 8.10: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 1 bis 3.....	105
Abbildung 8.11: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 4 bis 6.....	106
Abbildung 8.12: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 7 bis 9.....	107
Abbildung 8.13: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 10 bis 12.....	108
Abbildung 8.14: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 12a	109
Abbildung 8.15: Geschwindigkeits- und Abgasverteilung, Fall 0.1 und 0.2	109

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten des Rollenprüfstands.....	12
Tabelle 2: Technische Daten BMW F800R [9]	15
Tabelle 3: Formelzeichen Strömungsmechanik	20
Tabelle 4: Auszug aus den Datenblättern von Vorkühler und Tiefkühler	33
Tabelle 5: Randbedingungen zur Simulation von Vor- und Tiefkühler.....	33
Tabelle 6: Formelzeichen zur Berechnung einer Porosität	41
Tabelle 7: Tatsächlicher Druckverlust an verschiedenen porösen Schichten.....	46
Tabelle 8: Tatsächlicher Druckverlust und gemittelte Temperatur am Austritt	49
Tabelle 9: Vergleich Vorkühlerkonzepte.....	50
Tabelle 10: Vergleich des Druckverlusts im Ansaugtrichter, Variante 1 und 2, 140 km/h	75
Tabelle 11: Simulationsvarianten	78
Tabelle 12: Simulationsvarianten mit Effizienz der Absaugung	80
Tabelle 13: Vergleich Fall 12 und Fall 12a (mit Abschirmung des Trichters).....	87
Tabelle 14: Vergleich Konzept 1 und 2, teilgeschlossenes Absaugsystem	89

Literaturverzeichnis

- [1] Almbauer, R.; Sturm, P.; Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2009
- [2] ANSYS, Inc.; ANSYS FLUENT 12.1 User's Guide, 2009
- [3] Brenn, G.; Meile, W.; Strömungslehre und Wärmeübertragung I, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2008
- [4] Eichseder, H.; Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2008
- [5] Grote K.-H.; Feldhusen J.; DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau 22. Auflage, 2007
- [6] Pečnik, R.; Transitionsmodellierung in thermischen Turbomaschinen, Dissertation, TU Graz, 2007
- [7] Richtlinie 97/24/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, 17. Juni 1997
- [8] UN Economic and Social Council; TRANS/WP.29/2005/55, 7. April 2005
- [9] www.bmw-motorrad.com; Daten BMW F800R, Oktober 2009
- [10] www.muenchen.bmw-motorrad.de