



**INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK**
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Numerische Strömungssimulation und Optimierung eines drallbasierten Massenkraftabscheiders

unter der Leitung von

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak
E302 - Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität Wien
zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

Franz Haller, BSc



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit 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 diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, Dezember 2022

.....
(Ing. Vorname Nachname, BSc)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich ganz herzlich bei allen bedanken, die mich bei der Abfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Mein größter Dank gilt dabei meinem Betreuer und Mentor Dr. Eduard Doujak. Er begleitete und unterstützte mich über viele Jahre im Studium und ermöglichte mir eine umfangreiche akademische Ausbildung. Zusätzlich gab mir die Möglichkeit an vielen spannenden Forschungsprojekten mitzuarbeiten, wobei diese herausfordernden Aufgaben meine Kompetenzen förderten. Er ist und war eine der prägendsten Personen in meiner Studienzeit.

Ein weiterer Dank gilt meinen Arbeitskollegen des IET. Vielen Dank für die Unterstützung, die Diskussionen und den regen Austausch. Besonders hervorheben möchte ich dabei Herrn Dipl.-Ing. Franz Hahn, der mit bei vielen Fragen zur Seite stand.

Ebenfalls möchte ich meiner Freundin Sabrina für die moralische Unterstützung und den guten Zuspruch bedanken. Mit ihren einfühlsamen Worten holte sie immer wieder das Beste aus mir heraus.

Abschließend möchte ich meinen Eltern Franz und Ursula, meinem Stiefvater Andreas sowie meiner Tante Gerlinde für die familiäre Unterstützung danken. Ohne euch wäre dieses Studium nicht möglich gewesen.

Kurzfassung

Bei der Ölförderung befinden sich Partikel aus Gesteinsschichten in dem Fördermedium. Diese Partikel können die verwendeten Tiefpumpen und deren Kolben sowie Ventile beschädigen. Daher sollte über einen längeren Zeitraum ein Konzept zur Partikelabscheidung in Form eines Zyklonabscheiders untersucht werden. Dazu wurde an der TU Wien eine analytische Auslegung von Rippl [25] durchgeführt. Dieses Konzept wurde an der Montanuniversität Leoben von Hartl [11] aufgegriffen und anhand von Laborversuchen weiter verbessert. Anhand der analytischen Auslegung und den praktischen Versuchen, konnten jedoch keine Aussagen über die Strömung getroffen werden. Aus diesem Grund wurde in dieser Arbeit eine numerische Strömungssimulation des verbesserten Konzeptes aus den Laborversuchen durchgeführt. Dazu wurde die Geometrie diskretisiert und eine Netzunabhängigkeitsstudie durchgeführt. Durch die Simulation konnten Rückschlüsse auf die Wirkungsweise gezogen werden und in weiterer Folge wurden eine Ablösung an der Nabe und eine Schwingung einer Wirbelstruktur in dem Rohrgestänge festgestellt. Um die Berechnungen validieren zu können, wurde in Kooperation mit der Montanuniversität Leoben der Prüfstand leicht angepasst und im Betrieb Druckwerte an mehreren Stellen aufgenommen, welche mit den Simulationsergebnissen verglichen wurden. Die Validierung zeigte ein ausreichend genaues Modell, welches nun für eine Optimierung genutzt werden konnte. Für die Optimierung wurde die Nabe des Abscheiders auf eine zylindrische Form erweitert und eine strömungstechnisch ungünstige Rohrverbindung weiter vom Abscheider entfernt. Dadurch konnte das Strömungsbild an der Nabe verbessert werden und es wurde in der Simulation der optimierten Geometrie keine Ablösung festgestellt. Die Rohrverbindung resultierte vor der Optimierung in einer Schwingung der verdrallten Wirbelstruktur im Rohrgestänge, welche durch die Optimierung reduziert werden konnte.

Abstract

During oil production, particles from rock layers are present in the pumped medium. These particles can damage the deep pumps used and their pistons and valves. Therefore, a concept for particle separation in the form of a cyclone separator was to be developed over a longer period of time. For this purpose, an analytical design was carried out by Rippl [25] at the TU Wien. This concept was taken up at the University of Leoben by Hartl [11] and further improved on the basis of laboratory tests. Based on the analytical design and the practical tests, however, no statements could be made about the flow. For this reason, a numerical flow simulation of the improved concept from the laboratory tests was carried out in this work. For this purpose, the geometry was discretized and a mesh independence study was performed. Through the simulation, conclusions could be drawn about the mode of action and subsequently a detachment at the hub and an oscillation of a vortex structure in the pipe linkage were detected. In order to validate the calculations, the test rig was slightly adapted in cooperation with the University of Leoben and pressure values were recorded at several points during operation, which were compared with the simulation results. The validation showed a sufficiently accurate model, which could now be used for optimization. For the optimization, the hub of the separator was expanded to a cylindrical shape and a pipe connection that was unfavorable in terms of flow was moved further away from the separator. This improved the flow pattern at the hub and no detachment was detected in the simulation of the optimized geometry. Before the optimization, the pipe connection resulted in a vibration of the twisted vortex structure in the pipe linkage, which could be reduced by the optimization.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeine Einleitung	1
1.2	Gestängetiefpumpen	1
1.2.1	Funktionsprinzip	2
1.2.2	Bohrlochpumpe	3
1.3	Massenkraftabscheider	4
1.3.1	Fliehkraftabscheider	4
1.4	Analytische Auslegung	4
1.5	Untersuchungen der Abscheiderate am Prüfstand	7
1.6	Problemstellung	9
1.7	Forschungsfragen	9
1.8	Lösung der Problemstellung	10
2	Theoretische Grundlagen	11
2.1	Numerische Strömungsmechanik (CFD)	11
2.1.1	RANS-Modelle	12
3	Numerische Strömungssimulation	18
3.1	Modellierung und Setup	18
3.1.1	Stationäre Simulation	20
3.1.2	Instationäre Simulation	25
3.2	Simulationsergebnisse	30

3.2.1	Wirkungsweise	31
3.2.2	Ablösung	32
3.2.3	Wirbelzopf-Instabilität	36
4	Messungen am Prüfstand	38
4.1	Vorbereitungen der Messung	38
4.1.1	Tiefpumpenprüfstand	38
4.1.2	Anpassung des Prüfstandes	40
4.1.3	Messaufbau	40
4.2	Messung	42
4.2.1	Messablauf	43
4.2.2	Messergebnisse	45
5	Validierung	50
5.1	Validierung des Modells	50
6	Optimierung	55
6.1	Optimierungspotentiale	55
6.2	Optimierung der Nabe	55
6.3	Optimierung des Rohrgestänges	59
6.4	Weitere Schritte	61
7	Zusammenfassung und Ausblick	62
	Literatur	65

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
GCI	Grid Convergence Index
GGI	Generalized Grid Interface
LES	Large Eddy Simulation
LRR	Launder, Reece und Rodi
MOD	Modifikation
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynoldsspannungsmodelle
SSG	Speciale, Sarkar und Gatski
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

Konstanten

C	Konstanten der Reynolds-Spannungs-Modelle	1
-----	-------------------------------------------	---

Lateinische Symbole

\bar{S}	gemittelter Dehnratentensor	s^{-1}
A	Querschnittsfläche	m^2
a	Anisotropie-Tensor	1
b	Breite des Schaufelkanals	m
c	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
c_2	Abströmgeschwindigkeit	m/s
c_m	mittlere Transportgeschwindigkeit	m/s
d	charakteristische Länge bzw. hydraulischer Durchmesser	m

D_{max}	maximaler Durchmesser im Ringraum	m
D_{min}	minimaler Durchmesser im Ringraum	m
e_a^{21}	relativer Fehler des Qualitätsparameters	1
e_{ext}^{21}	extrapolierter Fehler des Qualitätsparameters	1
e_{rel}	relative Abweichung	1
f_{Hub}	Hubfrequenz	1/min
GCI_{21}	Grid Convergence Index der Studie	1
GCI_{21}	extrapolierter Fehler des Qualitätsparameters	1
h	Höhe des Schaufelkanals	m
h	durchschnittliche Zellhöhe	1
k	turbulente kinetische Energie	m^2/s^2
N_{Hub}	Hubzahl	1
o	Ordnungsparameter	1
P	Produktionstensor	m^2/s^3
p	Druck	Pa
p_{Casing}	Druck im Casing	bar
p_{RB}	Druck für Randbedingung	bar
$p_{Sandrohr}$	Druck im Sandrohr	bar
p_{Tubing}	Druck im Tubing	bar
$p_{unteresRohr}$	Druck im unteren Rohr	bar
R	Druck-Scherraten-Tensor	m^2/s^3
r	Netzverfeinerungsfaktor	1
Re_{krit_Platte}	kritische Reynoldszahl einer Plattenströmung	1
Re_{krit_Rohr}	kritische Reynoldszahl einer Rohrströmung	1
S	Dehnratentensor	s^{-1}
T	Reynoldsspannungsfluss	m^2/s^3
t_{Mess}	Messzeit	s
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
\bar{p}	zeitlicher Mittelwert des Druckes	Pa
\bar{u}	zeitlicher Mittelwert der Geschwindigkeit	m/s
p'	turbulente Schwankung des Druckes	Pa
v'	turbulente Schwankung der Geschwindigkeit	m/s

Griechische Symbole

α_2	Abströmwinkel	°
δ_{ij}	Kronecker-Delta	1

μ	dynamische Viskosität	kg s/m
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
Ω	Vortizitäts-Tensor	m ² /s ³
Φ_{ext}^{21}	extrapolierter Netzparameter bei unendlich feinem Netz	Pa
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	Reynolds-Spannungs-Tensor	m ² /s ²
ε	turbulente Dissipationsrate	m ² /s ³

Vektoren und Tensoren

Δ Nabla Operator

Indizes

1	Fein
2	Mittel
3	Grob
$i = x, y, z$	Indizes für kartesische Richtung
$j = x, y, z$	Indizes für kartesische Richtung
$k = x, y, z$	Indizes für kartesische Richtung
<i>Mes</i>	Messung
<i>r</i>	Rapid
<i>s</i>	Slow
<i>Sim</i>	Simulation

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Allgemeine Einleitung

Bei der Gewinnung von Rohöl aus Lagerstätten kann nur in seltenen Fällen reines Öl gefördert werden. In ölführenden Gesteinsschichten befinden sich lösliche Salze und Sandpartikel, die mit Wasser und Öl ein Gemisch bilden. Dieses Gemisch tritt durch Bohrungen in das Bohrloch ein und wird zu Tage gefördert. Die gelösten Partikel führen zu Ablagerungen und Verschleiß im Rohrgestänge und in der Pumpeinheit. Somit wird stets versucht die Partikelbeladung im geförderten Medium möglichst gering zu halten.

1.2 Gestängetiefpumpen

Ölfelder, die neu erschlossen werden, weisen meist einen hohen Lagerstättendruck auf und Öl bzw. Gase können ohne Pumpleistung gewonnen werden (Eruptivförderung). Nimmt der Druck mit der Zeit ab, muss Energie zur Förderung eingesetzt werden. Am häufigsten werden dabei Gestängetiefpumpen (engl. sucker rod pumps) eingesetzt. Diese Bauart wird aufgrund ihres Aussehens auch Pferdekopfpumpe genannt.

1.2.1 Funktionsprinzip

Die Hauptkomponenten sind einerseits der sogenannte Balancier, welcher in Verbindung mit einer Pleuelstange und dem Pferdekopf aus der rotatorischen Bewegung des Antriebsmotors eine translatorische Bewegung erzeugt (Abbildung 1.1). Im Bohrloch sind mehrere Rohre konzentrisch angeordnet. Das äußere Ankerrohr (Casing) hat im Bereich der ölführenden Gesteinsschicht radiale Bohrungen, welche Öl in den Raum zwischen Casing dem inneren Rohr (Tubing) fließen lassen. Die zweite Hauptkomponente ist die Kolbenstange. Sie verbindet den Mechanismus an der Oberfläche mit der Pumpeinheit im tiefen Bohrloch. Diese Pumpeinheit stellt die dritte Hauptkomponente dar und arbeitet nach dem Verdrängerprinzip.

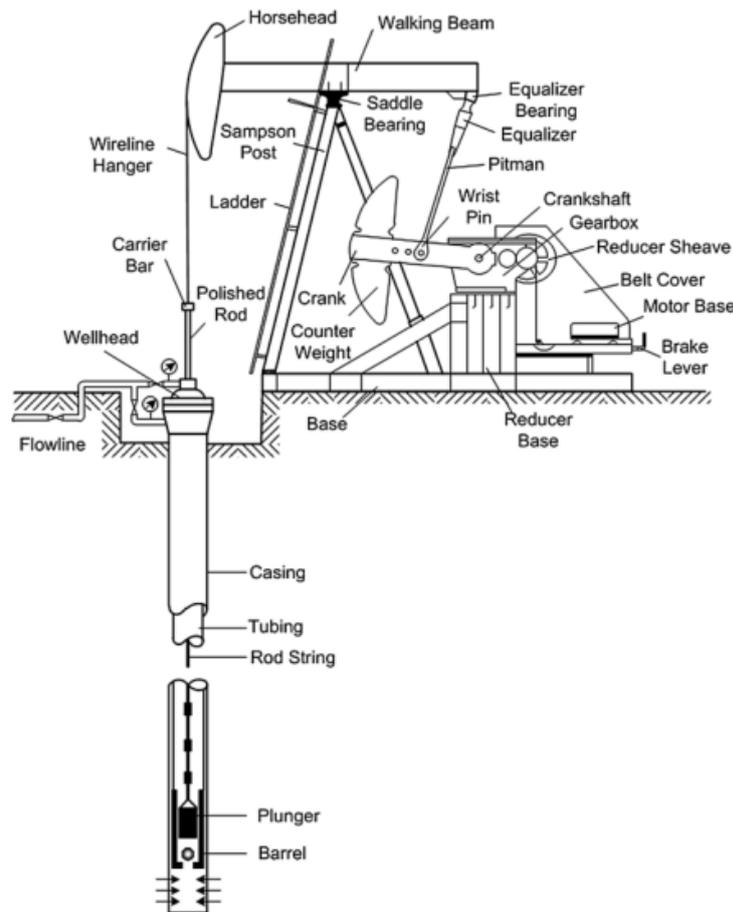


Abbildung 1.1: Komponenten einer Gestängetiefpumpe [28]

1.2.2 Bohrlochpumpe

Die Bohrlochpumpe selbst besteht aus einem Tauchkolben, an welchem an der Unterseite ein Kugelventil angebracht ist. In einem definierten Abstand zum unteren Totpunkt des Kolbens ist ein stehendes Kugelventil im Rohr fixiert. Der eingeschlossene Raum zwischen Kolben und stehendem Ventil wird als Kammer bezeichnet. Beide Ventile wirken beim Hubvorgang als Rückschlagventile. Bei einem Hubzyklus saugt der Kolben in der Aufwärtsbewegung zunächst Flüssigkeit an und das stehende Ventil öffnet sich. Im oberen Totpunkt schließt das untere Ventil und das Ventil am Kolben öffnet sich. Das angesaugte Volumen wird durch den Kolben im Tubing nach oben geleitet.

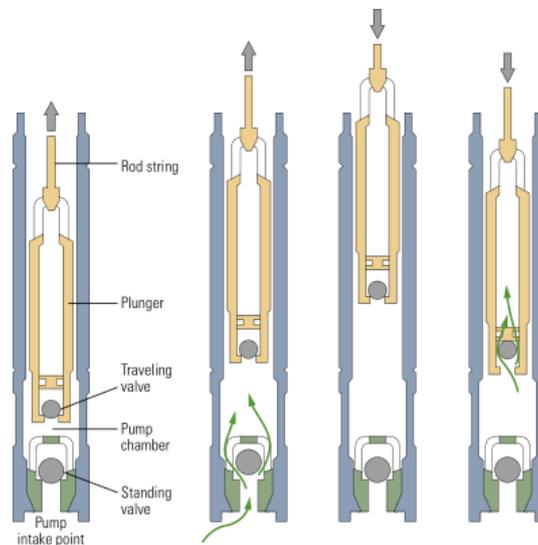


Abbildung 1.2: Komponenten und Hubzyklus einer Bohrlochpumpe [24]

Die gelösten Partikel können eben diese Ventile und den Kolben beschädigen. Um dies zu verhindern, wurden zusammen mit der Abscheidung von Gasen die ebenfalls in diesen Schichten vorkommen können, kommerzielle Lösungen entwickelt. Diese Systeme für die Partikelabscheidung fallen unter die Gruppe der Massenkraftabscheider und arbeiten meist nach dem Fliehkraftprinzip als Zyklon. Im Zuge von Arbeiten an der Technischen Universität Wien und der Montanuniversität Leoben sollte ein eigenes System zur Abscheidung der Partikel untersucht werden.

1.3 Massenkraftabscheider

Massenkraftabscheider werden zur Abscheidung von Partikeln aus Flüssigkeiten und Gasen verwendet. Sie befördern die Partikel dabei mit der Wirkung von massenproportionalen Feldkräften in Bereiche des Abscheiders, in denen sie von der weiterführenden Strömung nicht mehr mittransportiert werden können. Sie zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau, geringe Investitions- und Betriebskosten und große Zuverlässigkeit aus. Jedoch eignet sich diese Art der Abscheidung nur für größere Partikel, da die wirkenden Feldkräfte mit geringerer Masse stark abnehmen und so die Trennwirkung nicht mehr erreicht werden kann. Nach den genutzten Feldkräften unterscheidet man zwischen Schwerkraftabscheidern (Schwerebeschleunigung) und Fliehkraftabscheidern (Zentrifugalbeschleunigung) mit umgelenkten und/oder rotierenden Strömungen. [10]

1.3.1 Fliehkraftabscheider

Fliehkraftabscheider sind in der VDI-Richtlinie für Massenkraftabscheider [30] erläutert und werden auch Zyklonabscheider genannt. Sie arbeiten nach dem Prinzip einer wirkenden Fliehkraft auf mitgeführte Partikel in rotierenden Strömungen.

Der Impuls für eine rotierende Strömung wird dabei, je nach Anwendungsfeld, entweder durch eine tangentialer Zufuhr des Mediums oder durch axiale Leitschaufeln erzeugt (Abbildung 1.3). Die Auswirkungen verschiedener Geometrien auf den Druckverlust und den Abscheidegrad können aus der Richtlinie entnommen werden. [30]

1.4 Analytische Auslegung

Rippl [25] erarbeitete ein erstes Konzept zur Verwendung eines Zyklonabscheiders in der Erdölproduktion. Aufgrund der geometrischen Verhältnisse kam dazu nur ein Axialzyklon mit Leitschaufeln zu Drallerzeugung in Frage. Zur Auslegung verwendete er analytische Modelle und vereinfachte Randbedingungen. Diese erste Untersuchung zielte vor allem auf die Realisierbarkeit dieser Abscheidemethode und weniger auf die Maximierung der Abscheideraten ab.

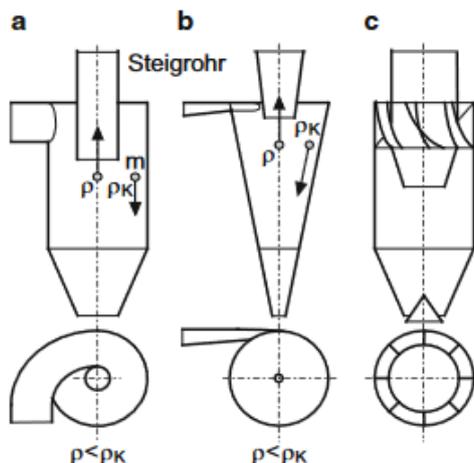


Abbildung 1.3: Bauformen von Zyklonabscheidern. a Tangentialzyklon für beladene Luft, b Tangentialzyklon für beladene Flüssigkeit, c Axialzyklon mit Drallerzeuger [27]

Die wirkenden Kräfte auf die Partikel wurden mittels Dimensionsanalyse untersucht, um den Effekt der Kräfte bei unterschiedlichen Partikeldurchmessern zu erhalten. Zur Ermittlung der notwendigen Umlenkung und in weiterer Folge der erforderlichen Massenkräfte wurde das Modell einer Kugelumströmung gewählt. Aus diesem Modell lassen sich Widerstandsbeiwerte bei unterschiedlichen Reynoldszahlen ableiten.

Die Leitschaufeln sind für die Umlenkung der Strömung zuständig. Um eine möglichst effiziente Abscheidung zu erreichen, soll bei einem großen Umlenkwinkel der verursachte Druckverlust möglichst gering sein. Für die Auslegung der Schaufel wurde das Zweifel-Kriterium [13, 37] verwendet. Der Winkel für Ein- und Austrittskante wurde dahingehend gewählt, um eine radiale Schaufelkanten zu erhalten. Als Profil bietet sich das Tragflächenprofil NACA 1410 an, welches durch geeignete Wahl der Mittellinie einen relativ gleichmäßigen Geschwindigkeitsverlauf aufweist. Zusätzlich wurde die Schaufeldicke am Austritt noch erhöht, um ausreichende (Verschleiß-)Festigkeit zu erhalten.

Der kritische Fall der Abscheidung sind die kleinstmöglichen abscheidbaren Partikel die sich zu Beginn am inneren Durchmesser des Ringraumes zwischen innerem und äußerem Tubing befinden. Für diese Partikel wird in weiterer Folge auch die größte Abscheidezeit benötigt. Die sich daraus ergebende Länge im Rohr zum

Transport dieser Partikel an die Außenwand wird als Trennstrecke bezeichnet. Unterhalb des Abscheiders ist ein sogenanntes Sandrohr angebracht, welches oft bis zu 100 m weiter in das Bohrloch hineinreicht. In diesem Rohrabschnitt kann sich der ausgeschiedene Sand ablagern. Um eine Rückströmung des abgeschiedenen Sandgemisches zu verhindern, wurde nach einer ausreichenden Trennstrecke ein glockenförmiges Element angebracht.

Die Konstruktion der analytisch ausgelegten Geometrie ist in Abbildung 1.4 ersichtlich. Die Leitschaufeln mit dem NACA 1410 als Grundlage sind gut in der Ansicht erkennbar. Für die Umlenkung wurden vier Schaufeln gewählt. Man erkennt deutlich den kleinen Austrittswinkel für den nötigen Drall zur Partikel-Abscheidung. In der rechten Ansicht ist das Rohrgestänge ersichtlich. Im oberen Bereich erkennt man den Ringraum zwischen innerem und äußerem Tubing, anschließend folgen die Leitschaufeln und die Glocke. Im unteren Bereich hinter der Glocke erkennt man die Verbindung zum Sandrohr, welche als konischer Flansch ausgeführt ist. Durch die Einlässe vor der Glocke wird die Flüssigkeit wieder nach oben in das innere Tubing und an die Oberfläche transportiert.

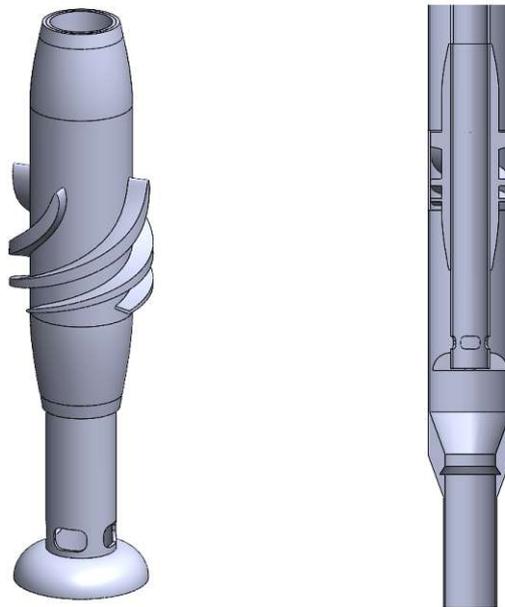


Abbildung 1.4: Ergebnis der analytischen Auslegung, Abscheider mit Leitschaufeln (links), Rohrgestänge (rechts)[25]

1.5 Untersuchungen der Abscheiderate am Prüfstand

Hartl [11] nahm diese analytische Auslegung als Grundlage für seine Untersuchungen der Abscheiderate. Diese Diplomarbeit wurde 2019 an der Montanuniversität Leoben durchgeführt. Die Universität verfügt über einen Tiefpumpenprüfstand, welcher für die Versuche modifiziert wurde. Ziel dieser Arbeit war es, die erste Konstruktion hinsichtlich der Abscheiderate zu untersuchen und mit kommerziellen Lösungen zu vergleichen. Darüber hinaus wurde der Zyklonabscheider weiter modifiziert und verschiedene Iterationen der Geometrie getestet.

Der Prüfstand wird hauptsächlich zur Überprüfung von Tieflochpumpen verwendet. Für die geplanten Versuche, musste dieser entsprechend angepasst werden. Dazu wurde eine Mischung aus Sand und Xanthan über eine Zuführleitung vor dem Zyklon angebracht. Um die Sandmischung genau dosieren zu können, wurde eine Peristaltikpumpe verwendet. Am unteren Gestänge wurde ein Sandrohr angebracht, in dem die abgeschiedenen Partikel gesammelt werden. Diese abgeschiedenen Partikel wurden abgelassen und mit der Differenz zu den eingebrachten Partikeln die Abscheideraten ermittelt. Diese Proben wurden in einem Labor analysiert, wobei die Abscheideraten von unterschiedlichen Partikelgrößen gemessen wurden.

Bei den Versuchen wurde die Geometrie kontinuierlich verändert, da die Abscheideraten der ursprünglichen Geometrie der analytischen Auslegung nicht den Erwartungen entsprachen. Bei einem ersten Iterationsschritt (MOD1) wurde das glockenförmige Element entfernt und durch ein geschlossenes Rohr mit radialen Bohrungen ersetzt. Für die zweite Variante (MOD2) wurde nur die Glocke entfernt und die Eintrittsöffnungen im unteren Bereich beibehalten. Jedoch zeigten auch diese beiden Varianten keine signifikante Verbesserung. Somit wurde in einem dritten Iterationsschritt (MOD3) das Tauchrohr nach dem Zyklon komplett entfernt. Da sich mit dieser Maßnahme die Abscheiderate deutlich verbesserte wurde in weiterer Folge noch mehr Material nach der Austrittskante entfernt (MOD4). Die verschiedenen Geometrien sind in Abbildung 1.5 dargestellt.

Die besten Ergebnisse wurden bei den Versuchen mit der Version MOD3 erzielt. Diese Geometrie lieferte bei kleinen Partikeldurchmessern bis 50 μm als auch bei sehr großen Durchmesser von über 1000 μm gute Ergebnisse. Mit den Verbesserungen der Geometrie konnte ein durchschnittlicher Gesamtabscheidegrad von 90%

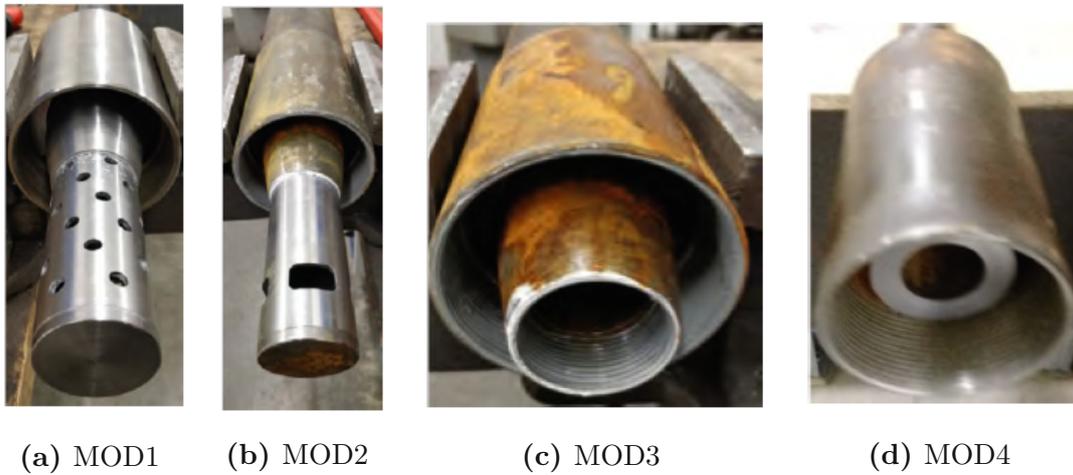


Abbildung 1.5: Modifikationen des Abscheiders [11]

erreicht werden. Die Leistung abhängig von den Partikelgrößen ist in Abbildung 1.6 dargestellt.

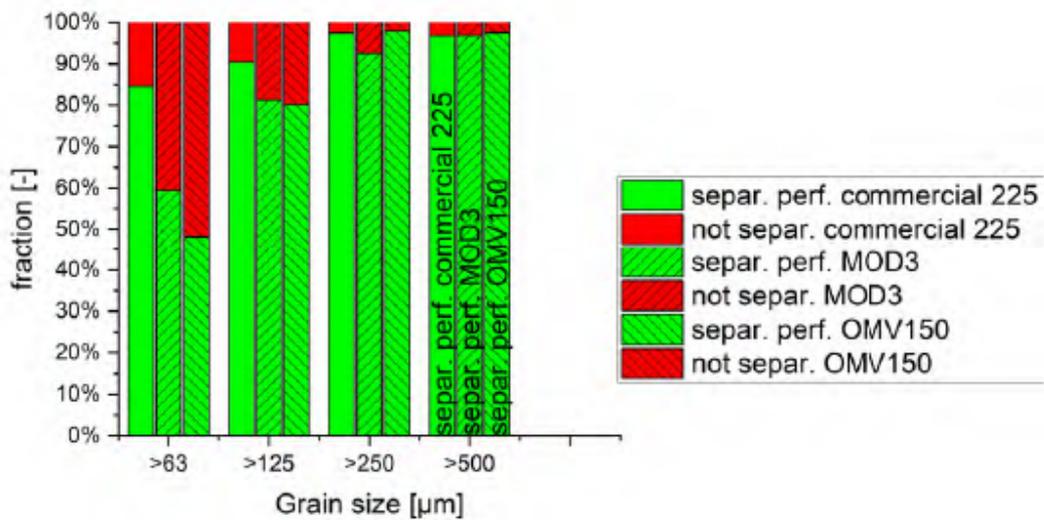


Abbildung 1.6: Abscheideraten der Version MOD3 in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers[11]

1.6 Problemstellung

Das ursprüngliche Design des Abscheiders erbrachte nicht die gewünschten Ergebnisse und es waren Modifikationen der Geometrie notwendig. Diese Änderungen wurden iterativ und manuell am Prüfstand durchgeführt. Dabei wurden die Strömungsverhältnisse innerhalb des Zyklons nicht berücksichtigt. Während den Versuchen wurden zwar Erkenntnisse über die Abscheiderate gewonnen, jedoch konnten keine Rückschlüsse auf die Strömung und Wirkungsweise gewonnen werden.

Somit soll im weiteren Schritt eine Strömungssimulation durchgeführt werden, um ein besseres Verständnis über den Abscheider zu erlangen. Mit genaueren Kenntnissen über die Strömung kann in weiterer Folge versucht werden, die Geometrie weiter zu optimieren. Um dabei den Aufwand der Simulation zu reduzieren, wurde dabei auf ein Partikelmodell verzichtet und ein einphasiges, flüssiges Gemisch verwendet.

1.7 Forschungsfragen

Unter Berücksichtigung der vorangegangenen Forschungsarbeiten und deren Ausblick blieben manche Punkte offen. Aus der gegebenen Problemstellung ergeben sich für die weitere Forschung folgende Fragestellungen:

1. Wie verhält sich die Strömung innerhalb der Geometrie und können dadurch Rückschlüsse auf die Wirkungsweise gezogen werden?
2. Bildet das Simulationsmodell des Abscheiders die Realität ausreichend gut ab und liefert es aussagekräftige Ergebnisse?
 - (a) Qualitätsparameter der Simulation
 - (b) Validierung und Vergleich mit den Druckwerten der Messung
3. Sind Optimierungspotentiale aus der Berechnung erkennbar und wenn ja, wie kann die Geometrie weiter verbessert werden?
4. Zeigen die Änderungen der Geometrie in der Simulation die gewünschten Ergebnisse?

1.8 Lösung der Problemstellung

Die Strömung des Abscheiders wird mittels einer einphasigen numerischen Strömungssimulation mit der Software ANSYS CFX berechnet. Diese Ergebnisse werden bewertet und die Strömungsverhältnisse analysiert. Daraus sollen Rückschlüsse auf die Wirkungsweise gezogen werden. Zusätzlich kann durch die Simulation und das bessere Verständnis der Strömung geprüft werden, ob Optimierungspotentiale vorhanden sind.

Um das Simulationsmodell zu validieren werden Druckmessungen an einem Versuchsstand für Tiefpumpen in Kooperation mit der Montanuniversität Leoben durchgeführt. Anschließend werden diese Messergebnisse mit den Ergebnissen der CFD-Simulation verglichen und die Abweichungen analysiert.

Wurde das Modell erfolgreich überprüft, können Verbesserungspotentiale ermittelt werden und der Abscheider hinsichtlich der Strömung optimiert werden. Dazu werden die Erkenntnisse aus der ersten Simulation verwendet. Unter den Gesichtspunkten der geometrischen Einschränkung des Bauraumes im Bohrloch und der Vorgaben des Rohrgestänges, kann nun die Geometrie des Abscheiders optimiert werden. Die Auswirkungen dieser Optimierung werden ebenfalls mit Simulationen untersucht.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

Die Grundlage für diese Arbeit und die Untersuchung des Abscheiders schafft eine numerische Strömungssimulation. Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik bilden die Basis für die Numerik und die Diskretisierung.

2.1 Numerische Strömungsmechanik (CFD)

Strömungen können mittels partiellen Differentialgleichungen beschrieben werden. Um diese Gleichungen zu lösen werden numerische Berechnungsverfahren verwendet. Dabei werden Diskretisierungsmethoden angewendet, um die Gleichungen mit einem System algebraischer Gleichungen zu approximieren und mit Computern zu lösen (Computational Fluid Dynamics - CFD). Die Qualität der numerischen Lösungen hängt unter anderem von der Qualität der Diskretisierung in Raum und Zeit ab. Das numerisch genaueste Ergebnis erhält man durch die direkte Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen. Dabei werden alle Strömungsgrößen ohne Approximation aufgelöst. Dieses Verfahren wird als direkte numerische Simulation (DNS) bezeichnet und weißt einen sehr hohen Rechenaufwand auf. Einen etwas geringeren Aufwand stellt die Large Eddy Simulation (LES) dar. Bei dieser Methode werden größere turbulente Wirbel (Eddies) noch behandelt und direkt aufgelöst, kleinere turbulente Strukturen werden dagegen approximiert. Man spricht dabei auch von einer Grobstruktursimulation. Für ingenieurmäßige Anwendungen reicht es jedoch oft aus, die turbulenten Schwankungen zu approximieren und die Strömung nicht voll aufzulösen. Dies führt auf die viel verwendeten Reynolds-Averaged-

Navier-Stokes (RANS) Modelle. [14]

2.1.1 RANS-Modelle

Turbulente Strömungen können durch die Navier-Stokes-Gleichungen, die Kontinuitätsgleichung und die Energiegleichung beschrieben werden. Für die folgenden Ausführungen wird der vereinfachte Fall von inkompressiblen Medien angenommen. Anders als bei DNS werden dabei die instationären Größen gemittelt. Man spricht daher auch von der nach Osborne Reynolds benannten Reynolds-Mittelung.

Reynolds gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen [19, 23]

Bei inkompressiblen Strömungen newtonscher Fluide ergeben sich die Impulsbilanz (Navier-Stokes-Gleichung) und die Kontinuitätsgleichung zu

$$\partial_t u_i + u_j \partial_j u_i = -\frac{1}{\rho} \partial_i p + \nu \nabla^2 u_i \quad (2.1a)$$

$$\partial_i u_i = 0. \quad (2.1b)$$

Nun werden die instationären Größen in einen zeitlichen Mittelwert und eine Schwankung aufgespalten.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.2a)$$

$$p_i = \bar{p}_i + p'_i \quad (2.2b)$$

Dieser Ansatz wird nun in die Navier-Stokes- und Kontinuitätsgleichung eingesetzt und mit der Mittelung über die Größen und Vereinfachung erhält man die bekannten Reynoldsen Gleichungen

$$\partial_t \bar{u}_i + \bar{u}_j \partial_j \bar{u}_i = -\frac{1}{\rho} \partial_i \bar{p} + \nu \partial_j^2 \bar{u}_i - \overline{u'_j \partial_j u'_i} \quad (2.3a)$$

$$\partial_j \bar{u}_j = 0. \quad (2.3b)$$

Stellt man die Gleichungen 2.1a und 2.3a gegenüber, erkennt man einen zusätzlichen zeitlich gemitteltes Produkt zweier schwankender Größen. Diesen Term kann man

aus der Divergenz eines Spannungstensors ableiten und man erhält den turbulenten Spannungstensor zu

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'_1 u'_1} & \overline{u'_1 u'_2} & \overline{u'_1 u'_3} \\ \overline{u'_2 u'_1} & \overline{u'_2 u'_2} & \overline{u'_2 u'_3} \\ \overline{u'_3 u'_1} & \overline{u'_3 u'_2} & \overline{u'_3 u'_3} \end{pmatrix}. \quad (2.4)$$

Diese Spannungen bzw. Unbekannten reduzieren sich aufgrund der Symmetrie des Tensors auf sechs unbekannte Spannungen. Diese Spannungen werden auch als Reynoldsspannungen bezeichnet. Die RANS-Modelle beruhen auf eben diesen Gleichungen. Modelle erster Ordnung modellieren die Spannungen direkt. Hingegen können die Spannungen selbst auch durch Differentialgleichungen abgebildet werden. Diese Modelle werden als Reynolds-Stress-Modelle (RSM) bezeichnet.

k- ϵ -Modell

Dieses allseits bekannte Modell ist eines der am häufigsten verwendeten Turbulenzmodelle. Dabei wird die Strömung zusätzlich zu den gemittelten Impulsgleichungen durch zwei Größen bzw. Transportgleichungen beschrieben. Die erste Größe bezeichnet man als die mittlere turbulente kinetische Energie k und ist aus den Hauptdiagonaleinträgen des Spannungstensors als

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'_1 u'_1} + \overline{u'_2 u'_2} + \overline{u'_3 u'_3}) = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (2.5)$$

definiert. Sie kann als Maß für die Intensität der Turbulenz interpretiert werden. Die zweite Größe beschreibt die Struktur der Turbulenz und wird als turbulente Dissipationsrate bezeichnet. Sie ergibt sich zu

$$\epsilon = \nu \left(\overline{\partial_j u'_i \partial_i u'_j} \right). \quad (2.6)$$

Diese beiden Größen werden mit zusätzlichen, voneinander unabhängigen Transportgleichungen unter Verwendung von empirischen Konstanten modelliert. Nahe der Wand wird die Strömung nicht berechnet, sondern durch Wandfunktionen approximiert, da die viskose Unterschicht durch die eigentliche Modellierung nicht gut wiedergegeben wird. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass dieses Modell (Zweigliedungsmodelle im Allgemeinen) keine Anisotropie des turbulenten Feldes

abbilden kann, da die Turbulenz auf eine skalare Größe, die turbulente kinetische Energie, reduziert wird. Diese Einschränkung führt uns auf die Reynoldsspannungsmodelle (RSM), welche den Spannungstensor durch zusätzliche Gleichungen approximieren.

Reynoldsspannungsmodelle

Anders als die Wirbelviskositätsmodelle verwenden die RSM mehrere Gleichungen für die Spannungen des turbulenten Spannungstensors. Wirken beispielsweise externe Kräfte auf die Strömung, können die Komponenten von k sich in der Größenordnung unterscheiden und die Isotropiebedingung $\overline{u_i u_j} = \frac{2}{3} k \delta_{ij}$ ist nicht mehr zwingend gegeben. In Strömungen mit gleichbleibender Krümmung der Strömungslinien wird die Komponente in Richtung des Krümmungsmittelpunktes gedämpft. Alle realen Strömungen weisen einen gewissen Grad an Anisotropie auf. Aber natürlich resultiert aus der genaueren physikalischen Abbildung auch ein höherer Rechenaufwand und eine höhere Anzahl an zu lösenden Gleichungen. [9]

Zusätzlich zu den Reynoldsschen Gleichungen (2.3) werden die sechs Spannungen des symmetrischen Spannungstensors durch Transportgleichungen abgebildet und eine Gleichung für die turbulente Dissipationsrate ε gelöst. Die Transportgleichung hat dabei die Form

$$\begin{aligned} \partial_t(\overline{u'_i u'_j}) + \overline{u_k} \partial_k \overline{u'_j u'_i} + \overline{u'_j u'_k} \partial_k \overline{u_i} + \overline{u'_i u'_k} \partial_k \overline{u_j} + \partial_k \overline{u'_i u'_j u'_k} \\ = -\frac{1}{\rho} (\partial_i \overline{u'_j p'} + \partial_j \overline{u'_i p'}) + \frac{1}{\rho} (\overline{p' \partial_i u'_j} + \overline{p' \partial_j u'_i}) \\ + \nu \partial_k^2 \overline{u'_j u'_i} - 2\nu (\partial_k \overline{u'_j})(\partial_k \overline{u'_i}) . \end{aligned} \quad (2.7)$$

Diese Form kann mit einer Vereinfachung dargestellt werden als

$$\partial_t(\overline{u'_i u'_j}) + \overline{u_k} \partial_k \overline{u'_j u'_i} + \partial_k T_{ijk} = P_{ij} + R_{ij} - \varepsilon_{ij} . \quad (2.8)$$

Die ersten beiden Terme entsprechen der substantiellen (mit der mittleren Geschwindigkeit mitbewegten) Ableitung der Reynoldsspannungen und sind somit bekannt. Weiters sind T_{ijk} der Reynoldsspannungsfluss, P_{ij} der Produktionstensor, R_{ij} der Druck-Scherraten-Tensor und ε_{ij} der Dissipationstensor. Dabei müssen die Unbekannten T_{ijk}, R_{ij} und ε_{ij} noch modelliert werden, indem man diese durch Mittelwerte und Reynoldsspannungen ausdrückt. Das Hauptaugenmerk liegt da-

bei auf dem Druck-Scherraten-Tensor, welcher unterschiedlich modelliert werden kann. Aus diesem Grund wurden einige Ansätze bzw. Modelle entwickelt. Genauere Ausführungen zu den verschiedenen Ansätzen finden sich in [4, 20, 26, 33].

In der verwendeten Software ANSYS CFX sind einige dieser Modelle implementiert, wobei die meisten auf der ε -Gleichung beruhen. Man beachte, dass in dem Theorie-Handbuch [3] der Software die Gleichungen mit der Dichte und der dynamischen Viskosität μ dargestellt sind.

Nun ist eine Transportgleichung für die Dissipationsrate ε erforderlich. Bei höheren Reynoldszahlen, kann eine lokale Isotropie der Turbulenz angenommen werden. Folglich werden nur die Diagonalelemente verwendet und diese gleich gewichtet. Dadurch erhöht sich die Robustheit bzw. Stabilität des Modells. Die Gleichung ergibt sich zu

$$\partial_t (\rho\varepsilon) + \partial_k (\rho\overline{u_k\varepsilon}) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1}P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1}P_{\varepsilon b}) + \partial_k \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RS}} \right) \partial_k \varepsilon \right]. \quad (2.9)$$

Mit dieser Annahme der lokalen Isotropie und der Modellierung der Dissipationsrate erhält man aus der Transportgleichung der Reynoldsspannungen die Form

$$\begin{aligned} \partial_t (\overline{u'_i u'_j}) + \overline{u_k} \partial_k \overline{u'_j u'_i} - \partial_k \left(\left(\mu + \frac{2}{3} c_s \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \partial_k (\overline{u'_i u'_j}) \right) \\ = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \varepsilon + T_{ij} + P_{ij,b}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

In dieser Formulierung wurde der Produktionsterm in einen exakten Term P_{ij} und einen Term aufgrund der Auftriebskraft (Buoyancy) $P_{ij,b}$, welcher bei Modellierung ohne Boussinesq Buoyancy Modell und Heat Transfer wegfällt, aufgeteilt. Der Produktionsterm P_{ij} lautet

$$P_{ij} = -\rho \overline{u_i u_k} \partial_k \overline{u_j} - \rho \overline{u_j u_k} \partial_k \overline{u_i}. \quad (2.11)$$

Der Druck-Dehnraten-Tensor ist der wichtigste Term in der Modellierung von RMS-Modellen und kann wie folgt angeschrieben werden

$$R_{ij} = \frac{1}{\rho} \overline{p'(\partial_i u'_j + \partial_j u'_i)} = \frac{2}{\rho} \overline{p' S'_{ij}}. \quad (2.12)$$

Wobei der namensgebende Dehnratentensor definiert ist als

$$S'_{ij} = \frac{1}{2}[\partial_i u'_j + \partial_j u'_i] . \quad (2.13)$$

Dieser Term ist energierhaltend und er bewirkt nur eine Umverteilung der Energie zwischen den Reynoldsspannungen [19]. Die Druckfluktuationen lassen sich als Poisson-Gleichung ausdrücken, wobei sich diese Fluktuationen in einen „slow“- und einen „rapid“-Anteil zerlegen lassen. Aus dieser Formulierung abgeleitet, wird der Druck-Dehnraten-Tensor ebenfalls analog in einen „slow“-Term $R_{ij,s}$ und „rapid“-Term $R_{ij,r}$ aufgespalten. Eben diese Modellierung der beiden Terme führte zu verschiedenen Modellen. Die bekanntesten Modelle veröffentlichten Launder, Reece und Rodi [20] (LRR), welche einen linearen Ausdruck für den Tensor verwenden. Hingegen entwickelten Spziale, Sarkar und Gatski (SSG) [4] die Modellierung später weiter und verwendeten einen quadratischen Zusammenhang. Die Terme können allgemein formuliert werden und durch Variation von Koeffizienten die verschiedenen Ansätze abgebildet werden:

$$R_{ij,s} = -\rho\varepsilon \left[C_{s1}a_{ij} + C_{s2} \left(a_{ik}a_{kj} - \frac{1}{3}a_{mn}a_{mn}\delta_{ij} \right) \right] \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} R_{ij,r} = & -C_{r1}Pa_{ij} + C_{r2}\rho k \bar{S}_{ij} - C_{r3}\rho k \bar{S}_{ij} \sqrt{a_{mn}a_{mn}} \\ & + C_{r4}\rho k \left(a_{ik}\bar{S}_{jk} + a_{jk}\bar{S}_{ik} - \frac{2}{3}a_{kl}\bar{S}_{kl}\delta_{ij} \right) \\ & + C_{r5}\rho k (a_{ik}\Omega_{jk} + a_{jk}\Omega_{ik}) . \end{aligned} \quad (2.15)$$

Hierbei sind der Anisotropie-Tensor a_{ij} , der gemittelte Dehnraten-Tensor \bar{S}_{ij} und der Vortizitäts-Tensor Ω_{ij} definiert als

$$a_{ij} = \frac{1}{k} \overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \quad (2.16)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} (\partial_j \bar{u}_i + \partial_i \bar{u}_j) \quad (2.17)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} (\partial_j \bar{u}_i - \partial_i \bar{u}_j) . \quad (2.18)$$

P wird aus dem Produktionsterm (2.13) gebildet und ist definiert als

$$P = \frac{1}{2} P_{ii} . \quad (2.19)$$

Die Konstanten des verwendeten SSG-Modells ergeben sich nach [26] zu

$C_{\mu RS}$	$\sigma_{\varepsilon RS}$	C_s	C_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	C_{s1}	C_{s2}	C_{r1}	C_{r2}	C_{r3}	C_{r4}	C_{r5}
0,1	1,36	0,22	0,18	1,45	1,83	1,7	-1,05	0,9	0,8	0,65	0,625	0,2

Tabelle 2.1: Konstanten des SSG-Modells implementiert in ANSYS CFX [3]

Kapitel 3

Numerische Strömungssimulation

3.1 Modellierung und Setup

Das Modell repräsentiert die verwendete Geometrie im Labor. Das gesamte Modell wurde in insgesamt fünf Domänen unterteilt. Für die Geometrie wurden kleine Fasen und Hinterschneidungen bei den Rohrverbindungen vernachlässigt. Diese sollten auf das Berechnungsergebnis nur wenig Einfluss haben. Das Netz wurde hauptsächlich mit dem in der ANSYS Workbench integrierten Vernetzer erstellt. Der Bereich des Zyklons wurde mit TurboGrid vernetzt. Um die benötigte Rechenleistung und Berechnungsdauer zu verringern, wurde nur eine Passage des Abscheiders berechnet.

Es wurde ein strukturiertes Hexaeder-Netz mit rund 685.000 Elementen generiert. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die Passage gelegt. Tabelle 3.1 und Tabelle 3.2 zeigen die Elementanzahl der einzelnen Domänen und die zugehörigen Netzparameter. Die Parameter für die Netz-Qualität der Passage liegt in einem befriedigendem Bereich. Die Flächenwinkel sollten in einem Bereich zwischen 10° und 170° und das Kanten Längenverhältnis unter 100 liegen [1].

Parameter	Passage
Min. Flächenwinkel [$^\circ$]	37,21
Max. Flächenwinkel [$^\circ$]	145,87
Max. Kanten Längenverhältnis	94,14

Tabelle 3.1: Netzparameter der Passage (Turbogrid)

Für die restlichen Domänen werden die Parameter des integrierten ANSYS Vernetzer verwendet. Die wichtigsten Qualitätsparameter sind dabei die Schiefe (Skewness) und die orthogonale Qualität. Dabei sollte die Schiefe unter 0,9 und die orthogonale Qualität über 0,05 betragen [2]. In Tabelle 3.2 sind die Parameter für die jeweiligen Domänen ersichtlich. Lediglich die Schiefe des Sandrohres erscheint mit 0,92 etwas hoch, welche durch den konischen Flansch im oberen Bereich verursacht werden könnte.

Parameter	äußeres Tubing	unteres Rohr	Sandrohr	inneres Tubing
Elementanzahl	65280	97440	270480	113400
Min. Determinante	0,91	0,82	0,57	0,75
Max. Seitenverhältnis	6,07	13,99	18,21	50,32
Min. orthogonale Qualität	0,99	0,5	0,11	0,5
Max. Schiefe (Skewness)	0,04	0,69	0,92	0,69

Tabelle 3.2: Netzparameter der restlichen Domänen (ANSYS Vernetzer)

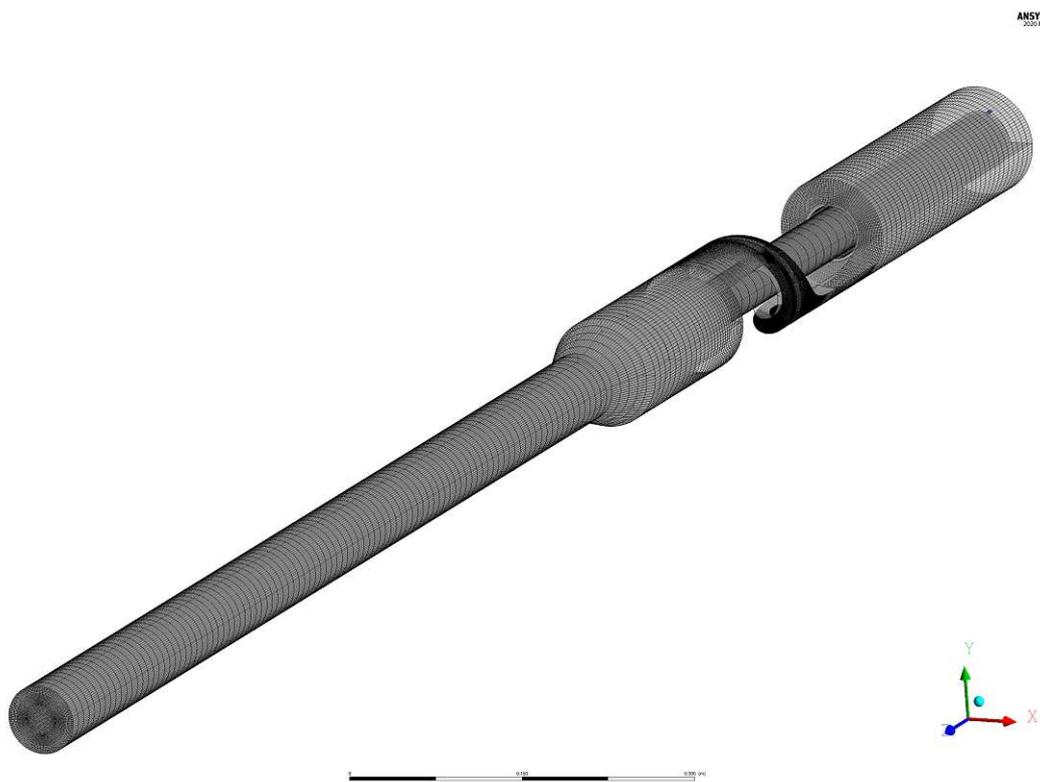


Abbildung 3.1: Netz des Abscheiders und des Rohrgestänges

Abbildung 3.1 zeigt das gesamte Netz des Modells. Man erkennt im oberen Drittel die Passage des Abscheiders, welche ein Viertel des Umfangs beträgt.

Zwischen den Domänen wurden Interfaces definiert. Dabei wurde darauf geachtet, eine möglichst gleiche Diskretisierung an den Grenzflächen zu erreichen. Als Interpolationsmethode wurde der implementierte GGI-Algorithmus verwendet. In grün erkennt man die Fläche der Passage für die periodische Randbedingung. Für die Eintrittsrandbedingung wurde im Ringraum am Casing ein Massenstrom vorgegeben. Am Austritt beim inneren Tubing ist ein statischer Druck vorgegeben, welcher als Opening definiert ist, um mögliche Rückströmungen zu gewährleisten.

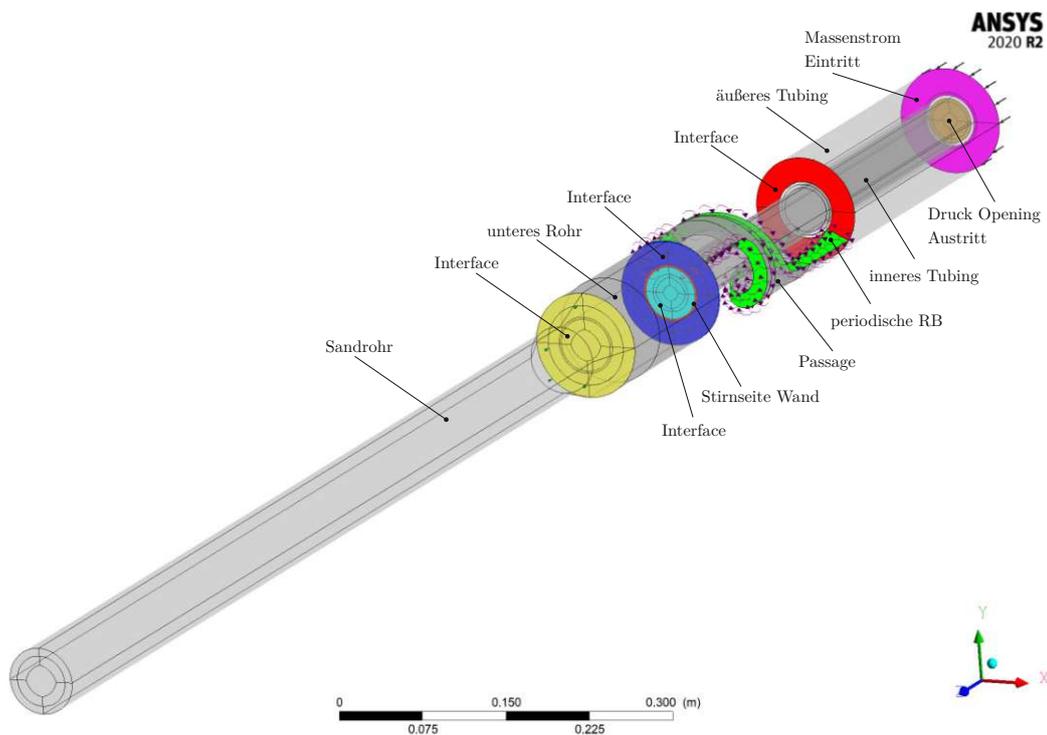


Abbildung 3.2: Aufbau des Modells

3.1.1 Stationäre Simulation

Die stationäre Simulation dient als Grundlage für die weitere instationäre Berechnung. Anhand dieser Simulation wird das Modell hingehend seiner Netzqualität überprüft und mögliche Turbulenzmodelle untersucht. In Tabelle 3.3 sind die wichtigsten Parameter der Berechnung aufgelistet.

Parameter	Wert
Analyse	stationär
Fluidichte	1020 kg/m^3
Turbulenzmodell	SSG Reynolds Stress
Wandfunktion	Scalable
Referenzdruck	1 bar
Randbed. Eintritt	Massenstrom
Randbed. Austritt	statischer Druck
Interpolation	2. Ordnung

Tabelle 3.3: Parameter der stationären Berechnung

Auswahl des Turbulenzmodells

Um ein repräsentatives Ergebnis zu gewährleisten muss für jede Simulation ein passendes Turbulenzmodell gewählt werden. Zunächst wurde als Grundlage und Referenz ein Standard $k - \varepsilon$ Modell verwendet. Wie in Abschnitt 2.1.1 dargestellt können Zweigleichungsmodelle keine Anisotropie des turbulenten Feldes abbilden, da die Turbulenz auf eine skalare Größe reduziert wird. Reynolds-Spannungs-Modelle bilden hingegen die einzelnen Komponenten des turbulenten Spannungstensors in Gleichung (2.4) ab.

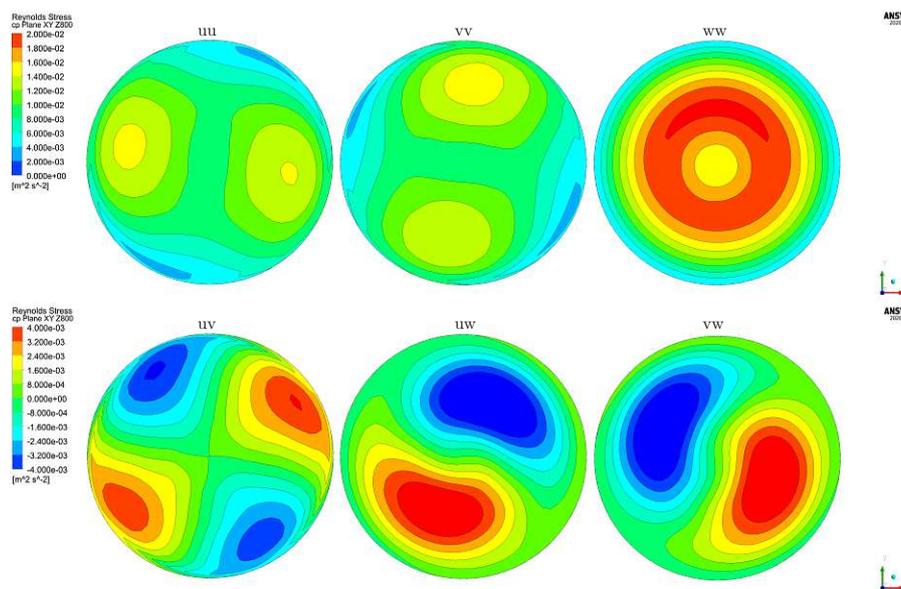


Abbildung 3.3: Komponenten des Reynoldschen Spannungstensors

Abbildung 3.3 verdeutlicht die Anisotropie der Turbulenz und zeigt die Komponenten des Spannungstensors. Wie in Abschnitt 2.1.1 angeführt, werden bei konstanter Krümmung der Strömungslinien die Komponenten in Richtung des Krümmungsmittelpunktes gedämpft. Diese Annahme gibt auch die Simulation bei Betrachtung der Diagonalelemente des turbulenten Spannungstensors wieder. Die beiden Komponenten τ_{uu} und τ_{vv} zeigen in Richtung des Rohrmittelpunktes, welcher auch dem Krümmungsmittelpunkt entspricht. Sie sind um rund 25 % geringer als die Komponente in Strömungsrichtung τ_{ww} . Man beachte die unterschiedliche Skalierung bei den Komponenten τ_{uv} , τ_{uw} und τ_{vw} .

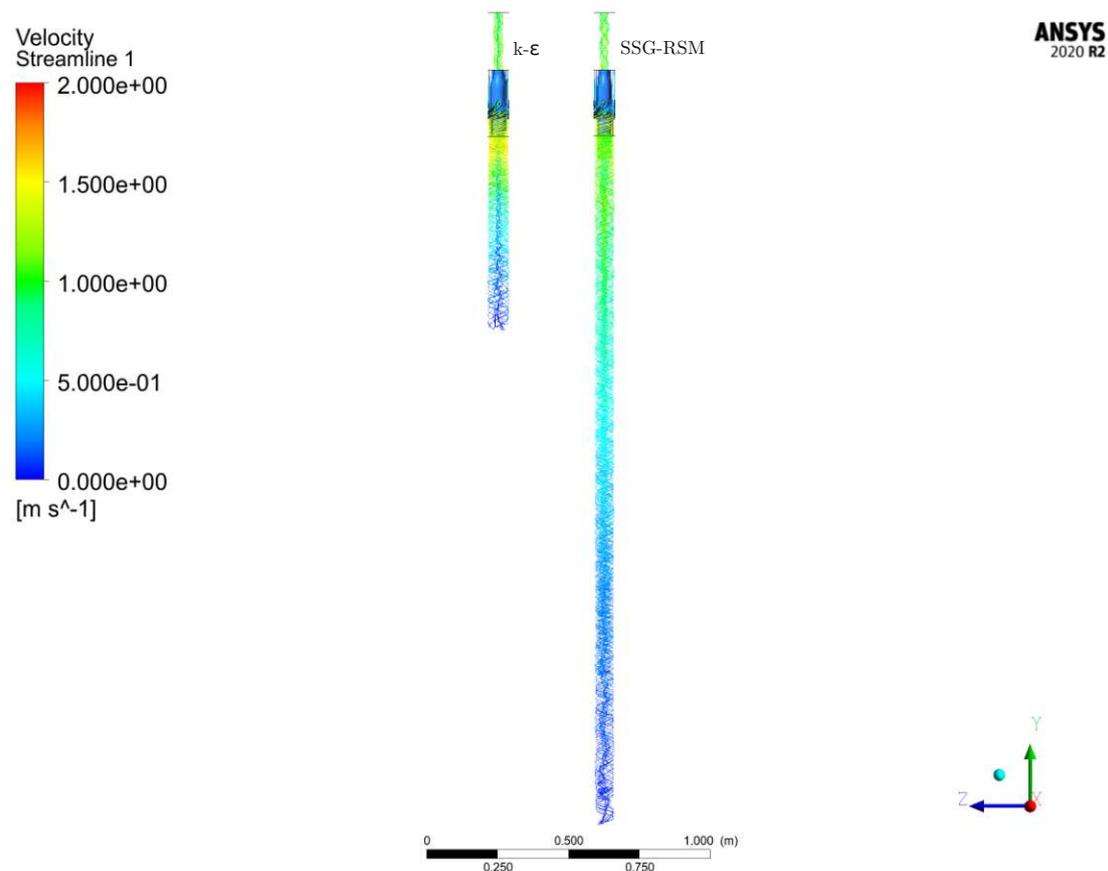


Abbildung 3.4: Vergleich der Turbulenzmodelle, Streamlines

In Abbildung 3.4 wird deutlich erkennbar, wie unterschiedlich die beiden Modelle die Strömung abbilden. Das $k - \varepsilon$ Modell kann den starken Drall nicht gut auflösen und die tangentielle Geschwindigkeit nimmt rasch ab. Der Wirbelzopf ist nicht stark ausgebildet und reicht nur geringfügig in das untere Rohr. Das SSG-RSM Modell erhält den Drall viel länger und zeigt eine stark ausgeprägte Wirbelstruktur, die

bis weit in das untere Rohr hinab reicht.

Somit verdeutlicht sich die Signifikanz eines Reynolds-Spannungs Modells für diese Anwendung. In der Literatur finden sich Experimente zu verschiedenen numerischen Modellen. Dabei wurden Simulationen von Zyklonen durchgeführt und diese mit experimentellen Particle Image Velocimetry (PIV) Messungen verglichen. Dabei bildeten die RSM speziell den radialen Geschwindigkeitsverlauf am besten ab [21, 34, 35]. Daher scheint es naheliegend für die Simulation dieses Modell zu wählen.

Netzunabhängigkeitsstudie

Um auch die Qualität und die Auswirkungen des Netzes auf das Simulationsergebnis zu untersuchen, wurde die bekannte Grid Convergence Method nach [5] durchgeführt. Dabei werden drei unterschiedlich feine Netze erzeugt und bezüglich einer globalen Größe untersucht. Dabei muss der Netzverfeinerungsfaktor r jeweils die Bedingung

$$r_{21} = \frac{h_2}{h_1} > 1,3 \quad (3.1a)$$

$$r_{32} = \frac{h_3}{h_2} > 1,3 \quad (3.1b)$$

erfüllen. Die durchschnittliche Zellhöhe h ergibt sich dabei aus der Elementanzahl N , wobei dabei die vereinfachte Annahme von quadratischen Zellen getroffen wird. Daher sollte die Verfeinerung de Netzes in allen drei Raumrichtungen durchgeführt werden.

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right] \quad (3.2)$$

Der Qualitätsparameter sollte eine globale Größe des Modells sein und wird mit Φ bezeichnet. Für eine Tiefpumpe ist der Druckverlust des Zyklons relevant, da dies die erforderliche Pumpleistung erhöht. Somit wird für diese Anwendung der Totaldruckverlust Δp_{tot} von der Eintrittsrandbedingung zum Austritt gewählt. Aus den Parametern der Netze wird ein extrapoliertes Wert bei unendlich feinem Netz errechnet:

$$\Phi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^o \Phi_1 - \Phi_2}{r_{21}^o - 1} \quad (3.3)$$

Liegt der Verfeinerungsfaktor nahe dem Wert 1,3 geht der Ordnungsparameter o gegen $o = 1$ und verschwindet somit aus Gleichung (3.3). Der relative bzw. der extrapolierte Fehler des Qualitätsparameters ergibt sich zu:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\Phi_1 - \Phi_2}{\Phi_1} \right| \quad (3.4a)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\Phi_{ext}^{21} - \Phi_2}{\Phi_{ext}^{21}} \right|. \quad (3.4b)$$

Nun kann aus dem relativen Fehler und dem Verfeinerungsfaktor der sogenannte *Grid Convergence Index* (GCI) berechnet werden. Dieser ist definiert als

$$GCI_{21} = \frac{1,25 e_a^{21}}{r_{21}^o - 1}. \quad (3.5)$$

Die Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie sind in Tabelle 3.4 und Abbildung 3.5 angegeben.

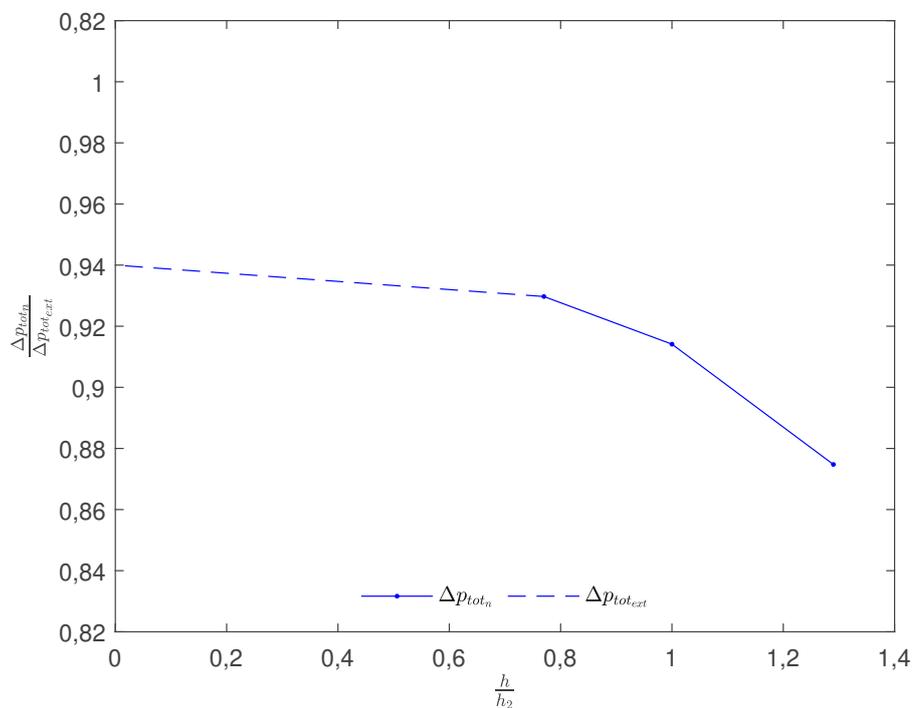


Abbildung 3.5: Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie

Parameter	r_{32}	r_{21}	Φ_{ext}	e_a	e_{ext}	GCI
Δp_{tot}	1,290	1,302	1870,009	4,007%	2,567%	3,294%

Tabelle 3.4: Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie

3.1.2 Instationäre Simulation

Mithilfe der stationären Berechnung wurde nun das entsprechende Turbulenzmodell ermittelt und das Netz hingehend seiner Qualität überprüft. Nun kann mit der instationären Simulation begonnen werden. Bisher wurde ein konstanter Massenstrom und ein konstanter statischer Druck am Austritt angenommen, was natürlich eine Vereinfachung der Realität darstellt. Ziel ist eine Simulation über eine Hubperiode des Systems der Tiefpumpe.

Parameter	Wert
Analyse	instationär
Randbed. Eintritt	Massenstrom Funktion
Randbed. Austritt	statischer Druck Funktion
Anzahl Hübe	2
Dauer Hubperiode [s]	15,51
Simulationsdauer [s]	31,02
Zeitschrittweite [s]	0,01
Lösungsschema	Second Order Backward Euler

Tabelle 3.5: Parameter der instationären Berechnung

Randbedingungen

Der Massenstrom ist durch den Hub des Kolbens bestimmt und folgt, je nach verwendeter Tiefpumpe, einer charakteristischen Kurve. Zusätzlich variiert auch der Druck abhängig von der Fluidsäule im Bohrloch und der Strömungsgeschwindigkeit in den Rohren. Um diese Kurven als Randbedingungen möglichst genau abbilden zu können werden dazu Messergebnisse (Abschnitt 4.2.2) verwendet. Zur Implementierung in CFX-Pre werden Benutzer Funktionen mit Tabellendaten verwendet, wobei nicht für jeden Zeitschritt ein Wert angegeben werden muss. Die Werte für die benötigten Zeitschritte werden zwischen den diskreten Tabellendaten linear interpoliert.

Für die Massenstrom-Randbedingung werden die Messergebnisse eines Volumensensors (Abbildung 4.9) angepasst und innerhalb der Messunsicherheiten und der Standardabweichung der Messung geglättet, um eine Funktion für die Implementierung in der Simulation zu erhalten. Die angepasste Massenstrom-Randbedingung ist in Abbildung 3.6 ersichtlich. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens schließt das Kugelventil und der Massenstrom durch den Abscheider geht gegen null, jedoch weist der Flügelrad-Sensor ein unteres Limit von $0,8 \text{ m}^3/\text{h}$ auf (Tabelle 4.1). Da die Steigung an den Flanken des Massenstroms konstant ist, kann die Kurve unter konstanter Steigung auf beiden Seiten zum Nullpunkt erweitert werden. Als Minimalwert der Randbedingung sollten jedoch 0 kg/s vermieden werden, da die Lösung sonst divergieren könnte. Daher wird ein stabilerer Minimalwert von $0,001 \text{ kg/s}$ verwendet. Der Maximalwert dieser Randbedingung liegt bei rund $0,8 \text{ kg/s}$.

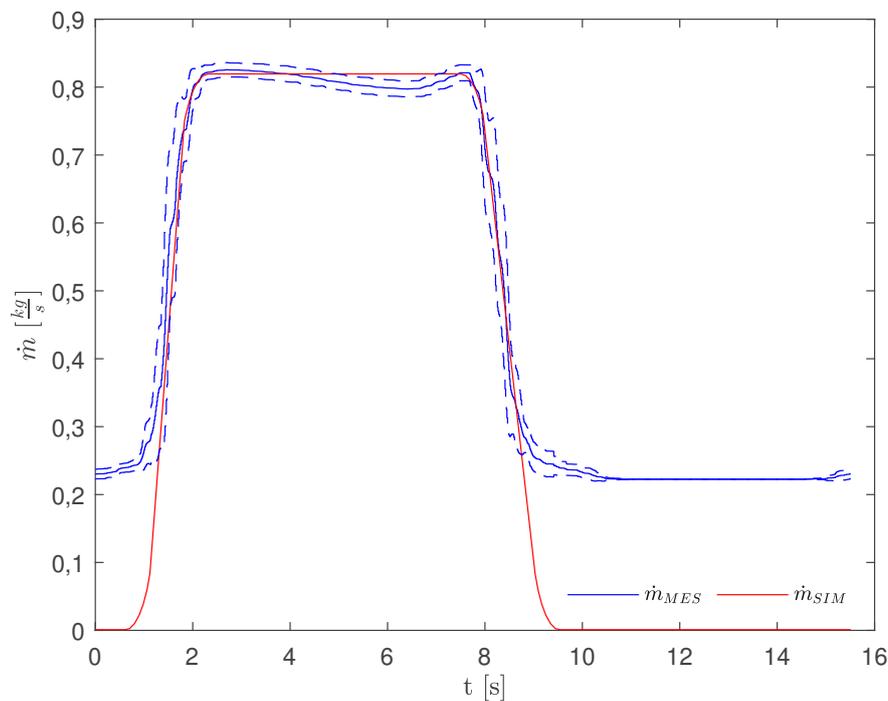


Abbildung 3.6: Massenstrom Randbedingung

Die Randbedingung für den statischen Druck am Austritt wird ebenfalls aus der Messung gewonnen. Dabei fällt auf, dass der Druck mit zunehmendem Massenstrom stark abnimmt. Dies ist aufgrund eines unzureichenden Rohrdurchmessers der Wasserversorgung bei dem Messaufbau zurückzuführen (Abschnitt 4.2.2).

In der realen Anwendung wird aufgrund der Wassersäule im Bohrloch am Austritt

ein nahezu konstanter Druck am Austritt vorliegen. Um eine Vergleichbarkeit zur Messung zu gewährleisten wird zunächst jene Randbedingung verwendet, die der Messung entspricht.

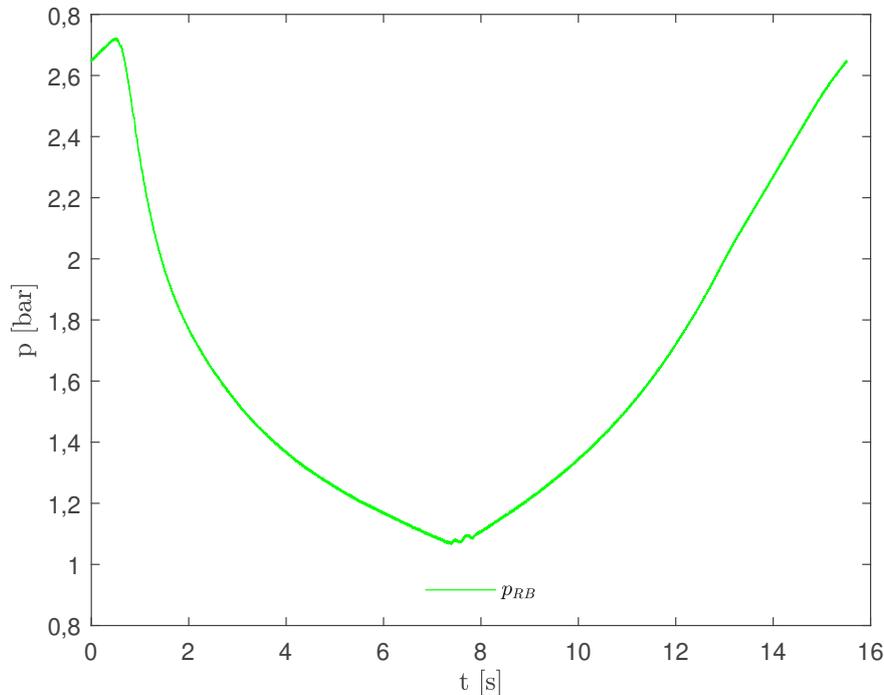


Abbildung 3.7: Druck Randbedingung

Turbulenz

Aufgrund des diskontinuierlichen Volumenstroms der Kolbenpumpe stellt sich die Frage, ob die Annahme eines turbulenten Strömungsregimes noch zutreffend ist. Dazu werden die Reynoldszahlen im äußeren Tubing vor dem Abscheider und in der Passage selbst untersucht. Die Reynoldszahl definiert als

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad (3.6)$$

wobei c die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und d die charakteristische Länge bzw. den hydraulischen Durchmesser darstellt. Die kinematische Viskosität für das Wasser-Sand-Gemisch wird nach [25] mit $0,514 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ abgeschätzt. Die charakteristische Länge d ist in einem Ring-Querschnitt als $D_{min} - D_{max}$ defi-

niert. Die mittlere Transportgeschwindigkeit wird aus dem Massenstrom und der Querschnittsfläche berechnet.

$$c_m = \frac{4\dot{m}}{(D_{max}^2 - D_{min}^2) \cdot \pi \cdot \rho} \quad (3.7)$$

Die kritische Reynoldszahl für Turbulenz beträgt bei einer Rohrströmung $Re_{krit_Rohr} = 2300$. In Abbildung 3.8 ist die resultierende Reynoldszahl in Abhängigkeit des Massenstroms aufgetragen.

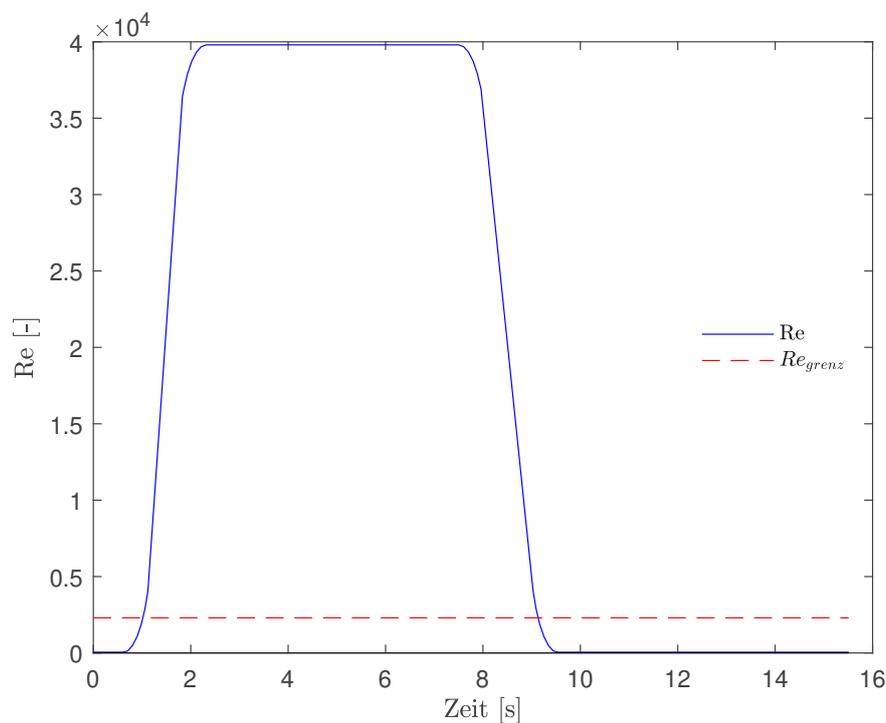


Abbildung 3.8: Reynoldszahl im Rohr

Bei Schaufelprofilen wird als charakteristische Länge üblicherweise die Sehnenlänge verwendet [32]. Zum Vergleich wird dabei der kritische Wert einer Plattenströmung von $Re_{krit_Platte} = 3,5 \cdot 10^5$ herangezogen. Jedoch ist diese Annahme nur bei einem höheren Seitenverhältnis (Aspect Ratio) gültig. Da diese jedoch für den Abscheider nur bei rund 0,1 liegt, kann die Annahme der Platte nur mehr beschränkt getroffen werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Schaufelkanal als Rohr mit rechteckigem Querschnitt zu betrachten und somit die kritische Reynoldszahl für Rohrströmungen

zu verwenden. Jedoch wird bei diesem kritischen Wert für Rohrströmungen eine voll ausgebildete Strömung vorausgesetzt. Da keine eindeutige Annahme getroffen werden kann, werden im Folgenden beide Kriterien überprüft. Für die Geschwindigkeit wird bei Profilen mit beschleunigter Strömung die Abströmgeschwindigkeit verwendet. Diese errechnet sich, bei Vernachlässigung der Querschnittsverringering durch die Leitschaufeln, aus dem Abströmwinkel α_2 und der Transportgeschwindigkeit.

$$c_2 = \frac{c_m}{\sin \alpha_2} \quad (3.8)$$

Für den hydraulischen Durchmesser des Schaufelkanals folgt

$$d = \frac{4A}{U} = \frac{4bh}{2(b+h)} \quad (3.9)$$

Die daraus resultierenden Reynoldszahlen sind in Abbildung 3.9 und Abbildung 3.10 abgebildet.

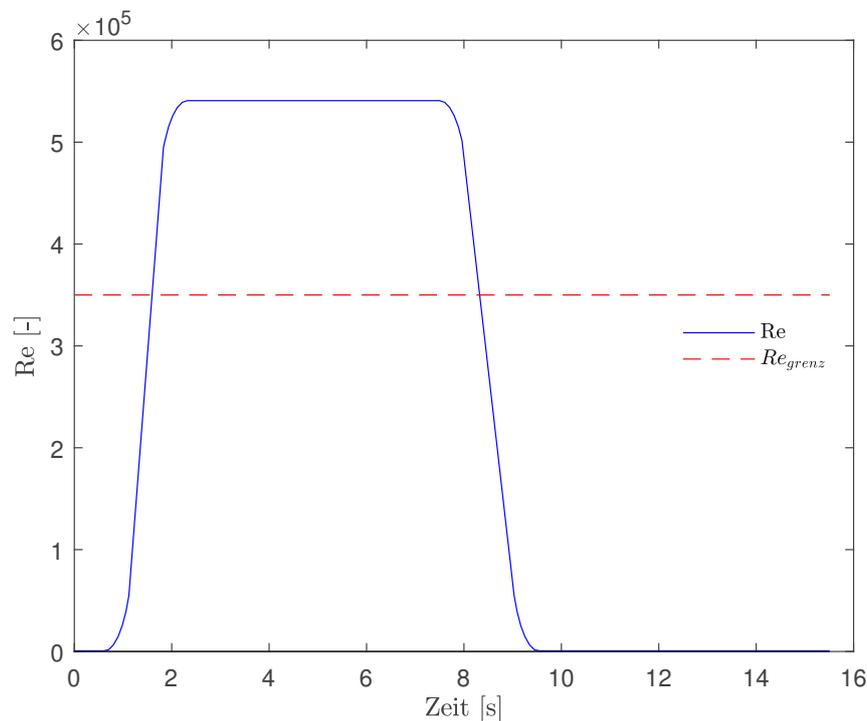


Abbildung 3.9: Reynoldszahl in der Passage

Sowohl die Reynoldszahlen im Rohr als auch in der Passage liegen bei maximalem

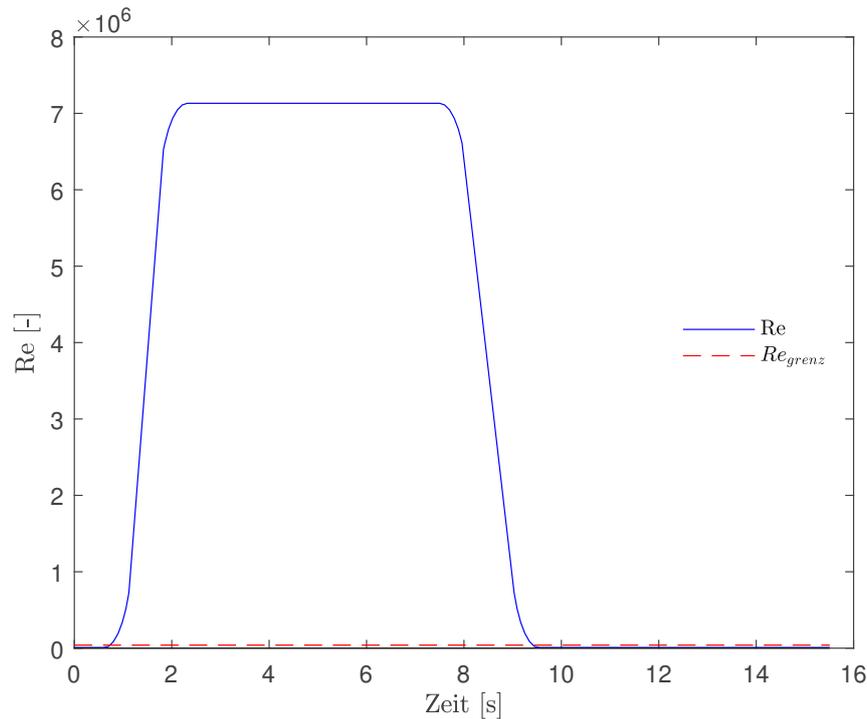


Abbildung 3.10: Reynoldszahl im Schaufelkanal

Massenstrom deutlich im turbulenten Bereich. Zwar liegt die Grenze in der Passage nur knapp unter dem Maximalwert, jedoch wurde zur Berechnung die mittlere Transportgeschwindigkeit verwendet. Die lokalen Geschwindigkeiten sollten deutlich höher sein, wodurch sich auch höhere Reynoldszahlen ergeben würden. Folglich kann für die untersuchten Gebiete von einer turbulent ausgebildeten Strömung ausgegangen werden.

3.2 Simulationsergebnisse

Mit den ersten Simulationsergebnissen können Rückschlüsse auf die Funktionsweise gezogen und Untersuchungen für Optimierungspotentiale durchgeführt werden. Zuallererst wird die Strömung in der Passage näher untersucht. Dabei wird die Strömung bei dem maximalen Massenstrom von 0,8 kg/s betrachtet. In Abbildung 3.11 sind die Strömungslinien im Abscheider ersichtlich. Mann erkennt die Umleitung der axialen Strömung in eine stark verdrallte Strömung die sich nach der Austrittskante im Rohr fortsetzt. Die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten

im Schaufelquerschnitt betragen dabei etwa 1,2 m/s.

Die Totaldruckverteilung ist in Abbildung 3.12 im Schaufelschnitt bei einer Spanne von 0,5 dargestellt. Da in der analytischen Auslegung [25] bereits eine qualitativ gute Schaufelgeometrie erstellt wurde, ist der Druckverlust über die Schaufel gering. An der Austrittskante ist die zu erwartende Nachlaufdüse gut sichtbar.

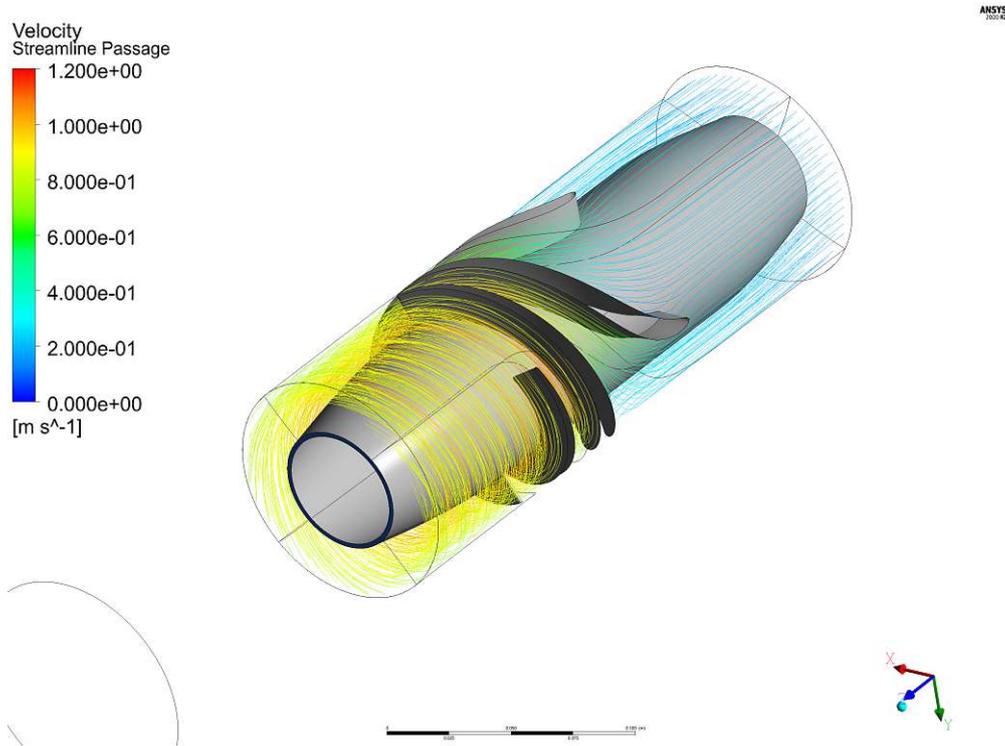


Abbildung 3.11: Strömungslinien im Abscheider

3.2.1 Wirkungsweise

Nun sollen aus den Ergebnissen Rückschlüsse auf die Wirkungsweise gezogen werden. Dazu werden die Strömungslinien der instationären Berechnung in Abbildung 3.13 betrachtet.

Zu Beginn des Kolbenhubes wird die Strömung im Abscheider langsam beschleunigt, bis der maximale Massenstrom erreicht wird. Dabei bildet sich ein Wirbelzopf aus, der während des Kolbenhubes kontinuierlich anwächst bis nach etwa fünf Sekunden die maximale Ausbreitung erreicht wird.

Die Partikel werden mit der Strömung im Abscheider stark beschleunigt und durch

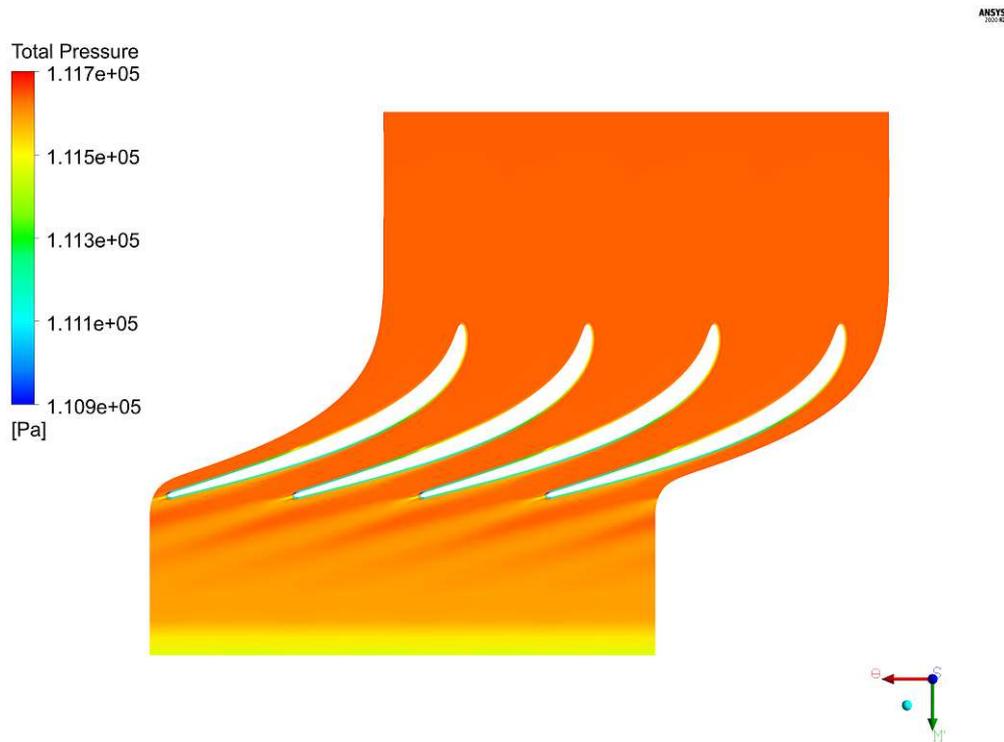


Abbildung 3.12: Totaldruck in der Passage

die Fliehkraft nach außen gefördert. Der Drall wird auch nach der Austrittskante bis in weite untere Bereiche des Rohres aufrecht erhalten und die Tangentialgeschwindigkeit nimmt kontinuierlich ab. Im inneren Bereich zur Rohrmitte wird die sandfreie Strömung in das innere Tubing angesaugt und an die Oberfläche befördert. Im unteren Bereich des Sandrohres fällt die Strömungsgeschwindigkeit stärker ab und die Kräfte reichen nicht mehr aus, um die Partikel mitzubefördern. Sie sinken aufgrund der Schwerkraft ab und lagern sich im Sandrohr ab.

Fällt der Massenstrom nach etwa neun Sekunden wieder zurück auf 0 kg/s, bildet sich der Wirbelzopf wieder zurück. Jedoch bleibt im Rohr ein gewisser Restdrall vorhanden, der durch innere Reibung und viskose Kräfte langsam abnimmt, bis schließlich der nächste Kolbenhub beginnt.

3.2.2 Ablösung

Aufgrund der stark verdrallten Strömung und dem kleinen Austrittswinkel α_2 entsteht an der Nabe eine Ablösung der Strömung (Abbildung 3.14). Dieser Effekt

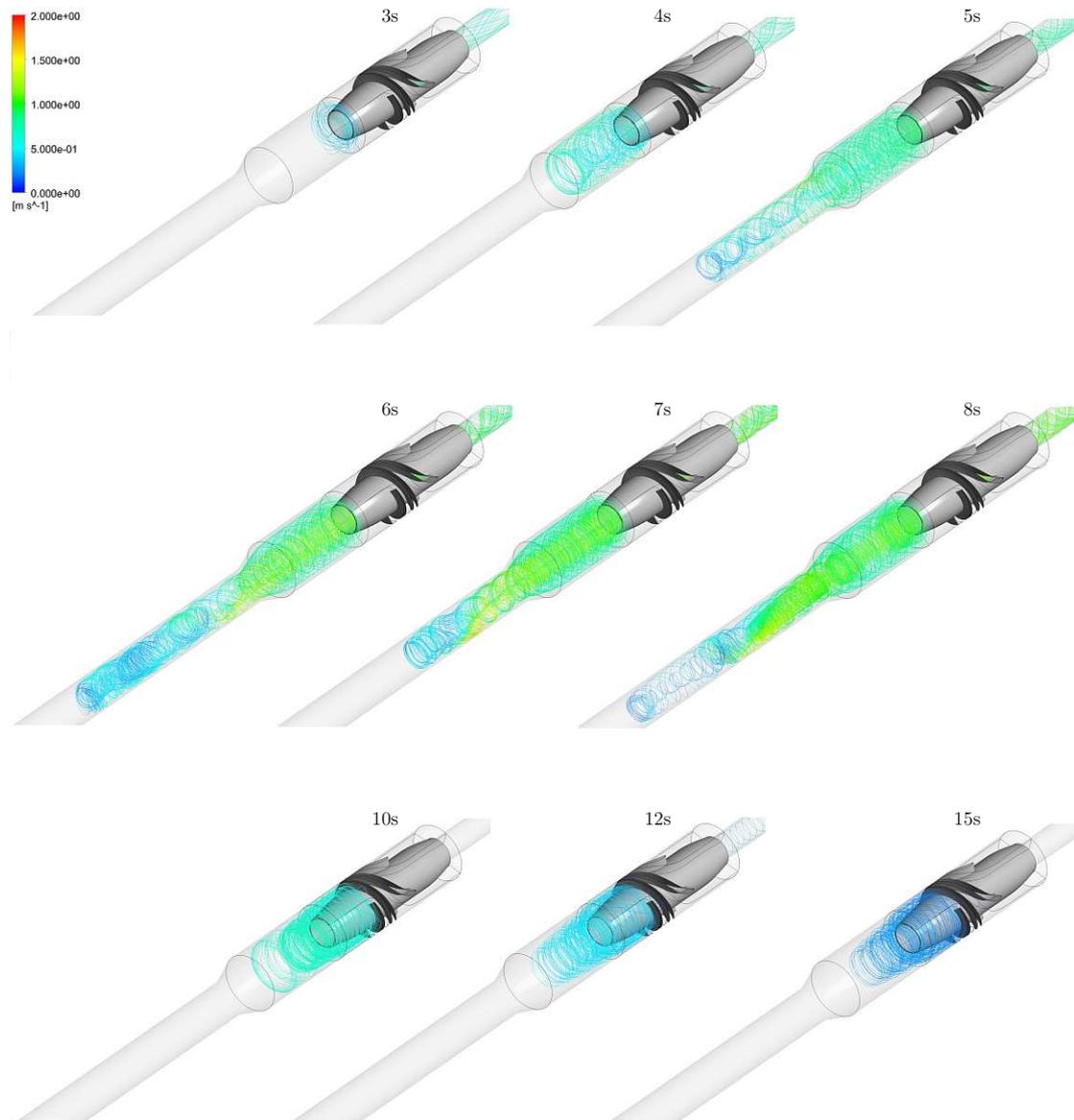


Abbildung 3.13: Zeitlicher Verlauf der Strömungslinien nach dem Abscheider

wird durch die Verjüngung zur Vorderkante des Abscheiders verstärkt. Durch diese Ablösung entsteht eine Rückströmung an der Wand. Zusätzlich entstehen an dieser Stelle Wirbel, die den bereits abgeschiedenen Sand wieder in die Strömung führen könnten. Dadurch könnte der Abscheidegrad verringert werden. Somit sollte bei einer Optimierung dieser Bereich angepasst werden.

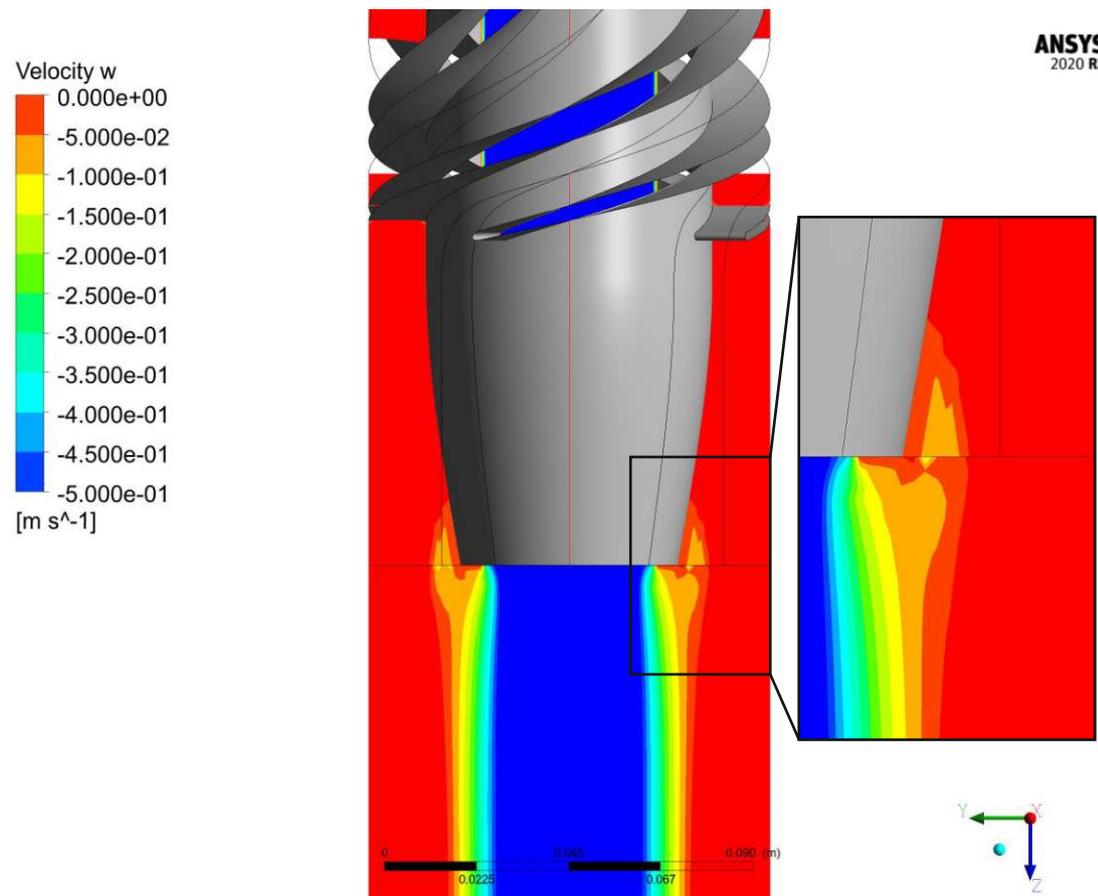


Abbildung 3.14: Ablösung an der Nabe

Die Literatur bestätigt das Simulationsergebnis der Ablösung. Bammert und Kläukens [16] führten bereits 1949 Untersuchungen zu Nabentotwasser hinter Leiträdern von axialen Strömungsmaschinen durch. Dabei legten sie einen Bereich fest, an dem eine Ablösung der Strömung wahrscheinlich ist. Dieser Bereich ist abhängig vom Durchmesser Verhältnis zwischen Nabe und Gehäuse und dem Austrittswinkel der Schaufel. In Abbildung 3.15 sind diese Ergebnisse abgebildet. Die Kurven stellen

dabei die Grenzen der Ablösung für gerade und verwundene Schaufeln dar. Im Bereich unter den Kurven kann von einer Ablösung der Strömung ausgegangen werden. Für den entwickelten Abscheider mit verwundenen Schaufeln ergibt sich ein Durchmesser- bzw. Radienverhältnis von 0,54 und ein Austrittswinkel von $16,5^\circ$. Somit liegt die aktuelle Geometrie im Bereich der Ablösung.

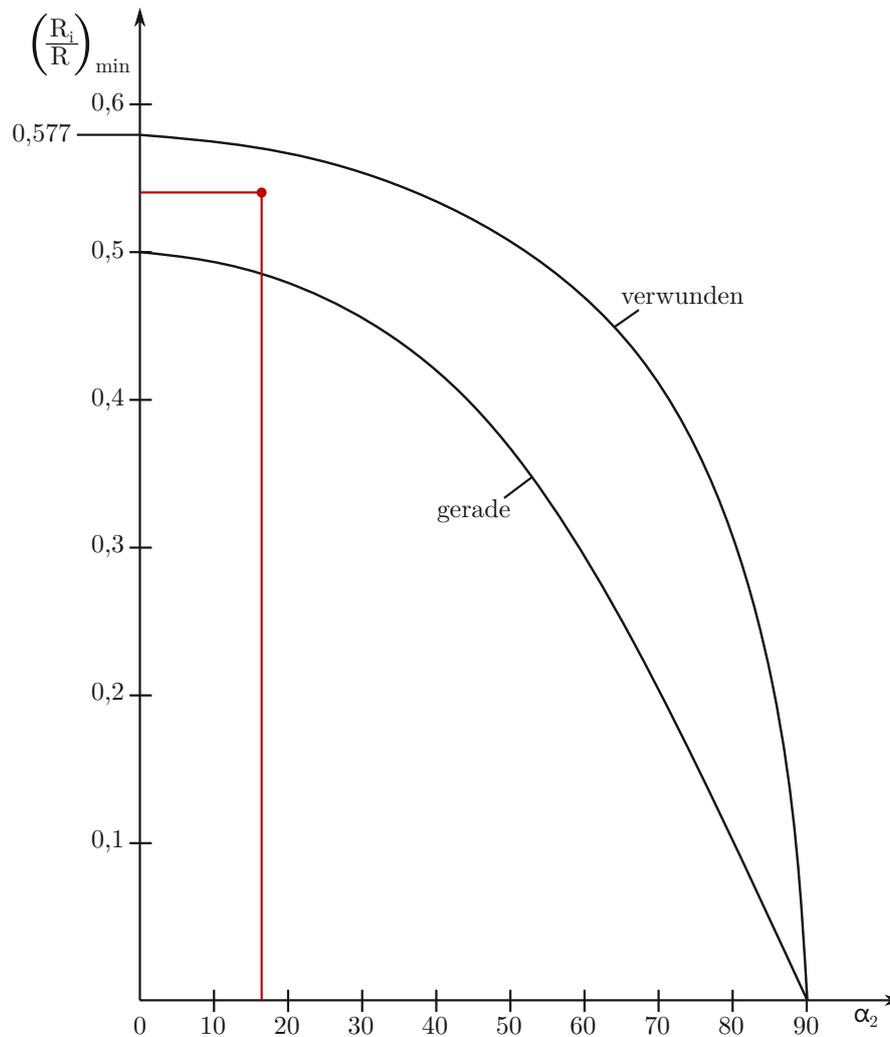


Abbildung 3.15: Grenzen des ausnutzbaren Radienverhältnis in Abhängigkeit vom Strömungswinkel [16]

Bei der analytischen Auslegung von [25] wurde die Maximierung der Fliehkräfte und somit der Abscheidung in den Vordergrund gestellt. Das Radienverhältnis ergab sich dabei aufgrund der Geometrie des inneren Tubings und des glockenförmigen Elementes nach der Trennstrecke. Mit den zugrundeliegenden analytischen Methoden konnte dabei die Ablösung an der Nabe nicht identifiziert werden.

3.2.3 Wirbelzopf-Instabilität

Aufgrund der baulichen Gegebenheiten befindet sich nahe des Abscheiders ein Flansch mit einer konischen Verjüngung des Durchmessers, der das untere Rohr mit dem Sandrohr verbindet (Abbildung 3.2). Diese Verbindung wurde bezüglich der Strömung nicht optimiert und ist eher industriell mit einem steileren Winkel ausgeführt.

In der Literatur finden sich zu Zyklonabscheidern mit ausgeführtem Tauchrohr ähnlich ausgeführte konische Verjüngungen. Aufgrund des starken Dralls bildet sich ein Druckfeld mit hohem Druckgradienten in radialer Richtung aus. Durch dieses Feld treten an nicht achsparallelen Wandflächen Sekundärströmungen in negativer Richtung des Gradienten auf. Somit werden durch den konischen Bereich die Partikel an der Wand nach unten gefördert [30]. Berechnungen zu diesen Sekundärströmungen wurden von [17] durchgeführt. Anschließend untersuchte [29] diese Ergebnisse in seiner Dissertation mithilfe von Messungen.

Durch die Einschränkungen des Bauraums und der Konstruktion ist die Verjüngung jedoch am Flansch eher steil ausgeführt. Grund dafür ist die Auslegung nach den Standards der Tiefpumpgestänge und nicht nach den Richtlinien von Massenkraftabscheidern. Dieser steile Winkel führt zu einem instabilen Schwingverhalten des Wirbelzopfes. Zusätzlich sind an der Innenseite am Flansch Hinterschneidungen und abgestufte Übergänge am Gewinde vorhanden, welches das Sandrohr mit dem äußeren Tubing verbindet. Diese Übergänge wurden in der Simulation zu Vereinfachung vernachlässigt, würden aber die ungünstigen Strömungsverhältnisse noch verstärken.

Man erkennt anhand der Simulationsergebnisse in Abbildung 3.16 deutlich den anwachsenden Wirbel. Erreicht dieser die Tiefe des Flansches beginnt sich eine Schwingung einzustellen. Da in diesem Bereich die Strömungsgeschwindigkeiten noch relativ hoch sind (Abbildung 3.13) könnten Sandpartikel von außen wieder in die innere Strömung transportiert werden. Diese würden dann in weiterer Folge die Abscheiderate verringern und die Ventile der Kolbenpumpe weiter beschädigen. Bei der Optimierung sollte darauf geachtet werden, diese Instabilität zu reduzieren.

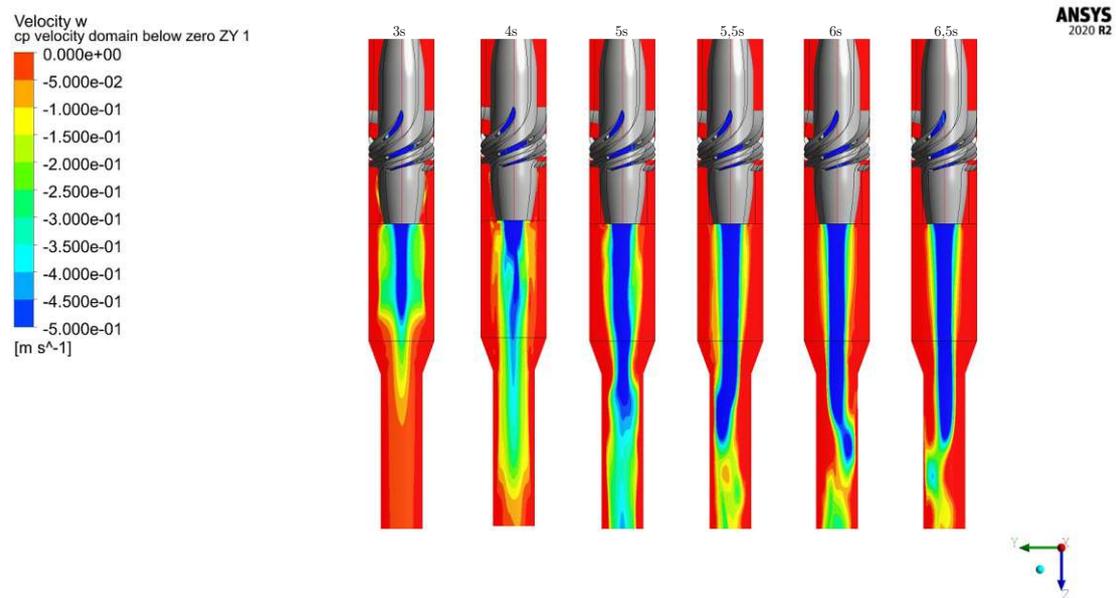


Abbildung 3.16: Zeitlicher Verlauf des Wirbelzopfes im Rohr

Kapitel 4

Messungen am Prüfstand

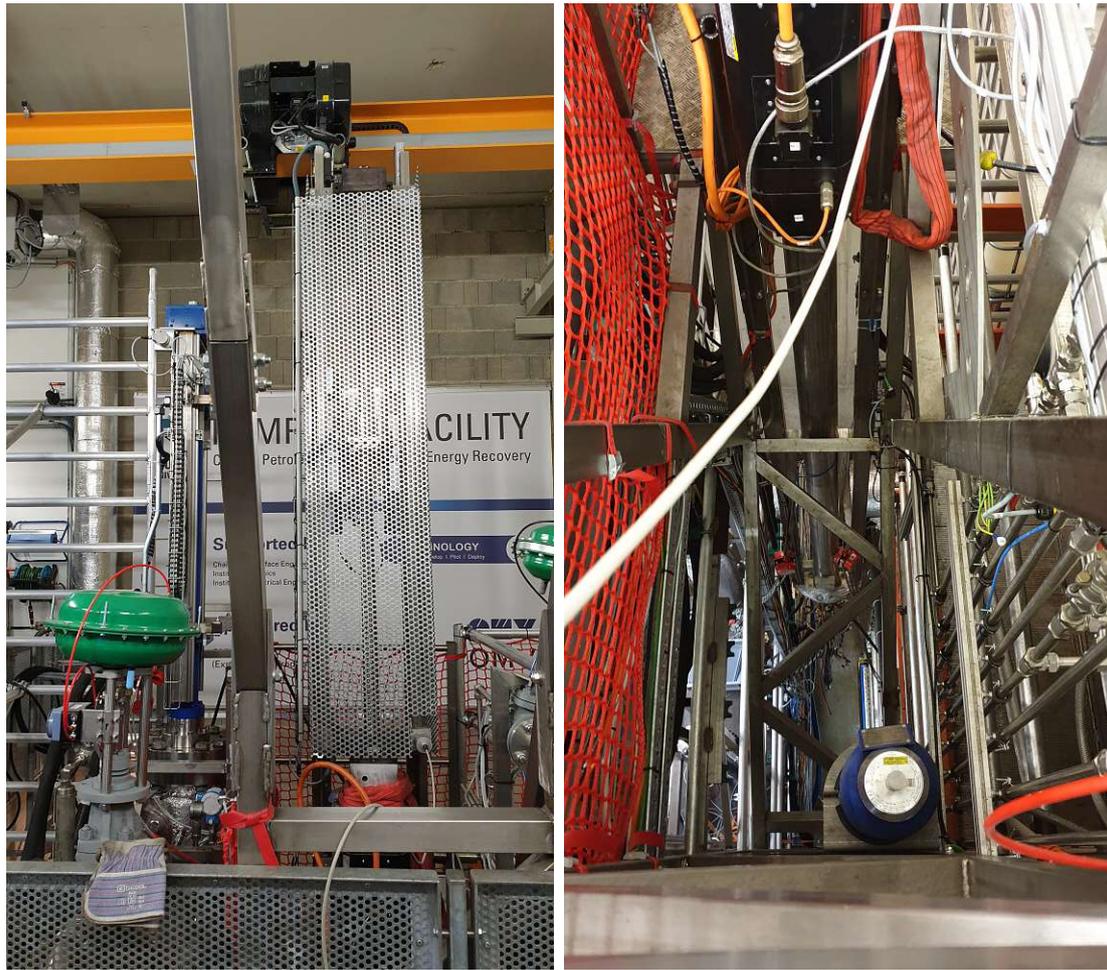
Jede Simulation weist Ungenauigkeiten auf. Dazu zählen unter anderem Abbruchfehler und Diskretisierungsfehler. Hinzu kommt, dass nicht alle physikalischen Effekte in der Simulation abgebildet werden können und die Lösung auch durch die Turbulenzmodellierung eingeschränkt ist. Daher ist es von großer Bedeutung ein numerisches Modell zu validieren. Zu diesem Zweck ist es notwendig, aussagekräftige Messdaten mit den Simulationsergebnissen zu vergleichen [6].

4.1 Vorbereitungen der Messung

Aufbauend auf der Arbeit von [11] wurde in Zusammenarbeit mit der Montanuniversität Leoben der vorhandene Tiefpumpen Prüfstand umgebaut, um Messdaten zur Validierung zu erhalten. Idealerweise sollten die Strömungsverhältnisse mithilfe von Particle-Image-Velocimetry-Messungen (PIV-Messungen) festgestellt werden. Arbeiten zur Kombination von PIV-Messungen und CFD-Simulationen finden sich in [21, 34, 35]. Jedoch konnten aufgrund der hohen Drücke und örtlichen Gegebenheiten keine entsprechenden Messungen durchgeführt werden. Daher beschränkte sich die Validierung auf wandnahe Druckmessungen an ausgewählten Stellen.

4.1.1 Tiefpumpenprüfstand

Der Versuchsstand wurde ursprünglich für Untersuchungen von Tiefpumpen entworfen. Dabei können Tiefen von bis zu 500 m und eine Wassersäule oberhalb der



(a) Spindeltrieb

(b) Schacht mit Rohrgestänge

Abbildung 4.1: Hauptkomponenten des Prüfstandes

Pumpe von bis zu 90 m simuliert werden. Der Kolben ist an einen Spindeltrieb mit variabel angesteuertem Motor gekoppelt, welcher einen Hubweg von zwei Metern und eine maximale Frequenz von zehn Hieben pro Minute erreichen kann. Damit sind Volumenströme von bis zu $4 \text{ m}^3/\text{h}$ möglich. Die Pumpeinheit und das Gestänge sind hängend gelagert und führen senkrecht in einen zehn Meter tiefen Schacht hinunter [11]. Das Rohrgestänge besteht, wie in Abschnitt 1.3 dargestellt aus einem äußerem Casing mit einem Durchmesser von $6 \frac{5}{8}''$ und innerem Casing mit einem Innendurchmesser von 100 mm. In das innere Casing sind radiale Bohrungen eingelassen, um Wasser in den Ringraum zwischen innerem Casing und dem Tubing zu leiten. Durch das Tubing wird das Wasser von der Pumpeinheit nach oben befördert.



Abbildung 4.2: Ringleitung und Rohrgestänge

4.1.2 Anpassung des Prüfstandes

Um die Druckmessungen durchführen zu können, wurde der Versuchsstand entsprechend angepasst. Zunächst wurde ein Teil des äußeren Casings entfernt, um Sensoren an dem inneren Casing und dem Tubing zu platzieren und Zugang zu dem Gestänge zu erhalten. Die Sensoren sollten wandnahe und radial an den Rohren befestigt werden. Dazu wurden nach IEC 60193 [12] Adapter für die verwendeten Sensoren angeschweißt. Anders als bei Versuchen für Kolbenpumpen wurde das Wasser nicht von der stehenden Wassersäule durch die radialen Bohrungen in den Zwischenraum gesaugt, sondern eine direkte Wasserzuführung mittels einer Ringleitung verbaut.

4.1.3 Messaufbau

Die Messung dient als Grundlage zur Feststellung der Randbedingungen und zur Validierung der CFD-Simulation. Dazu wurden insgesamt sieben Sensorsignale aufgezeichnet. Am Prüfstand waren standardmäßig schon ein Seilzugsensor der Bauart Waycon SX80 zur Hubsteuerung und Verfolgung der Kolbenposition und ein Flügelrad-Volumenstromsensor Kobold DOT-1330H verbaut. Diese beiden Sensoren werden genutzt, um den Volumenstrom und die Transportgeschwindigkeiten im Gestänge festzustellen. Diese Signale werden in weiterer Folge auch für die



(a) Adapter PMP71

(b) Adapter Kistler 4075

Abbildung 4.3: Adapter für Drucksensoren

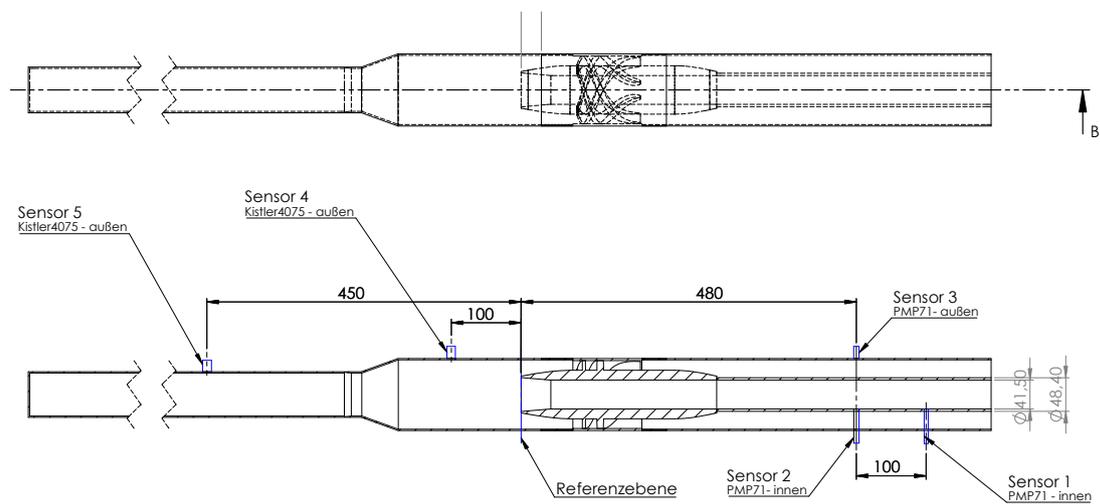


Abbildung 4.4: Anordnung der Sensoren

Massenstrom-Randbedingung in der Simulation verwendet.

Für die Druckmessungen wurden zwei verschiedene Sensortypen verwendet. Einerseits wurden Endress+Hauser PMP71 Relativdruck-Sensoren verwendet. Dabei handelt es sich um einen digitalen Messumformer mit piezoresistiver Messzelle. Der Druck wird dabei nicht direkt auf die Messzelle aufgebracht, sondern über eine verschweißte metallische Prozessmembran und eine Füllflüssigkeit auf eine Wheatstonsche Messbrücke übertragen. Dadurch entsteht eine gewisse Verzögerung und Dämpfung auf hochfrequente Druckschwankungen. Der Messverstärker ist bereits im Sensorgehäuse integriert und zusätzlich ist eine digitale Anzeige zur direkten visuellen Kontrolle der Messwerte verbaut. Dieser bewährte Sensortyp wird oft im hydraulischen Bereich eingesetzt.

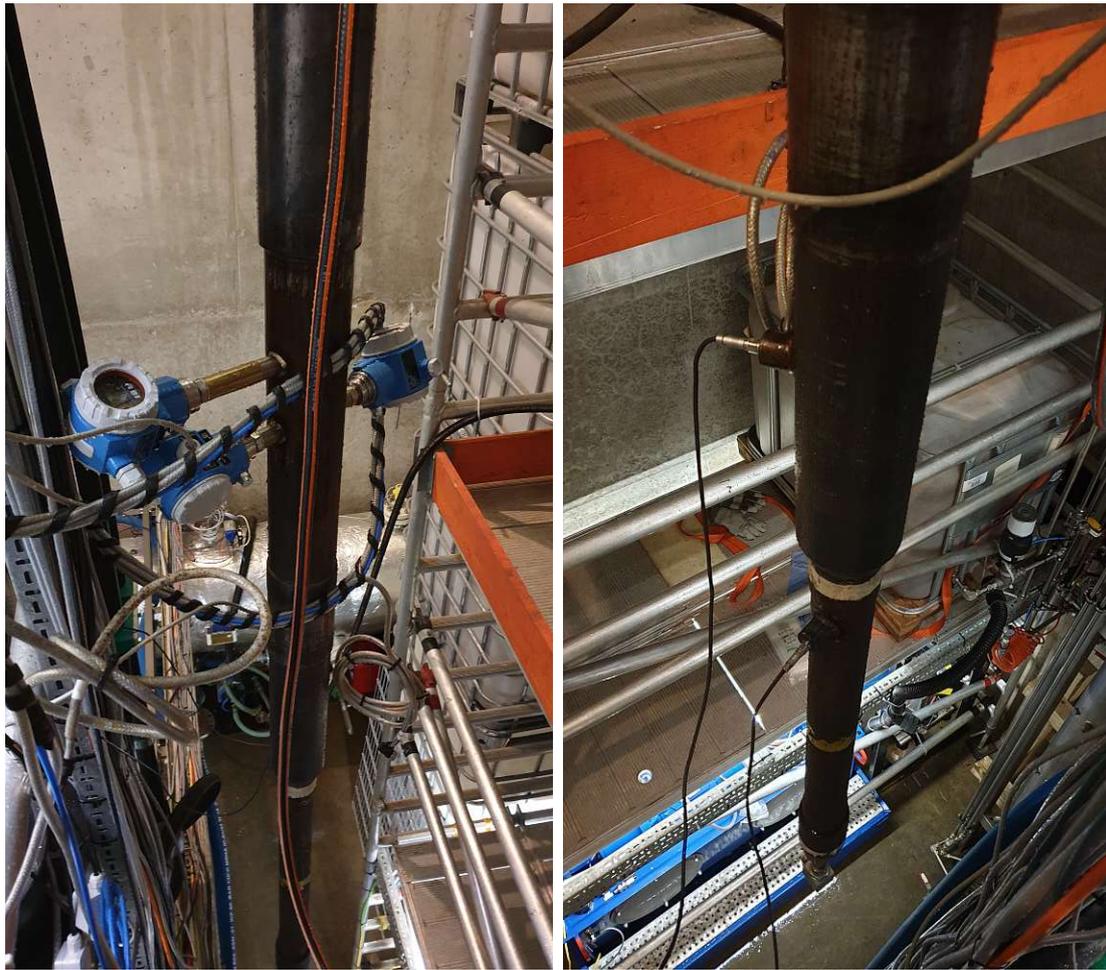
Andererseits wurden hochpräzise piezoresistive Absolutdrucksensoren der Bauart Kistler 4075 verwendet. Durch ihre hohe Eigenfrequenz eignen sich diese Druckaufnehmer sehr gut für die Erfassung von schnellen Druckänderungen. Der Sensor wird über einen externen Messverstärker versorgt, welcher auf jeden Sensor individuell kalibriert und abgestimmt wird. Durch eine integrierte mechanische und elektrische Kompensation wird eine sehr hohe Genauigkeit erreicht.

Die Platzierung wurde entsprechend der zu erwartenden Druckverhältnisse gewählt. Im oberen Bereich vor dem Zyklon und in der Rücksromung im inneren Rohr waren die geringsten Druckfluktuationen zu erwarten. Daher wurden in diesem Bereich die PMP71 Sensoren verwendet. Im unteren Bereich nach der Verdrallung der Strömung könnten durch den Wirbel und den Konus bzw. Verjüngung im Rohr instabile Strömungsverhältnisse entstehen. Um diese Druckschwankungen möglichst genau aufzuzeichnen, kamen Kistler 4075 Sensoren zum Einsatz.

4.2 Messung

Nun da der Prüfstand adaptiert wurde, kann mit den Messungen begonnen werden. Zum Monitoring und der Messwertaufzeichnung wurde die Software Labview verwendet. Die vollständige Sensorliste der Messung findet sich in Tabelle 4.1.

Für die Simulation einer stehenden Wassersäule ist an dem Prüfstand eine Pumpe installiert, die einen Systemdruck in dem Gestänge aufbringt. Diese kann einen Druck von bis zu 9 bar erreichen, was ca. einer Wassersäule von 90 m entspricht.



(a) Endress+Hauser PMP71

(b) Kistler 4075

Abbildung 4.5: Eingebaute Drucksensoren

Der Systemdruck sollte die Strömung jedoch nur geringfügig beeinflussen. Diese Annahme wurde auch von ersten CFD-Berechnungen unterstützt. Daher wurde ein moderater Druck von 3 bar gewählt, um die Komponenten des Versuchstandes zu schonen.

4.2.1 Messablauf

Zu Beginn der Messung wurde der Systemdruck aufgebracht und anschließend eine Prä-Null Messung durchgeführt, um eine Referenz im Stillstand zu erhalten. Diese Daten dienen einerseits zur Überprüfung der Einstellungen und andererseits zur Kalibrierung der Sensoren. Weiters können damit die Drucksignale in der

Nr.	Bezeichnung	Messgröße	Signalbereich			Messbereich		
			min	max	Einheit	min	max	Einheit
1	p_{RB}	Druck	4	20	mA	0	4	bar
2	p_{Tubing}	Druck	4	20	mA	0	4	bar
3	p_{Casing}	Druck	4	20	mA	0	4	bar
4	$p_{unteresRohr}$	Druck	0	10	V	0	10	bar
5	$p_{Sandrohr}$	Druck	0	10	V	0	10	bar
6	s_{Hub}	Weg	4	20	mA	0	2	m
7	Q_{Pumpe}	Durchfluss	4	20	mA	0.8	8	m ³ /h

Tabelle 4.1: Liste der verwendeten Sensoren

Verarbeitung auf eine Referenzebene reduziert werden und die hydrostatischen Drücke durch die Höhendifferenz ausgeglichen werden. Für die Mittelwertbildung in diesem Betriebspunkt wurde eine Messdauer von 60s gewählt. Anschließend wurde der Spindeltrieb hochgefahren und die Kolbenpumpe betätigt. Dabei wurde zunächst der Einschaltvorgang aufgezeichnet. Nach 180s sollte das System eingeschwungen sein und sich ein quasi-stationärer Zustand eingestellt haben. Dieser Zustand wurde 650s erfasst, um genügend Daten für eine Mittelung über die Hubperiode zu erhalten. Abschließend wird der Abschaltvorgang dokumentiert und erneut eine Null-Messung im Stillstand aufgezeichnet. Dieser Ablauf wurde insgesamt zwei mal durchgeführt (Tabelle 4.2).

Nummer	Systemdruck [bar]	Dauer [s]	Datenpunkte [-]	Beschreibung
1.10	3	60	420,00E+3	Prä-Null
1.1E	3	180	1,26E+6	Einschaltvorgang
1.11	3	650	4,55E+6	Instationär
1.1A	3	180	1,26E+6	Abschaltvorgang
1.20	3	60	420,00E+3	Post-Null
2.1E	3	180	1,26E+6	Einschaltvorgang
2.11	3	650	4,55E+6	Instationär
2.1A	3	180	1,26E+6	Abschaltvorgang
2.20	3	60	420,00E+3	Post-Null

Tabelle 4.2: Messablauf

4.2.2 Messergebnisse

Messunsicherheiten

Grundsätzlich ergeben sich bei jeder Messung Unsicherheiten. Dabei können diese in systematische und statistische Unsicherheiten ("Fehler") unterteilt werden. Genauere Ausführungen dazu finden sich in [7]. Diese Fehler können analysiert und akkumuliert werden, um eine Gesamtunsicherheit für einen Messwert zu erhalten. Dazu finden sich Arbeiten und Anleitungen in [8, 15, 18, 31, 36]. Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt auf der Simulation. Daher wird im Weiteren nicht detailliert auf die möglichen Fehler bei einer Messung eingegangen. Es wird lediglich als maximale Unsicherheit die Genauigkeit der jeweiligen Sensoren verwendet. Aufgrund der Einfachheit der Betrachtungsweise wird auf die Darstellung in den Diagrammen der Messergebnisse verzichtet.

Rohdaten

Die rohen Messergebnisse sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Am Signal des Seilzug-sensors s_{Hub} erkennt man klar die Kolben-Hubbewegung. Er erreicht eine konstante Geschwindigkeit und verzögert bzw. beschleunigt allmählich im Bereich des oberen und unteren Totpunktes. Anhand der Hubbewegung kann im Anschluss die Periodendauer ermittelt werden. Betrachtet man den Volumenstrom erkennt man einen schnellen Anstieg auf einen Maximalwert von rund $2,9 \text{ m}^3/\text{h}$ der anschließend wieder leicht abfällt. Kurz vor dem oberen Totpunkt steigt der Volumenstrom wieder leicht an. Diese beiden Gegebenheiten könnten auf die Trägheit des Flügelrades zurückzuführen sein. Analog zu der allmählichen Beschleunigung des Kolbens zeichnet sich auch beim Volumenstrom ein ähnliches Bild ab. Durch die etwas niedrigere Auflösung bzw. Abtastfrequenz des Kobold-Sensors ist diese eher schwer zu erkennen und es zeigt sich ein abgestuftes Bild.

Der Systemdruck sollte durch die Versorgungspumpe eigentlich konstant gehalten werden. Jedoch zeigt das Ergebnis ein anderes Bild. In Abbildung 4.6 erkennt man einen starken Druckabfall bei Zunahme des Volumenstroms respektive der Strömungsgeschwindigkeit im Rohrleitungssystem. Ein Grund dafür könnte der geringe Schlauchdurchmesser in der Ringleitung sein. Da die Rohrreibungsverluste mit der Geschwindigkeit zum Quadrat steigen [22], erscheint der Verlauf des Druckes durchaus plausibel. Des Weiteren waren während der Messung kleine undichte

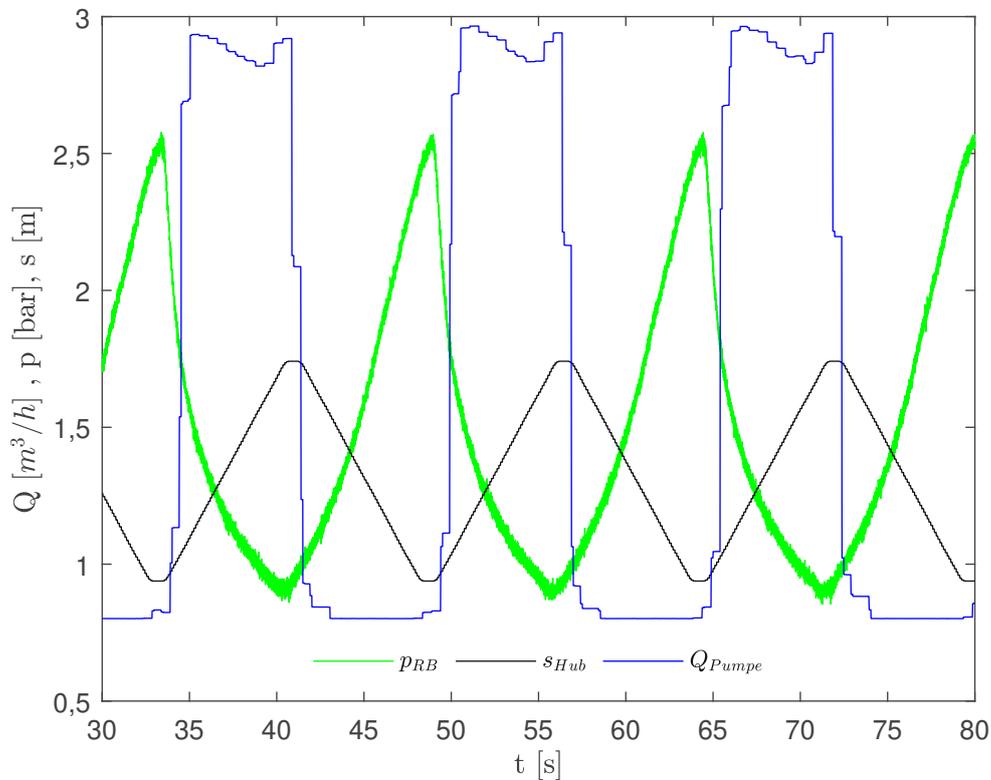


Abbildung 4.6: Rohdaten der Messwerte

Stellen an den Rohrverbindungen erkennbar, welche den Druck weiter verringern könnten. Gerät dann die Pumpe bei der Versorgung an ihre Grenze, fällt der Druck weiter ab. Beim Stillstand des Kolbens baut die Pumpe anschließend wieder langsam den Systemdruck auf.

Mittelung über Hubperiode

Am Prüfstand können nur die Kolbengeschwindigkeit und der Hubweg über eine SPS-Steuerung eingestellt werden. Daher kann die Hubperiode nicht direkt ermittelt werden. Um diese festzustellen, wird das Signal des Seilzugsensors betrachtet und über den Minimalwert die Hubdauer errechnet. Diese ergibt sich zu 15,51 s. Somit folgt die Hubfrequenz zu

$$f_{Hub} = \frac{1}{T} \cdot 60 = 3,686 \frac{1}{\text{min}}. \quad (4.1)$$

Weiter folgt daraus die Hubanzahl N_{Hub} zu

$$N_{Hub} = f_{Hub} \cdot t_{Mess} \cdot \frac{1}{60} = 41,908 \text{ H\u00fcbe.} \quad (4.2)$$

Daraus folgt eine Netto-Hubanzahl zur Mittelwertbildung von 41 H\u00fcben. Nun k\u00f6nnen die Rohsignale f\u00fcr die jeweiligen Sensoren gemittelt werden. Die Druckwerte werden dabei noch nicht auf die Referenzebene reduziert, um eine anschauliche Darstellung der Messung zu erhalten. Dies wird erst sp\u00e4ter bei der Validierung ber\u00fccksichtigt.

Betrachtet man die Werte der Relativdruck-Sensoren (PMP71) erkennt man den Druckverlust in der Str\u00f6mung zwischen Eintritt (p_{Casing}) und Austritt (p_{RB}). Der Druckunterschied durch die Einbauh\u00f6he kann dabei aufgrund der geringen Differenz vernachl\u00e4ssigt werden (Abbildung 4.4).

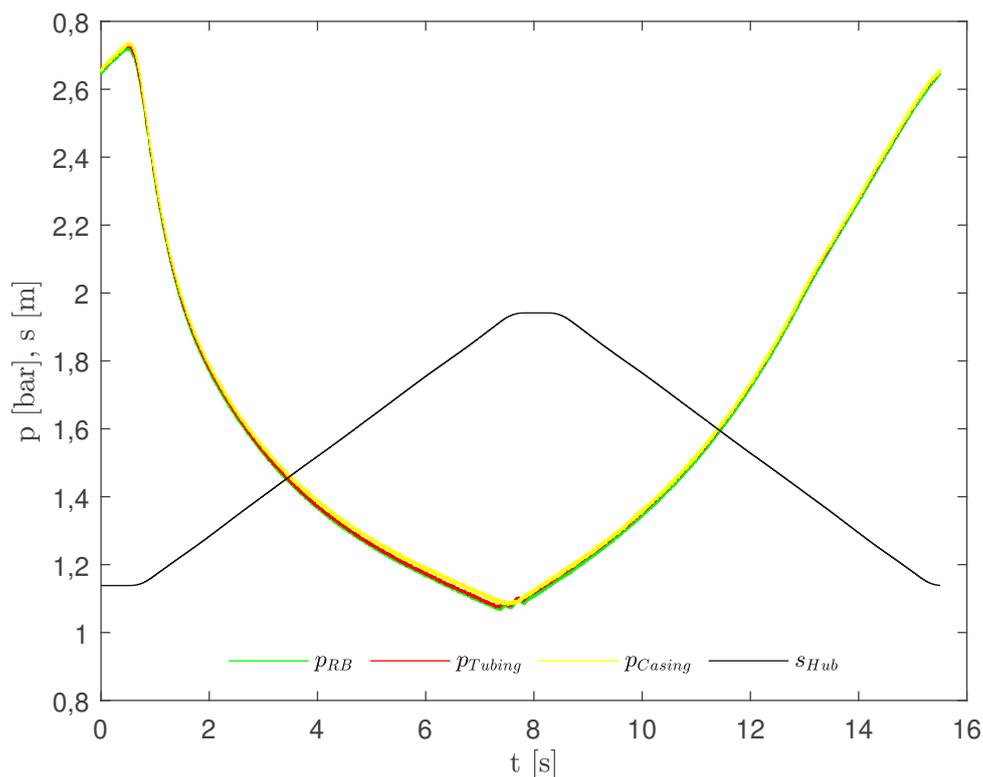


Abbildung 4.7: Gemittelte Signale der Relativdruck-Sensoren \u00fcber Hubperiode

Die beiden hochfrequenten Absolutdruck-Sensoren zeigen ein \u00e4hnliches Bild wie die Relativdruck-Sensoren. Auff\u00e4llig ist der deutlich niedrigere Druck im unteren Rohr

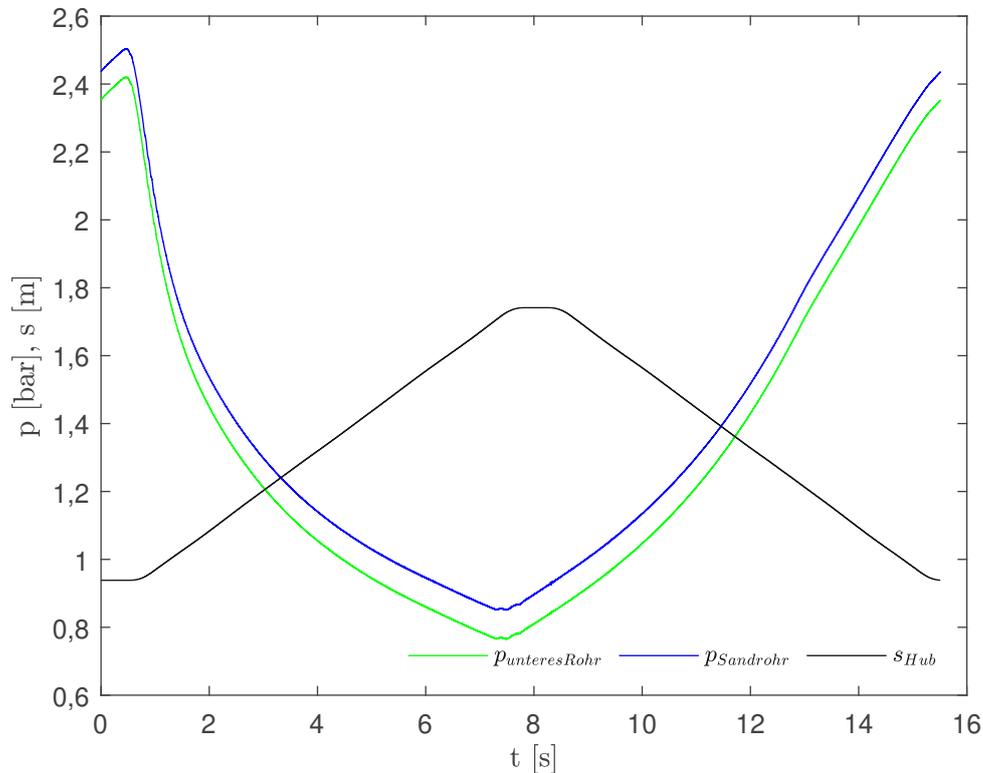


Abbildung 4.8: Gemittelte Signale der Absolutdruck-Sensoren über Hubperiode

($p_{\text{unteresRohr}}$), welcher von Sensor 4 aufgenommen wird. Er liegt in der installierten Höhe zwar etwas über dem unteren Sensor 5 (p_{Sandrohr}), jedoch ist die Höhendifferenz zu gering, um diesen Druckunterschied zu rechtfertigen. Daher deutet dies auf eine falsche Kalibrierung des Sensors oder eine beschädigte Membran hin.

	p_{RB}	p_{Casing}	p_{Tubing}	$p_{\text{unteresRohr}}$	p_{Sandrohr}
Mittelwert [bar]	2,732	2,739	2,742	2,631	2,712
$p_i - p_{RB}$ [Pa]	0	752	990	-10110	-1989
Stabw. [Pa]	1263	1257	1635	585	556

Tabelle 4.3: Messwerte der Prä-Null Messung

Diese Annahme wird auch von der stationären Prä-Null Messung (Tabelle 4.3) unterstützt. Auch bei stillstehendem System zeigt sich diese Differenz. Zusätzlich scheint auch Sensor 5 einen leichten Kalibrierfehler aufzuweisen. Aufgrund der Prä-Null Messung kann jedoch im Anschluss bei der Validierung der Wert auf die Referenzebene reduziert werden und der Kalibrierfehler ausgeglichen werden.

Der Volumenstrom ist in Abbildung 4.9 ersichtlich. Nach der Mittelung ergibt sich ein konstanteres, weniger abgestuftes Bild als bei den Rohdaten in Abbildung 4.6. Die Kurve beginnt langsam zu steigen, bis sie eine nahezu konstante Steigung erreicht. Hier scheint die Strömung bereits voll ausgebildet zu sein. Nach etwa zwei Sekunden wird der Maximalwert erreicht. Anschließend fällt die Kurve wieder leicht, was auf eine gewisse Übersteuerung und Trägheit des Flügelrades hinweist. Fährt der Kolben wieder nach unten und das Kugelventil schließt sich, fällt der Volumenstrom wieder mit ähnlicher Steigung ab und nähert sich langsam dem Nullwert. Auch hier erkennt man wieder die leichte Verzögerung durch die Trägheit.

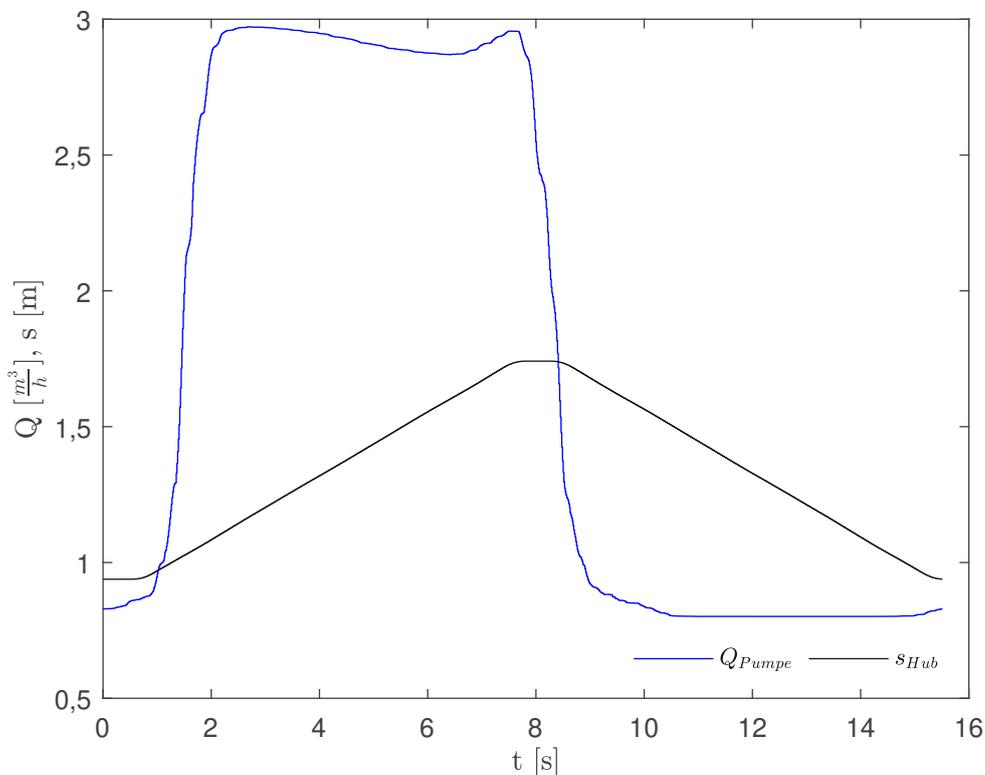


Abbildung 4.9: Gemittelter Volumenstrom über Hubperiode

Kapitel 5

Validierung

5.1 Validierung des Modells

Nun kann die Simulation mit den Werten aus der Messung verglichen werden. Dazu wurden in dem Simulationssetup Monitorpunkte an den Sensorpositionen definiert. Dabei wurde bei ersten Berechnungen der Einfluss der Position am Umfang überprüft und mehrere Punkte an verschiedene Winkel gesetzt. Die Differenz war dabei äußerst gering. Somit wurden im finalen Setup alle Monitorpunkte in eine Ebene gesetzt. Für die radiale Position wurde die Mitte der ersten Zelle gewählt, um den Einfluss der Wand-Randbedingung gering zu halten.

Abbildung 5.1 zeigt eine Übersicht der verwendeten Monitorpunkte, wobei MP2 und MP3 die Relativdruck-Sensoren abbilden. Diese beiden Punkte befinden sich nahe an den Randbedingungen der Simulation. Im unteren Bereich sind die Positionen der präzisen Absolutdruck Sensoren erkennbar. In der Abbildung wurden schematisch die Abweichungen in den jeweiligen Punkten eingetragen. Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, wurden die Messwerte für die Validierung auf eine Referenzebene reduziert. Diese wurde auf die Vorderkante der Nabe gelegt.

Die relative Abweichung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen wird definiert als

$$e_{irel} = \frac{p_{iMes} - p_{iSim}}{p_{iMes}}. \quad (5.1)$$

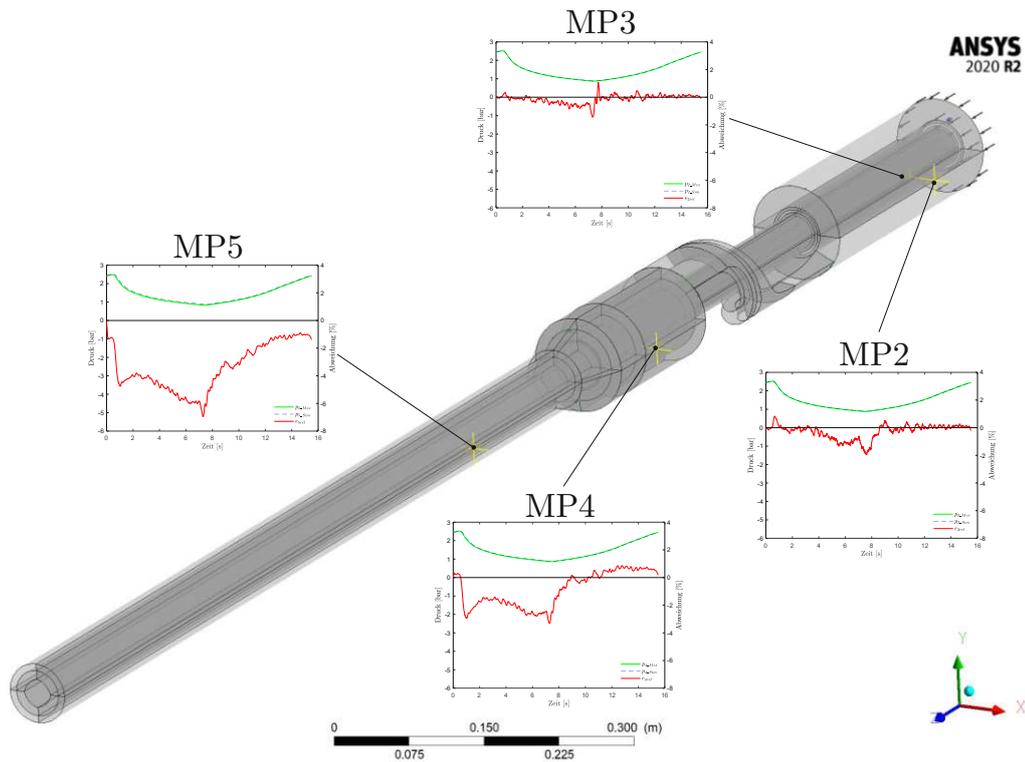


Abbildung 5.1: Übersicht der Monitorpunkte

Vergleicht man die beiden Monitorpunkte MP2 im äußerem Tubing und MP3 im inneren Tubing der Rückströmung ergeben sich nur geringe Abweichungen im Vergleich zu Messung. MP3 befindet sich in der Nähe der Druck-Randbedingung. Somit waren nur geringe Abweichungen zu erwarten. Eine Reynolds-gemittelte Modellierung kann die Turbulenz und die Dissipation der Strömung nicht genau auflösen. Üblicherweise sind die Druckverluste in der Strömung geringer, als in der Realität. Dies gibt auch der Vergleich mit der Messung wieder. Beim Arbeitshub des Kolbens fällt der gemessene Druck im Vergleich zu Simulation stärker ab. Steigt der Druck bei geschlossenem Ventil wieder an, schlägt die Abweichung um und sie geht wieder gegen Null.

Besonders auffallend ist bei allen Monitorpunkten die Abweichung im oberen Totpunkt des Kolbens, also im Punkt des geringsten Druckes. In diesem Punkt kann das Modell die Vorgänge des Schließvorganges und Stillstand des Volumenstroms nicht wiedergeben. Dies führt zu einem kurzem Anstieg und Vorzeichenwechsel der Abweichung. Vor allem bei den Monitorpunkten 2 und 3 ist dies erkennbar. Die Monitorpunkte 4 und 5 liegen tiefer im Rohr und sind daher weiter entfernt von

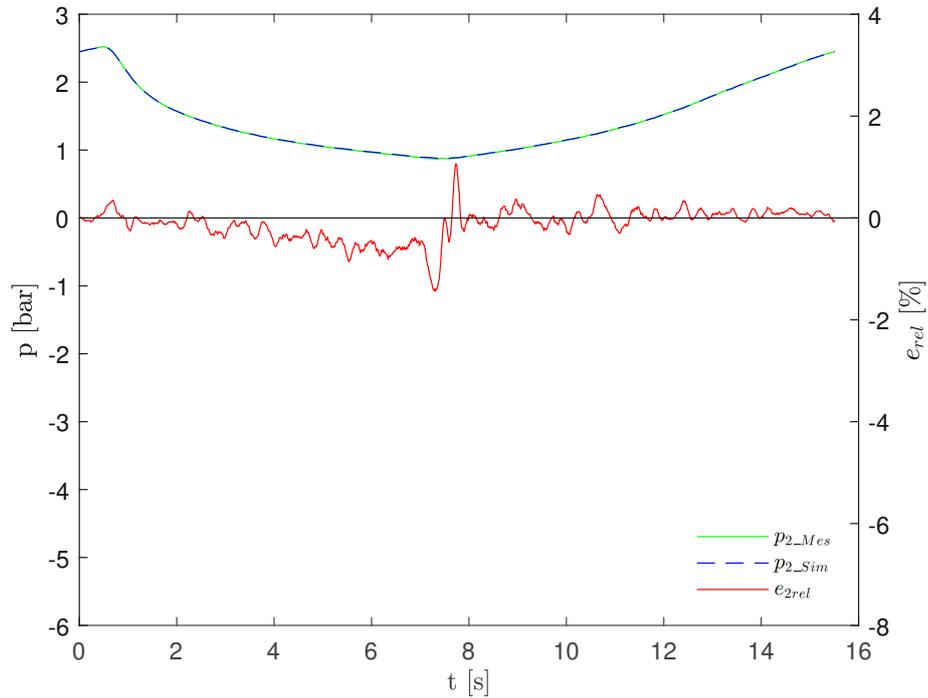


Abbildung 5.2: Abweichung in MP2 zwischen Messung und Simulation

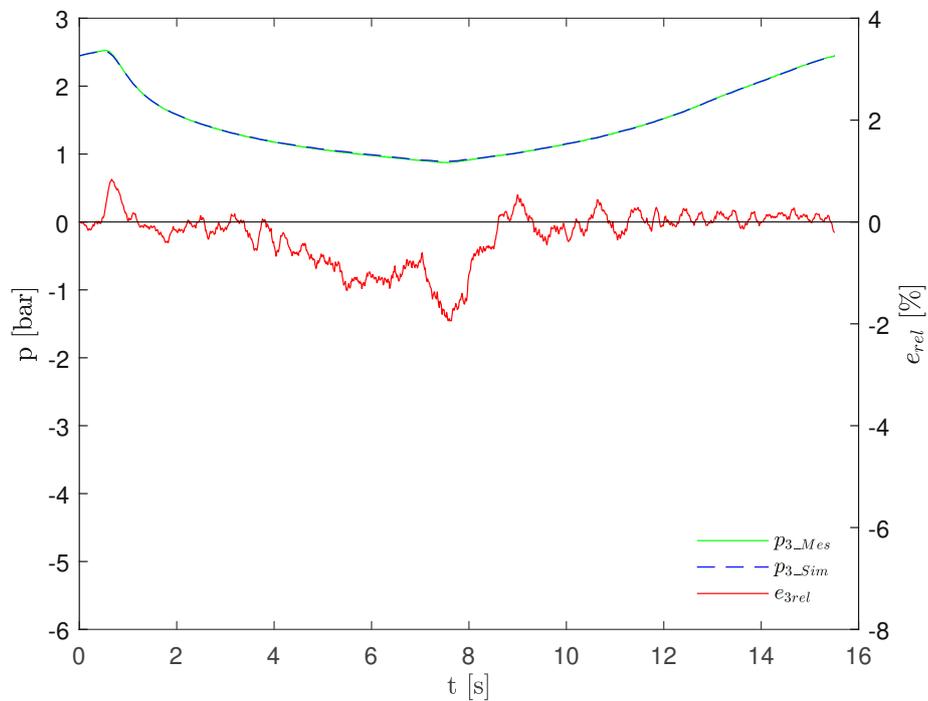


Abbildung 5.3: Abweichung in MP3 zwischen Messung und Simulation

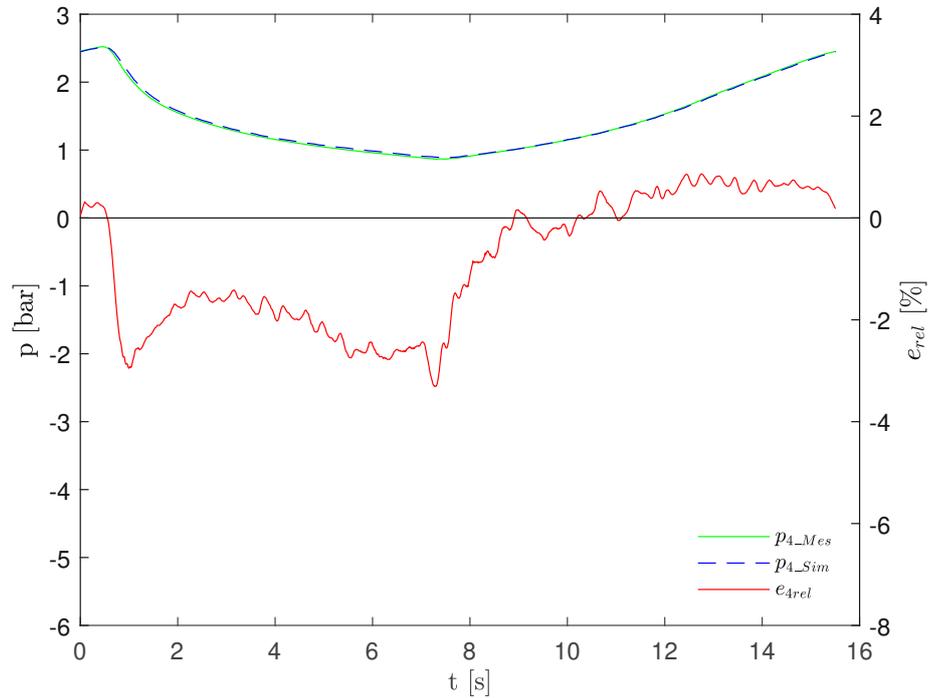


Abbildung 5.4: Abweichung in MP4 zwischen Messung und Simulation

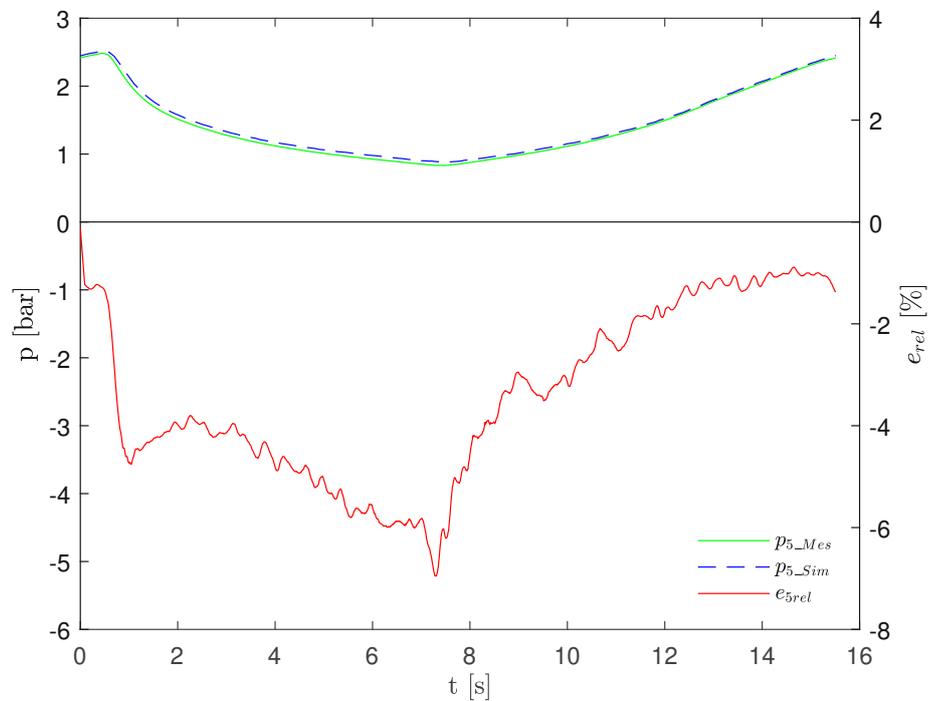


Abbildung 5.5: Abweichung in MP5 zwischen Messung und Simulation

den Randbedingungen. Somit könnte die Wirkung dort gedämpft sein.

Tabelle 5.1 zeigt die mittleren, minimalen und maximalen Abweichungen der Validierungspunkte. Da die Abweichungen positive und negative Werte annehmen, wurden für die Mittelwertbildung die Beträge der relativen Abweichungen verwendet. Da die Punkte 2 und 3 nahe an den den Randbedingungen liegen und die Strömungsverhältnisse in den Punkten weniger komplex sind, ist die gemittelte Abweichung eher gering. Auch die maximalen Abweichungen sind in einem sehr guten Bereich. Jedoch zeigt sich in den unteren Bereichen des Modells eine höhere Abweichung an den Punkten 4 und 5. Vor allem die Differenz in MP5 erscheint etwas hoch im Vergleich zu den restlichen Punkten. Grund dafür könnte das Schwingungsverhalten des Wirbelzopfes nach dem Flansch im Sandrohr sein (Abschnitt 3.2.3). Zusätzlich könnte die niedrigere Determinante des Netzes im Sandrohr (Tabelle 3.2) zu der Differenz beitragen.

Sensor	$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e_{rel} $	$max(e_{rel})$	$min(e_{rel})$
2	0,262%	1,453%	-1,691%
3	0,435%	1,097%	-2,432%
4	1,246%	0,933%	-3,413%
5	3,402%	-0,840%	-7,098%
Gesamt \emptyset	1,336%	0,661%	-3,658%

Tabelle 5.1: Abweichungen an den Sensorpositionen

Die Abweichungen an den Monitorpunkten erscheinen für die geplante Optimierung ausreichend genau. Die Strömung sollte trotz der Abweichungen qualitativ für die Optimierung abgebildet werden können. Zusätzlich wird die Optimierung durch Empfehlungen der Literatur unterstützt, um nicht ausschließlich auf numerische Ergebnisse angewiesen zu sein. Somit kann nun mit der Optimierung begonnen werden.

Kapitel 6

Optimierung

6.1 Optimierungspotentiale

Nun da die Validierung abgeschlossen ist, kann mit der Optimierung des Abscheiders hinsichtlich der Strömungsverhältnisse begonnen werden. Die Validierung spielt eine entscheidende Rolle, um sichere und aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Dieses validierte Modell bietet die Grundlage für die Optimierung. In der Strömungssimulation wurden vorrangig zwei Mängel und damit Optimierungspotentiale festgestellt:

1. Ablösung an der Nabe durch die stark verdrallte Strömung (Abschnitt 3.2.2)
2. Instabiles Schwingungsverhalten des Wirbelzopfes durch den Flansch zum Sandrohr (Abschnitt 3.2.3)

Diese können durch Anpassung der Geometrie des Abscheiders und der Rohre erzielt werden. Dabei muss die Einschränkung in Bezug auf den Bauraum und den Vorgaben des Herstellers berücksichtigt werden.

6.2 Optimierung der Nabe

Die Nabengeometrie ist durch bauliche Grenzen eingeschränkt. Die Durchmesser des äußeren und inneren Tubings sind durch die Tieflochpumpe vorgegeben. Die

Länge zwischen Austrittskante der Schaufel und der Abschlusskante der Nabe, sollte aufgrund der guten Ergebnisse der Abscheideraten bei dem Labortest [11] nicht mehr verändert werden. Jedoch wurde die splineförmige Reduzierung des Nabenquerschnitts nach der Austrittskante aufgrund der ausgeführten Glocke ([25] S.22) benötigt. Dies führte in weiterer Folge zu einer geraden Eintrittsöffnung in das innere Tubing, da die Wandstärke bei einem konischen Einlauf zu gering wäre. Da bei den Testversuchen von M. Hartl [11] diese Glocke entfernt wurde, entfällt die Notwendigkeit den Durchmesser zu verringern.

Um die Ablösung zu verhindern, soll nach [16] abhängig vom Austrittswinkel der kritische Nabendurchmesser nicht unterschritten werden. Klarerweise löst die Strömung umso früher ab, je flacher der Austrittswinkel gewählt wird. Da der Winkel aber aufgrund der notwendigen Fliehkräfte zur Abscheidung benötigt wird, verbleibt als einziger Freiheitsgrad der Durchmesser.

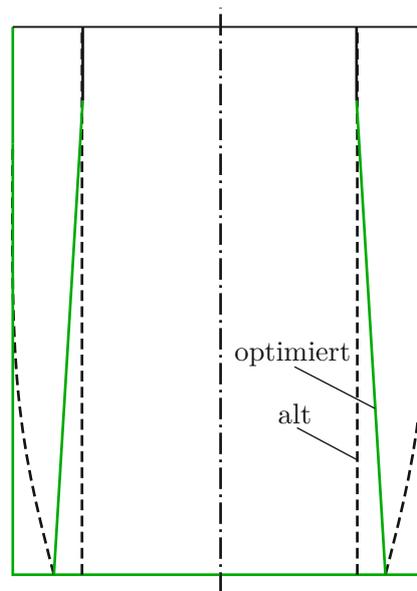


Abbildung 6.1: Optimierte Nabe

Da der Abscheider nun ohne Glocke ausgeführt wird, kann die Nabe zylindrisch ausgeführt werden. In weiterer Folge ermöglicht diese zylindrische Ausführung einen konischen Einlauf in das innere Tubing mit flachem Winkel. Jedoch wurde darauf geachtet, die Wandstärke der Nabe an der Kannte ausreichend groß zu dimensionieren. Dies soll verhindern die Strömung zu früh von weiter außen in das innere Tubing zu leiten, da die Partikel eine gewisse Länge der Trennstrecke benötigen, um nach außen getragen zu werden. Andernfalls könnten Partikel direkt

in die Rückströmung in das innere Tubing gelangen. Die veränderte Nabengeometrie ist in Abbildung 6.1 ersichtlich.

Trägt man nun das sich ergebende Durchmesser Verhältnis in Abbildung 6.2 ein, erkennt man einen sicheren Abstand zu der Grenze des kritischen Bereichs. In dem Diagramm zeigt der rote Punkt die Geometrie der alten Nabe. Für den sich ergebenden Punkt der optimierten Nabe bleibt der Austrittswinkel gleich. Durch die zylindrische Form ergibt sich ein resultierendes Verhältnis von 0,71. Damit liegt der neue Punkt deutlich über dem kritischen Bereich und es sollte keine Ablösung mehr auftreten.

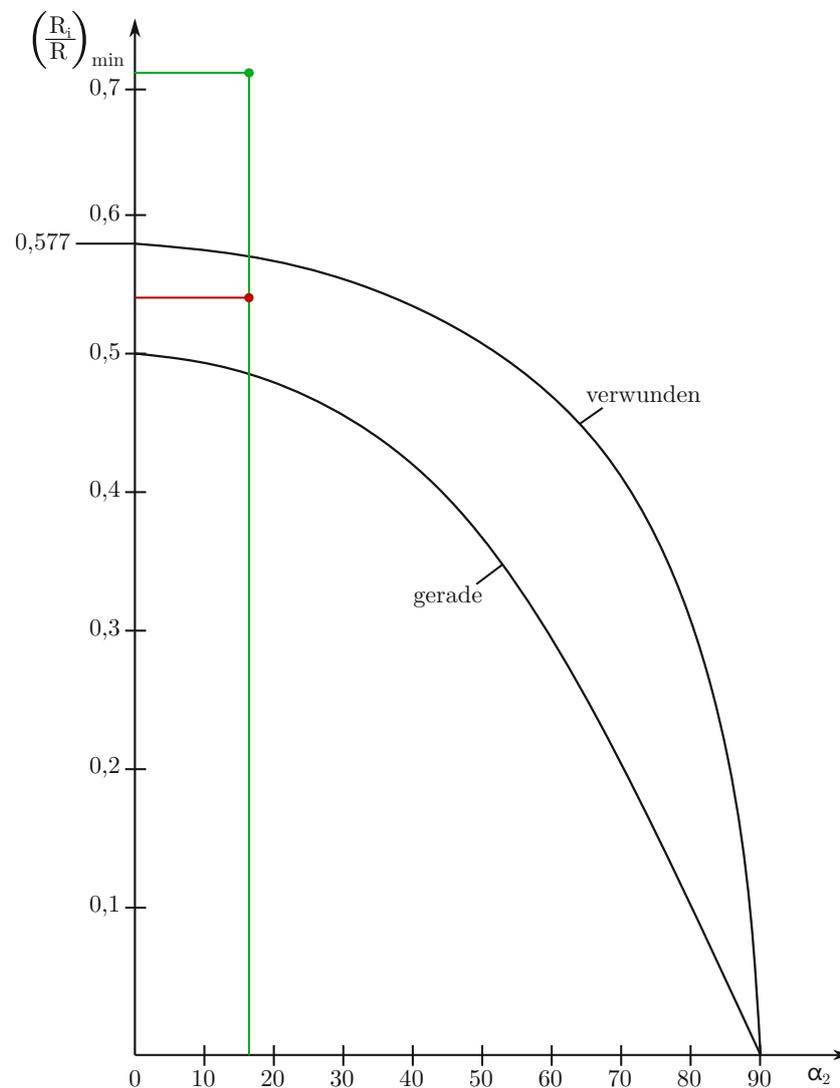


Abbildung 6.2: Grenzen des ausnutzbaren Radienverhältnis in Abhängigkeit vom Strömungswinkel [13] - Optimierte Nabe

Nun da die Nabe entsprechend der Literatur angepasst wurde, kann die Simulation durchgeführt werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.3 dargestellt. Dabei ist die Geschwindigkeitskomponente w in positiver z -Richtung in rot dargestellt. Farbige Bereiche mit $w < 0$ kennzeichnen die Strömung in negative z -Richtung. Die linke Hälfte zeigt die alte Geometrie mit der Ablösung an der Vorderkante, die eine Rückströmung über die Nabe verursacht. An der Kante zum inneren Tubing ist die Einströmung leicht ausgebeult.

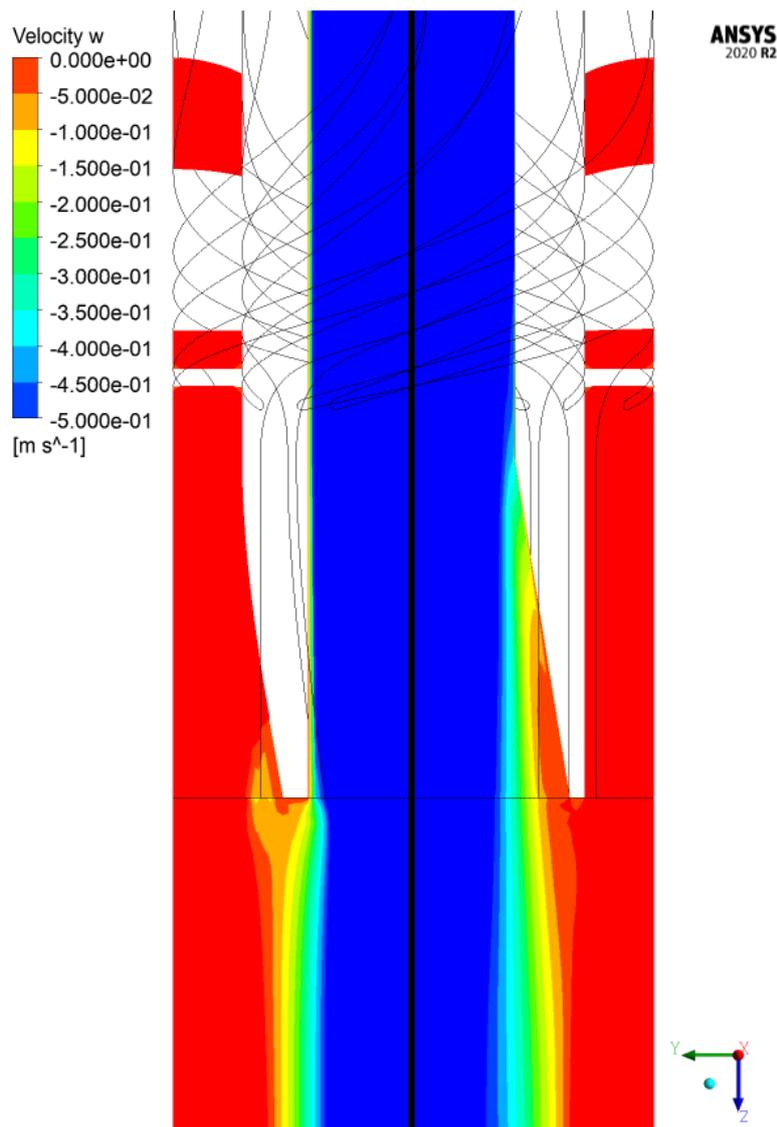


Abbildung 6.3: Vergleich der ursprünglichen Nabe (links) mit der optimierten Nabe (rechts)

Die rechte Hälfte zeigt die optimierte Nabengeometrie. Man erkennt keine Ablösung an der Nabe. Somit erfolgt keine Wirbelbildung und keine Rückströmung über die Vorderkante der Nabe. Damit kann nun ausgeschlossen werden, dass durch diese Wirbel wieder Sand in die Strömung des inneren Tubings gelangen könnte. Der Einlauf in das innere Tubing ist gleichmäßiger ausgebildet und bei der Eintrittskante in das Tubing beult die Strömung nicht aus. Somit sollte auch der Druckverlust in das Tubing geringer sein.

6.3 Optimierung des Rohrgestänges

Die Verbindung zwischen dem unteren Rohr und dem Sandrohr ist als konischer Flansch ausgeführt. Dieser Flansch ist relativ steil ausgeführt und führt zu einer Instabilität des Wirbelzopfes im verengten Querschnitt (Abschnitt 3.2.3). In den Richtlinien für Zyklonabscheider sind konische Begrenzungsflächen für zusätzliche Sekundärströmungen in axialer Richtung ausgeführt. In Abbildung 6.4 ist diese konische Form mit den jeweiligen Geschwindigkeitsverteilungen der Strömung in Axial-, Radial- und Umfangsrichtung dargestellt.

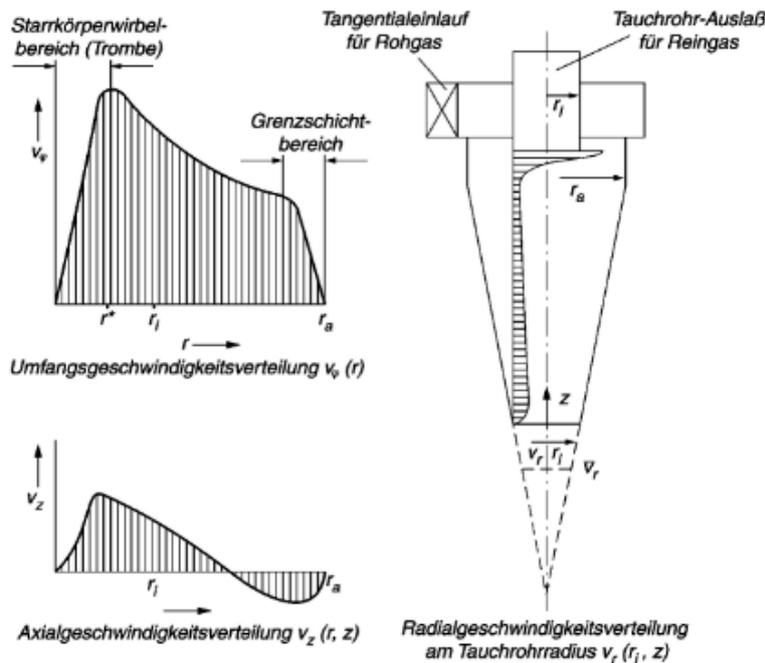


Abbildung 6.4: Strömungsfeld im Zyklonabscheider ohne Partikelbeladung [30]

Die baulichen Einschränkungen im Tieffloch der Rohrkomponenten müssen bei der Optimierung berücksichtigt werden. Eine Änderung des Flansches und des Winkels in der Verbindung soll aus Fertigungsgründen vermieden werden. Die einfachste Lösung erscheint dabei den Abstand der Rohrverbindung zum Abscheider zu vergrößern. Zwar wird die Strömung in diesem Fall nicht mehr beschleunigt, jedoch könnte dadurch auch die Schwingung und die mögliche Einbringung von Sand in die Rückströmung an dieser Stelle verringert werden. Somit wird in der weiteren Iteration der Optimierung in der Simulation die Länge des äußeren Tubings nach dem Abscheider erhöht.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Gleich wie in Abbildung 6.3 sind die Geschwindigkeiten in positiver z-Richtung in rot und negative Geschwindigkeiten bunt dargestellt. Im zeitlichen Verlauf bildet sich der Wirbelzopf langsam aus. Im Vergleich zu Abbildung 3.16 reicht der Wirbelzopf weiter in das Rohr hinab und ist im unteren Bereich stabiler und schlägt nicht gegen die Rohrwand. Jedoch erkennt man im oberen Bereich einen deutlichen Unterschied zur ersten Simulation. Der konische Flansch beschleunigt die Strömung und stabilisiert so den Wirbelzopf im oberen Bereich.

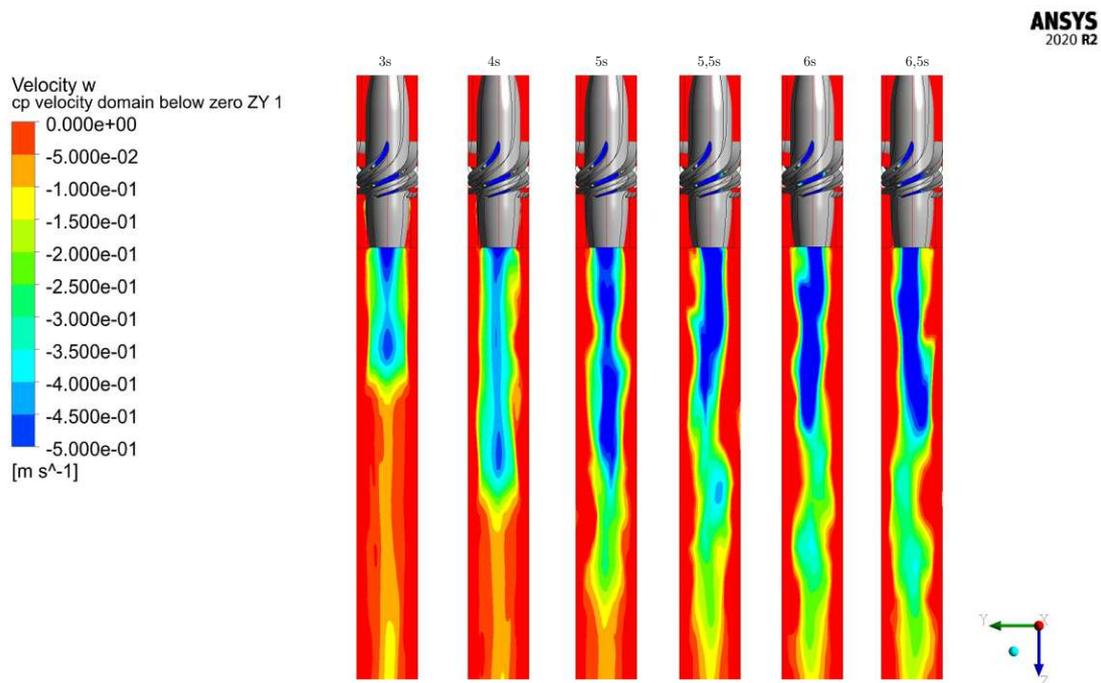


Abbildung 6.5: Simulationsergebnis im Rohr der optimierten Geometrie

Der konische Flansch bringt somit als Rohrverbindung Vorteile aber auch Nachteile mit sich. Einerseits stabilisiert er die Strömung im oberen Bereich nahe der Kante der Nabe. Andererseits resultiert daraus eine Schwingung im Sandrohr. Zusätzlich könnten die Hinterschneidung am Flansch durch das Gewinde und der steile Winkel die Strömung und Abscheiderate stärker beeinflussen. Somit sollte die Rohrverbindung nach unten versetzt werden.

6.4 Weitere Schritte

Durch die Optimierung konnte die Ablösung der Strömung an der Nabe unterbunden werden. Gleichzeitig ist dabei der fertigungstechnische Aufwand geringer. Da diese Ergebnisse ebenfalls durch Literatur bekräftigt werden, könnte die neue Nabengeometrie ohne zusätzliche Versuche umgesetzt werden. Hingegen ergibt sich bei der Optimierung des Rohrgestänges ein weniger eindeutiges Bild. Die Vermeidung der konischen Rohrverbindung nahe des Abscheiders bringt sowohl Vorteile als auch Nachteile. Es ist schwer abzusehen, wie sich dieser Optimierungsschritt auf die Abscheiderate auswirkt. Daher sollten in weiterer Folge erneut Versuche zur Abscheiderate am Prüfstand durchgeführt werden. Die modifizierte Geometrie von Hartl [11] wurde bereits in Feldversuchen verbaut und dabei konnte in vielen Fällen die Standzeit erheblich erhöht, in einigen Fällen sogar verdoppelt werden.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

In Öllagerstätten kommt das Rohöl selten in Reinform vor. Meist liegt ein Gemisch mit Wasser und Gas vor. Bei der Förderung lösen sich aus dem Gestein Salze und Partikel, welche sich in der Tiefpumpe ablagern und die Komponenten beschädigen. Dies führt zu einem gewissen Wartungsaufwand, der mit hohen Kosten verbunden ist. Um die Lebensdauer der Komponenten zu erhöhen, sollen möglichst viele Partikel vor der Tiefpumpen-Einheit abgeschieden werden. Dazu gibt es auf dem Markt kommerzielle Lösungen.

Über einen Entwicklungszeitraum von mehreren Jahren, sollte ein eigenes Konzept untersucht werden. Dazu wurde zunächst ein vorläufiges Konzept eines Zyklonabscheiders an der Technischen Universität Wien mit analytischen Methoden entwickelt. Dieses Konzept wurde im Zuge einer Diplomarbeit an der Montanuniversität Leoben auf einem Prüfstand getestet und in mehreren Iterationsschritten verbessert. Dabei wurden mit dem verbesserten Konzept durchaus gute Ergebnisse und Abscheideraten erzielt, die mit kommerziellen Produkten vergleichbar sind. Dieses Konzept wurde nach dem Laborversuch in Feldversuchen eingebaut und es konnte in vielen Fällen die Standzeit und das Serviceintervall der Tiefflochpumpen erheblich erhöht werden. In einigen Fällen wurde die Standzeit sogar verdoppelt. Aufgrund dieser analytischen und praktischen Arbeiten, ließen sich jedoch keine Rückschlüsse auf die Strömungsverhältnisse im entwickelten Abscheider ziehen und es blieb die Frage offen, ob das Konzept noch weiter verbessert werden könnte.

Daraufhin sollte nun eine CFD-Simulation der Strömung im Abscheider durchgeführt werden. Für die Simulation wurde die Geometrie mit den besten Abscheide-

raten aus den Laborversuchen modelliert. Ein Zyklonabscheider basiert auf dem Prinzip von wirkenden Fliehkräften auf die Partikel in der Strömung. Dazu wird eine stark verdrallte Strömung mithilfe von Leitschaufeln erzeugt. Diese Drallströmung stellt eine Herausforderung für die numerische Simulation dar. Gängige Turbulenzmodelle verwenden die vereinfachte Annahme eines isotropen Turbulenzfeldes. Jedoch gilt diese Annahme nicht mehr für Drallströmungen. Daher wurde, um bestmögliche Ergebnisse der Berechnung zu erzielen, ein Reynolds-Stress-Modell verwendet, welches eine Anisotropie des turbulenten Spannungstensors abbilden kann.

Aus den Simulationsergebnissen konnten erste Rückschlüsse auf die Wirkungsweise gezogen werden. In dem Rohrgestänge nach dem Abscheider wird ein Wirbelzopf erzeugt, welcher die Partikel nach außen trägt und im Rohr nach unten transportiert. Daraufhin sinken die abgeschiedenen Partikel im unteren Rohrgestänge aufgrund von verringerten Geschwindigkeiten ab und lagern sich im Sandrohr ab. Die Partikel-reduzierte Strömung wird anschließend in das innere Tubing gefördert, wobei der Drall beibehalten wird.

Bevor der Abscheider zuverlässig optimiert werden konnte, musste das Modell validiert werden. Dazu wurden in Kooperation mit der Montanuniversität Leoben erneut Messungen am Tiefpumpen-Prüfstand durchgeführt. Um das Simulationsmodell validieren zu können, wurde der Prüfstand modifiziert und mehrere Drucksensoren an dem Rohrgestänge befestigt. Die gemessenen Drücke dieser Sensoren dienen als Validierungspunkte und wurden mit der Simulation verglichen. Die Validierung zeigte ein zufriedenstellendes Simulationsergebnis, mit der höchsten mittleren Abweichung von 3,4 % im Monitorpunkt 5.

Bei der Simulation wurden zwei Optimierungspotentiale der Abscheiders festgestellt. Einerseits löst sich die Strömung an der Vorderkante der Nabe durch die stark verdrallte Strömung ab, wodurch durch Wirbel und Rückströmungen wieder Sand in die Strömung gelangen könnte. Andererseits stellt sich durch den steilen Flansch zu Sandrohr eine Schwingung des Wirbelzopfes ein, welche zusätzlich die Abscheiderate beeinflussen könnte.

Die Ablösung resultiert aus dem starken Druckabfall der verdrallten Strömung. Dies wurde bereits 1948 von Bammert und Kläukens [16] untersucht. Daraus resultierte ein empirisches Kennfeld abhängig von dem Durchmesser Verhältnis von Nabe zu Gehäuse und dem Austrittswinkel der Leitschaufel. Da der Gehäusedurchmesser

und der Austrittswinkel nicht verändert werden sollten, verblieb als einziger Freiheitsgrad der Nabendurchmesser. Somit wurde die konische Verjüngung an der Nabe entfernt und eine zylindrische Form gewählt (Abbildung 6.1). Die Simulationsergebnisse der optimierten Nabengeometrie zeigten keine Ablösung der Strömung an der Vorderkante. Die zylindrische Nabenform hat den weiteren Vorteil, dass ein geringerer fertigungstechnischer Aufwand gegeben ist und daher auch bei der Herstellung Kosten reduziert werden können.

Die Schwingung des Wirbelzopfes im Sandrohr wurde durch die konische Rohrverbindung zwischen dem unterem Rohr und dem Sandrohr verursacht. Zwar wird in der Literatur zu Zyklonabscheidern eine Reduzierung des Gehäusedurchmessers (Abbildung 6.4) empfohlen, um Sekundärströmungen zu erzeugen, jedoch war die Rohrverbindung industriell in einem relativ steilen Winkel ausgeführt. Daraus resultierte eine Schwingung direkt hinter diesem Flansch Abbildung 3.16. Hinzu kommt noch, dass Hinterschneidungen am Flansch durch das Gewinde in der Simulation vernachlässigt wurden. Diese könnten die ungünstigen Strömungsverhältnisse in diesem Querschnitt noch verstärken. Aus konstruktiven Gründen wurde entschieden, den Flansch geometrisch nicht zu verändern, sondern diese Störquelle weit genug vom Abscheider zu entfernen.

In weiteren Schritten könnte nun dieses Modell aufgegriffen werden und eine zweiphasige Strömung mit Partikeln simuliert werden. Jedoch stellt sich die Frage, ob der Aufwand für diese Simulation gerechtfertigt werden könnte. Da der Prüfstand an der Montanuniversität bereits vorhanden ist, sollte diese Infrastruktur genutzt werden, um die Einflüsse der Optimierung auf die Abscheiderate zu untersuchen.

Literatur

- [1] ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, *Measures of Mesh Quality*; Bd. 16.3.2.
- [2] ANSYS Meshing User's Guide, *Error and Warning Limits*.
- [3] ANSYS Theory Guide, *The Reynolds Stress Model*, 2022; Bd. 2.3.1.
- [4] C G Speziale (1991). Analytical Methods for the Development of Reynolds-Stress Closures in Turbulence. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 107–157.
- [5] Celik, B., Ghia, U., Roache, P., Freitas, C., Coleman, H. und Raad, P. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering* 130, 78001.
- [6] D. J. Wagg, K. Worden, R. J. Barthorpe und P. Gardner Digital Twins: State-of-the-Art and Future Directions for Modeling and Simulation in Engineering Dynamics Applications.
- [7] DIN Grundlagen der Meßtechnik.
- [8] Drogg, M., *Dealing with Uncertainties: A Guide to Error Analysis*, 2007.
- [9] Durbin, P. A. und Reif, B. A. P., *Statistical theory and modeling for turbulent flows*, 2nd ed.; Wiley: Chichester West Sussex, 2011.
- [10] E. Schmidt (2007). Gasreinigung. *Chemie Ingenieur Technik* 79, 1883–1892.
- [11] Hartl, M. Practical validation of a new Desander model, Masterarbeit, Leoben: Montanuniversität Leoben, May, 2019.
- [12] IEC Design of pressure taps.
- [13] Ingo, L. Auslegung von Laufgittern für Axialturbinenstufen mit kleinem Reaktionsgrad, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2015.
- [14] J.H. Ferziger, M. P., *Numerische Strömungsmechanik*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2008.

- [15] JCGM 100:2008 (2008). Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement.
- [16] K. Bammert, H. K. Nabentotwasser hinter Leiträdern von axialen Strömungsmaschinen, 19.11.1948.
- [17] K. F. Ebert (1969). Berechnung der Grenzschichtströmung im Zyklon. *Reinhardt. Luft*, 266–270.
- [18] Klaus-Dieter Sommer (2004). Praxisgerechtes Bestimmen der Messunsicherheit nach GUM. *Technisches Messen*, 52–66.
- [19] Kuhlmann, H. C., *Numerische Methoden der Strömungsmechanik*; TU Wien: 2004-2021.
- [20] Launder, B. E., Reece, G. J. und Rodi, W. (1975). Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure. *Journal of Fluid Mechanics* 68, 537–566.
- [21] Meng, S., Li, X., Yan, X., Wang, L., Zhang, H. und Cao, Y. (2019). Turbulence Models for Single Phase Flow Simulation of Cyclonic Flotation Columns. *Minerals* 9, 464.
- [22] Müller, W. und Stratmann, H. Rohrreibungsverluste in Druckleitungen von Wasserkraftwerken, Techn. Ber., TR Sulzer 3, 1964.
- [23] Reinhard Willinger, *Numerische Strömungssimulation für ingenieurmäßige Anwendungen*, 2019.
- [24] Rick von Flatern (2016). The Defining Series: Rod Pump Systems. *Oilfield Review*.
- [25] Rippl, H. Möglichkeiten der Feststoffabscheidung durch Massenträgheitseffekte in einer Drallströmung, Bachelorarbeit, Wien: Technische Universität Wien, November, 2017.
- [26] Speziale, C. G., Sarkar, S. und Gatski, T. B. (1991). Modelling the pressure-strain correlation of turbulence: an invariant dynamical systems approach. *Journal of Fluid Mechanics*, 245–272.
- [27] Surek, D. und Stempin, S., *Technische Strömungsmechanik*; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, 2014.
- [28] Takacs, G., *Sucker-Rod Pumping Handbook: Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping*; Elsevier: 2015.

- [29] Trefz, M. Die verschiedenen Abscheidvorgänge im höher und hochbeladenen Gaszyklon unter besonderer Berücksichtigung der Sekundärströmung, Dissertation, Universität Stuttgart, 1992.
- [30] VDI Massenkraftabscheider, 1999.
- [31] VDI Kontrolle und Verbesserung der Qualität von Prozessdaten und deren Unsicherheiten mittels Ausgleichsrechnung bei Betriebs- und Abnahmemessungen.
- [32] W. Österreicher Messung des laminar/turbulent-Übergangs an Turbinenschaufeln mittels Heißfilmanemometrie, Diplomarbeit, TU Wien, 2004.
- [33] W. Rodi (1976). A New Algebraic Relation for Calculating the Reynolds Stresses. *ZAMM*.
- [34] Wang, A., Yan, X., Wang, L., Cao, Y. und Liu, J. (2015). Effect of cone angles on single-phase flow of a laboratory cyclonic-static micro-bubble flotation column: PIV measurement and CFD simulations. *Separation and Purification Technology* 149, 308–314.
- [35] Yan, X., Yao, Y., Meng, S., Zhao, S., Wang, L., Zhang, H. und Cao, Y. (2021). Comprehensive particle image velocimetry measurement and numerical model validations on the gas–liquid flow field in a lab-scale cyclonic flotation column. *Chemical Engineering Research and Design* 174, 1–10.
- [36] Zhu Mao (2020). Book Model Validation And Uncertainty Quantification. *Proceedings of the 38th IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics*.
- [37] Zweifel, O. (1945). Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschau-felungen von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung in den Schaufelreihen. *BBC-Mitteilungen*.