



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria

## Masterarbeit

### Berechnung, Simulation und Dimensionierung der Luftversorgung eines Fließbettkühlers im Zuge des SandTES Projekts

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines „Diplom-Ingenieurs“  
unter der Leitung von

**Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Markus HAIDER**

(E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Bereich: Thermodynamik und Wärmetechnik)

**Univ. Ass. Dipl.-Ing. BSc. Karl SCHWAIGER**

(E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Bereich: Thermodynamik und Wärmetechnik)

Eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Martin Lenzenhofer

E0929030

Hauptstraße 41, 3012 Wolfsgraben

Wien, am \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Unterschrift



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **Masterarbeit**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre Weiters an Eides statt, dass ich meine Masterarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Masterarbeitsthema bisher weder im In-, noch Ausland (einer Beurteilerin/einen Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im September 2015 \_\_\_\_\_

## Kurzfassung

Diese Masterarbeit wird als Teil des anwendungsorientierten Forschungsprojektes SandTES (Thermal – Energy – Storage) am Institut für Energietechnik und Thermodynamik verfasst.

Ziel dieser Arbeit ist es den Zusammenhang des Sandbettneiveaus in einem Fließbettkühler mit den versorgenden Luftdüsen näher zu untersuchen. Dabei steht die Fluidströmung von der Zuleitung über eine Düsenblende bis hin zum Übergang in das Sandbett im Mittelpunkt.

Es soll festgestellt werden ob, und in welchen Ausmaß die gewünschten Effekte eintreten und welche Begleiterscheinungen dabei auftreten. Speziell soll auch die Relevanz einer turbulenten Anströmung für die Bildung eines ebenso turbulenten Freistrahls nach der Düse betrachtet werden.

Zur Anwendung kommen dabei analytische Berechnungen anhand gängiger Fachliteratur sowie computerunterstützte numerische Strömungssimulationen. Die Simulationen gliedern sich in vier 2D achsensymmetrische und eine 3D Analyse. Die 2D Untersuchung ermöglicht es die Freistrahthematik in einem transienten, massenstromvariablen Regime zu betrachten. Die 3D Variante soll hingegen das stationäre Betriebsverhalten abbilden.

Eingegangen wird des Weiteren auch auf die Handhabung der erforderlichen Software einschließlich der damit verbundenen Theorie. So entsteht ein sogenanntes „Best-Practice“-Modell zur Vorlage für zukünftige Arbeiten in diesem Bereich.

Anschließend wird eine Versuchsanlage in Zusammenarbeit mit den anderen Projektanden konstruiert um die Ergebnisse der Kalkulationen zu verifizieren.

Alle im Sandbett selbst auftretenden Effekte wie Durchmischung, Verweilzeit, Wärmeübergang etc. werden hier nicht behandelt. Es sei an dieser Stelle auf die Diplomarbeit meines Betreuers Dipl.-Ing. Karl Schwaiger verwiesen.

## **Abstract**

This master thesis is being written as part of the application oriented research project SandTES (Thermal – Energy – Storage) at the Institute for Energy Systems and Thermodynamics.

The general aim is to look into the correlation between the sand level inside a fluid bed heat exchanger and its air supplying nozzles. The flow from the feed pipe through the nozzle to the sand bed boundary is of particular interest here.

It is to be determined if and to what extent the required effects occur and what accessory phenomena might arise. Special attention is given to the relevancy of a turbulent upstream flow for the formation of a turbulent free jet.

On doing so, analytical calculations are made according to established technical literature as well as computer based numerical flow simulations. These simulations can be divided into four 2D-axisymmetric and one 3D-analysis. The 2D version allows a close examination of the forming of a free jet in a transient flow regime with variable mass flow. The 3D variant should mirror the stationary operating performance.

Furthermore the usage of all needed simulation software will be documented theoretically and practically. This way a so called “best-practice”-model is generated as an example for future projects in this field.

Subsequently a test facility will be constructed in cooperation with the project team in order to verify the results of both calculations and simulations.

All effects occurring within the bubbling bed such as mixing, retention time, heat exchange etc. are not part of this thesis. Regarding these topics the work of my supervisor, Dipl.-Ing. Karl Schwaiger is highly recommended.

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung - SandTES als Rahmenprojekt.....	1
2.	SandTES - Technologiekonzept .....	2
3.	Theoretische Grundlagen .....	4
3.1	Wirbelschichttechnik (gem. Skriptum Hofbauer) .....	4
3.2	Das Düsenproblem .....	6
3.3	Widerstandsbeiwerte/Druckverlust .....	7
3.3.1	Düsenströmung (gem. Idelchick) .....	8
3.4	Freistrah.....	9
3.4.1	Charakterisierung (frei nach Technische Fluidmechanik Kapitel 3.3.5) .....	10
3.4.2	Klassifizierung (gem. 9 – Kapitel 7) .....	11
3.4.3	Berechnung (nach Springer Technische Strömungsmechanik Kapitel 7):. ..	11
3.5	Turbulent-laminare Transzendenz/Zerfall von Turbulenz.....	13
3.6	Simulation.....	17
3.6.1	Meshing – Ansys ICEM CFD (Lizenz des Instituts) .....	17
3.6.1.1	Einlesen der CAD-Datei.....	18
3.6.1.2	Bearbeiten der Geometrie.....	18
3.6.1.3	Wahl der Mesh-Arten und Meshing-Methoden .....	21
3.6.1.4	Netzqualität.....	23
3.7	Turbulenz und deren Modellierung im k- $\epsilon$ -Modell .....	24
3.8	Turbulente Randbedingung (gem. Ansys User's Guide 6.3.2.1.3).....	27
3.9	Porosität (gem. Ansys User's Guide).....	27
4.	Praktischer Teil .....	29
4.1	Berechnung .....	29
4.2	2D-Simulationen .....	34
4.2.1	Simulation 1 – Turbulenter Freistrah.....	35
4.2.1.1	Ergebnisse.....	39
4.2.2	Simulation 2 – 4, turbulente Anströmung in einem laminaren bzw. transienten System .....	41
4.2.2.1	Laminarer Freistrah.....	42
4.2.2.2	Transiente Freistrahlen – Fall 1 – laminare Anströmung .....	44
4.2.2.3	Fall 2 – turbulente Anströmung.....	47
4.2.2.4	Vergleich Fall 1 & 2.....	49

4.3	Dimensionierung Luftversorgung Versuchsanlage .....	52
4.3.1	Versorgungsleitung .....	52
4.3.2	Windbox .....	52
4.3.3	Anbindung Düsenboden .....	53
4.3.4	Düse .....	53
4.4	3D-Simulation Versuchsanlage.....	53
4.4.1	Modellierung .....	53
4.4.2	Vernetzung .....	54
4.4.3	Simulation 5 – Luftversorgung Versuchsanlage.....	56
4.4.4	Ergebnisse 3D-Simulation .....	56
4.5	Konstruktion.....	58
4.6	Messungen .....	59
6.	Literaturverzeichnis.....	61
7.	Abbildungsverzeichnis .....	63
8.	Tabellenverzeichnis .....	64
9.	Anhang .....	65

# 1. Einleitung - SandTES als Rahmenprojekt

Die Absicht des SandTES-Projekts ist die Entwicklung eines aktiven thermischen Energiespeicherkonzepts zum Einsatz in Solarkraftwerken, adiabaten Druckluftspeicheranlagen oder verfahrenstechnischen Prozessen der Industrie.

Die Innovation dabei ist, Sand wie ein Fluid durch einen Wärmetauscher fließen zu lassen. Im Gegensatz zu einem passiven Speicher bei dem die thermische Energie von einem strömenden (primären), auf ein ruhendes (sekundäres) Medium übertragen wird, fließen bei der aktiven Technologie also beide Medien. Durch diesen Umstand werden wesentliche Parameter wie der Wärmeübergang und in weiterer Folge die Speicherlade- und Entladezeit verbessert.

Ein zusätzlicher Vorteil dieses aktiven Speicherkonzeptes ist, dass Sand in einem großen Temperaturbereich, bis ca. 600 °C, seine physikalischen Eigenschaften nicht verändert. Es ist daher möglich Hochtemperaturwärme drucklos und kostengünstig in großen Mengen zu speichern. Die Tatsache, dass die Energie drucklos gespeichert ist, ermöglicht starke Vereinfachungen sowohl im Bereich der Sicherheitstechnik, als auch in der Anlagentechnik.

Ebenfalls günstig ist, dass Sand auf viele unterschiedliche Arten transportiert werden kann. So kann je nach Anlagenabschnitt die passende Fördertechnik zum Einsatz kommen. Dabei bieten zum Beispiel Förderbänder, Becher- oder Schneckenförderer jeweils individuelle Vorteile deren Nutzung so ermöglicht wird.

Im nächsten Kapitel wird nun erklärt welche Technologien zum Einsatz kommen um das oben erklärte Konzept umzusetzen.

## 2. SandTES - Technologiekonzept

Zur Realisierung der in Kapitel eins beschriebenen aktiven Speichertechnologie muss nun der Sand in einen Zustand versetzt werden, indem er die Eigenschaften besitzt sich fluidähnlich durch einen Wärmetauscher zu bewegen.

Dies geschieht in einem sogenannten Fließbettkühler, welcher primärseitig (8) Wärmeträgermedium enthält und sekundärseitig (1-2) mit Sand gefüllt ist. Als primäres Fluid können hier zum Beispiel Wasser, Dampf oder Thermoöl zum Einsatz kommen. Abbildung eins zeigt eben diesen Wärmetauscher. Durch Beaufschlagung des darin enthaltenen Sandinventars mit Luft (3-9) entsteht, ab Erreichen einer bestimmten Grenzggeschwindigkeit, ein Gleichgewicht der äußeren Massenkräfte. Ab diesem Zeitpunkt beginnt sich der so in Schwebelage versetzte Sand wie eine zähe Flüssigkeit zu verhalten. Die dazu notwendige Strömungsgeschwindigkeit der Luft wird auch minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit genannt – das korrespondierende Prinzip ist das Wirbelschichtprinzip.

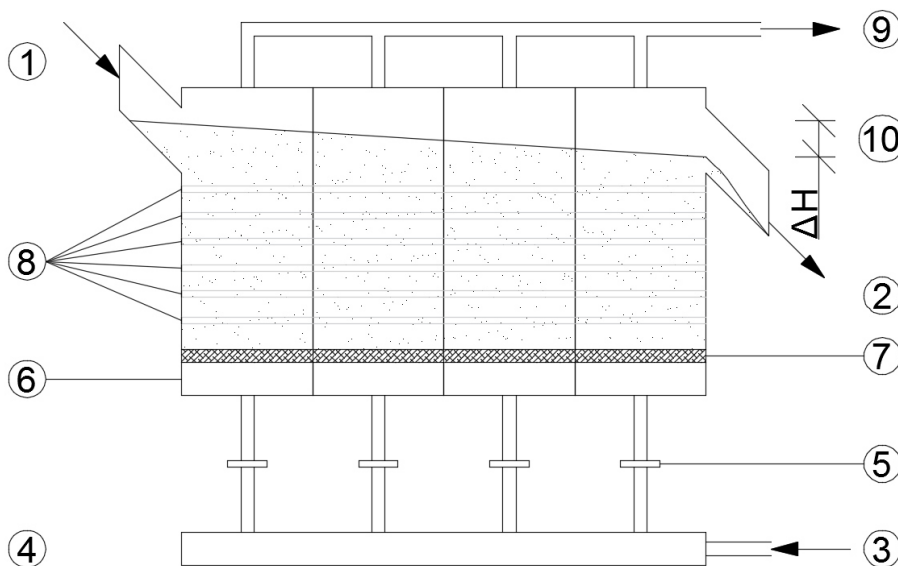


Abbildung 1: Prinzipskizze Fließbettkühler

- |                               |   |
|-------------------------------|---|
| 1. Eintritt Sand              | 6. „Düsenbox“ (Segmentbauweise)                       |
| 2. Austritt Sand              | 7. Sintermetallplatten                                |
| 3. Eintritt Luft              | 8. Rohrbündel im Sandbett                             |
| 4. Zuluftsammler<br>„Windbox“ | 9. Austritt Luft                                      |
| 5. Düsenblenden               | 10. Betthöhendifferenz zwischen Eintritt und Austritt |



Generell erfolgt die Versorgung der Anlage über eine einzige Leitung. Diese beschickt, als Zuluftsammler (Abbildung 1 -4), auch „Windbox“ genannt, die einzelnen Düsen und Düsenboxen. (Abbildung 1-5 & 6). Jede Düsenbox ist von der jeweils benachbarten durch ein Blech getrennt.

Wie Punkt 7 in Abbildung eins zeigt, sind Sandbett und Düsenbox wiederum durch poröse Sintermetallplatten separiert. Der Grund dafür ist nicht nur eine Systemtrennung, sondern auch die gleichmäßige Einbringung der Luft über die gesamte Länge des Wärmetauschers. So wird vermieden, dass es zum Beispiel zur Blasenbildung und in Folge zu einer ungleichmäßigen Durchströmung kommt.

Aufgrund des niedrigen Fluidisierungsgrades kommt es, unabhängig von der Länge des Fließbettkühlers, immer zur Ausbildung einer Höhendifferenz  $\Delta H$  im Sandbett. (Abbildung 1-10). Wird dieser Unterschied, und damit die ungleiche Massenverteilung zu groß, kann die Luft nicht mehr alle Bereiche gleichmäßig fluidisieren - das Bett kollabiert.

Es ist somit unabdingbar diese Abweichung im Sandbettniveau zu begrenzen. Zur Erzielung dieses Ausgleichs sind Düsen vorgesehen (Abbildung 1-6) welche, je nach Höhe des darüber liegenden Sandes, einen bestimmten Druckverlust erzeugen. So werden die einzelnen Abschnitte entsprechend ihres Niveaus stärker oder schwächer fluidisiert. Es kommt zu einer Selbstregelung innerhalb der akzeptablen Grenzen.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden nun genau diese Düsenströmung und alle damit verbundenen Themen im Mittelpunkt stehen. Nachstehend werden zuerst die theoretischen Grundlagen, dann die Berechnungen/Simulationen und abschließend die Konstruktion der Versuchsanlage genau dokumentiert.

### 3. Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel sollen all jene theoretischen Themen zusammengefasst werden, welche den Berechnungen in den folgenden Kapiteln zu Grunde liegen. Dabei wird genauer auf die relevanten Bereiche der Strömungslehre sowie der numerischen Strömungssimulation eingegangen.

Am Beginn jedes Unterpunktes seien zusätzlich die Verbindungen zu späteren Abschnitten und die verwendeten Formelzeichen angeführt.

#### 3.1 Wirbelschichttechnik (gem. Skriptum Hofbauer)

Da das SandTES-Konzept auf dem Prinzip der Wirbelschicht fußt, hier eine kurze Erläuterung.

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$A$	Querschnittsfläche der Wirbelschicht	m <sup>2</sup>
$Ar$	Archimedeszahl	-
$H_L$	Höhe der Schicht am Lockerungspunkt	M
$M$	Masse des Feststoffes in der Schicht	Kg
$\Delta p$	Druckabfall in der Wirbelschicht	N/m <sup>2</sup>
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$U_L$	Lockerungs-/Fluidisierungsgeschwindigkeit	m/s
$\varepsilon/\varepsilon_L$	Porosität bzw. Porosität am Lockerungspunkt	-
$\mu$	Dynamische Viskosität	kg/ms
$\rho_g$	Gasdichte	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_p$	Partikeldichte	kg/m <sup>3</sup>
$V_B$	Gesamtes Bettvolumen	m <sup>3</sup>
$d_{sv}$	oberflächen/volumensbezogener Durchmesser <sup>1</sup>	m

Tabelle 1 Formelzeichen Wirbelschicht

Als Ausgangspunkt für alle Berechnungen diene die minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit, also jene Strömungsgeschwindigkeit der Luft, die mindestens notwendig ist, um das Sandbett über den gesamten Wärmetauscher homogen zu fluidisieren.

<sup>1</sup> Siehe Hofbauer Gleichung 2.9

Eine der wichtigsten Gleichungen, im Zusammenhang mit dem Druckabfall in einer Wirbelschicht, ist die Ergun Gleichung.

$$\frac{\Delta P}{H} = 150 * \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} * \frac{\mu * U}{d_{sv}^2} + 1,75 * \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} * \frac{\rho_G * U^2}{d_{sv}}$$

Der erste Teil der linken Gleichungshälfte repräsentiert dabei den laminaren Strömungsanteil durch das Sandbett, der zweite Teil den turbulenten. Je höher also der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit wird, umso dominanter wird der turbulente Anteil der Gleichung. Im voll turbulenten Gebiet kann der laminare Teil damit vernachlässigt werden.

Die Bedingung für die Fluidisierung leitet sich aus dem Kräftegleichgewicht, an der Summe der Partikel, zwischen der Widerstandskraft der Gasströmung und der Gewichtskraft, vermindert um den Auftrieb, her und lässt sich wie folgt formulieren:

$$\Delta p * A = A * H_L * (1 - \varepsilon_L) * (\rho_p - \rho_g) * g$$

Und wird nach Division durch A zu:

$$\Delta p = (1 - \varepsilon) * (\rho_p - \rho_g) * g * H \quad (1)$$

Die Porosität ist dabei definiert als:

$$\varepsilon = 1 - \frac{M}{\rho_p * V_B} \quad \text{bzw} \quad \varepsilon = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_p} \quad (2)$$

Da diese Bedingung aufgrund des im Wirbelschichtbereich konstanten Druckverlustes geschwindigkeitsunabhängig ist, wird eine weitere Gleichung zu deren Ermittlung benötigt. Aus der Äquivalenz des Druckverlustes am Lockerungspunkt zwischen Festbett und Wirbelschicht lässt sich folgender Zusammenhang herstellen:

$$\frac{\rho_g * d_{sv}^3 * (\rho_p - \rho_g) * g}{\mu^2} = \frac{150 * (1 - \varepsilon_L)}{\varepsilon_L^3} * \frac{\rho_g * d_{sv} * U_L}{\mu} + \frac{1,75}{\varepsilon_L^3} * \frac{\rho_g^2 * d_{sv}^2 * U_L^2}{\mu^2}$$

Diese Gleichung verknüpft die Archimedes Zahl (linker Term) mit der Reynoldszahl und der Ergun Gleichung (siehe oben) im rechten Term. Sie lässt somit auf eine kompaktere Schreibweise schließen.

$$Ar = C_1 * Re_L + C_2 * Re_L^2$$

Dabei sind  $C_1$  und  $C_2$  folgendermaßen zu verstehen:

$$C_1 = \frac{150 * (1 - \varepsilon_L)}{\varepsilon_L^3} \text{ und } C_2 = \frac{1,75}{\varepsilon_L^3}$$

Durch experimentelle Bestimmung von  $C_1$  und  $C_2$  sowie Auflösung der Gleichung nach  $U_L$  ergibt sich somit der weit praktikablere Ausdruck für die Fuldisierungsgeschwindigkeit:

$$U_L = \frac{\mu}{\rho_g * d_{SV}} * [\sqrt{33,7^2 + 0,0408 * Ar} - 33,7] \quad (3)$$

Diese Gleichung ist auch als Wen & Yu Gleichung bekannt. Sie ist für den Reynolds-Bereich von 0,001 bis 4000 sowie verschiedenste Materialien und Korndurchmesser gültig.

### 3.2 Das Düsenproblem

Wie schon zuvor erwähnt soll in die Luftversorgungsleitungen der Wirbelschicht, genauer der einzelnen Düsenboxen, kurz vor Eintritt in selbige ein strömungstechnischer Widerstand eingebaut werden. Dieser dient zur Stabilisierung des Sandniveaus über der zu versorgenden Box.

Im Detail soll dabei die Korrelation zwischen geringer Sandmasse, hoher Strömungsgeschwindigkeit und daraus resultierendem höheren Druckverlust am Widerstand ausgenutzt werden.

Um den beschriebenen Effekt bestmöglich nutzen zu können, ist die Berücksichtigung folgender funktionaler Abhängigkeiten zwingend notwendig:

- Geometrie des Widerstandes
- Kenngrößen der Anströmung
- Strömungsform in der Widerstandsgeometrie
- Gewünschte/notwendige Kenngrößen Ausströmung
- Großtechnische Umsetzbarkeit

Bezogen auf die Geometrie des Widerstandes kam das Projektteam vorab zu dem Entschluss, dass eine zentrische, zylindrische Öffnung in einer kreisrunden, zwischen zwei Flanschen verschraubten, Metallplatte die beste Lösung ist. Diese ist nicht nur einfach und günstig zu fertigen sondern auch robust.

Das nachstehende Kapitel 3.3 beschäftigt sich daher mit der Berechnung des Widerstandsbeiwertes und des Druckverlustes einer solchen Geometrie.

### 3.3 Widerstandsbeiwerte/Druckverlust

In der zweiten Hälfte des praktischen Teils dieser Arbeit werden die weiter oben beschriebenen Zusammenhänge, mit Hilfe von numerischen Strömungssimulationen, näher untersucht. Dazu wird es notwendig sein, die Ergebnisse dieser automatischen Berechnungen vorab abzuschätzen und deren nach Abschluss auf Plausibilität zu prüfen. Im Fall des Druckverlustes werden diesbezüglich die hier angeführten empirisch ermittelten Formeln von I.E. Idelchick verwendet.

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$\Delta p$	Druckverlust	Pa
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-
$\rho$	Dichte des Fluids	kg/m <sup>3</sup>
$w$	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$l$	Länge der Düse	m
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser	m
$\tau$	Geometrieparameter $f(l/d_h)$ lt Abbildung 7 (praktischer Teil)	-
$\bar{f}$	Profilkoeffizient	-
$\lambda$	Reibkoeffizient	-
$F$	Fläche	M <sup>2</sup>

Tabelle 2: Formelzeichen Druckverlust Düse

Allgemein folgt der auf den dynamischen Druck bezogenen Druckverlust von Einbauten in Rohrleitungen aus nachstehender Beziehung

$$\Delta p_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho \cdot w^2}{2} \quad (4)$$

Der  $\zeta$ -Wert in dieser Gleichung berücksichtigt den Einfluss der Geometrien auf den Druckverlust. Zur Ermittlung dieser  $\zeta$ -Werte dienen die im nächsten Unterpunkt angegebenen Korrelationen von I.E. Idelchick

### 3.3.1 Düsenströmung (gem. Idelchick<sup>2</sup>)

Abbildung 2 zeigt die Strömung durch eine kreisrunde Öffnung und die dabei zu erwartenden Strömungsformen. Gut zu erkennen sind dabei die drei Phasen der Durchströmung - Kompression am Einlauf, Reibung in der Düse und Expansion am Auslauf. Maßgeblich beeinflusst werden die Ausprägungen dieser Abschnitte durch die Flächenverhältnisse  $\text{ØDüse}/\text{Einlauf}$  und  $\text{ØDüse}/\text{Auslauf}$ . Kompression und Reibung sind außerdem von der Geometrie am Einlauf der Düse, repräsentiert durch den Geometrieparameter  $\tau$ , abhängig. Die Reibung in der Düse ist zu guter Letzt noch von der Relation Düsenlänge/ $\text{ØDüse}$  geprägt. Alle diese Abhängigkeiten sind aus den Gleichungen 5,6 und 7 abzulesen.

Das Verhältnis von Länge zu Durchmesser wird im aktuellen Fall  $l/d_h > 0,015$  betragen. Die Anwendung dieser Bedingung hat den Grund, dass eine solche „dicke“ Düse unempfindlicher bezüglich eventuell auftretendem Materialabtrag am Einlauf ist.

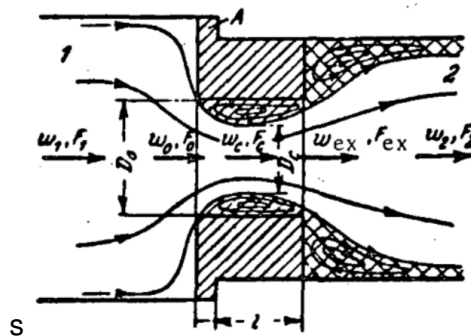


Abbildung 2 Strömung durch eine kreisrunde Düse gem. Idelchick

Der Druckverlustkoeffizient einer Rohrströmung durch eine Öffnung im Bereich  $Re^3 \geq 10^5$  kann lt. (Gl. 4-8) allgemein wie folgt berechnet werden:

<sup>2</sup> 6. Auflage von 2008

<sup>3</sup> Die charakteristische Länge ist hier der hydraulische Düsendurchmesser.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho \cdot \frac{v_0^2}{2}} = \zeta' * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375} * \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \zeta_{fr} \quad (5)$$

Dabei ist noch offen wie lang die Düse ist oder welche Form ihre Kanten haben. Dies wird über die korrekte Wahl (aus Tabellen) von  $\zeta'$  und  $\tau$  berücksichtigt.

Für eine Strömung durch eine „dicke“ Öffnung, welche sich in einem Übergang zwischen zwei unterschiedlichen Rohrquerschnitten befindet (Abbildung 3) nimmt Gleichung (5) nachstehende Form an:

$$\zeta \equiv 0,5 * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375} * \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \lambda * \frac{l}{D_h} \quad (6)$$

Um jedoch vorab der Forderung nach möglichst geringer Eindringtiefe des entstehenden Freistrahls Rechnung zu tragen wurde, nach ersten Simulationen, eine Variante mit mehreren kleinen Düsen präferiert. Details dazu folgen im Kapitel 5.2.1 Simulation – Turbulente Anströmung.

Die Strömung durch eine dicke Mehrlochplatte mit scharfen Kanten bei  $Re \geq 10^5$  und  $\frac{l}{d_h} > 0,015$  ist gemäß Kapitel VIII 8-3 nach folgender Gleichung zu kalkulieren:

$$\zeta_1 = \left[ 0,5 * \left(1 - \bar{f}\right)^{0,75} + \tau * \left(1 - \bar{f}\right)^{1,375} + \left(1 - \bar{f}\right)^2 + \lambda * \frac{l}{d_h} \right] / \bar{f}^2 \quad (7)$$

### 3.4 Freistrah

Die zuvor beschriebene Düse wird bei der geplanten Anwendung einen Freistrah generieren. Dieser Strahl kann je nach Geschwindigkeit am Austritt entweder laminar oder turbulent sein. Sollte er laminar sein ist seine Ausbreitung von höherer Eindringtiefe und geringerer Streuung gekennzeichnet. Daher könnten andere Anlagenteile durch Abrasion und Erosion stark beschädigt werden. Eine derartige Beeinflussung ist also unbedingt zu vermeiden. Die kinetische Energie turbulenter Freistrahlen dissipiert hingegen durch die Verwirbelungen innerhalb der Strömung weitaus rascher. Sie besitzen damit weitaus weniger destruktives Potential und sind zu bevorzugen.

Diese Vorgabe verlangt eine optimale Abstimmung der Düsengeometrie und der Eindringtiefe mit dem Abstand zu den nachgereihten Sintermetallplatten. Aus diesem Grund folgt hier eine Zusammenfassung der Freistrahthematik.

### 3.4.1 Charakterisierung (frei nach Technische Fluidmechanik Kapitel 3.3.5)

Sigloch definiert in seinem Buch Technische Fluidmechanik die Modellvorstellung eines Freistrahls wie folgt:

*„Strömt ein Fluid aus einer Öffnung in eine nahezu ruhende Umgebung, bildet sich ein sogenannter Freistrah. Im Kern dieses Freistrahls herrschen dieselben Strömungsparameter wie in der ursprünglichen Rohr- bzw. Kanalströmung vor.“*

Seine Ausdehnung, Eindringtiefe und Struktur hängen offensichtlich von Größen wie Strömungsform (laminar/turbulent), Dichteunterschied zwischen strömendem und ruhendem Medium, Düsengeometrie etc. ab.

Mit zunehmender Entfernung von der Austrittsöffnung zerfällt jeder Freistrah. Dies geschieht bedingt durch Wechselwirkung mit der Umgebung an seinem Randgebiet. Es kommt zuerst zu einer meist kegelförmigen Ausdehnung und letztendlich folgt die völlige Durchmischung der beiden Fluide.

Abbildung 3 zeigt die Prinzip-Skizze eines Freistrahls.  $X_1$  ist jene Länge bis zu der noch ein Teil der Kernströmung erhalten bleibt. Diese Ausdehnung beträgt je nach Geometrie und Strömungsform das 10 bis 100-fache des ursprünglichen Durchmessers  $D$ .  $X_2$  und  $X_3$  markieren zusätzlich weitere Bereiche die durch den jeweiligen Grad der Durchmischung gekennzeichnet sind.

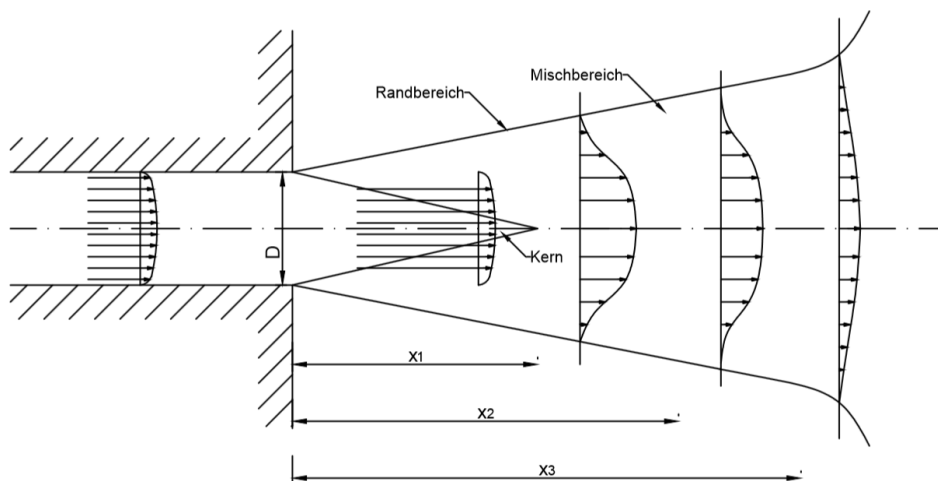


Abbildung 3: Prinzipskizze Freistrah



### 3.4.2 Klassifizierung (gem. 9 – Kapitel 7)

Die Einteilung von Freistrahlen kann auf Basis der hier angeführten Kriterien erfolgen:

- Strömungsform: laminar  $Re^4 < 1500$  oder turbulent  $Re > 8500$
- Geometrie der Austrittsöffnung: rund, rechteckig, konisch, etc.
- Wärmeübertragung isotherm/nicht isotherm
- Kompressibilität inkompressibel  $\rightarrow$  Machzahl  $< 0,3$   
kompressibel  $\rightarrow$  Machzahl  $> 0,3$   
Strömung kritisch o. überkritisch
- Anzahl der beteiligten Medien
- Aggregatzustand der Medien

Im aktuellen Fall handelt es sich um einen isothermen inkompressiblen Freistrah aus einer runden Düse bei dem sowohl das ruhende als auch das strömende Medium gasförmige Luft ist.

### 3.4.3 Berechnung (nach Springer Technische Strömungsmechanik Kapitel 7):

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$x$	Entfernung vom Düsenaustritt (Lauflänge)	m
$x_{max}$	Wurfweite	m
$x_0$	Kernlänge	m
$D$	Düsendurchmesser	m
$M$	Machzahl	-
$m$	Mischzahl	-
$c_0$	Austrittsgeschwindigkeit	m/s
$c_{max-gewählt}$	Strahlmittengeschwindigkeit	m/s

Tabelle 3: Formelzeichen Freistrah

Der Turbulenzgrad eines Freistrahls wird in den beschreibenden Gleichungen über die Mischzahl, eine dimensionslose Größe, berücksichtigt.

<sup>4</sup> bezogen auf den Düsendurchmesser

Ihr Betrag muss vorab anhand von Tabellen oder bereits vorliegenden experimentellen Ergebnissen angenommen werden. Prinzipiell gilt: je niedriger die Mischzahl, umso geringer der Turbulenzgrad des Freistrahls. Für runde Freistrahlen gilt  $m = 0,14$  bis  $0,17^5$

Die wichtigsten Kenngrößen eines Freistrahls werden wie folgt berechnet:

Kernlänge (bevor Zerfall einsetzt):

$$x_0 = \frac{D}{m} \quad (8)$$

Maximalgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Lauflänge

$$\frac{c_{\max}(x)}{c_0} = \frac{x_0}{x} = \frac{D}{m \cdot x} \text{ für Werte } x > x_0 \quad (9)$$

Mit Hilfe des Geschwindigkeitsprofil stromabwärts, in Form einer Gauß'schen Fehlerfunktion kann dann auch die Geschwindigkeit in y-Richtung angegeben werde.

$$\frac{c(x,y)}{c_{\max}} = e^{-2 \cdot (y/mx)^2} \text{ für Werte } x > x_0 \quad (10)$$

Nach vorheriger Festlegung einer, bezüglich Erosion, kritischen Geschwindigkeit ( $c_{\max\text{-gewählt}}$ ) kann über Gleichung (11) angegeben werden bis zu welchem Abstand von der Austrittsöffnung diese noch in der Strahlmitte vorhanden ist. Dieser Wert wird als Wurfweite bezeichnet.

$$x_{\max} = \frac{c_0}{c_{\max\text{-gewählt}}} * \frac{D}{m} \quad (11)$$

Außerdem wird der zu erwartende Ausbreitungswinkel  $\vartheta$  für einen turbulenten Freistrahlin der Literatur mit  $\sim 24^\circ$  angegeben.

Im folgenden Kapitel werden insbesondere die fluid-dynamischen Zusammenhänge von Entstehung und Zerfall von Turbulenz, sowie deren Einfluss auf das aktuelle Problem behandelt.

---

<sup>5</sup> Aus Technische Strömungsmechanik – Theorie und Praxis , Wolfgang Kümmel, B.G. Teubner Verlag, Wiesbaden 2007, Seite 255, Tabelle 7.1

Es soll so gezeigt werden, ob das Vorliegen einer turbulenten Anströmung in großem Maße relevant für die Erzeugung eines turbulenten Freistrahls ist. Ziel ist, wie schon erwähnt, in geringem Abstand nach der Ausströmöffnung den vollständigen Zerfall des Freistrahls zu erreichen. In diesem Zusammenhang ist „vollständig zerfallen“ als die Halbierung der charakteristischen Kernlänge zu verstehen. (siehe Abbildung 3 – Prinzipskizze Freistrahls)

### 3.5 Turbulent-laminare Transzendenz/Zerfall von Turbulenz

Nachdem die Düse nun theoretisch bereits bezüglich der zu erwartenden Strömungsform, des erwarteten Druckverlustes und des entstehenden Freistrahls beschrieben wurde, gilt es nun zu analysieren welchen Einfluss die Anströmung auf diese Größen hat.

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$\tau$	Dimensionslose Lebensdauer	-
$a, b$	Empirisch ermittelte Parameter	-
$t$	Zeit	s
$t_0$	Zeit bis zum Entstehen von Turbulenz in einer Störung	s
$Re$	Reynolds Zahl	m
$D_h$	Hydraulischer Durchmesser	m
$u$	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$P$	Wahrscheinlichkeit	%

*Tabelle 4: Formelzeichen Transzendenz*

Allgemein ist bekannt, dass der Übergang eines strömenden Fluids vom laminaren in den turbulenten Zustand, für die Mehrzahl technischer Anwendungen, allein mit der Reynoldszahl ausreichend beschrieben werden kann. In dieser Arbeit sollen, mit Ihr als Indikator, die Anströmung der Düse und die Düse selbst zur Erzeugung eines turbulenten Freistrahls optimiert werden. Es gilt also herauszufinden welche Bereiche der Reynoldszahl mit den gewünschten Effekten korrelieren.

Das Hauptproblem dabei ist jedoch, den Punkt an dem der Umschlag erfolgt exakt zu identifizieren. Wie Experimente unter kontrollierten Laborbedingungen für Rohrströmungen

zeigten, ist es einerseits möglich laminare Formen mit Werten von  $Re^6=1.10^5$  zu erzeugen. Andererseits können bereits bei  $Re=1750$  Turbulenzen ausgelöst werden, die nicht unmittelbar wieder zerfallen (Peixinho & Mullin 2006). Die bekannteste charakteristische Reynoldszahl für den Umschlag vom laminaren in den turbulenten Bereich ist in diesem Anwendungsfall jedoch 2300.

Mit Sicherheit lässt sich lediglich festhalten, dass für Werte  $Re < 81.49$  alle Störungen garantiert monoton abklingen (Joseph & Camari 1969). In der Literatur unumstritten ist aber, dass je größer der Betrag der Reynoldszahl ist, desto wahrscheinlicher können geringste Anomalien den Umschlag auslösen.

Es handelt sich somit um einen Bereich von mehreren Magnituden in dem die Transition auftreten kann. Dies sorgt für eine Vielzahl von Problemen und Einflussgrößen vor allem bei praktischen Untersuchungen. Dazu zählt die Minimierung von Störgrößen welche den Übergang auslösen können. Dazu zählen zum Beispiel die Fertigungstoleranzen und Beschaffenheit der Versuchsanlage, die Reinheit des Fluids oder die Schwankungsbreite der Randbedingungen zwischen den einzelnen Experimenten.

Zum besseren Verständnis dieses Übergangsphänomens haben daher zahlreiche Forschungsarbeiten der näheren Vergangenheit den umgekehrten Ansatz gewählt und sich mit dem Zerfall von Turbulenz beschäftigt. (reverse transition) Dieser bietet den Vorteil, dass eine hochturbulente Störung in ein stabiles, laminares Regime eingebracht werden kann um dann deren Zerfall zu beobachten. Die oben erwähnten Störgrößen spielen so eine untergeordnete Rolle. Sie können den Übergang lediglich verzögern, nicht aber verhindern.

Weiters ist zwischen theoretischen sowie praktisch-experimentellen Arbeiten zu unterscheiden. Theoretische Forschungen konzentrieren sich auf numerische Simulationen charakteristischer Strömungen und der Suche nach einem geeigneten Modell zur Beschreibung des Übergangs.

Experimentelle Forschungsarbeiten haben sich hingegen das Ziel gesetzt durch eine große Anzahl von Experimenten, mit annähernd gleichen Ausgangsbedingungen, die relevanten Bedingungen zu identifizieren, die für den Zerfall oder die Erhaltung von Turbulenzen verantwortlich sind.

---

<sup>6</sup> Die charakteristische Länge ist hier der hydraulische Durchmesser des Rohres.

Der Versuchsaufbau ist dabei bei allen Arbeiten weitgehend gleich: Es werden zylindrische Rohre aus möglichst glattem Material (zb. Borglas) verwendet. Der Druck in der Anlage wird dabei konstant gehalten um Fluktuationen beim laminar-turbulenten Übergang zu minimieren. Zusätzlich sorgt ein, im Vergleich mit dem Druckverlust der Rohre, großer Widerstand in der Versorgungsleitung dafür, dass der Massenstrom zeitlich unverändert bleibt.

Die turbulente Störung selbst wird durch Einspritzen in, oder Absaugen von Fluid aus der Hauptleitung erzeugt. Gemessen werden dabei die Geschwindigkeit sowie der Austrittswinkel am Ende der Leitung mithilfe der Laser-Doppler-Anemometrie. So kann festgestellt werden in wie weit die induzierte turbulente Blase noch erhalten ist. Abbildung 4 zeigt als Beispiel den Versuchsaufbau von Hof et al (2008).

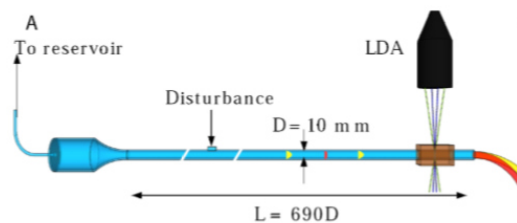


Abbildung 4: Versuchsaufbau von Hof et al 2008

Um Rückschlüsse für den vorliegenden Anwendungsfall ziehen zu können, stützt sich diese Arbeit im Wesentlichen auf praktische Arbeiten von Hof et al (2008), Peixinho & Mullin (2006) und Joseph & Camari (1969) sowie die zusammenfassende Arbeit von Tamás Tel & Ying-Cheng (2008).

Turbulenz wird in diesen Arbeiten als transientes Chaos beschrieben, welches typisch für räumlich und zeitlich dissipative Systeme ist. Als chaotisch können bei realen turbulenten Strömungen, der komplexe Zerfall und die nicht deterministischen Fluktuationen von Geschwindigkeit und Druck, auf mikroskopischer Ebene, bezeichnet werden.

Dieses Verhalten korreliert mathematisch gesehen also mit jenem von raumzeitlichem Chaos. Auch dieses kollabiert in den meisten Fällen nach einer bestimmten Zeit um wieder einen geordneten Zustand einzunehmen.

Grund für die Beschreibung von Turbulenz als chaotisches System ist auch die mehrfache Kopplung der beschreibenden partiellen Differenzialgleichungssysteme. Diese nähern sich asymptotisch einem stabilen Zustand, einem sogenannten Attraktor, an. Ein solcher Zustand kann zeitlich periodisch oder sogar zeitunabhängig sein.

Von besonderem Interesse für die Erhaltung der Turbulenz in der Anströmung der Düse sind also vor allem die durchschnittliche Lebensdauer des Phänomens und die dazugehörigen Skalierungsgleichungen in Abhängigkeit der Systemgröße. Ändert sich die Zeitspanne exponentiell mit der Systemgröße, also dem Anteil an turbulenter Strömung, spricht man von Supertransienten.

Im vorliegenden Fall, einer Luftströmung in einem Stahlrohr, ist die stationäre laminare Strömungsform der asymptotische Attraktor.

Wie die Versuche von Hof et al (2008) und Anderen gezeigt haben, kann die zeitliche Ausdehnung turbulenter Rohrströmungen, als Typ II Supertransient, exponentiell skaliert werden. Ersetzt man die Systemgröße durch die Reynolds-Zahl und trägt die Zeit mit  $D_h/u$  auf, so ergibt sich die dimensionslose Lebenszeit gem. Tamás Tel & Ying-Cheng (2008) zu:

$$\tau(Re) = e^{b*Re-a} \quad (12)$$

Dabei sind  $a = 59,3$  und  $b = 0,034$  empirisch ermittelte Parameter.

Die Wahrscheinlichkeit, dass eine turbulente Störung nach einer bestimmten Zeit  $t$  bei konstanter Reynolds-Zahl noch erhalten ist, beziffert Hof et al mit

$$P(t - t_0, Re) = e^{-\frac{t-t_0}{\tau(Re)}} \quad (13)$$

Bezogen auf das SandTES Projekt und die Freistrahls thematik lassen sich daraus nun folgende Schlüsse ziehen:

- Die Störung der Strömung durch die Düse wird nach Passieren eines kritischen Wertebereichs der Reynoldszahl mit hoher Wahrscheinlichkeit ausreichen um einen turbulenten Freistrahls zu erzeugen.
- Unterhalb dieses Bereiches wird eine turbulente Anströmung das Erhalten dieses Freistrahls stark begünstigen – mit einer Laminarisierung ist wesentlich später zu rechnen.
- Liegt in der Versorgungsleitung der Windbox schon eine turbulente Strömung vor, wird diese in der Box selbst nicht wieder gänzlich zerfallen, auch wenn die Reynoldszahl durch den erhöhten Rohrdurchmesser stark und unmittelbar absinkt.

Diese Annahmen werden in den Kapiteln des praktischen Teils anhand der Ergebnisse weiter diskutiert.

## **3.6 Simulation**

Um die wesentlichen Phänomene der Fluidisierungslufttechnik des SandTES Projektes genau abbilden zu können, werden verschiedene markante Fälle mittels numerischer Strömungssimulation untersucht. Die Vorteile liegen klar auf der Hand. Im Vergleich zu Experimenten ist die Simulation weitaus weniger zeitintensiv und daher billiger. Auch die Rahmenbedingungen können flexibel angepasst werden um geänderten Anforderungen zu entsprechen. Ein physischer Umbau des experimentellen Aufbaus ist somit nicht notwendig.

Der prinzipielle Ablauf einer Simulation erfolgt über die Vereinfachung der zu untersuchenden Geometrie sodass nur mehr die maßgebenden Faktoren berücksichtigt sind. Danach wird dieses Simulationsgebiet vernetzt. Ist die Eingabe aller Rand und Anfangsbedingungen abgeschlossen, löst die Software die beschreibenden Modellgleichungen für jede Gitterzelle.

Zur Erstellung der hier verwendeten Modelle werden die drei Programme Autodesk Inventor, Ansys ICEM und Ansys Fluent verwendet.

### **3D-Plan – Autodesk Inventor 2014 (Studentenlizenz)**

Hierbei handelt es sich um ein branchenübliches 3D-Konstruktionsprogramm der Firma Autodesk, das durch umfangreiche Bibliotheken für Materialien und standardisierte Komponenten eine rasche zeichnerische Umsetzung der geplanten Apparate ermöglicht.

Ein so erzeugter Entwurf dient als Input für das Programm zur Netzgenerierung.

#### **3.6.1 Meshing – Ansys ICEM CFD (Lizenz des Instituts)**

Zur Diskretisierung der zu simulierenden Geometrie muss diese durch ein ausreichend genaues Netz beschrieben werden. Dazu wird die CAD-Datei in einem vordefinierten Format eingelesen und bearbeitet bis sie die gewünschte/benötigte Qualität erreicht hat. Was unter ausreichend genau zu verstehen ist wird später in diesem Kapitel sowie in den Kapiteln 3.6.1.4 „Netzqualität“ und 3.7 „Turbulenz und das  $k-\epsilon$ -Modell“ besprochen.

Im Folgenden werden die nötigen Schritte anhand von Abbildungen und theoretischen Anmerkungen dargelegt. Dabei wird außerdem erklärt welche von den gewählten abweichenden Möglichkeiten zur Netzgestaltung noch zur Verfügung stehen und warum sie ausgeschlossen wurden.

### 3.6.1.1 Einlesen der CAD-Datei

Der erste Schritt bei der Erstellung eines geeigneten Rechengebiets ist das Importieren eines CAD-Files. ICEM stellt hier folgende Auswahl an Programmen und Formaten zur Verfügung:

Direkte CAD Schnittstellen: Pro/ENGINEER, UGS NX, SolidWorks,  
Geometrie Leseprogramme: CATIA, ACIS, DXF/DWG, IGES, STEP, Plot3D,  
ANSYS® Workbench  
Facettierte Geometrien: STL, VRML, etc

Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass ICEM in der vorliegenden Version am besten mit dem ACIS-Dateiformat kompatibel ist. Dieses kann ohne weiteres direkt von Inventor erzeugt werden.

**Befehl: File – Import Geometry – Legacy – ACIS – \*.step-File auswählen**

### 3.6.1.2 Bearbeiten der Geometrie

Nach dem erfolgreichen Import muss die so erzeugte Struktur angepasst werden. In erster Linie gilt es Lücken, die durch Toleranzen im CAD-Programm oder die Konvertierung entstanden sind, zu eliminieren um eine geschlossene Oberfläche zu erreichen. Dies ist mit dem Befehl „Repair Geometry“ zu realisieren. Außerdem sollten die automatisch generierten Begrenzungslinien und -kurven auf Vollständigkeit überprüft werden.

Darauf folgen die geometrische Diskretisierung der einzelnen Elemente sowie deren Zuordnung zu bestimmten Gruppen (parts).

So werden vor allem folgende essentielle Bereiche, wie in Abbildung 5 dargestellt, nacheinander definiert:





Abbildung 5: Funktionsmenü ICM CFD

## Punkte

Diese können automatisch an den bereits vorhandenen Linien gefangen werden und dienen entweder als Messpunkte oder als Fixkoordinaten zur späteren Definition von Oberflächen oder Volumina (2 Punkt-Mittelpunkt-Methode).

Weitere Punktdefinitionsmöglichkeiten sind:

- Explizit (nach Koordinaten)
- Relativ (zu vorhandenem Punkt)
- Zentrum von 3 Punkten usw.

## Linien/Kurven

Diese bilden die Konturen der Elemente und sind zur Festlegung von Oberflächen (surfaces) notwendig. Auch hier gibt es wieder diverse Varianten bei denen sich jedoch keine als universell von Vorteil herausgestellt hat.

## Oberflächen

Sie formen sowohl die äußere Hülle des Rechengebietes als auch jegliche Form von Begrenzung in seinem Inneren. Von den hier zur Verfügung stehenden Methoden hat sich für den aktuellen Anwendungsfall „From 2 to 4 curves“ als optimal erwiesen da so manuell die gewünschten Kurven auszuwählen sind. Ein Fehler in der automatischen Erkennung wird ausgeschlossen. Es kann sofort visuell überprüft werden ob die gewünschten Kurven erkannt worden sind.

## Volumina (Bodys)

Basierend auf allen bisher erstellten Formen repräsentieren sie jenes Gebiet, in dem das Fluid strömen kann. Weiters können so auch Zonen porösen Materials definiert werden.

Bevor als nächster aufwendiger Schritt das Netz generiert wird, sollten noch folgende drei Punkte in Betracht gezogen werden.

### **1. Namensgebung (Parts)**

Bei der Verwendung eindeutiger Stichwörter werden die Strukturen bei der Implementierung in die Simulationssoftware automatisch richtig kategorisiert.

zB.: Volumina nach Art Inhaltes → Air, porous Media

Oberflächen nach Aufgabe → Inlet, Outlet, Interface, Wall, Porous Jump

### **2. Erzeugung zusätzlicher / Entfernen überflüssiger Elemente**

Es ist zu berücksichtigen, dass an all jenen Stellen, die bei der späteren numerischen Berechnung des Gebietes von besonderer Relevanz für Messungen sind, auch die korrespondierenden Punkte und Oberflächen (je nach zu messendem Parameter) zu erzeugen sind. Diese könnten zwar nachträglich in Fluent eingefügt werden, allerdings sind der dafür nötige Aufwand und die Fehlerwahrscheinlichkeit ungleich höher.

### **3. Analyse der Anforderungen an das Gitter**

Naheliegender ist, dass auch die Größe der Rechenzellen in Relation zur Veränderung der Strömungsparameter modifiziert werden muss. Somit bedarf es in Gebieten größerer zu diskretisierender Gradienten einer höheren Zelldichte. Hingegen sind Bereiche voraussichtlich konstanten Verhaltens auch mit weit weniger Segmenten hinreichend genau aufgelöst.

Je genauer diesen Bedürfnissen Rechnung getragen wird, desto effizienter lassen sich vorhandene Hardwareressourcen für die späteren Simulationen nutzen. Außerdem können die zu analysierenden Phänomene nur so in guter Näherung wiedergegeben werden.

### 3.6.1.3 Wahl der Mesh-Arten und Meshing-Methoden

Die Umsetzung der eben erwähnten Kriterien kann mit Hilfe unterschiedlicher Netzformen und Vernetzungsarten erfolgen. Deren Auswahl ist hochgradig von der zu vernetzenden Geometrie abhängig. Zusätzlich kann es sein dass eine Kombination der Varianten für ein optimales Ergebnis notwendig ist. Diese Methode ist als „Hybrid-Meshing“ bekannt.

#### Parameter-meshing

Die erste Möglichkeit, welche sich vor allem bei der Modellierung von Geometrien mit sehr inhomogenen Anforderungen an die Netzqualität als sehr praktisch erwiesen hat, ist die der Parameterdefinition. Hier sind folgende Arbeitsschritte auszuführen, wobei immer die detailliertere Angabe Gültigkeit gegenüber allgemein definierten Größen hat.

#### Global-Mesh-Setup

In diesem Menü können die Grundeinstellungen für das „Meshing“ aller Zellen festgelegt werden. In den Kategorien Global, Shell, Volume und Prism wird so sichergestellt, dass kein Teil des Rechengebietes unbestimmt ist. Zu den wesentlichen Einstellungen zählen:

- Maximale Zellgröße
- Globaler Skalierfaktor
- Mesh-Typ
  - Quadrilateral and triangular surface meshes (shells) 2D-Meshes
  - Multiblock structured
  - unstructured hexahedral
  - unstructured tetrahedral
  - Cartesian with H-grid refinement
  - hybrid meshes – Kombination von hexahedral, tetrahedral, pyramidal und/oder prismatic Elementen
- Mesh-Methode
  - Autoblock,
  - Patch dependent und independent,
  - shrinkwarp
  - Robust
  - Quick
  - Smooth
- Anzahl der Iterationen bei der Mesh-Glättung

Die Anwendbarkeit der Standardeinstellungen in ICEM, bzgl. einer Vielzahl von Anforderungen ist empirisch belegt und kann ohne Bedenken verwendet werden.

### **Part-Mesh Setup**

Es kann nun allen speziellen Anforderungen der einzelnen Parts Rechnung getragen werden. So kann für Bereiche, in denen eine Grenzschichtströmung von besonderem Interesse ist, ein Prism-Layer inkl. der Zellhöhe, dem Höhenverhältnis und der Layeranzahl eingestellt werden.

#### **Anmerkung:**

*Obwohl in den Bohrungen der Düsenblende eine besondere Strömungsform vorherrscht, wurde dort kein Grenzschichtlayer eingefügt, da lediglich der Effekt des sich dynamisch ändernden Druckverlustes sowie die Eindringtiefe des entstehenden Freistahls von Relevanz für das Projekt waren.*

Zu beachten sind dabei die Größenverhältnisse zwischen den Zellen der angrenzenden Parts. Sind diese zu groß, resultieren daraus verzerrte, deformierte Zellen. Diese Strukturen verursachen instabiles numerisches Verhalten. Das Erreichen einer konvergenten Lösung ist so unmöglich.

Für zusätzliche Informationen bezüglich der erweiterten Einstellungen sei an dieser Stelle auf das ICEM User's Manual verwiesen.

### **Weitere Setups**

Sollten die bisherigen Möglichkeiten nicht ausgereicht haben um alle notwendigen Bedingungen genau einzugeben, stehen zusätzlich für Kurven, Oberflächen und Volumina eigene Menüs zur Verfügung.

Ist die Netzkonfiguration abgeschlossen, kann mit dem Befehl „Compute Mesh“ das Netz generiert werden.

## **Blockmeshing**

Beim Blockmeshing wird das Netz nicht unmittelbar direkt von ICEM nach vorgegebenen Parametern erstellt, sondern vom Nutzer mit Hilfe von Netz-Blöcken wie eine Hülle um das Modell gelegt. Dabei werden die Blöcke in einzelne Quader geteilt, deren Kanten dann Stück für Stück an die Kurven der Geometrie zu legen sind. Nach und nach entsteht ein sogenanntes „Pre-Mesh“, welches iterativ angepasst und geändert werden kann.

Nach Abschluss der Netzadaptierung wird dieses vorläufige Netz in ein „unstructured Mesh“ konvertiert um es in Fluent einlesen zu können.

Diese Art des Meshing bietet viele Vorteile bei der Netzerstellung für einfache Geometrien. Sie ermöglicht es schnell und intuitiv zu den gewünschten Ergebnissen zu kommen. Die Grenzen dieses Verfahrens sind jedoch rasch erreicht, wenn das Modell aus vielen, in Größe und Form stark variierenden, Teilen besteht.

## **Hybrid-Netze**

Wie der Name bereits vermuten lässt, sind Hybridnetze eine Kombination der oben erwähnten Methoden. Dies kann durchaus Vorteile bringen – Grenzschichtlayer sind oft einfach mit Blockmeshing zu erstellen – große Geometrien hingegen über das part-meshing. Im aktuellen Fall hat diese kombinierte Methode jedoch aufgrund der enormen Unterschiede der Zellgröße nicht funktioniert.

### **3.6.1.4 Netzqualität<sup>7</sup>**

Um die Qualität des erstellten Netzes zu kontrollieren und gegebenenfalls anzupassen, ist die von ICEM angebotene Standardfunktion (smooth mesh globally) ausreichend. Dabei werden Längenverhältnisse angrenzender Kanten, Sprünge und Verzerrungen innerhalb der Zellen überprüft und automatisch angepasst.

Die Quantifizierung dieser Merkmale erfolgt in ICEM elementweise durch Berechnung der Determinante der normalisierten Jacobimatrix der Zelldeformation (Abweichung von der vor-

---

<sup>7</sup> Frei zitiert und ergänzt aus ICEM CFD User Manual, Release 14.5 October 2012, ANSYS INC, Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317

gesehenen Zellgröße). Der Wert 1 steht hier für ein perfektes Element. Werte der Determinante von  $>0,3$  sind akzeptabel, der Bereich  $>0,4$  ist allenfalls anzustreben, da so Probleme in der Simulation vermieden werden. Dazu können schlechtes Konvergenzverhalten und numerische Instabilität des Rechenmodells zählen.

Die Visualisierung der Qualität erfolgt anhand eines 2D-Balken-Diagramms bei dem auf der X-Achse die Werte der Determinante und auf der Y-Achse die Anzahl an Elementen aufgetragen sind. Durch Klicken auf die einzelnen Balken werden alle darin enthaltenen Zellen markiert. So lassen sich schlecht bzw. unzureichend aufgelöste Bereiche der Geometrie schnell und einfach identifizieren. Sollte die programmgesteuerte Optimierung nicht zum Ziel führen, muss die Zellgröße manuell angepasst werden.

### 3.7 Turbulenz und deren Modellierung im $k$ - $\varepsilon$ -Modell<sup>8</sup>

Dieses Kapitel beschäftigt sich auszugsweise mit der Entstehung von Turbulenz, den dabei auftretenden Phänomenen und deren mathematischer bzw. numerischer Beschreibung. Im Speziellen wird das später eingesetzte  $k$ - $\varepsilon$ -Modell betrachtet.

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$k$	Turbulente kinetische Energie	-
$\varepsilon$	Dissipationsrate	-
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$G_k$	Erzeugung von $k$ aufgrund mittlerer Geschwindigkeitsgradienten	-
$Y_M$	Beitrag der Wärmeausdehnung zur Dissipationsrate	-
$S_k, S_\varepsilon$	Quellterme – benutzerdefiniert	-
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Turbulente Prandtl Zahlen	-

Tabelle 5: Formelzeichen  $k$ - $\varepsilon$

Allgemein entsteht Turbulenz, wenn eine stabile laminare Strömung in den instabilen turbulenten Zustand umschlägt. Dies geschieht durch sukzessive Überlagerung der geordneten Grundströmung durch ungeordnete stochastische Schwankungsbewegungen in Quer- und Längsrichtung. Die entstehenden, zu Beginn noch großen, Wirbelstrukturen zerfallen nach ihrer Bildung durch die ständige Impulsübertragung in immer kleinere und dissipieren

<sup>8</sup> Technische Fluidmechanik. Seite 92ff und Seite 199 ff

schlussendlich. Dieser Vorgang von Bildung und Zerfall ist je nach Energiezufuhr fortwährend oder zeitlich begrenzt.

Hauptverantwortlich für den Zerfall sind turbulente Scherspannungen, die sogenannten Reynoldsspannungen. Diese Zusatzspannungen innerhalb der Strömung sind auch für den, mit der Geschwindigkeit quadratischen ansteigenden, Druckverlust bei turbulenten Rohrströmungen verantwortlich.

Zusätzlich tritt bei dieser Strömungsart das Phänomen der Scheinviskosität auf. Diese hat ihren Ursprung in den, durch die stochastischen Quer- und Mischbewegungen verursachten, teilelastischen Stößen zwischen den Fluidteilchen. Sie steht also mikroskopisch für den molekularen Impulsaustausch und makroskopisch für die zusätzliche Reibung der Strömung.

Abbildung 6 illustriert das so entstehende Strömungsbild. Dieses wird auch als Wirbelkaskade bezeichnet.

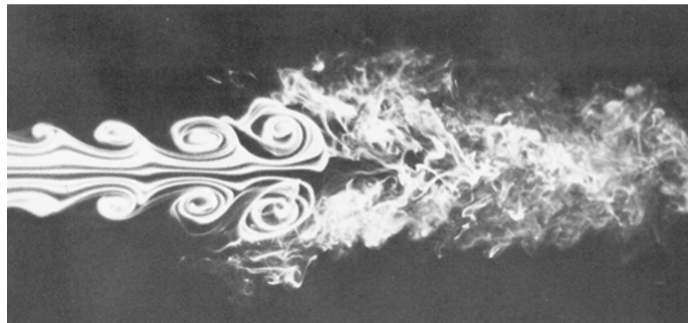


Abbildung 6: Strukturen eines turbulenten Freistrahls (Bild 10.1 – Technische Strömungsmechanik)

Zur mathematisch vollständigen Beschreibung einer solchen Strömung bedarf es der Navier-Stokes-Gleichungen (NSG). Diese setzen sich aus 3 vollständigen Impulsgleichungen<sup>9</sup> für ein Fluidelement, einer differentiellen Form der Kontinuitätsgleichung sowie den zugehörigen Rand- und Anfangsbedingungen zusammen.

Da die analytische Lösung dieses Problems nur für ganz bestimmte Fälle, durch starke Vereinfachungen möglich ist, bedarf es entweder in der Praxis der direkten numerischen Simulation oder der Anwendung eines Turbulenzmodells um zu einem Ergebnis zu gelangen.

---

<sup>9</sup> Jeweils eine für pro Richtung des kartesischen Koordinatensystems

<sup>10</sup>Bei der direkten Numerischen Simulation werden die NSG, wie der Name schon sagt, direkt gelöst. Das bedeutet, dass die turbulenten Vorgänge bis hin zur Bewegung der kleinsten Turbulenzstrukturen im Dissipationsbereich berechnet werden. Die dazu notwendigen Rechnerleistungen und Simulationsdauern machen diese Methode jedoch äußerst aufwendig, teuer und impraktikabel für den vorliegenden Anwendungsfall.

Bei Turbulenzmodellen werden hingegen nur die makroskopischen Effekte wie Reibung und Impulsverlust berechnet, die mikroskopischen dagegen modelliert. Bei dem hier eingesetzten 2-Gleichungs-Modell, dem k-ε-Modell, geschieht dies auf der Grundlage des Wirbelviskositätsprinzips von Bussinesq und empirisch ermittelter Konstanten.

Es sind somit 2 Transportgleichungen zu lösen. Eine für die spezifische Turbulenzenergie k und eine für die Dissipationsrate ε. Diese steht für jenen Anteil von k der pro Zeiteinheit in Wärme umgewandelt wird. In Summe wird so das Problem der Bestimmung der Reynolds-Spannungen auf die Berechnung von k und ε reduziert.

Wie und wo genau Zellgrößen und Zellverteilung eingestellt werden können wird im nachstehenden Punkt 4.2.1 näher beschrieben.

Da das k-ε-Modell eines der am häufigsten verwendeten ist und die zugehörige Theorie mehrfach detailliert in div. Fachbüchern (siehe Literaturliste) erarbeitet wurde, werden hier nur kurz die zugrundeliegenden verkürzten Gleichungen angeführt.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - S_\varepsilon$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Für die Konstanten wurden die Standardwerte verwendet. Kurz erwähnt sei jedoch, dass in manchen Fällen  $C_{e1}$  und  $C_{e2}$  gleich zu setzen sind um Produktion und Dissipation auszubalancieren. (Libby, S.275)

---

<sup>10</sup> Frei nach Technische Strömungsmechanik, 10.2.4



### 3.8 Turbulente Randbedingung (gem. Ansys User's Guide 6.3.2.1.3)

Für die Transportgrößen des Turbulenzmodells müssen auch Randbedingungen definiert werden. Die Turbulenzrandbedingung kann über verschiedene Varianten spezifiziert werden. Da die direkte Bestimmung nur mit großem Aufwand möglich gewesen wäre, wurde die Schätzung über den hydraulischen Durchmesser und die turbulente Intensität gewählt.

Diese kann mit Hilfe der empirisch abgeleiteten Gleichung (14), welche für voll ausgebildete Rohrströmungen gilt, erfolgen.

$$I \equiv \frac{u'}{u_{avg}} = 0,16 * (Re_{DH})^{-1/8} \quad (14)$$

Werte im Bereich von 1% werden als niedrig angesehen. Ergebnisse im offenen Intervall  $\geq 10\%$  gelten hingegen als hoch. Angemerkt sei noch, dass im Idealfall die Turbulenzintensität aufgrund von bereits vorhandenen Messergebnissen abgeschätzt werden sollte. Dies ist zum Beispiel bei Windkanalexperimenten der Fall.

### 3.9 Porosität (gem. Ansys User's Guide)

Durch die Charakteristik der Sandbettdurchströmung und die Verwendung von Sintermetallplatten ist es notwendig hier kurz auf Modellierung von Porosität einzugehen.

Formelzeichen		
Symbol	Beschreibung	Einheit
$\mu$	kinematische Viskosität	N*s/m <sup>2</sup>
$\alpha$	Permeabilität des Mediums	m <sup>2</sup>
$C_2$	Drucksprungkoeffizient/Trägheitsverlustkoeffizient	1/m
$v_\infty$	Geschwindigkeit normal zur porösen Fläche	m/s
$\Delta m$ bzw. $\Delta n$	Dicke der porösen Zone	M
$D_p$	Mittlerer Partikeldurchmesser	m
$\varepsilon$	Porosität	%
$L$	Betttiefe in Strömungsrichtung	m

Tabelle 6: Formelzeichen Porosität

Generell bietet Ansys Fluent hier eine Reihe von Möglichkeiten um die Eigenschaften von porösen Bereichen im Modell abzubilden. Da sowohl im Sinterboden, als auch im darüber liegenden Sandinventar lediglich der Druckverlust interessant ist, können diese als „porous-jump“ modelliert werden. Ein „porous-jump“ stellt dabei eine 2D-Fläche mit den anzugebenden Kennwerten Permeabilität ( $\alpha$ ) und Drucksprungkoeffizient ( $C_2$ ) dar.

Für die verwendeten Sintermetallplatten standen diese Daten bereits vom Hersteller zur Verfügung. Die Kennwerte des Sandbettes mussten vor der Eingabe erst ermittelt werden. Dazu wurde nach folgendem Schema vorgegangen.

Die Änderung des Drucks über einen „porous jump“ wird mit einer Kombination aus Darcy's Gesetz und einem weiteren Term für den Trägheitsverlust berechnet:

$$\Delta p = - \left( \frac{\mu}{\alpha} v + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta m \quad (15)$$

Um die Konstanten für die Anwendung auf das Sandbett zu ermitteln, gibt es folgende Möglichkeiten:

### 1. Verwendung der Ergun Gleichung für Festbettanwendungen für den Anfahrzustand (User's Manual 6.2.3.6.8)

Sind die Anströmgeschwindigkeit  $v_\infty$  und die Porosität  $\varepsilon$  bereits bekannt, kann mit Hilfe der nachstehenden Gleichung auf  $\alpha$  und  $C_2$  geschlossen werden.

$$\frac{|\Delta p|}{L} = \frac{150\mu}{D_p^2} \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} v_\infty + \frac{1,75\rho}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} v_\infty^2$$

Sollte die Strömung durch das Bett laminar sein, kann der zweite Term der rechten Seite vernachlässigt werden. Diese gesamte Gleichung ist als Blake-Kozeny-Gleichung bekannt.

Durchlässigkeit und Trägheitsverlust ergeben sich damit zu:

$$\alpha = \frac{D_p^2}{150} \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)^2} ; \quad C_2 = \frac{3,5}{D_p} \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}$$

## 2. Verwendung experimentbasierter Daten für Druckverlust und Geschwindigkeit (Fluidisierungsversuch) (User's Manual 6.2.3.6.11)

Auch der Umgekehrte Ansatz ist möglich. Sollten also Daten bezüglich Anströmgeschwindigkeit und Druckverlust vorliegen kann auf die Kennwerte des „porous jump“ rückgerechnet werden. So können weiterführende Versuche durch Simulationen ersetzt werden. Folgende Gleichung stellt exemplarisch die Trendlinie des x-y-Plots (Geschwindigkeit über Druckverlust) eines Experiments dar.

$$\Delta p = 0,27394v^2 + 4,68816v \quad (16)$$

Aus einem Koeffizientenvergleich von (15) und (16) folgt somit wieder

$$\alpha = \frac{\mu * \Delta n}{4,68816} ; \quad C_2 = \frac{2 * 0,27394}{\rho * \Delta n}$$

Die so ermittelten Koeffizienten können ohne Einschränkung sowohl für „porous jump“ als auch für „porous zone“ Anwendungen genutzt werden.

Es wurden nun alle theoretischen Grundlagen erarbeitet und es kann zum praktischen Teil dieser Arbeit, beginnend mit den analytischen Berechnungen, übergegangen werden.

## 4. Praktischer Teil

### 4.1 Berechnung

Den Rahmen für die computergestützte Simulation der Luftversorgung in den verschiedenen Fällen bilden mehrere Berechnungen auf Basis der im Theorieteil präsentierten Korrelationen. Diese erfüllen folgende Aufgaben:

- Dimensionierung der Leitungen und Düsengeometrie
- Ermittlung der Randbedingungen
- Ermittlung passender Anfangsbedingungen
- Abschätzung und Plausibilitätsprüfung der Simulationsergebnisse im stationären Betriebszustand

Als Ausgangspunkt für jede Berechnung dienen die Abmessungen einer bereits vorhandenen Anlage ähnlicher Konzeption. Wie Abbildung 7 zeigt, besteht diese nur aus zwei Düsenboxen, alle anderen Anlagenteile (1-9) sind in entsprechend angepasst worden.

Untersucht wird hier nun die Kombination aus Anströmung, Düsen und Sinterboden (Abbildung 7 rot). Durch den generell modularen Aufbau des SandTES-Konzepts, gelten die so ermittelten Resultate auch für größere Anlagen.

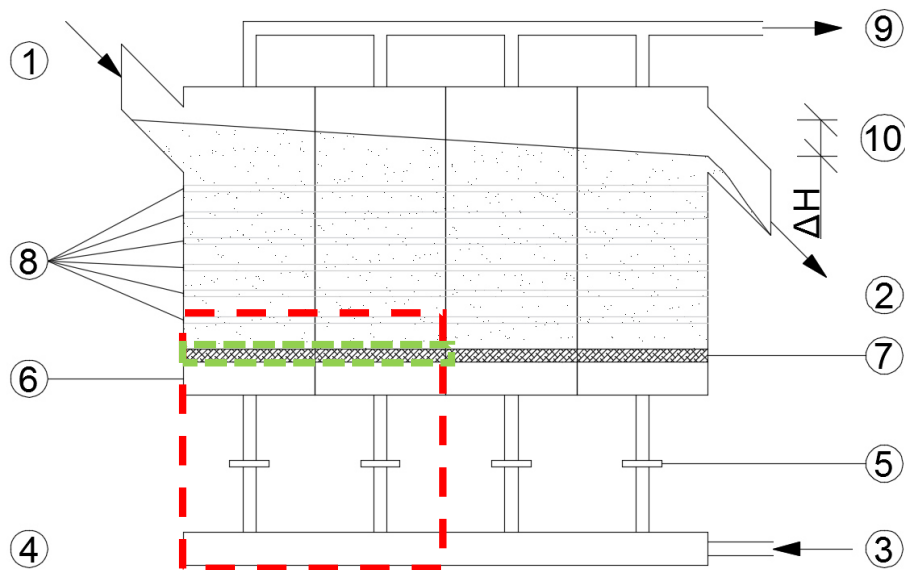


Abbildung 7: Abgrenzung Versuchsanlage

Abbildung 8 stellt den in Abbildung 7 grün markierten Sintermetallboden über den beiden Düsenboxen im Detail dar.

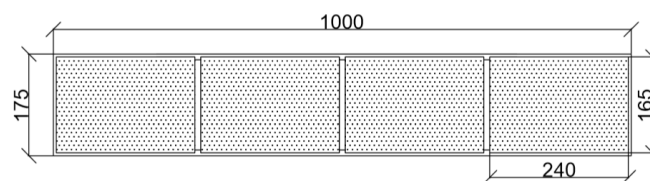


Abbildung 8: Skizze Sinterboden – 4 Stk. Sintermetallplatten auf Stahlrahmen

Die Prüfbedingungen gem. Infrastruktur im Labor ermöglichen einen Betrieb in einem Temperaturbereich von 25°C – 375°C. Da der Fluidisierungsgrad über den gesamten Bereich konstant gehalten werden soll, dürfen auch die sich verändernden Stoffkennwerte nicht außer Acht gelassen werden. Die Dichte der Luft sinkt von 1,17 kg/m<sup>3</sup> bei 25°C auf 0,54 kg/m<sup>3</sup> bei 375°C. Um also die Fluidisierung konstant zu halten muss bei sinkender Dichte und Fluidisierungsgeschwindigkeit der Düsendurchmesser verringert werden um den Druckverlust konstant zu halten.

Darum wurden zwei charakteristische Punkte  $T_1 = 300\text{ °C}$  und  $T_2 = 70\text{ °C}$  gewählt, die mit der jeweils veränderten Dichte korrelieren.

Es gilt also nun die, für die Punkte  $T_1$  und  $T_2$  passenden, Düsen zu berechnen. Dazu wird erst die minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit samt der korrespondierenden Massenströme für das 1m hohe Sandbett bestimmt. Danach wird der Druckverlust  $\Delta p$ , des zu kompensierenden Betthöhenunterschieds  $\Delta H$  ermittelt. Über den Widerstandsbeiwert  $\zeta$  der Düsengeometrie ergeben sich damit die Geschwindigkeiten in den Düsen. Die Kontinuitätsgleichung liefert schlussendlich den relevanten Durchmesser.

Die zugrunde gelegten Stoffwerte von Luft und Sand:

Stoffwerte Luft		
Variable	Wert	Einheit
$\rho_{300\text{°C}}$	0,6075	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{70\text{°C}}$	1,1015	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{20\text{°C}}$	1,1885	kg/m <sup>3</sup>
$C_{p300\text{°C}}$	1045,0	J/kgK
$C_{p70\text{°C}}$	1009,0	J/kgK
$\eta_{300}$	0,000029811	kg/ms
$\eta_{70}$	0,000020557	kg/ms

Tabelle 8 Stoffwerte Luft  
lt. VDI-Wärmeatlas S.196ff

Stoffwerte Quarzsand F36		
Variable	Wert	Einheit
$\varnothing$ Korngröße	0,16	mm
$\rho_b$	1400	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_p$	2650	kg/m <sup>3</sup>
$T_{umw}$	573	°C

Tabelle 7 Stoffwerte Sand  
lt. Datenblatt Quarzwerke

Die minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit ergibt sich gem. (3 Fluidisierungsgeschw.) mit Tabelle 7 & 8 zu 0,00475 m/s im Punkt 1 bzw. zu 0,0075 m/s im Punkt 2. Diese Werte wurden mit dem Faktor 3 multipliziert. Zu begründen ist dies durch den verbesserten Wärmeübergang zwischen Sand und Rohr (primär). Ebenfalls gesteigert wird dadurch die Sicherheit bezüglich der homogenen Fluidisierung über die gesamte Bettlänge.

Es ergeben sich also:

$$u_{fl-3x1} = 0,0225 \frac{m}{s} \text{ bei } 70\text{°C} \text{ und } u_{fl-3x} = 0,01425 \frac{m}{s} \text{ bei } 300\text{°C}$$

Mit den angeführten Abmessungen aus Abbildung 8 (Skizze Sinterboden) und den Geschwindigkeiten  $u_{fl-3x1}$  bzw.  $u_{fl-3x2}$  sind nun folgende Massenströme maßgebend:

$$\dot{m}_{70} = \rho_{g-70} * u_{fl-3x1} * A_{sinter} = 0,004337156 \frac{kg}{s} \text{ und } \dot{m}_{300} = 0,001514953 \frac{kg}{s}$$

Um die Kompensation des schon beschriebenen Betthöhenunterschiedes zwischen Sandein- und -auslauf zu ermöglichen, muss die Düse auf den maximal zu erzeugenden Druckverlust ausgelegt werden. Dieser entspricht dem  $\Delta p$  eines fluidisierten Sandbetts der Höhe  $\Delta H_{1max}$  verursacht wird. So wird das maximal zulässige Gefälle über die Länge des Wärmetauschers begrenzt. Der im Projekt angegebene Wert für  $\Delta H_{1max}$  beträgt 0,5 m.

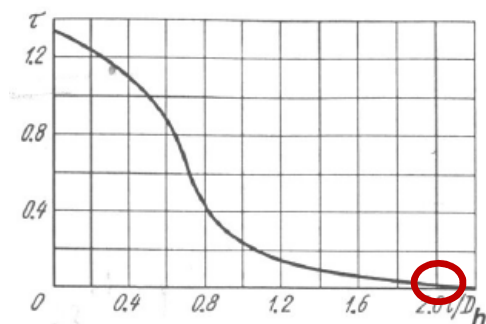
Daraus ergibt sich mit Gl. (1 – Druckverlust i.d. Wirbelschicht) und (2 - Porosität) folgender temperaturunabhängiger Wert für den Druckverlust im Bett bei einer Porosität von 0,52803:

$$\Delta p_1 = 61,29 \text{ mbar}$$

Da der hier betrachtete Wärmetauscher, lediglich 1 m lang ist (Abbildung 8) wird in kommenden Berechnungen nur mit einem  $\Delta H_{2max}$  von 20 cm ausgegangen. Dies liefert bei ansonsten unveränderten Ausgangsdaten diesen Wert für den Druckverlust:

$$\Delta p_2 = 24,5194 \text{ mbar}$$

Wie schon eingangs erwähnt bietet ein Verhältnis der Düsenlänge zum Düsendurchmesser  $l/d_h > 0,015$  Vorteile bezüglich Erosion und Abrasion. Das ideale Verhältnis konnte anhand des Graphen in Abbildung 9 ermittelt werden. Es beträgt  $l/d_h = 2$ .



$\frac{l}{D_h}$	0	0.2	0.4	0.6	0.8
$\tau$	1.35	1.22	1.10	0.84	0.42
$\frac{l}{D_h}$	1.0	1.2	1.6	2.0	2.4
$\tau$	0.24	0.16	0.07	0.02	0

Abbildung 9 Abhängigkeit  $\tau$  &  $L/d_h$  gem. Idelchick (4-12)

Es ist offensichtlich, dass in diesem Bereich  $\tau$  einen Wert erreicht, der auch bei Erhöhung von  $l/d_h$  nicht maßgeblich weiter sinkt. Der Parameter  $\tau$  steht hier für den Einfluss der Düsengeometrie (Form des Einlaufs & Länge) und der Strömungsbedingungen in der Düse auf den Widerstandsbeiwert derselben. Zur Wiederholung sei hier erneut Formel (6) angeführt.

$$\zeta \equiv 0,5 * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau * \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375} * \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \lambda * \frac{l}{D_h} \quad (6)$$

Ausgangswerte Dimensionierung		
Formelzeichen	Wert inkl. Einheit	Kommentar
$\lambda$	0,027	$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ (für $4000 < Re < 10^5$ ) vorabgeschätzt gem. Idelchick Diagramm 4-2
$\tau$	0,02	lt. Abbildung 9
$F_0$	50,27 mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche einer Düse $\varnothing$ 8mm gewählt
$F_1$	1372,28 mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche eines Stahlrohrs DN 40
$F_2$	581,1 mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche eines Stahlrohr DN 25

Tabelle 9 Ausgangswerte Düsendimensionierung

Durch Einsetzen der Werte aus Tabelle 9 in Gleichung (6) nimmt  $\zeta$  folgenden Wert an:

$$\zeta_1 = 1,399$$

Nun kann die Düsengeschwindigkeit berechnet werden. Gleichsetzten von (6 - Widerstandsbeiwert) mit (4 – Druckverlust<sup>11</sup>) und umformen nach  $w_0$  liefert dann die Geschwindigkeit im Düsenquerschnitt.

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 * \Delta p_2}{\zeta_1 * \rho}} = 75,9693 \text{ m/s bei } 300^\circ\text{C}$$

$$w_0 = 56,4182 \text{ m/s bei } 70^\circ\text{C}$$

<sup>11</sup> auf  $\zeta$  umgeformt

In Verbindung mit den bereits ermittelten Massenströmen ergeben sich die notwendigen Düsendurchmesser zu:

$$d_{300^{\circ}\text{C}} = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}}{w_0 * \rho * \pi}} = 6,464 \text{ mm}$$

$$d_{70^{\circ}\text{C}} = 10,938 \text{ mm}$$

Anhand dieser Parameter war es möglich erste Simulationen durchzuführen.

## 4.2 2D-Simulationen

Der erste Schritt hin zur Abbildung der gesamten Anlage in Fluent war die zweidimensionale Vernetzung einer möglichen Variante der Düsenblende. So sollten das Verhalten eines Freistrahls einerseits und die Eigenheiten des Programms andererseits betrachtet werden.

Die Vorteile dieser Vorgangsweise liegen klar in der viel geringeren Rechenzeit sowie dem immens einfacheren Erstellen und Vernetzen der Geometrie direkt in ICEM. Anfängliche Fehler waren so leichter und schneller zu korrigieren.

Zusätzliche konnte durch das über den Querschnitt rotationssymmetrisch verteilte Strömungsprofil eine Symmetrierandbedingung angesetzt werden. So wurde die Rechendomäne halbiert ohne Abstriche bei der Ergebnisqualität befürchten zu müssen. Abbildung 10 zeigt den so entstandenen Schnitt durch die Geometrie.

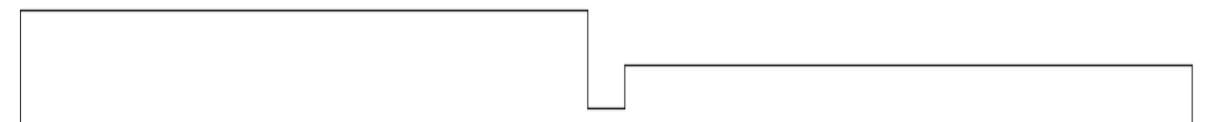


Abbildung 10: Skizze achsensymmetrisches Modell



Es folgen nun 4 Simulationen die sich wie hier angeführt gliedern:

1. Turbulenter Freistrah – als Referenzfall für transiente Simulationen
2. Laminarer Freistrah – zur Ermittlung des Ausgangspunktes der transienten Simulationen
3. Transiente Simulation 1 – mit laminarer Anströmung
4. Transiente Simulation 2 – mit turbulenter Anströmung

#### 4.2.1 Simulation 1 – Turbulenter Freistrah

Zur vereinfachten Vergleichbarkeit der einzelnen Simulationen werden nun am Beginn jeder Simulation alle Rand- und Anfangsbedingungen in einer Tabelle angeführt und die Eckdaten des erstellten Netzes kurz umrissen.

Da dies die erste 2D-Simulation ist, wird etwas detaillierter auf den Prozess der Netz- und Modellerstellung eingegangen. Darauf wird bei allen restlichen Simulationen verzichtet, es sei denn, es kommt zu relevanten Änderungen.

Ausgegangen wird ab hier nur vom betriebsrelevanteren Fall der 300°C Strömung und den Abmessungen in Abbildung 11.

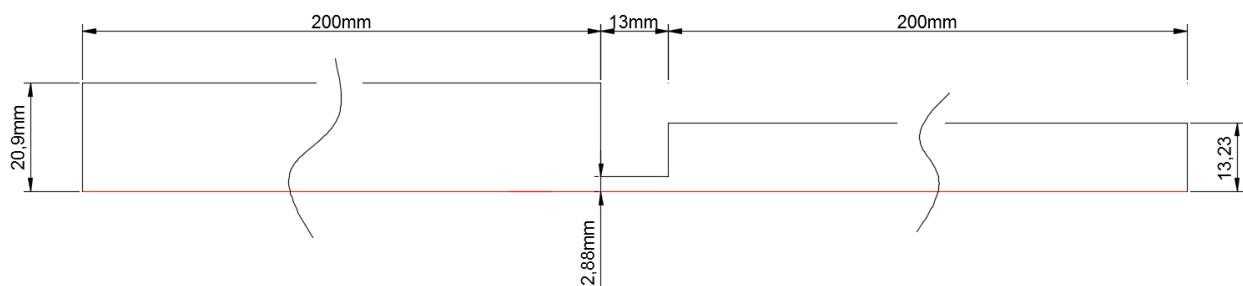


Abbildung 11: Geometrieabmessungen Simulation 1

<b>Randbedingungen</b>	
<b>Inlet</b>	
<sup>12</sup> Druck	8000 Pa
Temperatur	573,15 K
Turbulenz	4,95 %
Massenstrom	0,001514953 $\frac{kg}{s}$
<b>Outlet</b>	
<sup>13</sup> Gegendruck	1 Pa
Temperatur d. Rückströmung	500 K
Turbulenz d. Rückströmung	5,00%
<b>Zusatzinformationen</b>	
Referenzdruck	101325
Rechenmodell	k-ε-Modell
Zeit	konstant
Iterationszahl	5000

*Tabelle 10 2D-Düse 1, Ø 6,5 mm*

Bei der Erstellung der Geometrie wurden die einzelnen Teile durch Linien getrennt. Diese Begrenzungen erfüllen zwei Aufgaben. Einerseits ermöglichen sie es die Netzfeinheit variabler zu gestalten und andererseits dienen sie in Fluent als Kontrollebenen. So können zum Beispiel Geschwindigkeits- und Druckprofile vor und nach der Düse ausgegeben werden.

Die verwendeten Parts gliedern sich wie angeführt:

Wall	Wand, fluidundurchlässig
Axis	Rotationsachse
Inlet/Outlet	Einlass-/Auslassöffnung
Interface	Messblende
Air	Luft – wird automatisch als Interior erkannt

Das sogenannte „Pre-Mesh“ wurde mit Hilfe der Funktion „2D-Surface-Blocking“ erstellt. Man muss dazu nur die zu vernetzenden Flächen auswählen und das Mesh wird mit „Apply“ automatisch generiert. Abschließend wird in der erfolgreiche Vorgang in der Dialog-box mit der Meldung „Initialize blocking done“ bestätigt. Weiters wurden dabei keine Einstellungen bzgl. Mesh-Type (Quad w/oneTri) oder Mesh-Method (ICEM CFD Quad) verändert.

Um die notwendige/gewünschte Netzauflösung zu erreichen, kann über die Anzahl der Zellen jeder auswählbaren Kante definiert werden<sup>14</sup>. Dies erlaubt eine sehr exakte Arbeitsweise

<sup>12</sup> Wird zum Referenzdruck addiert

<sup>13</sup> Wird zum Referenzdruck addiert

bei der, aufgrund der Beschränkung auf den zweidimensionalen Raum, lieber zu fein als zu grob aufgelöst werden sollte. Einzig auf das Seiten- bzw. Größenverhältnis der Zellen zueinander sollte hier geachtet werden.

Mittels Rechtsklick auf Pre-Mesh in der Model-Baumstruktur können die vorgenommenen Änderungen visualisiert werden. Sobald man mit der Qualität zufrieden ist, kann man hier auch die Konvertierung in ein exportierbares „unstructured mesh“ vornehmen.

Vor dem Export stellt sich das generierte Netz wie in Abbildung 8 gezeigt dar.

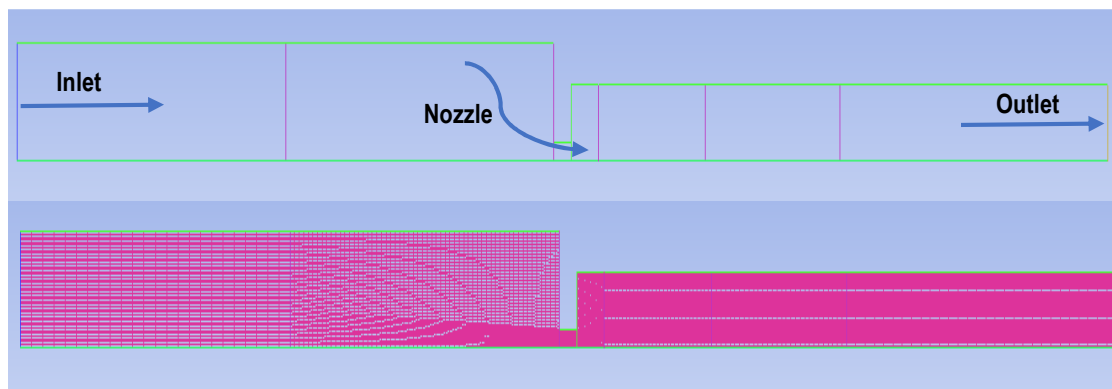


Abbildung 12 Geometrie (oben) und Netz (unten) vor Export

Die Qualität lag im Durchschnitt über 0,95 bei einer Auflösung mit 12399 quadratischen Zellen.

Als letzte Aufgabe vor dem Speichern der Mesh-Datei muss noch überprüft werden, ob der passende Output-Solver ausgewählt ist.<sup>15,16</sup> Danach kann die Mesh-Datei erzeugt werden.<sup>17</sup>

### **Vorgangsweise nach dem Meshimport (Read → Mesh)**

Als erstes muss kontrolliert werden, ob das Netz in der gewünschten Einheit vorliegt. Sollte das nicht der Fall sein, muss es skaliert werden.<sup>18</sup>

Danach muss das Netz mit der Funktion „Check“ überprüft werden<sup>19</sup>. Das Ergebnis sollte Abbildung 9 ungefähr entsprechen. Das Wichtigste dabei ist der Umstand, dass der Koordi-

---

<sup>14</sup> Pre-Mesh-Parameters → Edge Parameters

<sup>15</sup> Output → Select Solver → Output Solver → Ansys Fluent

<sup>16</sup> Output → Select Solver → Common Structured Solver → ANSYS

<sup>17</sup> Output → Write Input → Save current Project → Grid Dimension 2D → name Output File → done

<sup>18</sup> Solution Setup → General → Scale

<sup>19</sup> Solution Setup → General → check

natenursprung bei  $x=y=0$  liegt. Andere Werte können in der Simulation oder beim Initialisieren des Rechengebiets zu Fehlern führen.

```
Domain Extents:  
x-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 5.000000e-01  
y-coordinate: min (m) = 0.000000e+00, max (m) = 9.500000e-02  
Volume statistics:  
  minimum volume (m3): 2.573370e-11  
  maximum volume (m3): 2.030762e-07  
  total volume (m3): 1.025238e-02  
  minimum 2d volume (m3): 5.627061e-08  
  maximum 2d volume (m3): 3.407698e-07  
Face area statistics:  
  minimum face area (m2): 1.455696e-04  
  maximum face area (m2): 1.286696e-03  
Checking mesh.....  
Done.
```

Abbildung 13: Beispiel – Report – Mesh check

Darauf folgt die Spezifizierung aller in Tabelle 3 enthaltenen Parameter. Bei diesem Vorgang muss lediglich darauf geachtet werden, dass die automatische Konvergenzprüfung angepasst wird. Sollte dies nicht der Fall sein, kann es zu einem ungewollten, frühzeitigen Abbruch der Berechnung kommen weil ein Wert die voreingestellte Genauigkeit erreicht hat.

Zur Initialisierung des Rechengebietes können entweder die Randbedingungen oder Schätzwerte basierend auf den bereits erstellten Berechnungen dienen.

Nun kann die Simulation gestartet werden. Dabei zeigt Fluent die Entwicklung der Residuen, also das Konvergenzverhalten, über die Anzahl der Iterationen im Grafikfenster an. So ist oftmals schon vor Abschluss aller Rechenschritte ein Trend erkennbar. Ein manueller Abbruch kann somit Zeit sparen, wenn augenscheinlich keine weitere Verbesserung der Genauigkeit zu erwarten ist.

### 4.2.1.1 Ergebnisse

Zur Plausibilitätsprüfung, nach Abschluss der eingestellten Anzahl an Iterationen bzw. bei Erreichen des verlangten Residuen-Levels, hier durchschnittlich  $10^{-10}$ , können nun einige Abfragen durchgeführt werden.

Die schnellste und einfachste ist die Überprüfung der Massenbilanz zwischen Einlass und Auslass.<sup>20</sup> Abbildung 13 zeigt exemplarisch das in der Dialogbox ausgegebene Ergebnis.

Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.001514953
outlet	-0.001514953
Net	-1.2053812e-11

Abbildung 14: Ausgabe der Massenbilanz

Abgesehen davon kann nun die Kontrolle aller vorab berechneten Werte erfolgen. Für die Geschwindigkeit in der Düse war ein Durchschnitt von knapp 76 m/s zu erwarten. Fluent liefert dazu 73,5667 m/s<sup>21</sup>. Dies bedeutet lediglich eine Abweichung von 3,07 %, bezogen auf den vorausberechneten Wert, und deutet auf ein sehr genaues Ergebnis hin.

Der Spitzenwert an der scharfen Einlaufkante der Düse liegt mit 109,29 m/s (48,56 %) wesentlich über dem Durchschnittswert wie Abbildung 14 zeigt.

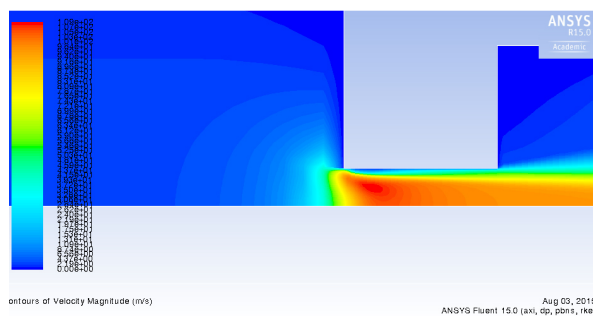


Abbildung 15 Contourplot – Geschwindigkeitsverteilung<sup>22</sup>

In Punkto Druck sollte ein  $\Delta p$  von 24,29 mbar erreicht werden. Die Differenz zwischen Inlet und dem Interface am Ende der Düse beträgt laut Simulation 29,59 mbar. Bei Vernachlässigung der Verluste in der Zuleitung liegt der Unterschied zur analytischen Berechnung bei 24,82 %. Dieses Ergebnis ist zufriedenstellend.

<sup>20</sup> Reports → Fluxes → Setup → Mass Flow Rate → select input & output → compute

<sup>21</sup> Reports → Surface Integrals → Area weighted average → velocity magnitude → monitor 1 → compute

<sup>22</sup> Results → Graphics and Animations → Contours → Velocity Magnitude → Filled (Scale 100)

Ein Plot<sup>23</sup> der Funktion „Druck über X-Koordinate“ zeigt, dass die Düse den Hauptanteil des druckmindernden Effekts erzeugt und so auch die prognostizierten Phänomene ausreichend abbildet. Erwähnenswert ist die in Abbildung 15 sichtbare Druckrückgewinnung kurz nach dem Austritt aus der Düse. Diese könnte von einem Druckausgleich mit dem ruhenden Fluid herrühren.

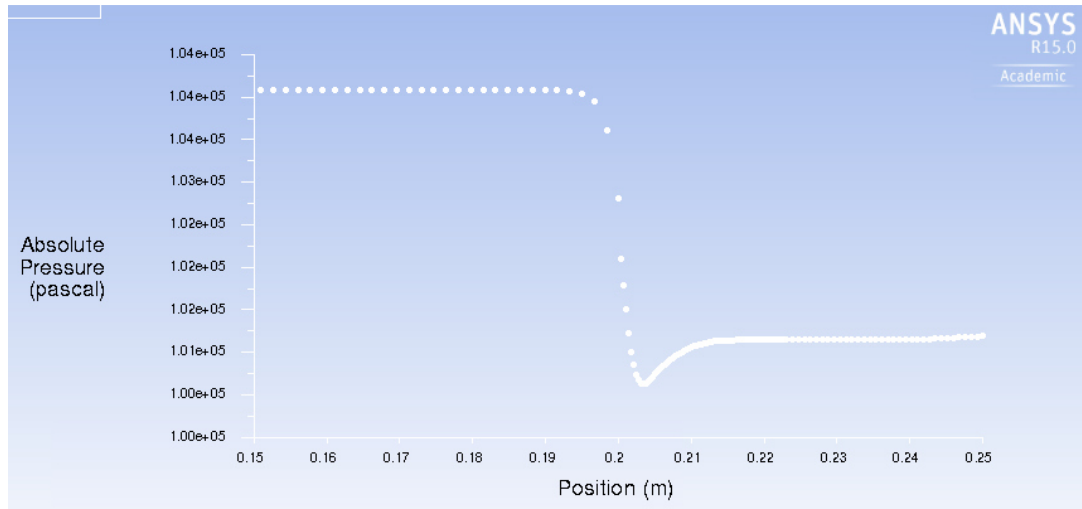


Abbildung 16 Absolut Druck über x-Koordinate

Abschließend sind noch die Kenngrößen des entstandenen Freistrahls zu beurteilen. Dazu wurden die Kernlänge und die Wurfweite gem. (8) und (11) berechnet. Für die Wurfweite wurde die Hälfte der bereits ermittelten Düsengeschwindigkeit als Referenzwert herangezogen.  $X_{max}$  stellt somit jenen Abstand dar bis zu dem zumindest noch  $0,5 \cdot c_0$  in der Strömung erhalten sind.

$$X_0 = 3,8236 \text{ cm und } X_{max} = 7,647 \text{ cm}$$

Bei näherer Betrachtung der Formeln war  $X_{max}$  jedoch bereits vorauszusehen. Die Simulation liefert über die Monitore 4,5 und 6 (siehe Abbildung 16) folgende Werte für die  $c_{max}$ :

Monitor 4 (+1cm n.D.)	97,1989 m/s
Monitor 5 (+5cm n.D.)	41,9178 m/s
Monitor 6 (+10 cm n.D.)	4,7745 m/s

<sup>23</sup> Results → Plots → XY-Plots → Pressure → Absolute Pressure

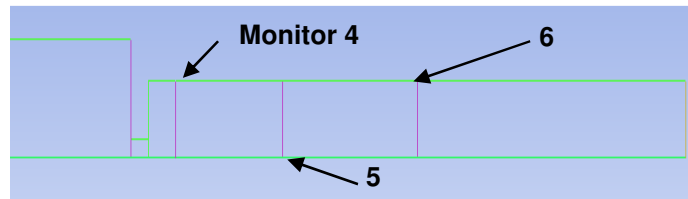


Abbildung 17: Kontrollebenen 2D-Simulation

Die Wurfweite mit 7,647 cm scheint somit plausibel. Nach Analyse aller vorliegenden Ergebnisse kann nun in weiterer Folge davon ausgegangen werden, dass bei korrektem Input die ausgegebenen Daten die in der Realität auftretenden Effekte hinreichend genau beschreiben.

Als nächstes wird nun versucht die am Ende des Kapitels Turbulent-laminare Transzendenz aufgestellten Behauptungen bezüglich der Relevanz einer turbulenten Anströmung anhand eines 2D-Modells zu verifizieren.

#### 4.2.2 Simulation 2 – 4, turbulente Anströmung in einem laminaren bzw. transienten System

Um zu beweisen, dass die Strömungsform vor dem Eintritt in die Düse einen Effekt auf den danach entstehenden Freistrahler hat, sind mehrere Schritte notwendig.

Ausgehend von den Eckdaten der vorhergehenden Simulation wird nun in einem ersten Schritt der Massenstrom reduziert. Gemäß Kapitel 3.2 Freistrahler ist ein solcher mit hoher Wahrscheinlichkeit laminar, sollte die Reynoldszahl in der Öffnung unter 1500 fallen. Zur Sicherheit wird ein Wert bei  $Re^{24} \sim 1000$  angestrebt.

Weiters wird danach, in dieses Setup kurz, vor dem Eintritt in die Düsenmündung ein geometrisches Hindernis zur Generierung von Verwirbelungen eingebracht. Da der Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung bzw. zum turbulenten Freistrahler nicht bei stationären Bedingungen stattfinden wird, wird ab diesem Verfahrensschritt die Zeitabhängigkeit mitberücksichtigt.

<sup>24</sup> Charakteristische Länge ist auch hier wieder der hydraulische Durchmesser der Bohrung

#### 4.2.2.1 Laminarer Freistrah

Mit einer zu erzielenden Reynoldszahl von 1000 ergeben sich nachstehende neue Werte für die Simulation<sup>25</sup>:

Randbedingungen	
Inlet	
Druck	8000 Pa
Temperatur	573,15 K
Turbulenz	4,95 %
Massenstrom	0,00152188 $\frac{kg}{s}$
Outlet	
Gegendruck	1 Pa
Temperatur d. Rückströmung	500 K
Turbulenz d. Rückströmung	5,00%
Zusatzinformationen	
Referenzdruck	101325
Rechenmodell	Viscous-laminar
Zeit	konstant
Iterationszahl	5000

Tabelle 11: Randbedingungen Laminarer Freistrah

Diese Simulation lieferte jedoch für den vorliegenden Fall keine konvergente Lösung.

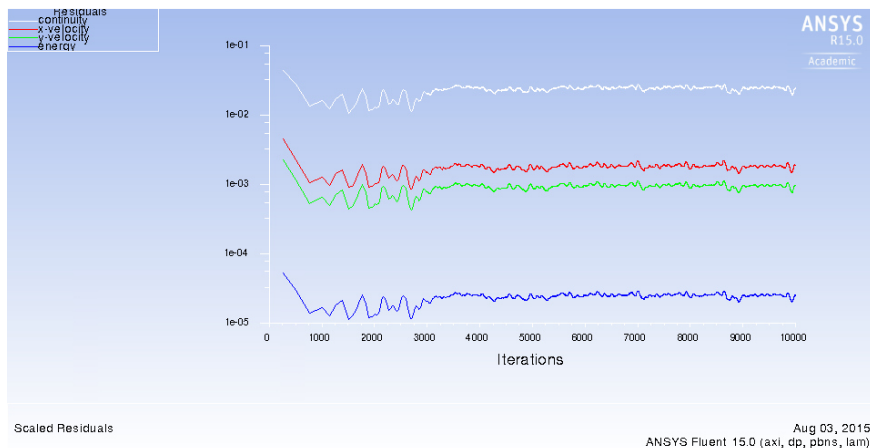


Abbildung 18: Nicht konvergente Lösung des Laminar-Viskosen Modells (Fall1)

Die Reynoldszahl wurde anschließend mit einer Schrittweite von 200 solange gesenkt bis eine stationäre, konvergente Lösung vorlag. Dies war bei einem Wert von 800 der Fall.

<sup>25</sup> Geänderte Werte in Gelb



Die Residuen nach Abschluss der Iterationen ergaben durchschnittlich Werte von  $10^{-6}$ .

Die Überprüfung der Ergebnisse stellt sich wie in Tabelle 12 dar.

Werte im Vergleich			
Bezeichnung	Wert (berechnet)	Wert (simuliert)	Abweichung
Massenbilanz	0,00012175	~0,00012175	4,1779e-10
Düsengeschwindigkeit	6,0396 m/s	6,6348 m/s	9,85 %
Druckverlust	16,81 Pa	13,69 Pa	22,8 %
Wurfweite für 6 m/s und $m = 0,03$	21,8 cm	$v_{\max}$ am Austritt (+20 cm)= 6,89 m/s	Unbekannt aber plausibel

Tabelle 12 Ergebnisvergleich Laminarer Freistrahler

Abbildung 19 zeigt die wesentlich höhere Eindringtiefe des entstehenden Freistrahls.

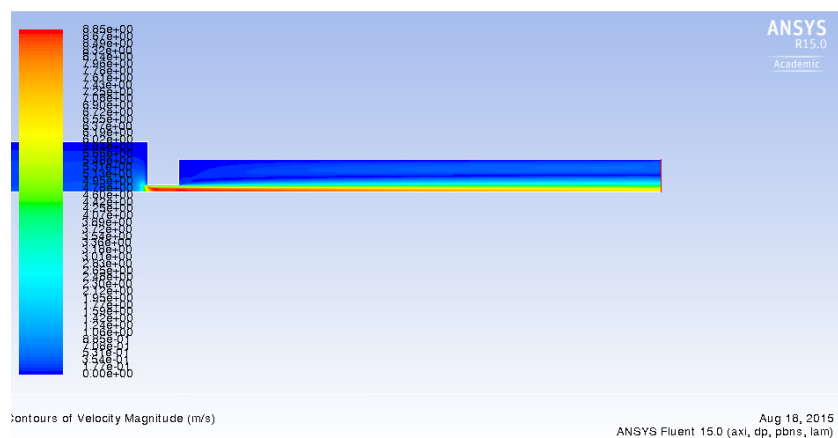


Abbildung 19 laminarer Freistrahler

Nachdem so ein passender Startpunkt ermittelt wurde, konnten die beiden darauf beruhenden transienten Simulationen konfiguriert werden.

## 4.2.2.2 Transiente Freistrahlen – Fall 1 – laminare Anströmung

Das erste Setup bildet den Fall laminarer Anströmung ab. Um alle auftretenden Effekte ausreichend darstellen zu können, war es notwendig folgende wesentliche Veränderungen am Rechenmodell vorzunehmen:

- Anwendung eines „Transition“-k-kl-omega-Modells (3 Gleichungen)
- Variabler Massenstrom am „Inlet“ mittels UDF<sup>26</sup>

Da das k-kl-omega-Modell der Standard für den transienten Fall ist, wird in dieser Arbeit auf eine nähere Erläuterung verzichtet. Es darf auf die entsprechende Fachliteratur bzw. den Ansys-Theory-Guide verwiesen werden.

Die Anwendung eines 3-Gleichungs-Modells ermöglicht sowohl die Berechnung von laminarem als auch turbulentem Strömungsverhalten. Erreicht wird dies durch Einführung einer weiteren Größe – der laminaren kinetischen Energie. Mit der Verwendung dieses Modells in Kombination mit einer schrittweisen Erhöhung des Massenstroms wird so versucht den Umschlag von der laminaren in die turbulente Strömungsform sichtbar zu machen.

Als Anhaltspunkt für die Abstufung der Massenströme diente wieder die Reynoldszahl an der engsten Stelle der Geometrie. Konkret wurden folgende Punkte gewählt:

Reynoldszahl	Massenstrom
800	0,00012175 kg/s
850	0,00012936 kg/s
950	0,00014457 kg/s

Um sicher zu stellen, dass nach Umstellung der Randbedingung die Lösung weiterhin stabil bleibt und eine ausreichende Genauigkeit erzielt, wurden die Stufen 1 bis 3 jeweils für 5 Sekunden konstant gehalten.

Die Laminare Kinetische Energie wurde hier auf 0 gesetzt, da einerseits von einem möglichst beruhigten Fluid am Einlass ausgegangen wird, andererseits spielen durch die 20 cm lange Rohrleitung zu Beginn des Rechengebietes Einlaufeffekte eine stark untergeordnete Rolle. Selbiges gilt in weiterer Folge für Fall 2. Die k-kl-omega-Modellkonstanten unverändert ge-

---

<sup>26</sup> User-Defined-Function

lassen. Tabelle 13 enthält hier wieder die Randbedingungen. Die geänderten Werte sind gelb markiert.

Randbedingungen	
Inlet	
Druck	8000 Pa
Temperatur	573,15 K
Turbulenz	4,95 %
Massenstrom	Variable gem. Abbildung 20
Outlet	
Gegendruck	1 Pa
Temperatur d. Rückströmung	500 K
Turbulenz d. Rückströmung	5,00%
Zusatzinformationen	
Referenzdruck	101325
Rechenmodell	k-kl- $\Omega$ -Modell
Zeit	Transient für 18,75 Sekunden 1 Schritt = 0,25 s
Iterationszahl	15000 (200 Iterationen x 75 Schritte)

Tabelle 13: Spezifikationen transiente Simulation Fall 1

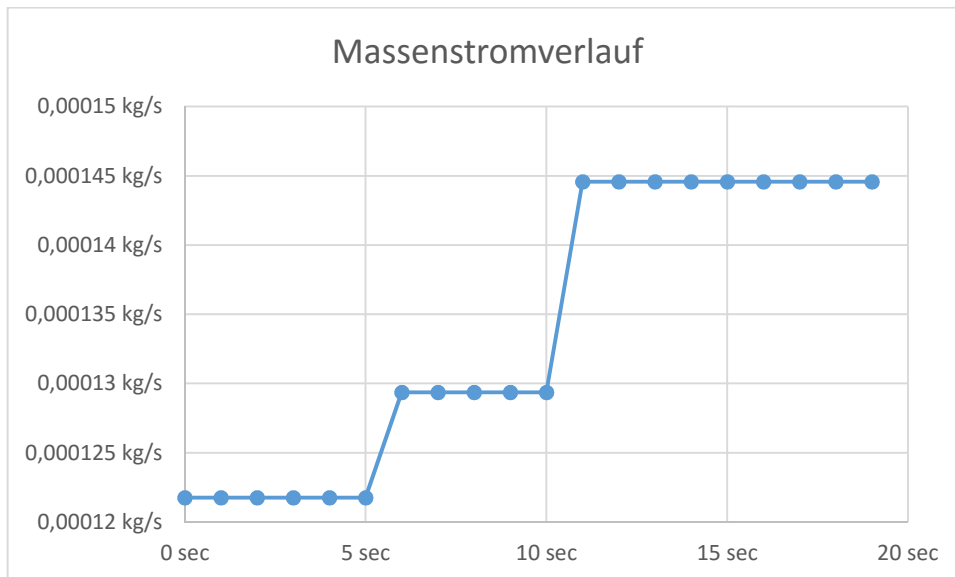


Abbildung 20: Massenstromverlauf transiente Simulation

Die Implementierung der benutzerdefinierten Funktion zur Abstufung der Massenstromrandbedingung gem. Abbildung 19 erfolgte durch verfassen einer Textdatei mit der in Abbildung 20 dargestellten If-Schleife und Abspeichern im Format \*.c.

```
UDF_massflow inlet.c (~/Documents/FLUENT) - gedit
File Edit View Search Tools Documents Help
Open Save Undo
UDF_massflow inlet.c
1 #include "udf.h"
2
3 DEFINE_PROFILE(inlet_mf,th,i)
4 {
5     face_t f;
6     begin_f_loop(f,th)
7     {
8         if(CURRENT_TIME <= 5.00)
9             F_PROFILE(f,th,i) = 0.00012175;
10        else if(CURRENT_TIME <=10.00 && CURRENT_TIME >5.00)
11            F_PROFILE(f,th,i) = 0.00012936;
12        else
13            F_PROFILE(f,th,i) = 0.000144578;
14    }
15    end_f_loop(f,th);
16 }
```

Abbildung 21: UDF\_massflow inlet

Damit die Funktion in Fluent verwendet werden kann, muss sie vorab „interpretiert“<sup>27</sup> werden. Erst danach kann in der Inlet-Boundary-condition, in der Dropdownliste des Feldes Mass-Flow-Rate, die Funktion anstelle des Wertes constant ausgewählt werden. Zu beachten ist dabei, dass eine nachträgliche Abänderung des Codes nicht automatisch in Fluent übernommen wird, sondern erst neu interpretiert werden muss.

Aufgrund der Zeitabhängigkeit aller auswertbaren Kenngrößen ist es notwendig diese an den dafür vorgesehenen Messstellen (Monitor 1 – 6) über die Dauer des virtuellen Versuchs auslesen zu lassen. Nur so können nach dessen Abschluss Aussagen über das zeitliche Verhalten der Strömung getroffen werden.

Es wurden dafür der Absolutdruck und die maximale Geschwindigkeit bzw. Geschwindigkeitsverteilung an den entsprechenden Flächen aufgenommen. Zusätzlich wurde eine „Custom-Field-Function“ zur Visualisierung der Bereiche erhöhter Turbulenz eingeführt – die lokale Reynoldszahl. Als maßgebende Länge zu deren Berechnung dient die y-Koordinate der betreffenden Zelle.

Nach Ablauf von 18,75 Sekunden Versuchszeit führt die Überprüfung der Ergebnisse zu den Werten in Tabelle 14 im Residuenbereich von durchschnittlich  $10^{-6}$ .

<sup>27</sup> Define → User Defined → Functions → Interpreted → Dateiname.c auswählen → interpret

Werte im Vergleich			
Bezeichnung	Wert (berechnet)	Wert (simuliert)	Abweichung
Massenbilanz	0,000144578 kg/s	~0,000144577 kg/s	8,440713e-10
Düsengeschwindigkeit	7,172 m/s	7,02 m/s	2,14%
Druckverlust	23,63 Pa	29,54 Pa	24,99 %
Wurfweite für 9 m/s und $m = 0,1$	5,18 cm	Bei Monitor +5, $v_{\max}=9,7\text{m/s}$	-

Tabelle 14: Ergebnisvergleich Fall 1 transienter Freistrah

Die Qualität der Daten ist somit ausreichend und kann für den Vergleich mit Fall 2 herangezogen werden.

#### 4.2.2.3 Fall 2 – turbulente Anströmung

Im Unterschied zu Fall 1 war es notwendig mit Hilfe eines Strömungshindernisses vor dem Eintritt in die Düse Turbulenzen zu erzeugen. Dazu wurde in einem Abstand von 4 cm vor selbiger eine 1 mm starke Kreisplatte angebracht. Die Umströmung ihrer scharfen Kanten sollte zu den gewünschten Verwirbelungen führen ohne dabei eine zu große Beschleunigung nach sich zu ziehen. Abbildung 22 zeigt die Dimension der Kreisplatte und deren Position. Das Rechengebiet umfasst jedoch nach wie vor nur die Hälfte der dargestellten Geometrie. Die Auflösung wurde auf 17241 Zellen erhöht.

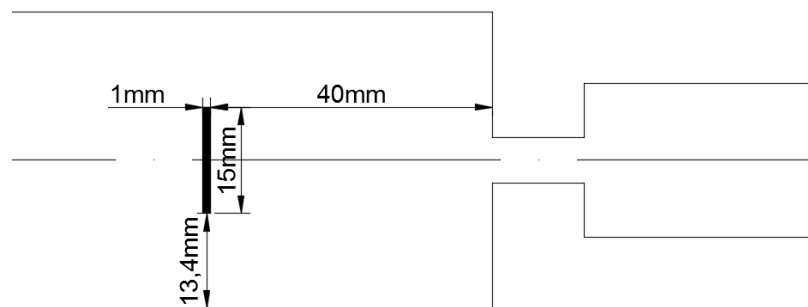


Abbildung 22: Kreisplatte vor Düse

Die zu erwartenden Werte für die Düsenströmung sollten sich also nur minimal ändern, die Eindringtiefe und Gestalt des Freistrahls jedoch drastisch. Die Randbedingungen wurden dazu wie folgt angepasst:

<b>Randbedingungen</b>	
<b>Inlet</b>	
Druck	8000 Pa
Temperatur	573,15 K
Turbulenz	4,95 %
Massenstrom	Variable gem. Abbildung 20
<b>Outlet</b>	
Gegendruck	1 Pa
Temperatur d. Rückströmung	500 K
Turbulenz d. Rückströmung	5,00%
<b>Zusatzinformationen</b>	
Referenzdruck	101325
Rechenmodell	k-kl- $\Omega$ -Modell
Zeit	Transient für 18,75 Sekunden 1 Schritt = 0,25 s
Iterationszahl	22500 (300 Iterationen x 75 Schritte)

Tabelle 15: Spezifikationen transiente Simulation Fall 2

Nach Ablauf von 18,75 Sekunden Versuchszeit führt die Überprüfung der Ergebnisse zu den Werten in Tabelle 16 mit Residuen im Bereich von  $10^{-10}$ .

<b>Werte im Vergleich</b>			
<b>Bezeichnung</b>	<b>Wert (berechnet)</b>	<b>Wert (simuliert)</b>	<b>Abweichung</b>
Massenbilanz	0,000144578	~0,000144578	3,736628e-12
Düsengeschwindigkeit	7,1720037 m/s	7,358017 m/s	2,53 %
Druckverlust	23,633 Pa	31,28 Pa	32,36 %
Wurfweite für 6 m/s und $m = 0,12$	6,47 cm	6,3 cm	2,6%

Tabelle 16: Ergebnisvergleich Fall 2 transienter Freistrah

Auch diese Gegenüberstellung zeigt, dass die Resultate plausibel und akkurat sind. Es folgt der Vergleich mit Fall 1 vor dem Hintergrund der im theoretischen Teil aufgestellten Behauptungen.

#### 4.2.2.4 Vergleich Fall 1 & 2

Wie in Tabelle 17 (2. Spalte) ersichtlich ist, bildet sich im ersten Fall bei Beaufschlagung der Düse mit  $\dot{m}_1$  innerhalb 3,5 Sekunden nach Beginn der Simulation der erwartete laminare Freistrah aus. Dieser stimmt in seinen Charakteristika mit jenem in Abbildung 14 (Contourplot – Turbulenter Freistrah) überein.

Nach weiteren 2 Sekunden und der Erhöhung des Massenstromes auf  $\dot{m}_2$  sind bereits die ersten Anzeichen des Umschlags zur turbulenten Strömung zu erkennen. Die Länge des Strahls nimmt merklich ab. Es kommt zur Erweiterung des Strahlkegels hin zu der für den turbulenten Freistrah typischen Form mit  $\vartheta \sim 24^\circ$ .

Dieser Trend setzt sich mit der Zeit fort und resultiert in dem nach 18,75 Sekunden entstandenen vollständig turbulenten Strahl.

Die 3. Spalte von Tabelle 17 zeigt jedoch ein gänzlich anderes Bild: Wie zu erwarten war, kommt es durch die installierte Kreisscheibe zu einer Umlenkung der Strömung nach beiden Seiten und zur Bildung von Verwirbelungen sowie Totwassergebieten auf ihrer Rückseite. Wie der zeitliche Verlauf der Geschwindigkeitsverteilung zeigt, verhindert dies von Beginn an über die gesamte Dauer der Untersuchung die Bildung eines laminaren Freistrahls. Dabei ändern sich die Parameter der Strömung in der Düse zu keinem Zeitpunkt relativ zu Fall 1 gesehen. Dies illustrieren die Abbildungen 16 und 17 am Beispiel der maximalen Geschwindigkeit am Eintritt der Öffnung.

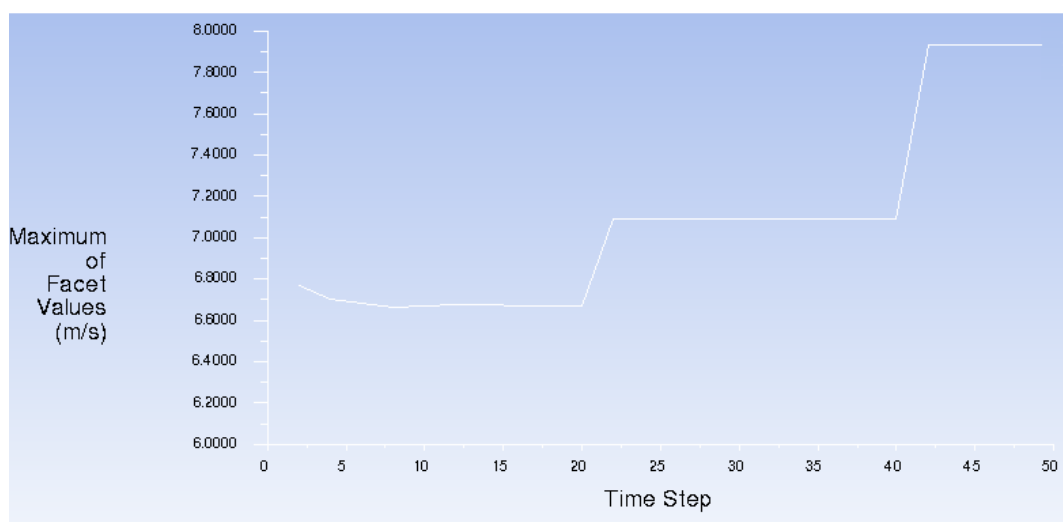


Abbildung 23:  $v_{max}/t$  am Eintritt i.d.Düse Fall 1

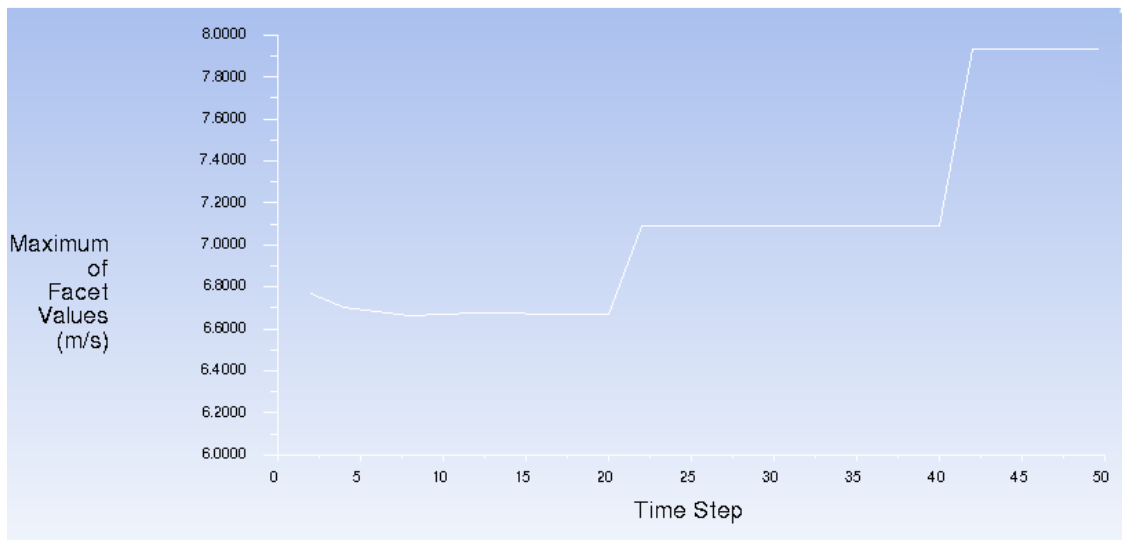


Abbildung 24:  $v_{max}/t$  am Eintritt i.d.Düse Fall 2

Des Weiteren deutet der geringfügig gesteigerte Druckverlust auf ein akkurates Simulationsergebnis hin. Dieser muss aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten zum Großteil von der Strömungsform, nicht jedoch der Kreisplatte verursacht werden.

Interessant ist außerdem, dass bei  $\dot{m}_2$  von 5,5 bis 9,75 Sekunden die größte Wurfweite erzielt wird. Die Steigerung auf  $\dot{m}_3$  führt hingegen wieder zu einem Rückgang. Die Ergründung der Bildung dieses lokalen Maximums könnte durch eine feinere Abstufung des variablen Massenstroms und längere Verweildauern näher untersucht bzw. diskretisiert werden. Dies übersteigt jedoch den Rahmen dieser Arbeit.

Die gewonnen Erkenntnisse unterstützen in jeder Hinsicht die Behauptungen 1. und 2. aus dem theoretischen Teil (Kapitel 3.5 – Transzendenz). Der kritische Bereich der Reynoldszahl liegt für die vorliegende Geometrie zwischen 800 und 1000. In diesem Intervall und vermutlich auch noch knapp darunter hat die eingebrachte Störung den prognostizierten Einfluss. Um sicher zu stellen, dass auch der dritte Punkt zutrifft, wird zusätzlich zur knappen Dimensionierung der Versorgungsleitung auch ihr Übergang in die Windbox in einer Form ausgeführt, welche die Bildung von Turbulenz begünstigt. Dies wird durch die geeignete Wahl eines, normgerechten Reduzierstücks erreicht, das durch seinen Öffnungswinkel diffusiv auf die Strömung wirkt.

Da nun alle Möglichkeiten der 2D-Simulationen ausgeschöpft wurden, wird im nächsten Kapitel die Dimensionierung der Luftleitungen für die Versuchsanlage thematisiert.



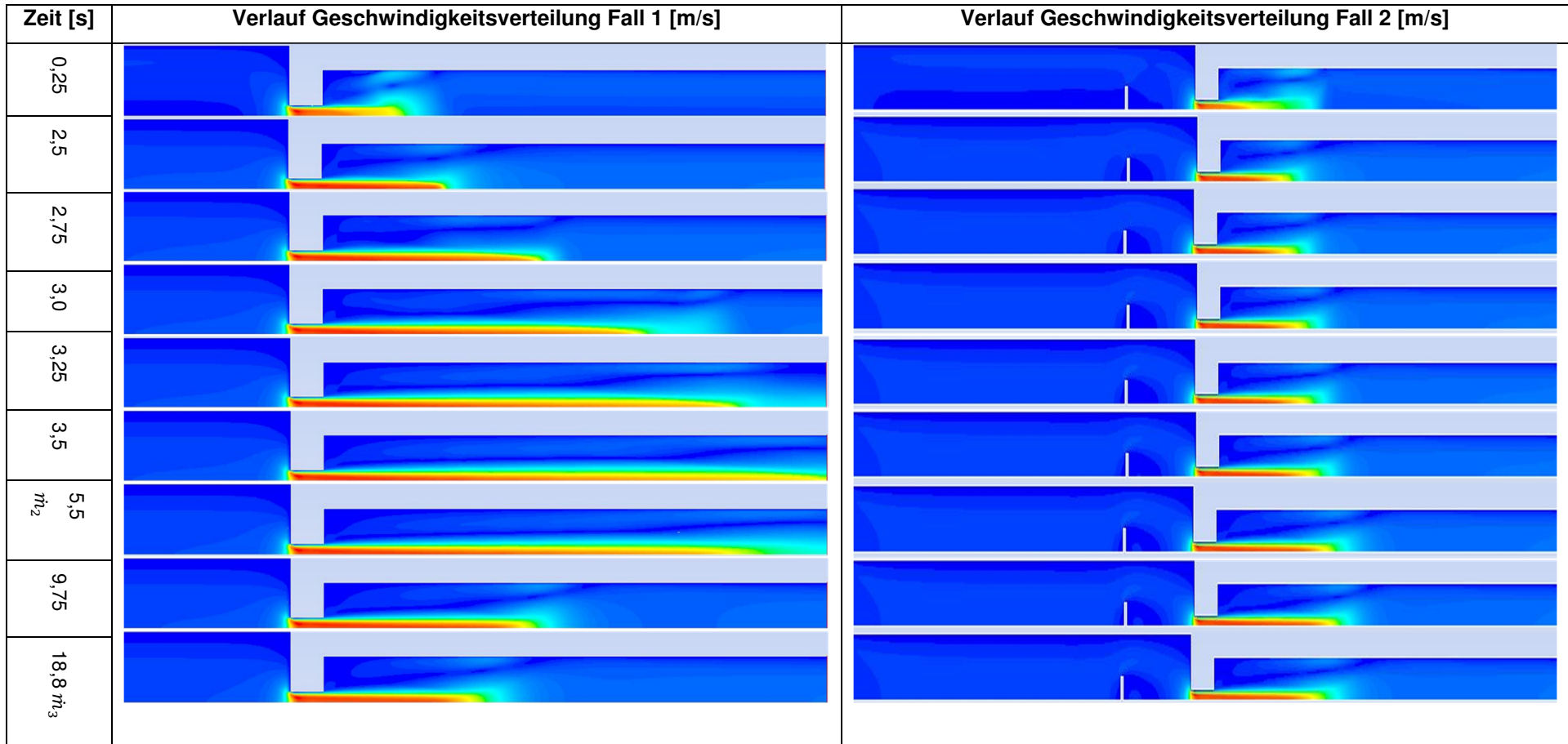
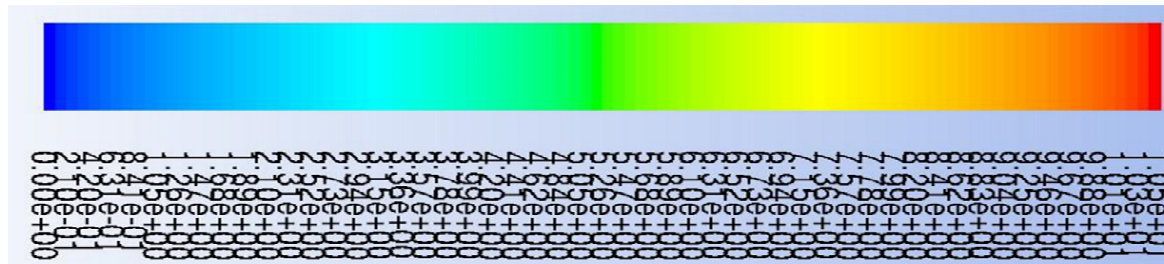


Tabelle 17 Vergleich der beiden transienten Fälle



### **4.3 Dimensionierung Luftversorgung Versuchsanlage**

Bevor nun die 3D-Simulation der Versuchsanlage durchgeführt werden kann, müssen die restlichen Anlagenteile, basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen aus den 2D-Simulationen, ausgelegt werden.

Auch hier wurden die Fälle mit 70°C und 300°C betrachtet. Genauer erläutert wird jedoch nur der 300°C-Fall, da sowohl bei der Berechnung als auch bei der Simulation kein ablaufrelevanter Unterschied besteht. Die Ergebnisse sind gesammelt in den Excel-Datenblättern im Anhang angeführt.

Als Berechnungsbasis für die Düse wurde hier eine etwas weniger konservative Geschwindigkeit von ~45 m/s von der Projektleitung vorgegeben.

Entsprechend ergaben sich nachstehende Abmessungen und Kennwerte für die einzelnen Komponenten. Dabei ist anzumerken, dass der Massenstrom am Inlet natürlich zu verdoppeln war um 2 Kammern, gem. Abbildung 7 (Abgrenzung Versuchsanlage), gleichmäßig zu versorgen.

#### **4.3.1 Versorgungsleitung**

Die Versorgungsleitung wurde in DN 20 ausgeführt. Das bedeutet einen Innendurchmesser von 21,6 mm, eine Strömungsgeschwindigkeit von 13,61 m/s und somit eine Reynoldszahl von 5991,13. Für die turbulente Randbedingung wurde eine Turbulenzintensität von 5,39 % gem. (14) berechnet.

#### **4.3.2 Windbox**

Als Windbox wird die gegenüber der Versorgungsleitung größere Leitung bezeichnet, die den Massenstrom auf die zwei separaten Düsen des Wärmetauschers aufteilen. Die Dimension hier ist DN 25 → DI 27,2 mm und daraus folgend  $w = 8,58 \text{ m/s} \rightarrow \text{Re} = 4757,67$ .

### **4.3.3 Anbindung Düsenboden**

Dieses kurze Stück Leitung ist um zwei Nennweiten vergrößert und dient zur diffusen Verzögerung der Strömung vor dem Eintritt in die Düse. Die Abmessungen sind – DN 40 → DI 41,8 mm mit  $w = 1,82 \text{ m/s} \rightarrow Re = 799,9$ .

### **4.3.4 Düse**

In der Düse selbst wird eine Geschwindigkeit von 49,61 m/s mit  $Re = 10110,04$  erreicht. Diese Werte garantieren schon vorab die Bildung eines turbulenten Freistrahls. Um aber die Wurfweite dieses Strahls zu minimieren, werden statt einer Öffnung 4 in die als Blindflansch DN 40 PN40 Typ B gem. EN 1092-1 ausgeführte Blende gebohrt. Der Lochkreisdurchmesser betrug dabei 24 mm. Dies reduziert die prognostizierte Eindringtiefe auf  $\frac{1}{4}$ . Der Effekt des Druckverlustes sollte davon unbeeinflusst bleiben. Fertigungszeichnung liegt im Anhang bei.

## **4.4 3D-Simulation Versuchsanlage**

In diesem Abschnitt wird die Durchführung der 3D-Simulation der Versuchsanlage beschrieben. Ziel dabei war es die prognostizierte Freistrahlen zu visualisieren und den Regeleffekt der Düsen zu quantifizieren.

### **4.4.1 Modellierung**

Zur Modellierung der Versuchsanlage wurde zuerst eine 3D-Skizze des zu durchströmenden Volumens mit Hilfe von Autodesk-Inventor angefertigt (Abbildung 24). Das Rechengebiet umfasst, ausgehend vom T-Stück am Übergang der Versorgungsleitung zur Windbox, die Anbindung der Düsenblenden, die Düsenbox selbst, den Sinterboden und 2,5 cm der darüber liegenden Wirbelschicht inklusive Sandinventar.

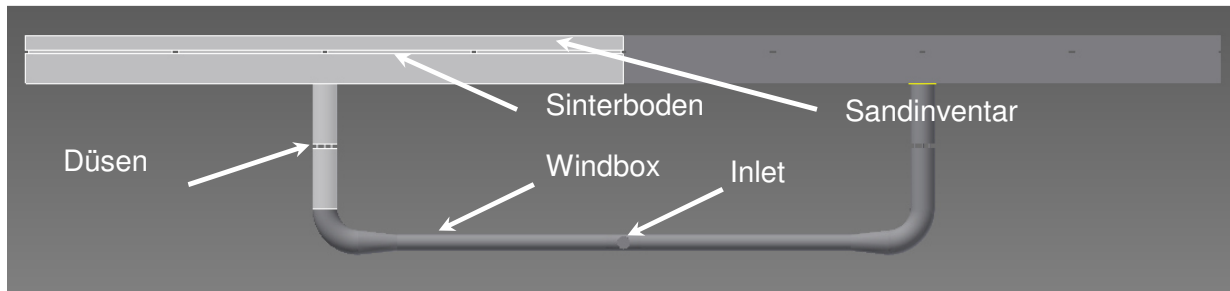


Abbildung 25: Skizze Rechenmodell Versuchsanlage

Die Höhe der Düsenbox beträgt lediglich 5 cm. Dies ist damit zu begründen, dass die hohen Geschwindigkeiten des Freistrahls mit hoher Wahrscheinlichkeit bereits in der davor liegenden Rohrleitung abgeklungen sein werden. Ein negativer Einfluss auf den Sinterboden ist nicht zu erwarten.

Der hydraulische Durchmesser für den rechteckigen Querschnitt am Austritt wurde gem.  $D_h = 2 * \frac{a_0 * b_0}{a_0 + b_0}$  berechnet. Dabei sind  $a_0$  und  $b_0$  die Seitenlängen.

Zur Überprüfung des Regeleffektes der Düsen wurde die Dicke der Sintermetallplatten von 3mm in der linken Box auf 10 mm in der rechten geändert. Versuche ein Druckverlustgefälle anhand der Permeabilität der einzelnen Sinterplatten (porous jump 1-8) einzustellen scheiterten an der dadurch erzeugten Instabilität des Rechenmodells. Es kam wiederholt zur Umkehrung der Strömungsrichtung und daraus folgend zu einer Divergenz in Temperatur-, Druck und danach allen anderen Gleichungslösern.

#### 4.4.2 Vernetzung

Verglichen mit der Erstellung eines 2D-Netzes stellt ein 3D-Gitter einen ungleich höheren Aufwand dar. Es wird nun, ergänzend zum Theorieteil, auf die wichtigsten Schritte anhand der gewählten Vorgangsweise eingegangen. Zusätzlich werden die wichtigsten Unterschiede zum 2D-Fall herausgestrichen.

Da hier die Geometrie im Gegensatz zur 2D-Simulation extern erzeugt und dann eigengelesen wird, ist der erste Schritt danach das Bearbeiten der von ICEM interpretierten Daten. Auf die Festlegung des Ursprungs bei  $x=y=z=0$  kann in diesem Modus verzichtet werden.

Um maximale Flexibilität bei der späteren Definition der Netzauflösung zu behalten, ohne dabei die Übersicht zu verlieren, ist es von Vorteil folgende Grundsätze einzuhalten:

- Alle Messflächen separat angeben und anschließend zusammenfassen
- Übergang zwischen Bauteilen immer durch eigene Flächen abgrenzen
- Alle Parts eines Bauteils zu einer Assembly zusammenfassen

*Anmerkung*

*Die Abgrenzung der Bauteile durch Flächen macht es notwendig auch alle Volumina (Body) eigens anzugeben<sup>28</sup>.*

Nach Generierung des Netzes bedarf es noch einer automatischen Iteration von Glättungen, hier 20 pro Element mit einem Zielwert von 0,5. So werden die Größenverhältnisse und die Anordnung ungünstiger Elemente zur Qualitätssteigerung geändert.

Das Ergebnis dieses Vorganges liefert ein Gitter mit 7.914.125 Tetraeder-Zellen folgender Zusammensetzung:

0,3 – 0,35	8 Elemente
0,35 – 0,4	50 Elemente
0,4 – 0,45	547 Elemente
0,45 – 1	7.913.520 Elemente

Das bedeutet einen ausreichend guten Durchschnittswert von 0,767. Man kann also erkennen, dass bei einer ~100fach gesteigerten Zahl an Zellen die Netzoptimierung einen ungleich höheren Stellenwert einnimmt.

---

<sup>28</sup> Body → Create Body → Centeroid of 2 Points → apply

#### 4.4.3 Simulation 5 – Luftversorgung Versuchsanlage

Darauf aufbauend konnte der in Tabelle 18 dargestellte Fall in Fluent erstellt werden.

Randbedingungen	
Inlet	
Druck	131325 Pa
Temperatur	573,15 K
Turbulenz	5,55 %
Massenstrom	0,003029906
Outlet	
Gegendruck	101325 Pa
Temperatur d. Rückströmung	500 K
Turbulenz d. Rückströmung	5,00%
Zusatzinformationen	
Referenzdruck	0
Rechenmodell	k-ε-Modell
Zeit	konstant
Iterationszahl	1000

Tabelle 18: 3D-Simulation Versuchsanlage

#### 4.4.4 Ergebnisse 3D-Simulation

Die Überprüfung der Ergebnisse dieser Simulation stellt sich wie in Tabelle 19 dar. Die Residuen betragen durchschnittlich  $10^{-4}$ .

Werte im Vergleich			
Bezeichnung	Wert (berechnet)	Wert (simuliert)	Abweichung
Massenbilanz	0,003029906 kg/s	0,0014248846 kg/s rechts 0,0015381665 kg/s links	6,6855e-05
Düsengeschwindigkeit	49,61 m/s	Ø 46,24884 m/s Düsen links Ø 46,32740 m/s Düsen rechts	6,78% 6,62%
Druckverlust	10,02 mbar/Düse	12,30 mbar Düse links 12,41 mbar Düse links	22,75 % 23,85 %

Tabelle 19: Ergebnisse 3D Simulation

Wie die Werte in Tabelle 19 zeigen ist auch diese Simulation verglichen mit den 2D Varianten bzgl. der Wertabweichung ähnlich genau. Dies ist erwähnenswert, da sich das Konvergenzverhalten und in weiterer Folge auch die Residuen um mehrere Magnituden ( $\text{Ø}10^3$ ) unterscheiden. Daraus ist zu schließen, dass es ab einer Genauigkeit von etwa  $10^{-4}$  kaum noch zu einer Verbesserung der Ergebnisse kommt.

Wie in den Abbildungen 25 und 26 illustriert, hat die Strömungsverteilung auf 4 Düsen den gewünschten Effekt. Es ist zu bemerken, dass es in den Randbereichen und zwischen den Freistrahlen zur Bildung von Zirkulation kommt. Durch diese Verwirbelungen wird die Eindringtiefe zusätzlich verringert.

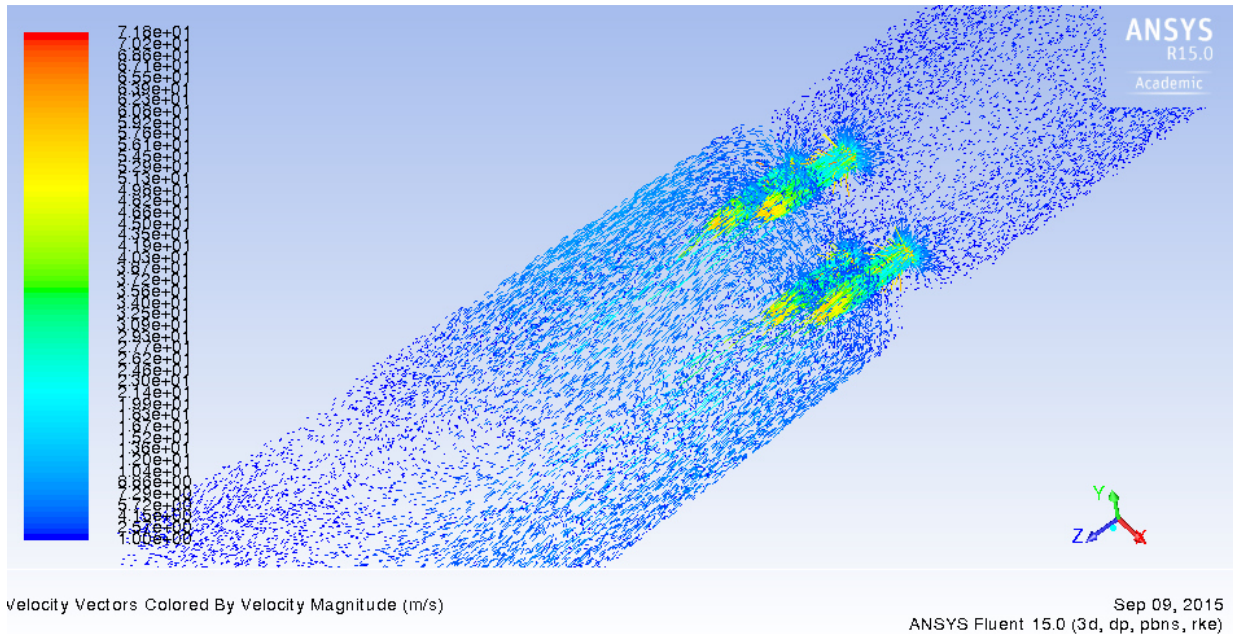


Abbildung 26: Geschwindigkeitsvektoren der Düsenströmung

Unter Berücksichtigung der Rohrleitungslänge von 10 cm nach der Düsenblende ist zu erkennen, dass sich die Einflusslänge der Freistrahlen auf ca. 5 cm beschränkt. Ein Effekt auf den Sinterboden ist somit zu jedem Zeitpunkt ausgeschlossen.

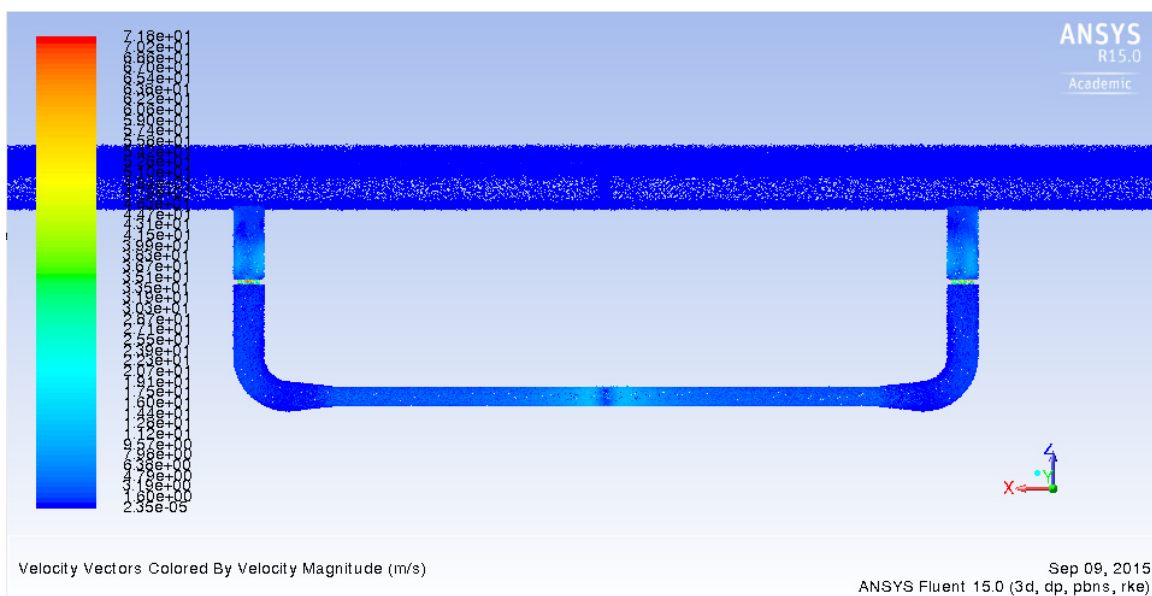


Abbildung 27: Geschwindigkeitsvektoren im gesamten Rechengebiet

Die unterschiedliche Stärke der Sintermetallplatten hatte, wie die Düsengeschwindigkeiten (Tabelle 19 –Ergebnisse 3D-Simulation) zeigen, keinen Einfluss auf das Gleichgewicht der beiden Kammern. Der Regeleffekt konnte somit nicht beobachtet werden.

## 4.5 Konstruktion

Aufbauend auf der von meinem Kollegen Martin Hämmerle angefertigten Konstruktionszeichnung der Versuchsanlage wurde die Luftversorgung entworfen. Als oberste Prämisse galt hier, abgesehen von der Umsetzung der Forderungen aus Simulation und Berechnung, die Erreichung eines hohen Kompaktheitsgrades der Anlage.

Daher führen die Rohrleitungen unter - beziehungsweise knapp neben - dem Wärmetauschergehäuse vorbei. Aufgrund des Prototypencharakters der Anlage erfolgt das Umschalten zwischen Anlauf- und Betriebszustand per Hand mit Hilfe der beiden stirnseitig situierten Absperrventile.

Abbildung 28 zeigt jenen Ausschnitt der isometrischen Ansicht, der zeigt, wie die Geometrie im Unterschied zur Simulation verändert bzw. erweitert wurde. Die Versorgung erfolgt von einem externen Kompressorgebläse aus über eine DN 25 Leitung.

Je nach Stellung der beiden Handabsperrentile wird eine der beiden Düsenpaarungen mit dem Fluid beaufschlagt. Die Rohrleitung wurde dabei so verlegt, dass die Anströmung immer symmetrisch verläuft. So soll eine Einflussnahme unterschiedlich langer Rohre auf die Düsen vermieden werden.

Geändert ist auch die Anordnung der Bauteile vor der Blende. Sie ist nun nicht mehr Reduzierung → 90° Bogen → Düse sondern, 90° Bogen → Reduzierung → 45° Bogen → Düse. Diese Notwendigkeit ergibt sich aus der Stützkonstruktion des Wärmetauschers.

Außerdem wurden zur Anbringung von Druck und Temperaturmessungen 5 T-Stücke vorgesehen, von denen hier 4 zu sehen sind. Das letzte befindet sich der oberen Sammelleitung des Rücklaufes.

Die vollständige Entwurfszeichnung befindet sich im Anhang.



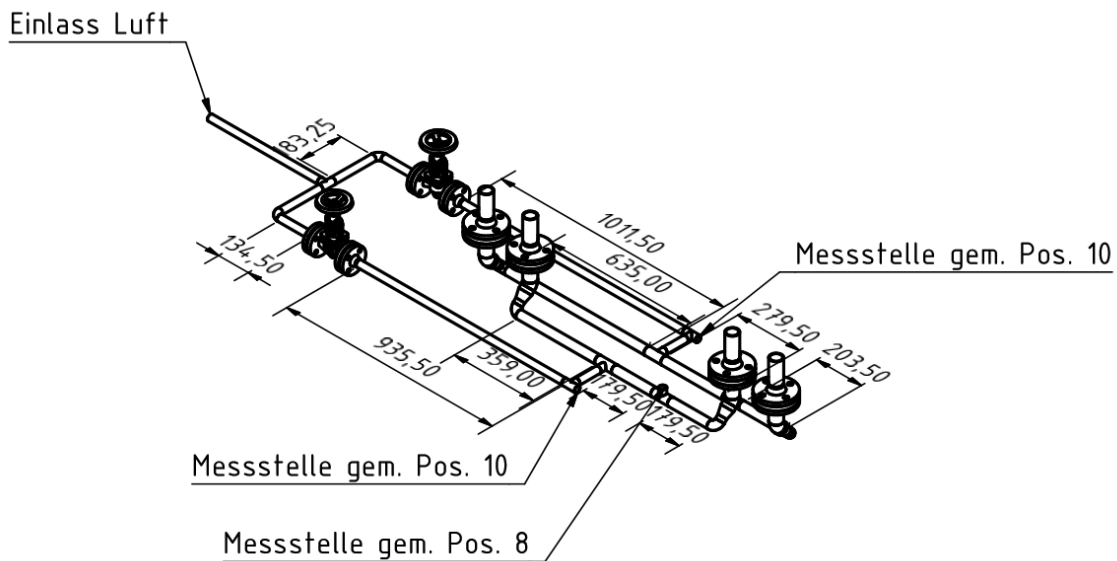


Abbildung 28 3D-Ansicht Luftversorgung

Für die Versuchsdurchführung wurden alle Rohrleitungen zur Minimierung der Wärmeverluste isoliert. Dabei kamen Glaswolle und Metallfolie zum Einsatz.

In Summe ergab sich die im Anhang beigefügte Stückliste für die Bestellung bei einem lokalen Stahlbau-Unternehmen.

*Anmerkung:*

*Die Menge der T-Stücke (Pos. 10) und Flansche (Pos.15) wurde erhöht bzw. ergänzt um eventuelle Bedarfsfälle im weiteren Verlauf des Projektes abdecken zu können.*

## 4.6 Messungen

Um reale Vergleichswerte für die berechneten Größen, insbesondere den Druckverlust, zu erhalten, sollten Messungen an der fertigen Versuchsanlage durchgeführt werden. Da es nach einer ersten Probemessung jedoch zu einem Unfall im Labor und in dessen Folge zu einem schweren Brand kam, konnten keine brauchbaren Ergebnisse abgenommen werden.

## 5. Zusammenfassung/Conclusio

Nach Abschluss aller Berechnungen und Simulationen hat sich gezeigt, dass sowohl das empirische Formelwerk nach Idelchik, als auch das Softwarepaket von Ansys sehr gut für die hier betrachteten Anwendungsfälle geeignet waren.

Es konnte ermittelt werden, wie eine turbulente Anströmung, bereits bei sehr niedrigen Reynoldszahlen, die Bildung eines Freistrahls beeinflusst. Je nach Verwirbelung der Strömung vor der Düse kann das Entstehen eines laminaren Freistrahls behindert werden. Dieser Umstand würde eine noch kompaktere Bauweise als die hier gewählte ermöglichen. Eine Tatsache die vor allem in einer späteren großtechnischen Umsetzung wesentliche Vorteile bieten könnte.

Die 3D Modellierung der Versuchsanlage hat zwar die Entscheidung zur Verwendung einer 4-Loch-Düse bestätigt, der Regeleffekt auf das Sandbettniveau war jedoch nicht zu identifizieren. Dazu müsste meiner Meinung nach die poröse Zone über dem Sinterboden in Bereiche alle 10 cm gegliedert werden. Die Kombination mit der Ergänzung der Abluftleitung sollte schlussendlich zum Ziel führen.

Zur endgültigen Überprüfung aller Ergebnisse wären Messungen unter realen Bedingungen äußerst wünschenswert gewesen. Diese könnten die aufgestellten Thesen verifizieren und so für alle weiteren Anwendungen dieses Konzeptes nutzbar machen.

Abschließend hoffe ich mit dieser Arbeit einen wertvollen Beitrag am SandTES Projekt geleistet zu haben und so weiterführende Untersuchungen auf diesem Gebiet anzuregen.

## 6. Literaturverzeichnis

1. Unterlagen zur Vorlesung Wirbelschichttechnik – Hermann Hofbauer 6. Auflage
2. Technische Fluidmechanik Herbert Sigloch – 6. Auflage
3. Handbook of Hydraulic Resistance – Coefficients of Local Resistance and of Friction - I.E. Idel'chik - Jaico Publishing House; Auflage: 3, 2008
4. Physics Reports 460 (2008) 245–275, Chaotic transients in spatially extended systems; Tamás Téla,\*, Ying-Cheng Laib
5. PHYSICAL REVIEW LETTERS; PRL 96, 094501 (2006); “Decay of Turbulence in Pipe Flow”; Peixinho & Mullin
6. PHYSICAL REVIEW LETTERS; PRL 101, 214501 (2008) ; “Repeller or Attractor? Selecting the Dynamical Model for the Onset of Turbulence in Pipe Flow”; Björn Hof, Alberto de Lozar, Dirk Jan Kuik and Jerry Westerweel
7. An Introduction To Turbulence, Paul A. Libby
8. ANSYS Fluent User's Guide, Release 15.0 November 2013 ANSYS INC, Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317
9. ICEM CFD User Manual, Release 14.5 October 2012, ANSYS INC, Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317
1. Technische Strömungsmechanik – Theorie und Praxis , Wolfgang Kümmel, B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2007
2. VDI-Wärmeatlas, D 2013 , ISBN978-3-642-19980-6, D2 Stoffwerte von bedeutenden reinen Fluiden Springer Berlin Heidelberg 2013-01-01
3. DIN 2527 Blindflansche - Nenndruck 6 bis 100, 1972-04-00
4. DIN EN 10253-2 Formstücke zum Einschweißen; Stahlrohre; 2008-09-00

5. DIN EN 10253-4 Formstücke zum Einschweißen; T-Stücke; Verminderter Ausnutzungsgrad 2008-06-00
6. DIN EN 1092-1, Flansche und ihre Verbindungen - Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehör - Teil 1: Stahlflansche, nach PN bezeichnet; 2013-04-00
7. DIN EN 10220, Nahtlose und geschweißte Stahlrohre - Allgemeine Tabellen für Maße und längenbezogene Masse; 2003-03-00

## 7.            **Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1: Prinzipskizze Fließbettkühler .....	2
Abbildung 2 Strömung durch eine kreisrunde Düse gem. Idelchick .....	8
Abbildung 3: Prinzipskizze Freistrahler .....	10
Abbildung 4: Versuchsaufbau von Hof et al 2008 .....	15
Abbildung 5: Funktionsmenü ICEM CFD .....	19
Abbildung 6: Strukturen eines turbulenten Freistrahls (Bild 10.1 – Technische Strömungsmechanik).....	25
Abbildung 7: Abgrenzung Versuchsanlage .....	30
Abbildung 8: Skizze Sinterboden – 4 Stk. Sintermetallplatten auf Stahlrahmen .....	30
Abbildung 9 Abhängigkeit $\tau$ & $L/d_h$ gem. Idelchick (4-12) .....	32
Abbildung 10: Skizze achsensymmetrisches Modell.....	34
Abbildung 11: Geometrieabmessungen Simulation 1 .....	35
Abbildung 12 Geometrie (oben) und Netz (unten) vor Export .....	37
Abbildung 13: Beispiel – Report – Mesh check.....	38
Abbildung 14: Ausgabe der Massenbilanz.....	39
Abbildung 15 Contourplot – Geschwindigkeitsverteilung .....	39
Abbildung 16 Absolut Druck über x-Koordinate .....	40
Abbildung 17: Kontrollebenen 2D-Simulation .....	41
Abbildung 18: Nicht konvergente Lösung des Laminar-Viskosen Modells (Fall1) .....	42
Abbildung 19 laminarer Freistrahler .....	43
Abbildung 20: Massenstromverlauf transiente Simulation.....	45
Abbildung 21: UDF_massflow inlet .....	46
Abbildung 22: Kreisplatte vor Düse.....	47
Abbildung 23: $v_{max}/t$ am Eintritt i.d.Düse Fall 1 .....	49
Abbildung 24: $v_{max}/t$ am Eintritt i.d.Düse Fall 2 .....	50
Abbildung 25: Skizze Rechenmodell Versuchsanlage .....	54
Abbildung 26: Geschwindigkeitsvektoren der Düsenströmung .....	57
Abbildung 27: Geschwindigkeitsvektoren im gesamten Rechengebiet .....	57
Abbildung 28 3D-Ansicht Luftversorgung.....	59

## 8. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Formelzeichen Wirbelschicht .....	4
Tabelle 2: Formelzeichen Druckverlust Düse .....	7
Tabelle 3: Formelzeichen Freistrahl.....	11
Tabelle 4: Formelzeichen Transzendenz.....	13
Tabelle 5: Formelzeichen k-epsilon .....	24
Tabelle 6: Formelzeichen Porosität .....	27
Tabelle 7 Stoffwerte Sand .....	31
Tabelle 8 Stoffwerte Luft.....	31
Tabelle 9 Ausgangswerte Düsendimensionierung .....	33
Tabelle 10 2D-Düse 1, Ø 6,5 mm .....	36
Tabelle 11: Randbedingungen Laminarer Freistrahl .....	42
Tabelle 12 Ergebnisvergleich Laminarer Freistrahl.....	43
Tabelle 13: Spezifikationen transiente Simulation Fall 1 .....	45
Tabelle 14: Ergebnisvergleich Fall 1 transienter Freistrahl .....	47
Tabelle 15: Spezifikationen transiente Simulation Fall 2 .....	48
Tabelle 16: Ergebnisvergleich Fall 2 transienter Freistrahl .....	48
Tabelle 17 Vergleich der beiden transienten Fälle .....	51
Tabelle 18: 3D-Simulation Versuchsanlage.....	56
Tabelle 19: Ergebnisse 3D Simulation.....	56

## 9. Anhang

### 9.1 Stückliste Luftversorgung

Ps.Nr.	Bezeichnung	Dimension	Stück
3	DIN 2605 45 Grad Schenkelrohrtyp 2	48.3 x 2.6	4
4	DIN 2605 90 Grad Schenkelrohrtyp 2	26.9 - 2.3	6
5	DIN 2605 90 Grad Schenkelrohrtyp 2	33.7 - 2.6	4
6	DIN 2605 90 Grad Schenkelrohrtyp 2	48.3 - 2.6	4
7	DIN 2615-1 Reduzierendes T-Profil	33.7 x 2.6 - 26.9 x 2.3	4
8	DIN 2615-1 Reduzierendes T-Profil	48.3 x 2.6 - 33.7 x 2.6	1
9	DIN 2615-1 T-Profil	48.3 x 2.6	4
10	DIN 2615-1 T-Profil	26.9 x 2.3	15
11	DIN 2616 Konzentrisches Reduzierstück (K)	48.3 x 2.6 - 33.7 x 2.6	4
12	DIN 2616 Konzentrisches Reduzierstück (K)	48.3 x 2.6 - 26.9 x 2.3	1
13	DIN 2633 schweißhalsflansch Typ C Serie 1 (ISO) - PN 16	20 x 26.9	4
14	DIN 2633 schweißhalsflansch Typ C Serie 1 (ISO) - PN 16	40 x 48.3	8
15	DIN 2631 schweißhalsflansch Typ C Serie 1 (ISO) - PN 6	100 x 114,3	4
16	DIN EN 10220-1 - 26,9 x 2,3	26,9 x 2,3	15,0 m
17	DIN EN 10220-1 - 33,7 x 2,6	33,7 x 2,6	3,0 m
18	DIN EN 10220-1 - 48,3 x 2,6	48,3 x 2,6	3,0 m
19	DIN EN 10220-1 - 114,3 x 3,6	114,3 x 3,6	1,0 m

## **9.2 Berechnungsblätter, Skizzen etc.**

Um die Umwelt zu schonen und Papier zu sparen sind alle restlichen Anhänge nur in digitaler Form beigelegt.