

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

Diplomarbeit

Leistungsbewertung einer Durchströmturbine mittels numerischer Strömungssimulation

unter der Leitung von

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Bernhard Semlitsch (PhD)
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

Patrick Haidinger
Matr.Nr. 01327214

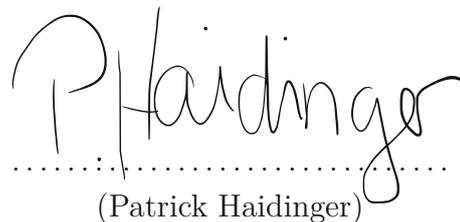
Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einem_r Beurteiler_in zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachter_innen beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

Wien, Juli 2023


.....
(Patrick Haidinger)

Danksagung

Ich möchte mich bei meinem Betreuer Ass. Prof. Dipl.-Ing Phd Bernhard Semlitsch bedanken, der mich während der gesamten Diplomarbeit umfassend betreut hat. Ein weiterer Dank gilt meinen Bürokollegen des IET, die mich bei Fragen hilfsbereit unterstützt haben und für ein angenehmes Arbeitsklima gesorgt haben.

Abschließend möchte ich meinen Eltern Petra und Stefan danken, die mich während des gesamten Studiums unterstützt haben und ohne die mein Studium nicht möglich gewesen wäre.

Kurzfassung

Die Durchströmturbine ist eine radiale Gleichdruckturbine, welche zweimal beaufschlagt wird. Das einströmende Wasser wird stoßfrei und mit hoher Geschwindigkeit dem walzenförmigen Trommelrad zugeführt. Dabei trifft der Freistrahls auf den Laufradschaufeln auf, durchquert das Laufrad und trifft auf den gegenüberliegenden Laufradschaufeln erneut auf. Aufgrund der einfachen und gleichzeitig robusten Bauweise wird die Durchströmturbine häufig bei Kleinwasserkraftwerken verwendet. Kleinwasserkraftwerke gewinnen mit dem Ziel der emissionsfreien Energiegewinnung immer mehr an Bedeutung - vor allem zur Deckung des Energiebedarfs bei Industrieunternehmen oder im Interesse des Umweltschutzes in Entwicklungsländern.

Zur Leistungsbewertung der Durchströmturbine wird in dieser Arbeit eine numerische Strömungssimulation durchgeführt. Ausgangslage dafür sind zur Verfügung gestellte Geometriedaten einer Versuchs-Durchströmturbine. Mit ANSYS® ICEM CFD™ werden die Bereiche definiert sowie ein strukturiertes Netz generiert. Das vernetzte Modell wird in ANSYS® FLUENT® importiert und die numerische Strömungssimulation gestartet. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten wird die Simulation für drei unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten durchgeführt: $20 \frac{rad}{s}$, $25 \frac{rad}{s}$ und $35 \frac{rad}{s}$. Zur Durchführung einer realitätsnahen Simulation ist die Auswahl der Randbedingungen von großer Wichtigkeit.

Anhand der Simulationsergebnisse wird der Wasserlauf durch die Turbine visualisiert, der Wirkungsgrad bestimmt sowie die auf die Welle wirkenden Kräfte ermittelt. Die aus der Strömungssimulation erhaltenen Werte werden abschließend noch in das Muscheldiagramm der Versuchsturbine eingetragen und die Ergebnisse verglichen.

Abstract

The cross flow turbine is a radial impuls turbine, which is pressurized twice. The incoming water is fed shock-free and at high velocity to the drum-shaped impeller. The free jet hits the impeller blades, passes through the impeller and hits the opposite impeller blades again. Due to its simple yet robust design, the cross flow turbine is often used in small hydropower plants. Small hydropower plants are becoming increasingly important with the aim of emission-free energy generation - especially to meet the energy requirements of industrial companies or in the interests of environmental protection in developing countries.

In order to evaluate the performance of the cross flow turbine, a numerical flow simulation is carried out in this work. The starting point for this is the geometry data provided for a test flow turbine. Using ANSYS® ICEM CFD™ the regions are defined and a structured mesh is generated. The meshed model is imported into ANSYS® FLUENT® and the numerical flow simulation is started. To obtain comparable results, the simulation is performed for three different angular velocities: $20 \frac{rad}{s}$, $25 \frac{rad}{s}$ und $35 \frac{rad}{s}$. To perform a realistic simulation, the selection of boundary conditions is of great importance.

Based on the simulation results, the water flow through the runner is visualized, the efficiency is determined and the forces acting on the shaft are determined. Finally, the values obtained from the flow simulation are plotted on the turbine's Hill Chart and the results are compared.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
1.1 Ziel der Arbeit	3
1.2 Arbeitsumfang und Vorgehen	4
2 Theorie	7
2.1 Die Durchströmturbine	7
2.1.1 Konstruktion und Funktionsweise	8
2.1.2 Betriebs- und Einsatzbereich	11
2.1.3 Grundlagen der Berechnung	12
2.2 Numerische Strömungsmechanik	18
2.2.1 Grundgleichungen	19
2.2.2 RANS-Turbulenz-Modelle	20
2.2.3 Diskretisierung, Gittergenerierung und Courant-Zahl	22
2.2.4 Mehrphasenmodell - Volume-of-Fluid	24
3 Strömungssimulation	26
3.1 Modellbildung	26
3.1.1 Geometrie	27
3.1.2 Vernetzung	29
3.1.3 Netzqualität	31
3.2 Simulations-Setup	34
3.2.1 Modell	34

3.2.2	Cell zones	35
3.2.3	Randbedingungen	36
3.2.4	Lösungsmethoden	39
3.3	Strömungssimulation in ANSYS® FLUENT®	41
3.3.1	Simulationsablauf	41
3.3.2	Datenerhebung	42
4	Ergebnisse	45
4.1	Strömungsbild - Durchquerung der Turbine	45
4.2	Wirkungsgrad	48
4.2.1	Theoretische Leistung der Durchströmturbine	48
4.2.2	Tatsächliche Leistung der Durchströmturbine	51
4.2.3	Wirkungsgradberechnung	54
4.3	Belastung Welle	54
4.3.1	Kräfte auf die Welle	55
4.3.2	Durchbiegung der Welle	58
4.4	Wirkungsdiagramm	60
5	Zusammenfassung und Ausblick	63
5.1	Zusammenfassung	63
5.2	Ausblick	65
	Literatur	67
	A Simulationsreport	70

Nomenclature

Abkürzungen

bzw.	beziehungsweise
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant-Friedrichs-Zahl
d. h.	das heißt
DNS	Direkte numerische Simulation
etc.	et cetera
KV	Kontrollvolumen
LES	Large Eddy Simulation
max	maximum
min	minimum
RANS	Reynolds Averaged Navie-Stokes
VoF	Volume-of-Fluid
z. B.	zum Beispiel
z. T.	zum Teil

Physikalische Konstanten

g	Erdbeschleunigung	m/s^2
-----	-------------------	----------------

Lateinische Buchstaben

\bar{p}	zeitlicher Mittelwert des Druckes	Pa
\bar{u}	zeitlicher Mittelwert der Geschwindigkeit	m/s
A	Fläche	m^2
c	Volumensanteil	1
D	Diffusionskoeffizient	1
D	Durchmesser	m
E	E-Modul	N/m^2

Nomenclature

F	Kraft	N
H	Fallhöhe	m
J	Trägheitsmoment	N/m^4
n	Drehzahl	$\frac{1}{\text{min}}$
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
p'	turbulente Schwankung des Druckes	Pa
p_{abs}	Absolutdruck	Pa
Q	Volumenstrom	m^3/s
q	Flächenlast	N/m
T	Dauer einer Umdrehung	s
t	Zeit	s
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
u'	turbulente Schwankung der Geschwindigkeit	m/s
V	Absolutgeschwindigkeit	m/s
w	Durchbiegung	m
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
x, y, z	kartesische Koordinaten	m

Griechische Buchstaben

α	Winkel zwischen den positiven Richtungen der Radumfangsgeschwindigkeiten und den absoluten Wassergeschwindigkeiten	°
β	Winkel zwischen den positiven Richtungen der Radumfangsgeschwindigkeiten und den relativen Wassergeschwindigkeiten	°
η	Wirkungsgrad	1
ω	Winkelgeschwindigkeit	$1/\text{s}$
ϕ	skalare Größe	1
ψ	Geschwindigkeitsbeiwert	1
ρ	Dichte	kg/m^3
φ	Geschwindigkeitsbeiwert	1

Indizes

1, 2	Inlet, Outlet
1, 2, 3, 4	erster Eintritt, erster Austritt, zweiter Eintritt, zweiter Austritt

Nomenclature

3/3, 2/3, 1/3	Beaufschlagung
ein, aus	Einström, Ausström
i	Indizes für kartesisches Koordinatensystem
max	Maximum
min	Minimum
tat	tatsächlich
th	theoretisch

Kapitel 1

Einleitung

Kaum eine Quelle wird solange zur Energiegewinnung großen Umfangs genutzt wie die Wasserkraft. Die technische Nutzung des Wassers durch den Menschen begann bereits vor etwa 5000 Jahren. Die Römer und die Griechen nutzten das Arbeitsvermögen eines über dem Nutzungsstandort höher liegenden Wassers durch Umsetzung von Lageenergie in Bewegungsenergie oder Staudruck, um verschiedene Arbeitsmaschinen zu betreiben [9]. Gegen Ende des 18. Jahrhunderts erreichte die Wasserkraft ihre Blütezeit. In Europa drehten sich 500 000 - 600 000 Wassermühlen, und dazu noch eine Vielzahl anderer Arbeits- oder Werkzeugmaschinen, die von Wasserrädern angetrieben wurden. Mit der industriellen Revolution wurde der Einfluss von Wasserkraftanlagen durch die Einführung der Dampfmaschine reduziert.

Durch die Entwicklung von Wasserkraftturbinen im Jahre 1825, die im Vergleich zu Wasserrädern einen deutlich höheren Wirkungsgrad aufweisen, war die Wasserkraft von Anfang an ein Bestandteil der Elektrifizierung. Wasserkraftanlagen entsprachen oft der einzigen Option, elektrischen Strom zu erzeugen, und damit der einzigen Möglichkeit, die Bevölkerung und Industrie mit Strom zu versorgen. Aufgrund des raschen Ausbaus der Wasserkraft konnte um die Jahrhundertwende vielerorts die Elektrifizierung eingeleitet und damit der Grundstein für das heutige Versorgungsnetz gelegt werden [11].

Heute ist die Wasserkraft bei der Stromerzeugung weltweit die wichtigste regenerative Energiequelle. Jährlich werden weltweit 3.700 TWh (16% der gesamten Stromgewinnung) geleistet, wobei ihr Anteil aufgrund der geographischen Gege-

benheiten in einzelnen Ländern stark unterschiedlich ausfällt [33]. Und auch das Potential der Wasserkraft ist bei weitem nicht ausgeschöpft. Rund ein Viertel des Wassers in Flüssen und Seen kann theoretisch zur Energiegewinnung genutzt werden. Das tatsächlich umsetzbare Potential der Wasserkraft liegt damit bei etwa 16.000 TWh/ Jahr [13].

In Europa hat die Nutzung der Wasserkraft vor allem in den Alpenländern sowie in den Ländern im hohen Norden einen großen Stellenwert [25]. In Österreich werden in etwa 5000 Wasserkraftwerken jährlich ca. 45000 GWh Strom erzeugt [24]. Das entspricht in etwa zwei Drittel der gesamten österreichischen Stromproduktion.

Als Kleinwasserkraftwerke werden üblicherweise Wasserkraftanlagen mit einer Leistung von weniger als 10 MW bezeichnet. Der Großteil dieser Anlagen wird von Industrieunternehmen und Gewerbetreibenden betrieben und dient der Deckung des Eigenbedarf, wobei der überschüssige Strom in das öffentliche Netz eingespeist wird. Aufgrund des Ziels der emissionsfreien Energieerzeugung kommt der Nutzung der Wasserkraft durch Kleinwasserkraftanlagen nun eine wachsende Bedeutung zu. Wegen der technischen Entwicklung beim Bau von Großanlagen und der daraus resultierenden geringeren Wirtschaftlichkeit von Kleinwasserkraftwerken, wurden diese zeitweise vernachlässigt. Jedoch erweisen sich Kleinwasserkraftwerke dank der zunehmend standardisierten Bauweise als sehr effektiv. Zusätzlich erfahren Kleinwasserkraftwerke in Entwicklungsländern im Interesse des globalen Klimaschutzes eine starke Beachtung. Der Neu- und Ausbau in abgelegenen Gebieten wird sinnvollerweise vermehrt technologisch und finanziell unterstützt. Vor allem kann so die Abholzung in den Berggebieten verringert oder gar gestoppt werden, die die Bevölkerung zum Gewinn von Brennmateriale als Energiequelle praktiziert. Durch die Förderung von möglichst in Eigenregie erbauten Kleinwasserkraftanlagen wird der Bevölkerung eine Ressourcen schonendere Alternative geboten [9].

In dieser Arbeit wird die bei Kleinwasserkraftwerken häufig eingesetzte Durchström-
turbine behandelt. **Abbildung 1.1** zeigt das Wasserkraftwerk Rottachsee. Dieses Kraftwerk hat eine Ossbergerturbine verbaut und besitzt eine installierte Leistung von 450 kW. Über ein Getriebe ist die Laufradwelle mit dem Asynchrongenerator verbunden [35].



(a) Krafthaus mit Auslauf



(b) Durchströmturbine mit Getriebe und Generator

Abbildung 1.1: Wasserkraftwerk Rottachsee (Fotos: Hajo Dietz)

1.1 Ziel der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die Durchführung einer numerischen Strömungssimulation. Anhand der dabei erhaltenen Daten sollen nachfolgende Fragen zur Durchströmturbine geklärt werden:

- Kann der Weg des Wassers durch die Turbine beeinflusst werden?

Der Weg des Wassers durch die Turbine ist bei der Durchströmturbine aufgrund der Funktionsweise und der damit verbundenen Leistungsabgabe in zwei Schritten besonders interessant. Wichtig ist es zu vermeiden, dass das Wasser auf die Rotorwelle auftrifft. Dadurch wird der Wirkungsgrad deutlich gesenkt.

Die zwei Möglichkeiten das Auftreffen zu vermeiden sind:

- Anpassung der Rotorwinkelgeschwindigkeit

Es soll geklärt werden, ob durch eine Erhöhung der Rotorwinkelgeschwindigkeit der Strömungsverlauf durch die Turbine verändert und optimiert werden kann.

- Anpassung des Schaftdurchmessers des Rotors

Die zweite Möglichkeit um den Wasseraufprall auf der Rotorwelle zu vermeiden ist die Reduzierung des Rotorwellen Durchmessers. Diese Möglichkeit wird jedoch nur zweitrangig betrachtet.

- Welcher Wirkungsgrad kann erreicht werden?

Ausgehend von der Strömungssimulation wird der Wirkungsgrad für verschiedene Rotorwinkelgeschwindigkeiten bestimmt.

- Welche Kräfte wirken auf die Rotorwelle?

Zwischen Gehäuse und Rotorblättern ist aus konstruktiven Gründen nur ein minimaler Abstand möglich. Aus diesem Grund ist zu klären, welche Kräfte auf den Rotor wirken und welche Auswirkungen diese haben. Ist die Durchbiegung der Rotorwelle zu groß, schlägt der Rotor möglicherweise am Gehäuse an. Dadurch wird die Lebensdauer der Turbine sowie der Wirkungsgrad erheblich reduziert.

- Stimmt die Strömungssimulation mit den experimentellen Ergebnisse überein?

Die aus der Strömungssimulation erhaltenen Ergebnisse werden in das Muscheldiagramm der Versuchsturbine eingetragen und Ergebnisse verglichen.

1.2 Arbeitsumfang und Vorgehen

Diese Arbeit ist in drei wesentliche Kapitel aufgeteilt - zuerst werden die Grundlagen zum Verständnis geschaffen, anschließend wird die numerische Strömungssimulation beschrieben und abschließend werden die Ergebnisse dargestellt.

In **Kapitel 2** werden alle notwendigen Grundlagen zum Verständnis dieser Arbeit gelegt. Da die Durchströmturbine einen nicht so großen Bekanntheitsgrad hat, wird sie ausführlich behandelt. Dazu werden der Aufbau und die Funktionsweise dargestellt sowie auf die theoretischen Grundlagen eingegangen. Zusätzlich werden die Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik kurz dargelegt.

In **Kapitel 3** wird ausführlich erläutert, wie die numerische Strömungssimulation der Durchströmturbine aufgesetzt und durchgeführt wird. Dieses Kapitel umfasst das Preprocessing sowie die Berechnung.

Dabei werden im Groben folgende Schritte durchgeführt:

Preprocessing (**Abschnitt 3.1**)

1. Vernetzung der Geometrie:

Mittels ANSYS® ICEM CFD™ wird das Modell der Durchströmturbine mit einem Rechengitter versehen.

2. Festlegung der Grundeinstellungen:

Das vernetzte Modell wird in ANSYS® FLUENT® importiert. Die Grundeinstellungen für die Strömungssimulation müssen eingestellt werden.

3. Festlegung der Randbedingungen:

Um bei einer Strömungssimulation die Realität möglichst genau abbilden zu können, ist die richtige Auswahl der Randbedingungen von großer Wichtigkeit.

4. Auswahl der Simulationsparameter:

Die jeweiligen Löser und Randbedingungen werden festgelegt.

Berechnung (Abschnitt 3.2) und (Abschnitt 3.3)

5. Starten der Strömungssimulation:

Die Strömungssimulation wird bis Erreichen des quasistatischen Zustandes laufen gelassen.

6. Simulation für verschiedene Rotationsgeschwindigkeiten:

Die Strömungssimulation wird auf drei Rechner aufgeteilt und es werden jeweils unterschiedliche Rotationsgeschwindigkeiten eingestellt.

7. Datenaufzeichnung:

Nach Erreichen der jeweiligen quasistatischen Zustände beginnt die Datensammlung - aufgezeichnet werden die Kräfte auf die Rotorwelle sowie das wirkende Moment.

Kapitel 4 enthält das Postprocessing der numerischen Strömungssimulation. Die erhaltenen Daten werden visualisiert sowie die Ergebnisse eingeordnet und diskutiert.

Postprocessing

8. Ergebnisdarstellung:

Die gesammelten Daten werden visualisiert dargestellt.

9. Diskussion:

Die erhaltenen Ergebnisse werden eingeordnet und diskutiert.

Eine gebündelte Zusammenfassung der Arbeit findet sich in **Kapitel 5**. Des Weiteren erfolgt ein Ausblick, wie diese Arbeit als Grundlage für weitere Untersuchungen der Durchströmturbine verwendet werden kann.

Kapitel 2

Theorie

Im ersten Teil des Theoriekapitels wird ein Grundverständnis für die Durchströmturbine vermittelt. Dafür werden die Bau- und Funktionsweise sowie der Anwendungs- und Einsatzbereich dieser Turbinenart vorgestellt. Auch werden die Grundlagen zur Berechnung dargelegt. Anschließend wird im zweiten Teil auf die Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik eingegangen. Dabei werden die zugrundeliegenden Grundgleichungen vorgestellt sowie die Hintergründe der verwendeten Mehrphasenmodelle und der Turbulenzmodelle erläutert.

2.1 Die Durchströmturbine

Die Durchströmturbine (engl. Crossflow Turbine) ist eine radial durchströmte Gleichdruckturbine mit der Besonderheit, dass das Triebwasser zweimal die Laufradschaufeln durchquert. Eine skizzenhafte Abbildung der Durchströmturbine ist in [Abbildung 2.1](#) dargestellt.

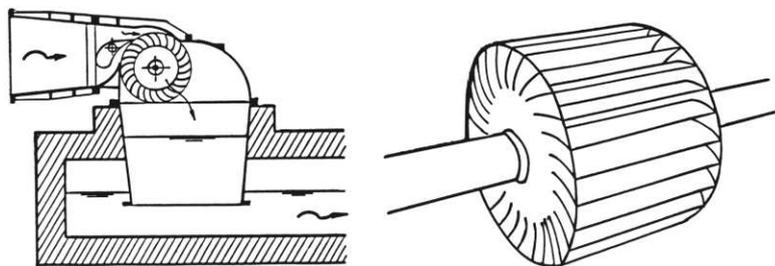


Abbildung 2.1: skizzierte Darstellung der Durchströmturbine [17](#)

bei größeren Fallhöhen muss ein Verschlussorgan vor der Turbine angeordnet werden.

- Einem walzenförmigen Laufrad mit radial angeordneten Schaufeln. Über die Welle ist der Generator direkt oder - wegen der geringen Turbinendrehzahl - meistens über ein Getriebe mit der Turbine verbunden.
- Einem Gehäuse, welches das Laufrad umschließt und am Wellenlager befestigt ist. Damit das Laufrad nicht eintaucht, kann der Wasserspiegel im Saugrohr, also die Größe des Freihangs, mit einem im Gehäuse montierten Belüftungsventil geregelt werden.

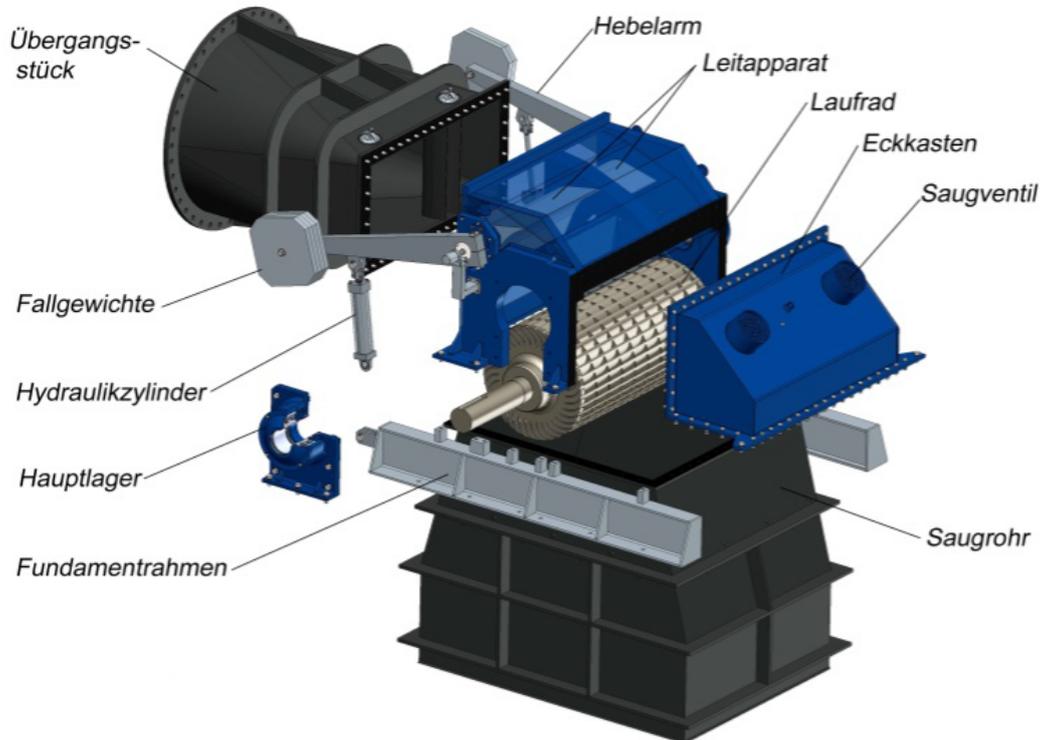


Abbildung 2.3: Aufbau einer zweizelligen Ossberger-Durchströmturbine [23]

Der Strömungsverlauf für eine horizontale Ossberger-Turbine ist in [Abbildung 2.4](#) schematisch dargestellt und wird nachfolgend genau erklärt.

Das zuströmende Wasser erhält durch die zwei tragflügelartigen Profilleitschaufeln (Düsen) einen rechteckigen Querschnitt und wird über die gesamte Radbreite stoßfrei und mit erhöhter Geschwindigkeit dem walzenförmigen Trommellaufrad zugeführt.

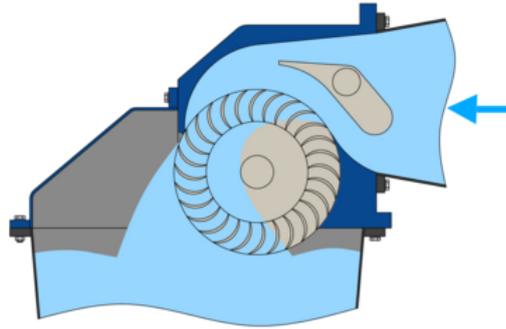


Abbildung 2.4: Strömungsverlauf - horizontaler Zufluss [23]

Nach dem Querstromprinzip durchströmt dabei der Freistrahл zuerst das Laufrad zentripetal und anschließend zentrifugal. Das Triebwasser trifft also im ersten Schritt auf den Laufradschaufeln auf und durchquert das Laufrad von außen nach innen. Im zweiten Schritt, nach Durchqueren der Laufradmitte, trifft das Wasser auf die gegenüberliegenden Laufradschaufeln [6]. Durch die zweimalige Umlenkung im Laufer gibt das Wasser seine Energie in zwei Etappen weitestgehend vollständig ab und es entsteht eine entsprechend hohe Umfangskraft, aus der eine Wellenleistung gewonnen werden kann. Zusätzlich hat diese Wasserführung einen selbstreinigenden Effekt. Verunreinigungen im Laufrad werden durch die Schwingkraft herausgezogen und vom durchlaufenden Wasser aus dem Laufradbereich entfernt [9].

Mittels Belüftungsventilen kann die Wassersäule im Saugrohr eingestellt und der Unterdruck im Turbinengehäuse geregelt werden.

Die Durchströmturbine ist oft eine Stahlschweißkonstruktion und wird je nach Einzelfall in Kohlenstoffstahl, Edelstahl oder hochverschleißfestem Stahl ausgeführt.

In den meisten Fällen sind Leitapparat und Laufrad längs in zwei ungleich breite Zellen aufgeteilt [23]. Die größere Zelle weist das doppelte Schluckvolumen gegenüber der kleineren Zelle auf. Wie aus [Abbildung 2.5](#) ersichtlich ist, kann die Durchströmturbine aufgrund der Unterteilung auch sehr kleine Wassermengen verarbeiten - bereits ab ca. 5% des maximalen Volumenstroms. Damit weist die Turbine eine sehr hohe Anpassungsfähigkeit an zeitlich stark schwankende Wasserströme auf. Die Durchströmturbine kann deshalb auch gewissermaßen als zwei nebeneinander angeordnete Turbinen in einem Gehäuse angesehen werden.

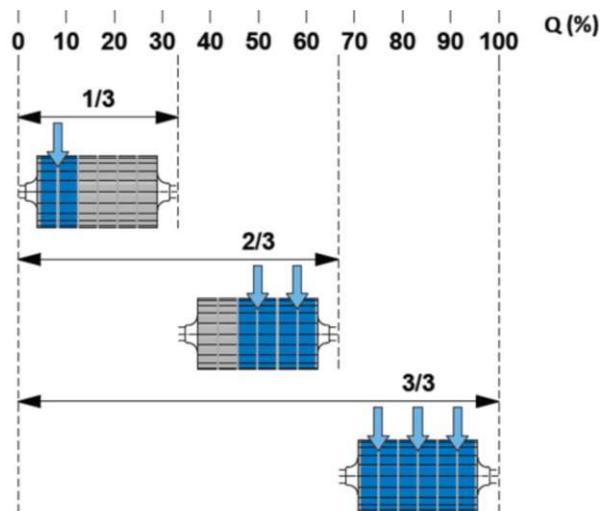


Abbildung 2.5: 1:2-Unterteilung des Ossberger-Turbinen Laufrades [23]

2.1.2 Betriebs- und Einsatzbereich

Ossberger Turbinen können individuell den Anforderungen angepasst werden. Für die Betriebsdaten können etwa folgende Bereiche angesetzt werden [1, 16]:

- Fallhöhe $H = 2,5 \dots 200$ m
- Wasserströme $Q = 0,04 \dots 13 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Leistungen $P = 15 \dots 45000$ kW
- Wirkungsgrad 85 %
- Drehzahlen $n = 50 \dots 200 \frac{1}{\text{min}}$

Aufgrund der bereits dargelegten Betriebsmöglichkeiten haben Durchströmturbinen eine sehr gute Anpassungsfähigkeit an stark schwankende Zuflüsse. In [Abbildung 2.6](#) ist der Einsatzbereich der Durchströmturbine im Vergleich zu anderen gängigen Turbinen dargestellt. Ihre Bauweise ist sehr einfach und dadurch preiswert, bei gleichzeitig hoher Robustheit. Im Betrieb zeichnen sie sich durch eine langjährige, wartungsfreie Nutzung aus und erfordern keine teuren und komplizierten Ersatzteile. Eventuelle Reparaturen können meistens direkt am Einsatzort erfolgen. Aufgrund dieser Vorteile werden Durchströmturbinen hauptsächlich in Kleinwasseranlagen eingebaut [16]. Einen spezifischen Vorteil bieten Durchströmturbinen, wenn sie in Gravitationssystemen für Trinkwasser eingesetzt werden, selbst wenn diese sehr

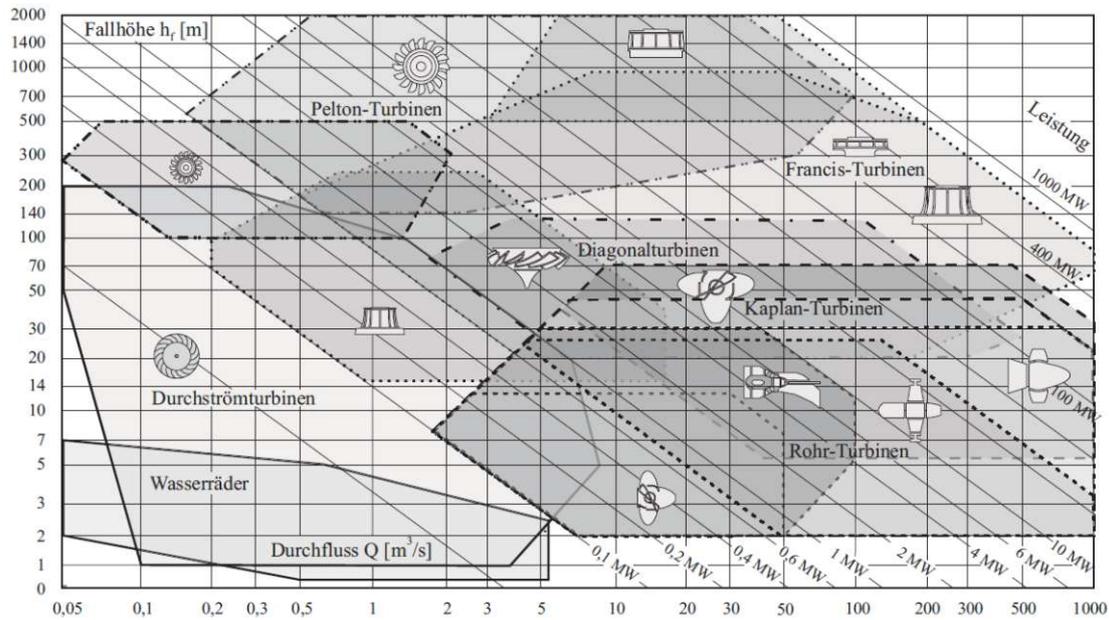


Abbildung 2.6: Einsatzbereiche der unterschiedlichen hydraulischen Maschinen in Abhängigkeit der Fallhöhe und des Durchflusses [9]

lange Rohrleitungen aufweisen. Da sie im Verlauf des Betriebes keine Wasserstöße verursachen, wird die Trinkwasserqualität nicht gefährdet. Aus diesem Grund werden Durchströmturbinen in vereinfachter Form auch in vielen Entwicklungsländern hergestellt und sind dort z. T. sehr verbreitet [15].

2.1.3 Grundlagen der Berechnung

Die Berechnung sowie die Grundlagen zur Auslegung der Durchströmturbine wurden von **Sonnek** [32] sowie **Mockmore und Merryfield** [19] beschrieben.

Die Radumfangsgeschwindigkeiten am inneren und äußeren Durchmesser sind jeweils gleich (vgl. **Abbildung 2.7**)

$$u_1 = u_4 \quad (2.1)$$

$$u_2 = u_3 \quad (2.2)$$

Die absolute Wassergeschwindigkeit zwischen dem Austritt der ersten Beaufschlagung ② und dem Eintritt der zweiten Beaufschlagung ③ kann als konstant ange-

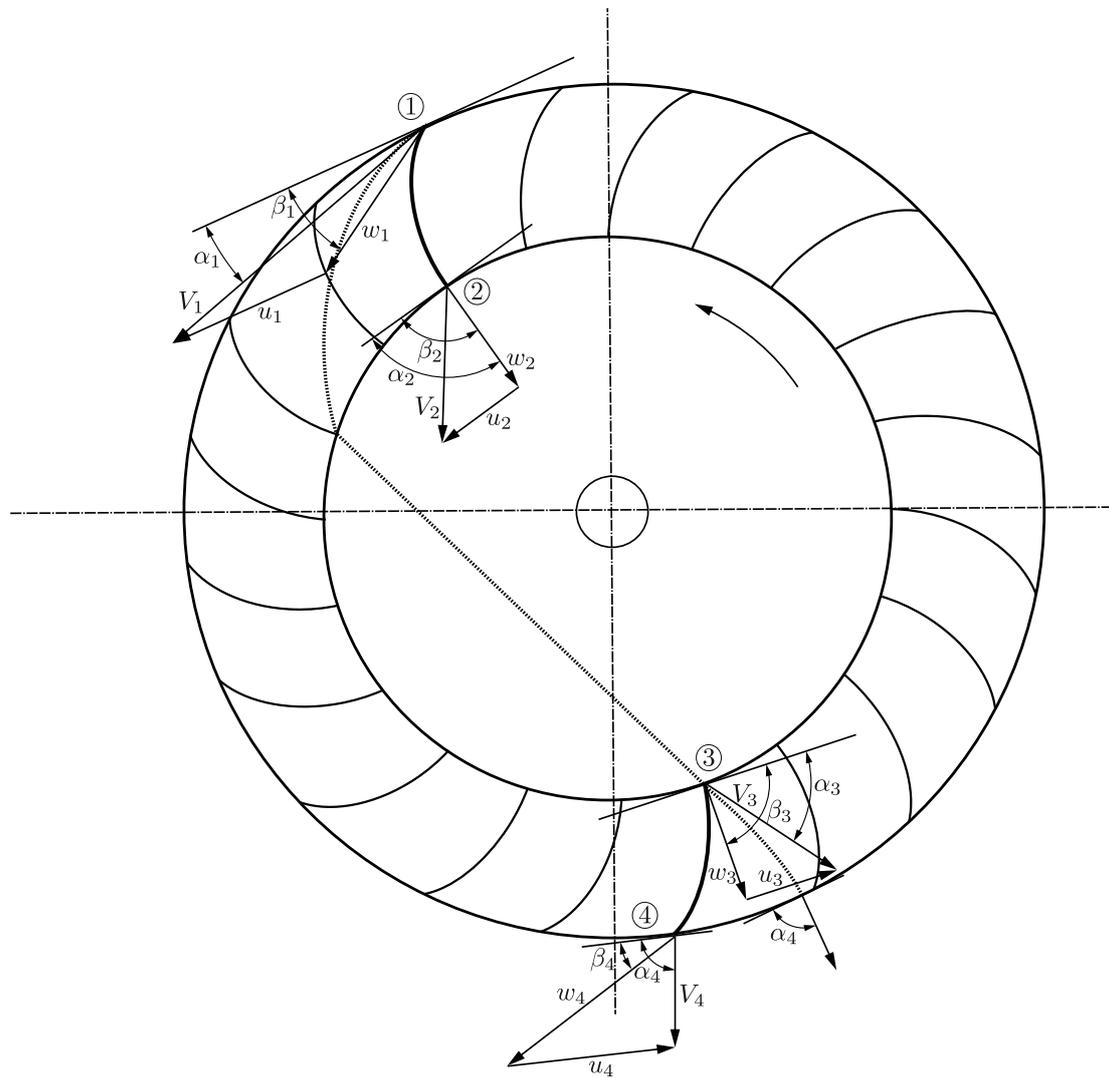


Abbildung 2.7: Strahlendurchgang

nommen werden. Damit gilt

$$V_2 = V_3, \tag{2.3}$$

womit

$$\alpha_2 = \alpha_3 \tag{2.4}$$

folgt.

Da sich die Neigung der Schaufeln gegen den Radumfang bei der Drehung des Rades nicht verändern kann, muss

$$\beta_1 = \beta_4 \quad (2.5)$$

und zusätzlich auch

$$\beta_2 = \beta_3 \quad (2.6)$$

gelten. Durch die Bedingung des stoßlosen Eintrittes bei der zweiten Beaufschlagung und mit den Gleichungen (2.2) - (2.4) ergibt sich für den inneren Schaufelwinkel

$$\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ . \quad (2.7)$$

Leistungsberechnung

Allgemein gilt für Turbinen

$$g \cdot \eta \cdot H = u_{ein} \cdot V_{ein} \cdot \cos(\alpha_{ein}) - u_{aus} \cdot V_{aus} \cdot \cos(\alpha_{aus}) \quad (2.8)$$

sowie

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \eta \cdot H . \quad (2.9)$$

Durch Einsetzen und Umformen der Gleichungen (2.8) - (2.9) folgt für die Leistung einer Turbine

$$P = Q \cdot \rho \cdot [u_{ein} \cdot V_{ein} \cdot \cos(\alpha_{ein}) - u_{aus} \cdot V_{aus} \cdot \cos(\alpha_{aus})] . \quad (2.10)$$

Aufgrund ihrer Funktionsweise lassen sich Durchströmturbinen als zwei hintereinander geschaltete Turbinen auffassen. Damit gilt für die Leistung der Durchströmturbine

$$P = Q \cdot \rho \cdot [(u_1 \cdot V_1 \cdot \cos(\alpha_1) - u_2 \cdot V_2 \cdot \cos(\alpha_2)) + (u_3 \cdot V_3 \cdot \cos(\alpha_3) - u_4 \cdot V_4 \cdot \cos(\alpha_4))] . \quad (2.11)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen (2.1) - (2.4) vereinfacht sich die Leistung einer Durchströmturbine zu

$$P = Q \cdot \rho \cdot u_1 \cdot [V_1 \cdot \cos(\alpha_1) - V_4 \cdot \cos(\alpha_4)] . \quad (2.12)$$

Aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Abbildung 2.8) ergibt sich

$$V_1 \cdot \cos(\alpha_1) = u_1 + w_1 \cdot \cos(\beta_1) \quad (2.13)$$

und

$$V_4 \cdot \cos(\alpha_4) = u_4 - w_4 \cdot \cos(\beta_4) . \quad (2.14)$$

Damit lässt sich die Leistung der Durchströmturbine durch die Relativgeschwindigkeiten ausdrücken

$$P = 2 \cdot Q \cdot \rho \cdot u_1 \cdot w_1 \cdot \cos(\beta_1) . \quad (2.15)$$

Wirkungsgrad

Die theoretische Leistung einer Turbine ist definiert als

$$P_{theoretisch} = \rho \cdot Q \cdot H . \quad (2.16)$$

Mit der Wassergeschwindigkeit vor dem Eintritt in die Turbine

$$V_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (2.17)$$

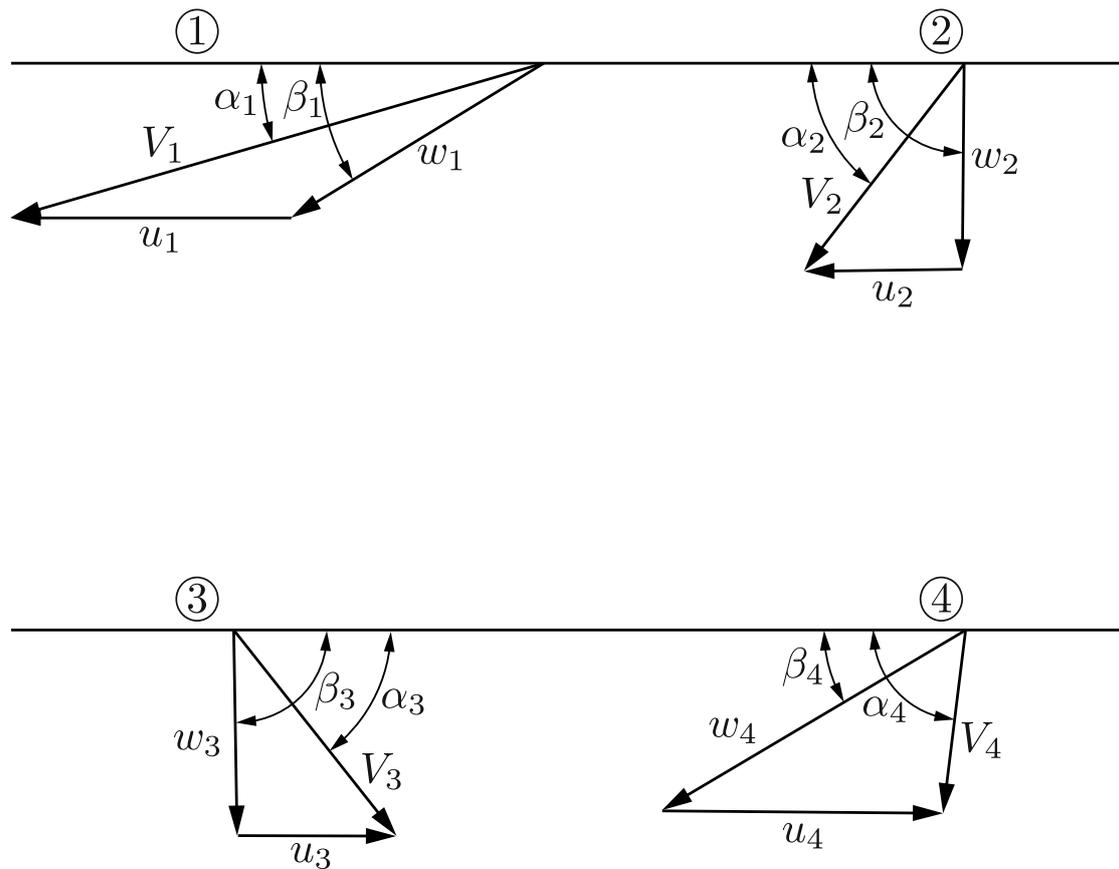


Abbildung 2.8: Geschwindigkeitsdreiecke

ergibt sich

$$P_{th} = \frac{\rho \cdot Q \cdot V_1^2}{2 \cdot g} \quad (2.18)$$

Der Wirkungsgrad ist definiert als die tatsächliche Leistung dividiert durch die theoretisch mögliche Leistung. Mit den Gleichungen (2.13) sowie (2.15) und (2.17) erhält man für den Wirkungsgrad einer Durchströmturbine

$$\eta = \frac{P}{P_{th}} = \frac{4 \cdot u_1}{V_1} \cdot \left[\cos(\alpha_1) - \frac{u_1}{V_1} \right] \quad (2.19)$$

Unter der Annahme, dass alle Variablen, mit Ausnahme von η und $\frac{u_1}{V_1}$ konstant sind, lässt sich der maximale Wirkungsgrad berechnen

$$\frac{\partial \eta}{\partial \left(\frac{u_1}{V_1} \right)} = 0 \rightarrow \frac{u_1}{V_1} = \frac{\cos(\alpha_1)}{2} \quad (2.20)$$

Damit ist der maximale Wirkungsgrad

$$\eta_{max} = (\cos(\alpha_1))^2 . \quad (2.21)$$

Professor Banki berechnete 32

$$\eta = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \left(\cos\alpha_1 - \frac{u_1}{V_1} \right) \cdot \frac{u_1}{V_1}, \quad (2.22)$$

wobei $\varphi = 0.98$ und $\psi = 0.98$ Geschwindigkeitsbeiwerte sind.

Konstruktionsparameter

Für

$$u_1 = \frac{V_1 \cdot \cos(\alpha_1)}{2} \quad (2.23)$$

ergibt sich

$$\tan(\beta_1) = 2 \cdot \tan(\alpha_1) \quad (2.24)$$

Aus Gleichung (2.21) erkennt man, dass der Wirkungsgrad mit kleiner werdendem α_1 anwächst. Verwendet wird

$$\alpha_1 = 16^\circ, \quad (2.25)$$

womit sich für den Schaufelwinkel

$$\beta_1 \approx 30^\circ \quad (2.26)$$

ergibt.

Energieabgabe bei erster und zweiter Beaufschlagung

Um die an das Laufrad abgegebene Energie bei der ersten und zweiten Beaufschlagung bestimmen zu können, ist es notwendig die Austrittsgeschwindigkeit V_4 zu bestimmen. Anhand der bisherigen Rechnung lässt sich erkennen:

$$V_2 = V_3 = \frac{u_2}{\cos\alpha_2} = 0,528 \cdot V_1 \quad (2.27)$$

$$V_4 = \frac{V_1 \cdot \sin\alpha_1}{\sin\alpha_4} = 0,276 \cdot V_1 \quad (2.28)$$

Das beim ersten Durchgang verarbeitete Gefälle wird berechnet mit

$$H_1 = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} = 0,721 H \quad (2.29)$$

und entsprechend für den zweiten Durchgang

$$H_2 = \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g} = 0,203 H. \quad (2.30)$$

Der hydraulische Wirkungsgrad der Durchströmturbine mit Vernachlässigung aller Reibungsverluste beträgt demnach 92,4%. Das selbe Ergebnis errechnet man logischerweise auch aus Gleichung [\(2.21\)](#) mit $\alpha_1 = 16^\circ$.

2.2 Numerische Strömungsmechanik

Die numerische Strömungsmechanik ist eine Methode zur Lösung von Problemstellungen im Zusammenhang mit bewegten Gasen und Fluiden. Anwendung findet sie, um die durch das Strömungsverhalten hervorgerufenen Auswirkungen aufzuzeigen.

Die physikalischen Eigenschaften der Fluidbewegung werden im Sinne der klassischen Mechanik mit den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie ausgedrückt. Diese können mittels partieller Differentialgleichungen beschrieben und mit numerischen Berechnungsverfahren gelöst werden. Mit Hilfe von Diskretisierungsmethoden werden die Gleichungen mit einem System algebraischer Gleichungen approximiert und computerunterstützt gelöst (Computational Fluid Dynamics - CFD).

Die Qualität der numerischen Lösungen ist abhängig von der Qualität der Diskretisierung in Raum und Zeit. Das numerisch genaueste Ergebnis liefert die direkte Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ohne Approximation der Strömungsgrößen durch Modellierung. Diese sogenannte direkte numerische Simulation (DNS) ist jedoch mit einem sehr hohen Rechenaufwand verbunden, da alle Skalen der Strömung auf einer feinen Diskretisierung aufgelöst werden müssen. Bei der Large Eddy Simulation (LES) werden große Wirbel (Eddies) und ein Teilbereich der turbulenten Kaskade direkt gelöst. Nur kleinere viskose Strukturen werden approximiert. Für Strömungen mit hoher Reynoldszahl bedeutet dies, dass viele Gitterpunkte notwendig sind, um die Physik richtig darzustellen. Für ingenieurmäßige Anwendungen

ist es daher oft zielführend, die turbulenten Schwankungen zu approximieren und auf die vollständige Auflösung aller Strömungsphänomene zu verzichten. Dies wird durch Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) Modelle erreicht [8, 10].

2.2.1 Grundgleichungen

Die Grundgleichungen der numerischen Strömungsmechanik stellen die Erhaltungssätze der Physik dar. Hergeleitet werden diese mit Hilfe des Kontrollvolumen-Ansatzes. Die Erhaltungssätze für eine extensive Zustandsgröße setzen die Änderungsrate ins Verhältnis zu äußeren Einwirkungen und formulieren alle relevanten Effekte im infinitesimal kleinen Volumenelement. Daraus lässt sich ein System von partiellen Differentialgleichungen ableiten.

- Allgemein gilt für eine skalare Größe ϕ und den Diffusionskoeffizienten D :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{instationärer Term}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi)}_{\text{Konvektionsterm}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(D \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{diffusiver Term}} + \underbrace{S}_{\text{Quellterme}} \quad (2.31)$$

- Massenerhaltung - Kontinuitätsgleichung mit $\phi = 1, D = 0, S = 0$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.34)$$

- Impulserhaltung - Navier-Stokes Gleichung mit $\phi = u_i, D = \mu, S = -\frac{\partial p}{\partial x_i}$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} - \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} - \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.37)$$

Die Energiegleichung enthält Terme der Druckarbeit, Wärmetransport sowie der kinetischen und inneren Energie. Da deren Schwankungen bei Strömungen mit inkompressiblen Fluiden vernachlässigbar klein sind, wird die Energiegleichung nicht beachtet.

2.2.2 RANS-Turbulenz-Modelle

Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben sowohl laminare als auch turbulente Strömungen. Dementsprechend können die Grundgleichungen für turbulente Strömungen auf Grundlage der zeitlichen Mittellung (auch Reynolds-Mittellung) aus diesen abgeleitet werden [18].

Es wird davon ausgegangen, dass die rasch schwankenden Geschwindigkeiten $u'_i(x, y, z, t)$ um eine sich nur langsam ändernde mittlere Geschwindigkeit $\bar{u}_i(x, y, z)$ dargestellt werden können [20]:

$$u_i(x, y, z, t) = \bar{u}_i(x, y, z) + u'_i(x, y, z, t) . \quad (2.38)$$

Gleiches gilt auch für den Druck $p(x, y, z, t)$:

$$p(x, y, z, t) = \bar{p}(x, y, z) + p'(x, y, z, t) . \quad (2.39)$$

Als Ergebnis erhält man die Reynoldsgleichungen bzw. Reynoldsgemittelte Navier-Stokes-Gleichungen:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \varrho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial \overline{\varrho(u')^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\varrho u' v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{\varrho u' w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \varrho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial \overline{\varrho v' u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\varrho (v')^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{\varrho v' w'}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \varrho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = \\ - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \left(\frac{\partial \overline{\varrho w' u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\varrho w' v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{\varrho (w')^2}}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.42)$$

Die Reynolds-Gleichungen unterscheiden sich von den Navier-Stokes-Gleichungen insbesondere durch die aufgrund der Mittellung neu dazukommenden sechs Reynolds-Spannungen $\tau_{ij}^{Re} = -\overline{\varrho u'_i u'_j}$. Aufgrund der neuen unbekanntenen Größen ist das Gleichungssystem nicht mehr geschlossen. Die Turbulenzmodelle korrelieren die unbekanntenen Reynolds-Spannungen mit bekannten Strömungsgrößen und benötigen weitere Modellgleichungen [28].

Nachfolgend wird noch das in dieser Arbeit verwendete k - ϵ -Modell vorgestellt.

k - ϵ -Turbulenzmodell

Das k - ϵ -Turbulenz-Modell ist das bekannteste und am häufigsten verwendete Zweigleichungs-Transportmodell. Auch für die Untersuchung von Strömungen in Durchströmturbinen wird dieses Modell oft herangezogen [7, 27]. Diese Modelle sind immer dann anzuwenden, wenn Turbulenz (und im speziellen der Transport) eine Rolle spielt. Der grundlegende Gedanke dabei ist, dass die Turbulenz an bestimmten Punkten in der Strömung produziert wird, an andere Orte transportiert wird, und dort durch Reibung aufgezehrt wird. Dieser Vorgang kann durch Differentialgleichungen beschrieben werden [18].

Es gibt verschiedene Versionen des k - ϵ -Turbulenz-Modells, wobei hier nur auf das Standardmodell eingegangen wird. Das k - ϵ Modell wurde zur Verbesserung der

Approximation von Mischungslängen entwickelt. Die Transportgleichungen werden für zwei skalare Turbulenzeigenschaften gelöst. Die k -Gleichung ist ein Modell der Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie, und die ϵ -Gleichung ist ein Modell für die turbulente Dissipation. Das Modell liefert ziemlich gute Ergebnisse für Strömungen mit freier Scherschicht bei relativ kleinen Druckgradienten. Für wandbegrenzte Strömungen bildet das Modell experimentelle Ergebnisse bei kleinen oder mittleren Druckgradienten gut ab. Für große Druckgefälle ist es dagegen deutlich weniger genau. Das Modell erfordert explizite Wanddämpfungsfunktionen und die Verwendung feiner Gitterabstände in der Nähe von massiven Wänden [4].

2.2.3 Diskretisierung, Gittergenerierung und Courant-Zahl

Die Diskretisierung beschreibt die Überführung der Differentialgleichungen in Differenzgleichungen. Diese können anschließend in den durch das Gitter definierten Stützstellen gelöst werden.

Diskretisierungsmethode

Diskretisierung ist die Approximation der Differentialgleichung durch ein System algebraischer Gleichungen [8]. Die üblichen Methoden betrachten die Lösung als [29]

- Zellmittelwerte - Finite-Volumen
- Punktwerte am Zellmittelpunkt oder an den Ecken - Finite-Differenzen
- Koeffizienten von Ansatzfunktionen - Finite-Elemente

ANSYS® FLUENT® beruht auf der Finite-Volumen-Methode. Die Integralformen der Erhaltungsgleichungen sind der Ausgangspunkt und das Lösungsgebiet wird in eine endliche Anzahl zusammenhängender Kontrollvolumen unterteilt. Die Erhaltungsgleichungen werden auf jedes KV angewendet und die Variablenwerte für die Rechenknoten im Schwerpunkt jedes KVs berechnet. Mittels Interpolation werden die Werte der Variablen an der KV-Oberfläche durch die Knotenwerte ausgedrückt und man erhält eine algebraische Gleichung für jedes KV [8].

Rechengitter

Die Gittergenerierung bestimmt die Verteilung der Kontrollvolumina im Hohlraum der Geometrie. Die Strömungsgrößen werden bei einer CFD-Simulation in endlich vielen Punkten des Strömungsgebietes berechnet. Die Lage und Verteilung dieser Punkte wird bei der Gittergenerierung festgelegt. Daher ist die Gittergenerierung für den gesamten Modellierungsprozess von großer Bedeutung [28].

Das Rechengitter muss folgende Anforderungen erfüllen und sollte diese Möglichkeiten bieten [29]:

- Das generierte Gitter darf keine überschneidenden Zellen besitzen → Zellen müssen ein positives Volumen haben
- Gitterpunkte und Gitterlinien sollen in allen Bereichen beliebig verdichtet werden können
- Die genaue Lage der Punkte an der Berandung muss vorgebar sein, um das Netz exakt an die Geometrie anpassen zu können
- Ein möglichst orthogonales Rechengitter ist vorzuziehen
- Die Rechenzeiten sollen gering gehalten werden → so wenig Zellen wie nötig

Man unterscheidet in zwei Klassen von Rechengittern:

Strukturierte Gitter besitzen eine einheitliche Topologie, müssen jedoch nicht zwangsläufig eine regelmäßige Zellgeometrie aufweisen. Sie bestehen immer aus einem Elementtyp - im dreidimensionalen Raum meist aus Hexaeder. Die Kontrollvolumen sind in einem regelmäßigen Raster angeordnet, wodurch sich die Nachbarzellen einfach bestimmen lassen. Der wesentliche Vorteil ist die Regelmäßigkeit, die eine schnelle Implementierung bietet und die Verwendung richtungsorientierter Lösungsverfahren erlaubt. Gleichzeitig stellt diese Eigenschaft auch die größte Hürde bei der Diskretisierung komplexer Geometrien dar.

Unstrukturierte Gitter haben keine festgelegte Topologie und keine gleichmäßige Gitterzellgeometrie. Ihr Vorteil ist die sehr einfache Modellierung auch komplexer Geometrien sowie die einfache Gitterverfeinerung. Da die Gitterpunkte nicht in einem regelmäßigen Muster angeordnet sind, müssen Nachbarschaftsinformationen bei der Gittererzeugung explizit abgespeichert werden. Dadurch sind

strukturierte Gitter im Allgemeinen mit einem erhöhten Rechenaufwand verbunden und benötigen zudem ein Mehrfaches an Speicherbedarf.

Courant-Zahl

Für eine stabile und gute Simulation soll ein Fluidteilchen pro Zeitschritt nicht mehr als eine Gitterzelle zurücklegen. Dieses Kriterium wird durch die Courant-Zahl [26] ausgedrückt und ist im 1-dimensionalen Fall definiert als:

$$CFL = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (2.43)$$

Bei Mehrphasenströmungen wird meist $CFL = 0.25$ verwendet.

2.2.4 Mehrphasenmodell - Volume-of-Fluid

Bei der Modellierung von Mehrphasenströmungen mit Luft und Wasser kann in vielen Fällen von hochturbulenten Strömungen ausgegangen werden. Da die direkte Abbildung aller vorhandenen turbulenten Größen- und Zeitskalen äußerst selten notwendig ist, werden Turbulenzmodelle angewendet, die das Turbulenzverhalten vereinfacht wiedergeben [18]. Auf diese Turbulenzmodelle wird im nächsten Kapitel detailliert eingegangen. Unverzichtbar ist jedoch die direkte Abbildung der örtlich variablen Grenzfläche bei heterogenen Strömungen. Aufgrund der Diskontinuitäten an der Grenzfläche sind diese numerisch schwer abzubilden. Bei der Grenzflächentopologie kann zwischen dispersen und separierten Strömungen differenziert werden. Disperse Strömungen bestehen aus unvermischten Phasen und besitzen eine kontinuierliche Grenzfläche mit gleicher Geschwindigkeit. Disperse Strömungen setzen sich aus einer kontinuierlichen Phase und einer dispersen Phase zusammen. Die Phasen durchdringen einander und die gemeinsame Grenzfläche ist nicht durchgängig. Dabei können Relativgeschwindigkeiten zwischen den Phasen auftreten.

Das Standardverfahren zur Abbildung der freien Oberfläche bei der Modellierung von Luft-Wasser-Strömungen ist die von Hirt und Nichols [12] publizierte Volume-of-Fluid-Methode (VoF). Ein schematisches Beispiel für die Anwendung der VoF-Methode ist in Abb. [2.9] dargestellt.

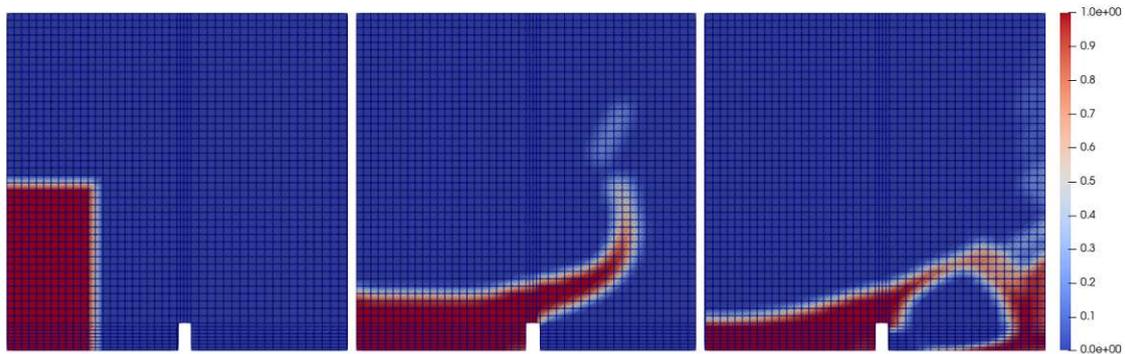


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung der Phasenzuordnung

Bei diesen Methoden muss neben den Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls eine Gleichung für den Füllgrad des Kontrollvolumens gelöst werden. Der Volumenanteil c wird mit Hilfe des Geschwindigkeitsfeldes u konvektiv transportiert:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(cu) = 0 \quad (2.44)$$

Aus der Phasenverteilung werden die physikalischen Eigenschaften abgeleitet und mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen wird ein neues Geschwindigkeitsfeld berechnet.

Die Lage der Grenzfläche zwischen den Fluiden ist nur implizit bekannt. Dadurch werden Topologieänderungen der freien Oberfläche einfach erfasst, einige Grenzflächenphänomene können jedoch nicht genau modelliert werden.

Kapitel 3

Strömungssimulation

Zur numerischen Behandlung der Strömung in der Durchströmturbine wird die kommerzielle CFD-Software ANSYS® FLUENT® verwendet. ANSYS® FLUENT® ist eine Strömungssimulationssoftware auf Basis der Finite-Volumen-Methode. Sie hat sich im Besonderen bei der Simulation von Mehrphasenströmungen als effektiv erwiesen.

Die notwendige Geometriemodellierung sowie die Gittergenerierung werden mit ANSYS® ICEM CFD™ durchgeführt. ANSYS® ICEM CFD™ ist ein Programmpaket zur 3D-Gittergenerierung für Computational Fluid Dynamics (CFD) und bietet die Möglichkeit zur Erstellung von hybriden Rechengittern mit Hexaeder-, Tetraeder-, Prismen- und Pyramidenelementen.

Im Folgenden wird auf die Lösungsstrategie und die Festlegung der Simulationsparameter näher eingegangen. Als Hilfestellung wurde der **ANSYS® FLUENT® USER's Guide** [2] sowie das **ANSYS® FLUENT® UDF Manuel** [3] herangezogen.

Der vollständige Simulationsbericht ist in [Anhang A](#) einsehbar.

3.1 Modellbildung

Die Modellbildung besteht aus zwei wesentlichen Schritten. Im ersten Schritt muss die Geometrie des Modells angefertigt werden. Als Ausgang wird dazu meist ein CAD-Modell verwendet.

Der zweite Schritt ist die „räumliche Diskretisierung“. Darunter versteht man die Zerlegung des zu untersuchenden Strömungsgebietes in Kontrollvolumina bzw. finite (endliche) Elemente. Es entsteht das sogenannte Rechengitter ("Mesh").

3.1.1 Geometrie

Die Geometriedaten wurden der TU Wien bereits vor einigen Jahren zur Verfügung gestellt und sind von einer Versuchsturbine. In einem älteren Projekt wurde aus diesen Daten bereits die Geometrie der Durchströmturbine in ANSYS® ICEM CFD™ erstellt. Diese bereits bestehende Geometrie wurde zusätzlich noch mit einem Ventil ergänzt.

Das Modell der Durchströmturbine ist in zwei separate Komponenten aufgeteilt - dem feststehenden Gehäuse (⟨case⟩) und dem rotierenden Rotor (⟨ru⟩). Gehäuse und Rotor werden - wie später noch ausführlich beschrieben wird - jeweils separat vernetzt und erst nach der Gittergenerierung zusammengesetzt.

Eine Geometrie wird in ANSYS® ICEM CFD™ zuerst mit Punkten (Points) erstellt, die dann mit Linien (Curves) verbunden werden. In [Abbildung 3.1](#) sind die Liniengeometrien von Gehäuse und Laufrad dargestellt. Zusätzlich sind die für die Berechnung notwendigen Maße angegeben.

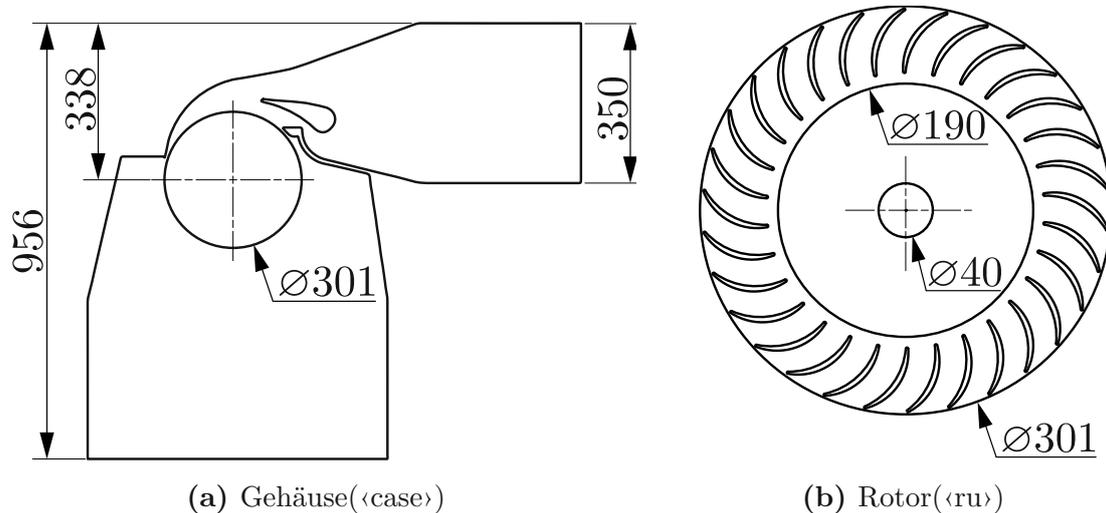


Abbildung 3.1: Geometrie von Gehäuse(a) und Rotor(b)

Anhand der Linien und Punkte werden im nächsten Schritt Oberflächen (Surfaces) erstellt. Eine Oberfläche ist ein Bereich auf dem ein Rechengitter erstellt werden

kann.

Diese Oberflächen können - auch mehrere zusammen - als Teilbereich ("Parts") definiert werden. Die Überlegung, welche Oberflächen zusammengefasst werden können, ist wichtig, da an diesen Teilbereichen später jeweils die Randbedingungen definiert werden.

In [Abbildung 3.2](#) sind die Geometrie-Oberflächen der Durchströmturbine abgebildet und die Teilbereiche beschriftet. Das Modell besteht aus elf Teilbereichen, für die jeweils Randbedingungen definiert werden müssen.

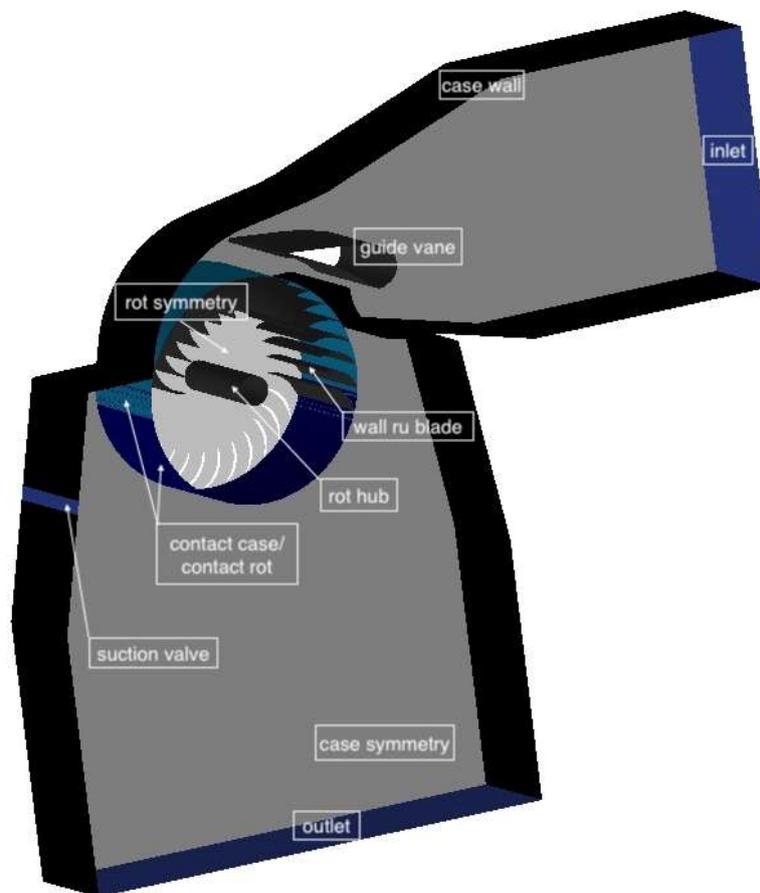


Abbildung 3.2: Beschriftete ANSYS® ICEM CFD™-Darstellung der Turbine

Über den «inlet» strömt das Wasser in die Turbine und wird vom «guide vane» (=Leitapparat) in den Rotor gelenkt und dort vom «wall ru blade» (=Rotorblätter) aufgenommen. Die Verbindung zwischen Rotor und Case bilden «contact case» und «contact rot». Durch das «suction valve» kann Luft und/ oder Wasser ausgeblasen bzw. Luft angesaugt werden. Hat das Wasser den Rotor durchlaufen, verlässt es

die Turbine durch den «outlet».

3.1.2 Vernetzung

Bei der strukturellen Vernetzung kommt vor der eigentlichen Gittergenerierung noch der Blocking-Prozess. Das Blocking beginnt mit der Initialisierung eines einzelnen Blockes. Dieser Block wird in vielen Schritten in mehrere Blöcke unterteilt und schlussendlich an die Geometrie angepasst. In Abbildung 3.3 ist die Aufteilung des Cases in mehrere Blöcke sowie die Anpassung an die Geometrie exemplarisch abgebildet. Der große Vorteil von ANSYS® ICEM CFD™ ist, dass Blöcke "von Hand" generiert werden können.

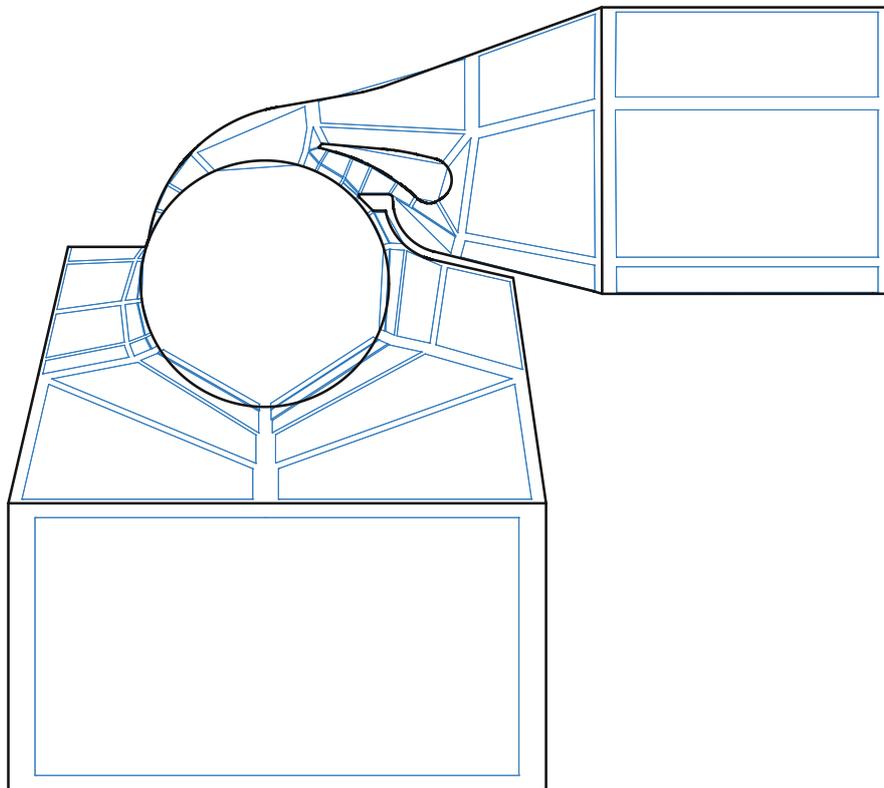


Abbildung 3.3: Darstellung des Case mit Blöcken

An den Seitenkanten jedes Blockes können die Netzeinstellungen festgelegt werden.

Die wichtigsten sind:

- **Knotenanzahl (Nodes)**

Die Anzahl an Knoten beschreibt, wie viele Gitterlinien in einem Block gezogen werden. Die Anzahl an Knoten muss dabei innerhalb eines Blockes als auch blockübergreifend konsistent sein. Das heißt, dass die Anzahl an Gitterlinien bei benachbarten Blöcken ident sein muss. ANSYS® ICEM CFD™ überwacht dies selbständig und nimmt gegebenenfalls Anpassungen vor.

- **Gitterregeln (Mesh law)**

Die Gitterregeln können für jede Seite eines Blockes einzeln oder seiten- bzw. blockübergreifend festgelegt werden. Hier können Einstellungen bezüglich der Gittereinteilung vorgenommen werden. Das Netz sollte z. B. in Wandnähe engmaschiger ausgeführt werden wohingegen es in Regionen ohne "Hindernis" sehr grob ausfallen darf.

- **Abstand (Spacing)**

Die Festlegungen der Abstände der einzelnen Gitterlinien hängen eng mit den Gitterregeln zusammen. Hier können Verengungen bzw. Vergrößerungen festgelegt werden.

Die Vernetzung des Gehäuses hat sich als besonders anspruchsvoll herausgestellt. Die große Schwierigkeit ist, dass die Geometrie eine extreme Verengung im Bereich des Rotors vorgibt (siehe [Abbildung 3.4](#) (a)). Alle Gitterlinien, die am Strömungseingang beginnen, müssen diese Verengung durchqueren. Aufgrund der in [Abschnitt 2.2.3](#) dargelegten Vorteile wurde trotz des hohen Aufwandes ein strukturiertes Rechengitter implementiert.

Wie in [Abbildung 3.4](#)(b) zu erkennen ist, ist der Rotor rotationssymmetrisch. Diese Symmetrie konnte ausgenutzt werden, wodurch sich der Vernetzungsaufwand im Rahmen hielt.

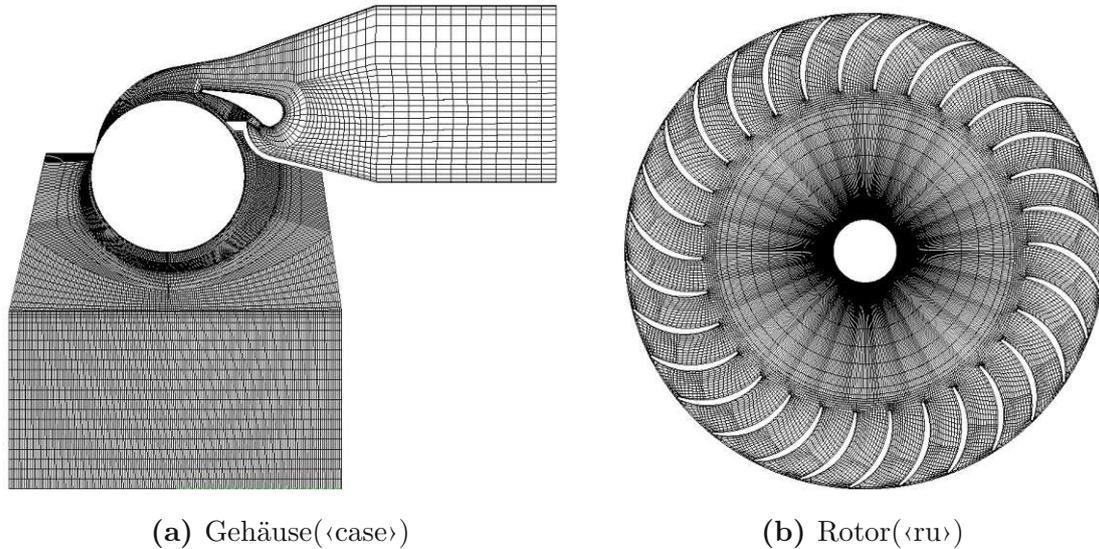


Abbildung 3.4: Stark vergrößerte Darstellung der Gitterstruktur

Das Gehäuse und das Laufrad werden abschließend zu einem einzigen Modell zusammengeführt. Da zur Berechnung nur das Rechengitter von Bedeutung ist, ist es ausreichend nur die beiden Rechengitter zu vereinigen - Geometrie und Blöcke können vernachlässigt werden.

In [Tabelle 3.1](#) sind abschließend die Gittereigenschaften des fertig vernetzten Modells bzw. der beiden Komponenten angegeben.

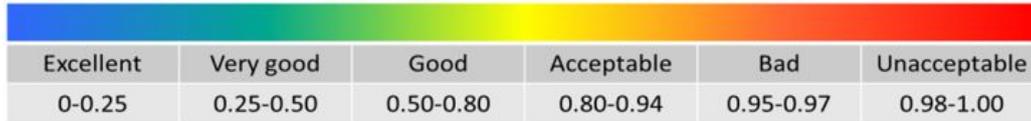
	ELEMENTS	NODES	BLOCKS
Gehäuse	342995	224458	55
Rotor	613413	400728	690
Turbine	956408	625186	745

Tabelle 3.1: Gittereigenschaften

3.1.3 Netzqualität

Um die Genauigkeit der Simulation gewährleisten zu können, ist es wichtig eine hohe Netzqualität zu erreichen. ANSYS® ICEM CFD™ bietet daher die Möglichkeit, verschiedene Qualitätskriterien zu überprüfen. ANSYS® FLUENT® verlangt die in [Abbildung 3.5](#) angegebenen Mindestanforderungen der Gitterqualität.

Skewness mesh metrics spectrum



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum



Abbildung 3.5: Anforderungen an die Netzqualität [2]

Skewness (auf Deutsch: Schiefe oder Schrägheit) ist die Abweichung zwischen der optimalen Zellgröße und der vorhandenen Zellgröße. Der Bereich der Skewness liegt zwischen 0 (ideal) und 1 (am schlechtesten). Stark schiefe Zellen sind zu vermeiden, da sie innerhalb der interpolierten Bereiche geringe Genauigkeiten aufweisen können [31].

$$\text{Skewness} = \frac{\text{optimale Zellgröße} - \text{Zellgröße}}{\text{optimale Zellgröße}} \quad (3.1)$$

Um die **Orthogonale Qualität** zu bestimmen, wird für jede Zelle der Vektor vom Zellschwerpunkt zu jedem Flächenschwerpunkt (\vec{A}_i) sowie der Vektor vom Zellschwerpunkt zum Zellschwerpunkt der angrenzenden Zellen (\vec{c}_i) berechnet. \vec{A}_i ist der Normalvektor der jeweiligen Fläche [2].

$$\text{Orthogonal Quality} = \min \left(\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|}; \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \right) \quad (3.2)$$

Die tatsächlich minimal erreichten Qualitäten sind in **Tabelle 3.2** hinterlegt. Wie ersichtlich wird, konnten die Mindestanforderungen an das Netz eingehalten werden.

	QUALITY	ORTHOGONAL QUALITY	SKEWNESS
Gehäuse	0.5412	0.1792	0.6217
Rotor	0.6090	0.0403	0.5572
Turbine	0.5412	0.0403	0.6217

Tabelle 3.2: minimale Netzqualitäten

Aufgrund der vorgegebenen Geometrie ist die Meshqualität des Rotors in einigen Bereichen nahe an der Minimalanforderung. Wie in [Abbildung 3.6](#) zu erkennen ist, lässt die Schaufelkrümmung in Verbindung mit dem äußerst geringen Abstand zur Rotorwand keine bessere Netzqualität unter Anwendung einer strukturierten Vernetzung zu.

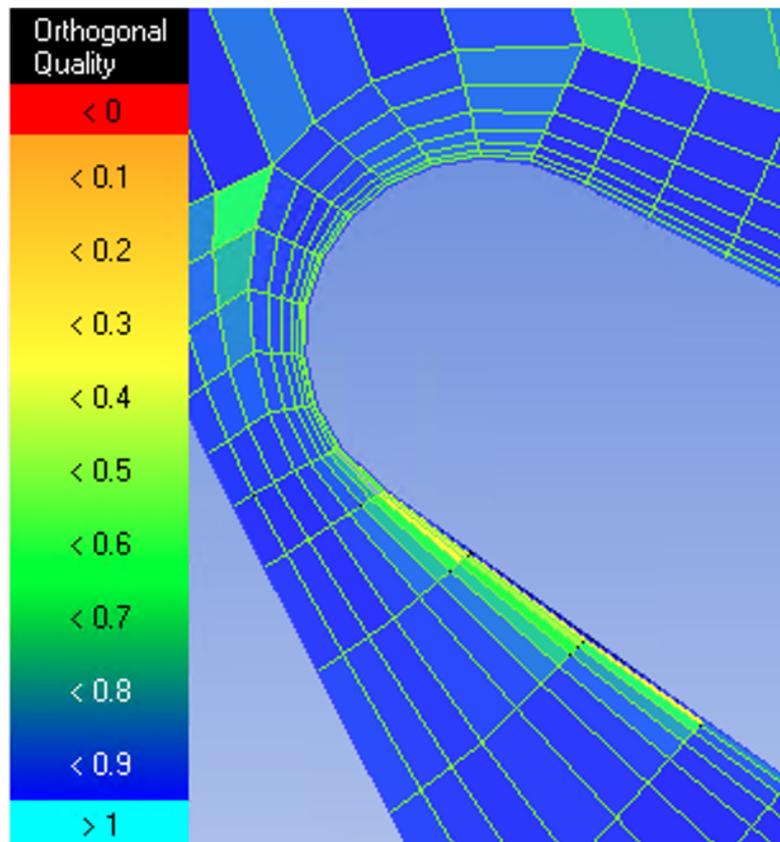


Abbildung 3.6: kritische orthogonale Netzqualität am Rotor [\[2\]](#)

Mit Ausnahme der wenigen aufgrund der Geometrie nicht verbesserbaren Qualitäten ist die Netzqualität sehr gut. So besitzen etwa 90% aller Zellen eine Qualität von 0.9 oder höher. Auch die orthogonale Qualität fällt gut aus - weniger als 0.2% haben einen Wert von 0.5 oder kleiner. 90% erreichen sogar einen Wert von mindestens 0.9. Die Skewness hat in allen Zellen eine hohe Qualität.

3.2 Simulations-Setup

Das Mesh wird als *.msh*-Datei aus ANSYS® ICEM CFD™ exportiert und in ANSYS® FLUENT® importiert. Die grundlegenden Solver-Einstellungen werden wie in [Tabelle 3.3](#) angegeben vorgenommen.

Typ	Pressure-Based
Zeit	Transient
Raum	3D
Erdbeschleunigung	JA

Tabelle 3.3: Allgemeine Voreinstellungen

Da es sich um ein inkompressibles Fluid handelt, wird der druckbasierte (Pressure-Based) Löser angewendet. Bei diesem Verfahren wird aus der Kontinuitäts- und der Impulsgleichung eine Druck-Gleichung hergeleitet. Diese Druck-Gleichung muss der um den Druck korrigierten Massenerhaltung genügen [\[2\]](#).

Zum Zeitpunkt $t=0$ befindet sich kein Wasser in der Turbine und die Simulation startet mit dem Einströmen von Wasser. Aus diesem Grund handelt es sich um eine transiente Simulation.

Da für eine dreidimensionale Betrachtung eine nicht zur Verfügung stehende Rechenleitung benötigt werden würde, wird das Problem nur quasi-dreidimensional betrachtet - es handelt sich um eine dreidimensionalde Simulation, jedoch ist das Netz nur eine Zelle tief.

Der Einfluss der Erdbeschleunigung wird mit einbezogen.

3.2.1 Modell

Das verwendete Modell für die Mehrphasenströmung sowie das Modell für die Mehrphasenströmung wurden wie in [Tabelle 3.4](#) angegeben gewählt.

Mehrphasenströmung	Volume of Fluid
Turbulenzmodell	Standard k-epsilon turbulence model

Tabelle 3.4: angewendete Modelle

Um das Zusammenspiel von Wasser und Luft darstellen zu können wird das VoF-Modell implementiert. Zusätzlich wird bei der Initialisierung des Mehrphasenmodell, die Phasen Wasser (water-liquid) und Luft (Air-gas) ausgewählt. Die dazugehörigen Stoffwerte sind in ANSYS® FLUENT® hinterlegt. Wasser wird als Phase-1 definiert und die Oberflächenspannung wird konstant mit 0.072 N/m angenommen.

Als Turbulenzmodell wurde das standard k-epsilon Turbulenzmodell mit Standard Wall Functions ausgewählt.

3.2.2 Cell zones

Wie bereits ausführlich in [Unterabschnitt 2.2.3](#) beschrieben wurde, werden bei einer CFD-Simulation die Regionen in kleine Zellen diskretisiert. Eine Zellzone (Cell Zone) ist eine Gruppe von Zellen für die gemeinsame Eigenschaften definiert werden können.

In ANSYS® FLUENT® gibt es zwei Arten von Zellzonen:

- **Fluide:** Eine Fluidzone ist eine Zellgruppe, in der alle Strömungsgleichungen gelöst werden. Dazu muss die Fluidart aus der Datenbank ausgewählt werden bzw. müssen die Fluideigenschaften eingegeben werden, damit die entsprechenden Materialeigenschaften angewendet werden.
- **Festkörper:** In einer Festkörper-Zellgruppe werden keine Strömungsgleichungen gelöst (mit Ausnahme von Wärmeleitproblemen). Die Berechnungsdomäne wird als Volumenkörper behandelt.

Das erstellte Modell der Durchströmturbine ist in zwei Fluid-Zellzonen aufgeteilt. Dem feststehenden Gehäuse (⟨case⟩) und der rotierenden Rotorzone (⟨ru⟩). Die entsprechenden Einstellungen sind in [Tabelle 3.5](#) hinterlegt.

«case»	
Fluid Zone	mixture (Wasser/ Luft)
Mesh Motion	no
«ru»	
Fluid Zone	mixture (Wasser/ Luft)
Mesh Motion	yes
Relative to Cell Zone	1

Tabelle 3.5: Cell Zone Conditions

Wie in [Abbildung 3.2](#) dargestellt ist, besteht die Zellzone «case» aus den Teilbereichen «inlet», «outlet», «suction valve», «guide vane», «case wall», «case symmetry» und «contact case».

Die Zellzone «ru» umfasst die Teilbereiche «rot symmetry», «rot hub», «wall ru blade» und «contact rot». Damit diese Zone rotiert, wird die Netzbewegung (*Mesh Motion*) verwendet. Das ist auch der Grund, warum für das Gehäuse und den Rotor separate Rechengitter erstellt werden. Um eine Relativbewegung darstellen zu können, ist eine nicht konforme Grenzfläche zwischen den beiden relativ zueinander bewegten Zellzonen notwendig. Jede Zellzone muss eine individuelle Begrenzung besitzen.

Als Rotationsmittelpunkt wird die Laufradmitte definiert, und die z-Koordinatenachse wird als Rotationsachse festgelegt. Die gewünschte Winkelgeschwindigkeit kann manuell eingestellt werden.

3.2.3 Randbedingungen

Um die realen Strömungsbedingungen möglichst exakt wiederzugeben, ist die korrekte Festlegung der Randbedingungen entscheidend. Bei der Wahl einer physikalisch nicht darstellbaren Randbedingung, kann der Gleichungslöser zwar eventuell ein Ergebnis berechnen, dieses ist dann jedoch physikalisch unmöglich und bildet nicht die Realität ab.

Bei ANSYS® FLUENT® stehen folgende Gruppen von Randbedingungen zur Auswahl:

- **Inlet:** Das Fluid tritt durch den Inlet in die Domäne ein.
- **Interface:** Interfaces sind nicht konforme Kontaktstellen, bei denen die Netz-Knoten nicht übereinstimmen. Diese müssen gepaart werden, damit eine Interpolation über die Grenzfläche möglich ist, und damit das Fluid ungehindert hindurchströmen kann.
- **Outlet:** Das Fluid verlässt die Domäne durch den Outlet.
- **Symmetry:** Symmetrie-Randbedingungen werden verwendet, wenn die physikalische Geometrie sowie das erwartete Strömungsmuster spiegelsymmetrisch sind. Dadurch wird der Rechenumfang im symmetrischen Teilbereich reduziert.
- **Wall:** Wandrandbedingungen werden verwendet, um flüssige und feste Bereiche einzugrenzen.

Innerhalb dieser Gruppen gibt es noch eine Vielzahl an Spezifikationen und Einstellungen.

In [Tabelle 3.4](#) sind die Randbedingungen für den jeweiligen Teilbereich angegeben. Anschließend werden die Auswahl der Randbedingungen sowie die genauen Einstellungen begründet und erläutert.

Eintrittsrandbedingung

Das Fluid betritt die Domäne der Durchströmturbine durch den «inlet». Dieser ist als *Velocity Inlet* definiert. Damit wird die Strömungsgeschwindigkeit in Richtung und Betrag am Strömungseinlass festgelegt. Der Druck hingegen wird anhand der vorgeschriebenen Geschwindigkeitsverteilung ermittelt.

Austrittsrandbedingung

Die beiden Austrittsrandbedingungen «outlet» und «suction valve» wurden als *Pressure Outlet* festgelegt. Bei dieser Randbedingung wird ein statischer Druck am Ausgang angegeben und die Durchflussmengen werden extrapoliert. Für den

«outlet» wird ein Rückstrom von Wasser zugelassen, da es zum Wiedereintritt einzelner Wassertropfen kommen kann. Am «suction valve» wird der Rückfluss hingegen nicht zugelassen.

Teilbereich	Randbedingung
Eintrittsrandbedingung	
«inlet»	<i>Velocity Inlet</i>
Austrittsrandbedingung	
«outlet»	<i>Pressure Outlet</i>
«suction valve»	<i>Pressure Outlet</i>
Wandrandbedingung	
«case wall»	<i>Stationary Wall (No Slip)</i>
«wall ru blade»	<i>Moving Wall (No Slip)</i>
«guide vane»	<i>Stationary Wall (No Slip)</i>
«rot hub»	<i>Stationary Wall (No Slip)</i>
Symmetrierandbedingungen	
«case symmetry»	<i>Symmetry</i>
«rot symmetry»	<i>Symmetry</i>
Interface	
«contact case»	<i>Non-Overlapping-Zone</i>
«contact rot»	<i>Non-Overlapping-Zone</i>

Tabelle 3.6: Übersicht Randbedingungen

Wandrandbedingung

«case wall», «guide vane» und «rot hub» werden als *Stationary Wall* definiert. Die Randbedingung für rutschfeste (no Slip) Wände wird dabei erzwungen und die Schubspannungen zwischen Wand und Fluid werden aus dem lokalen Strömungsfeld berechnet.

«wall ru blade» wird als *Moving Wall* definiert. Es ist eine rotatorische Bewegung mit der z-Koordinatenachse als Rotationsachse. Aufgrund der Mesh Motion Einstellungen wird die Rotationsgeschwindigkeit vom Rotor übernommen und es wird eine Relativbewegung zur angrenzenden Cell Zone mit dem Wert 0 initialisiert.

Symmetrierandbedingungen

Die vordere und hintere Wand von Case und Rotor («case symmetry» und «rot symmetry») werden aufgrund der Zweidimensionalität als *Symmetry* festgelegt. Dadurch werden Vorderseite und Rückseite als scherungsfreie Gleitwände definiert.

Interface

«contact case» und «contact rot» bilden die Grenzfläche zwischen den Zellzonen «case» und «ru». Es wird die *Interface* Randbedingung angewendet, um die verschiedenartigen Netze zu verbinden und dadurch Relativbewegungen zu ermöglichen und einen Durchfluss zuzulassen.

3.2.4 Lösungsmethoden

Tabelle 3.7 liefert eine Auflistung der zu lösenden Gleichungen, der dafür verwendeten Lösungsmethoden. Nachfolgend wird die jeweilige Auswahl begründet und das Lösungsverfahren kurz erklärt.

Pressure-Velocity Coupling	Piso
Gradient	Least Squares Cell Based
Druck	Presto!
Momentum	Third-Order MUSCL
Volumenanteile	Geo-Reconstruct
turbulente kinetische Energie	Second Order Upwind
turbulente kinetische Dissipation	Second Order Upwind
Transient Formulation	First Order Implicit

Tabelle 3.7: Angewendete Lösungsmethoden

Die Druck-Geschwindigkeits-Kopplung wird mit Hilfe des *PISO*-Lösers (=Pressure-Implicit with Splitting of Operators) berechnet. Dieses Druck-Geschwindigkeits-Kopplungsschema basiert auf dem höheren Grad der Näherungsbeziehung zwischen

den Korrekturen für Druck und Geschwindigkeit. Um die Impulsbilanz auch nach Lösung der Druckkorrekturgleichung zu erfüllen, besitzt der PISO-Algorithmus die Nachkorrektur und die Schiefkorrektur. Daher wird PISO vor allem für transiente Berechnungen und bei stark schiefen Netzen angewendet.

Gradienten werden zum Konstruieren von Skalarwerten und Zellflächen sowie zum Berechnen sekundärer Diffusionsterme und Geschwindigkeitsableitungen benötigt. Die *Least Squares Methode* ist sehr genau und gleichzeitig kostengünstig. Damit ist sie die Standardgradientenmethode von ANSYS® FLUENT®.

Das Standardschema in ANSYS® FLUENT® interpoliert die Druckwerte an den Flächen unter Verwendung der Impulsgleichungskoeffizienten. Dieses Verfahren funktioniert jedoch nur solange die Druckvariation zwischen den Zellzentren gleichmäßig ist. *PRESTO!* (PRESSure Staggering Option) verwendet das diskrete Kontinuitätsgleichgewicht für ein „gestaffeltes“ Kontrollvolumen um die Fläche, um den „gestaffelten“ (d. h. Flächen-) Druck zu berechnen. Die *PRESTO!* Diskretisierung vermeidet Interpolationsfehler und Druckgradientenannahmen an den Grenzen.

Das *Third-Order MUSCL* wurde durch die Vermischung eines zentralen Differenzierungsschemas und eines Upwind-Schemas zweiter Ordnung entwickelt. Es ist auf beliebige Netze anwendbar und für alle Transportgleichungen verfügbar.

Die Beschreibung einer Mehrphasenströmung als sich durchdringende Kontinua beinhaltet das Konzept der phasischen Volumenanteile. Volumenanteile stellen den Raum dar, der von jeder Phase eingenommen wird. Die Erhaltungsgesetze von Masse und Impuls werden von jeder Phase einzeln erfüllt. Der *Geo-Reconstruct*-Ansatz wird im Allgemeinen bei scharfen Grenzflächen verwendet. Wenn eine Zelle vollständig von einer Phase ausgefüllt ist, wird das Standardinterpolationsschema verwendet, ansonsten die geometrische Rekonstruktion. Dabei wird angenommen, dass die Grenzfläche zwischen zwei Flüssigkeiten innerhalb jeder Zelle eine lineare Neigung aufweist.

Die turbulente kinetische Energie sowie die turbulente kinetische Dissipation werden mittels *Second Order Upwind* gelöst. Das Second Order Upwind Verfahren ist genauer als ein Schema erster Ordnung, kann jedoch Stabilitätsprobleme aufweisen.

Das *First Order Implicit*-Verfahren ist für die meisten Probleme ausreichend und wird für die transiente Formulierung verwendet.

3.3 Strömungssimulation in ANSYS® FLUENT®

Die Strömungssimulation in ANSYS® FLUENT® erfordert vor allem zu Anfangs einige manuelle Anpassungen. In diesem Kapitel wird explizit das Vorgehen bei der Strömungssimulation beschrieben. Zusätzlich wird erläutert, wie die Datenerhebung zum Erreichen der etablierten Ziele umgesetzt wird.

3.3.1 Simulationsablauf

Nachdem das Mesh in ANSYS® FLUENT® eingelesen und alle Einstellung wie bisher angegeben vorgenommen wurden, wird die Simulation gestartet. Der Anfangszeitritt und die zu Beginn festgelegte Courant-Zahl sind in [Tabelle 3.8](#) angegeben.

Zeitschritt / s	1e-12
Courant-Zahl	0.5

Tabelle 3.8: Startbedingungen

Sobald sich die Zahl der Iteration pro Zeitschritt auf < 5 eingependelt hat, werden die Zeitschritte um den Faktor zehn vergrößert. Bis zu einer Zeitschrittgröße von $1e-7$ s wird der Zeitschritt manuell angepasst. Danach wird die adaptive Zeitschrittanpassung verwendet. Die adaptive Zeitschrittanpassung passt die Zeitschrittgröße an die vorgegebene Courant-Zahl an. Dabei wird eine maximal mögliche Änderungsrate pro Zeitschritt festgesetzt. Die Einstellungen zur Zeitschrittanpassung sind in [Tabelle 3.9](#) angegeben. Bis kurz vor Wassereintritt in den Rotor ergeben sich Zeitschritte von $5 \cdot 10^{-6}$ s bis $1 \cdot 10^{-5}$ s.

Min. Zeitschritt / s	1e-9
Max. Zeitschritt / s	1e-5
Kleinster Änderungsfaktor pro Zeitschritt	0.8
Größter Änderungsfaktor pro Zeitschritt	1.2

Tabelle 3.9: adaptive Zeitschritteinstellungen

Bevor das einströmende Wasser den Rotor betritt, wird die Courant-Zahl auf 0.25 reduziert. Aufgrund des bereits in [Abschnitt 2.2.3](#) beschriebenen Zusammenhangs zwischen Courant-Zahl und Zeitschritt verringert sich der Zeitschritt dadurch deutlich. Die Zeitschrittgröße pendelt zwischen $1 \cdot 10^{-7} s$ und $3 \cdot 10^{-6} s$.

Anschließend wird die Simulation unter ständiger Beobachtung laufen gelassen, bis ein quasistatischer Zustand erreicht ist. Dieser Zustand tritt ein, wenn genug Wasser die Durchströmturbine vollständig durchströmt hat, und das Wasser die Domäne durch den Outlet verlässt.

Um vergleichbare Werte zu erhalten, wird die Simulation ab diesem Zeitpunkt für unterschiedliche Rotationsgeschwindigkeiten (20, 25, 35 $\frac{rad}{s}$) auf separaten Rechnern durchgeführt. Die Simulationen werden nach der Anpassung der Winkelgeschwindigkeit erneut laufen gelassen, bis jeweils der neue quasistatische Zustand erreicht wird.

3.3.2 Datenerhebung

Nachdem jede der drei simultan laufenden Simulationen wieder ihren jeweiligen quasistatischen Zustand erreicht hat, werden die Einstellungen zur Datenerhebung vorgenommen.

Um wirkende Kräfte und Momente zu ermitteln, bietet ANSYS® FLUENT® die Funktion ›Report Definitions‹. Diese Funktion bietet die Möglichkeit die wirkenden Kräfte und Momente auf einen bestimmten Teilbereich pro (mehreren) Zeitschritt/Iterationsschritt als txt.Datei zu exportieren. Zusätzlich besteht auch die Möglichkeit, den Momenten-/ Kräfteverlauf über die Zeit/ Iteration plotten zu lassen.

Momente

Für die Auswertung wird für jede Simulation das auf die Schaufeln wirkende Moment um die Rotorwelle benötigt. Dafür müssen die Momente in z-Koordinatenrichtung um den Rotationsmittelpunkt des Rotors gesammelt werden.

Wie in [Abbildung 3.7](#) zu erkennen ist, müssen dafür das Zentrum der Rotation, die Rotationsachse sowie der Teilbereich angegeben werden. Zusätzlich kann noch eingestellt werden, welche Simulationsparameter mit ausgegeben werden.

Mit den festgelegten Einstellungen wird eine txt-Datei exportiert, die den in [Tabelle 3.10](#) angegebenen Aufbau besitzt.

moment report		
Zeitschritt	Gesamtzeit/ s	Moment/ Nm

Tabelle 3.10: Aufbau der exportierten txt.-Datei

Die exportierte txt.-Datei enthält den Zeitschritt, die gesamte Simulationszeit sowie die Werte des wirkenden Moments. Dabei muss das Moment um die z-Koordinatenachse mit dem Mittelpunkt (0/0/0) auf die Teilbereiche «wall_ru_blade» (= Rotorschaukeln) verwendet werden.

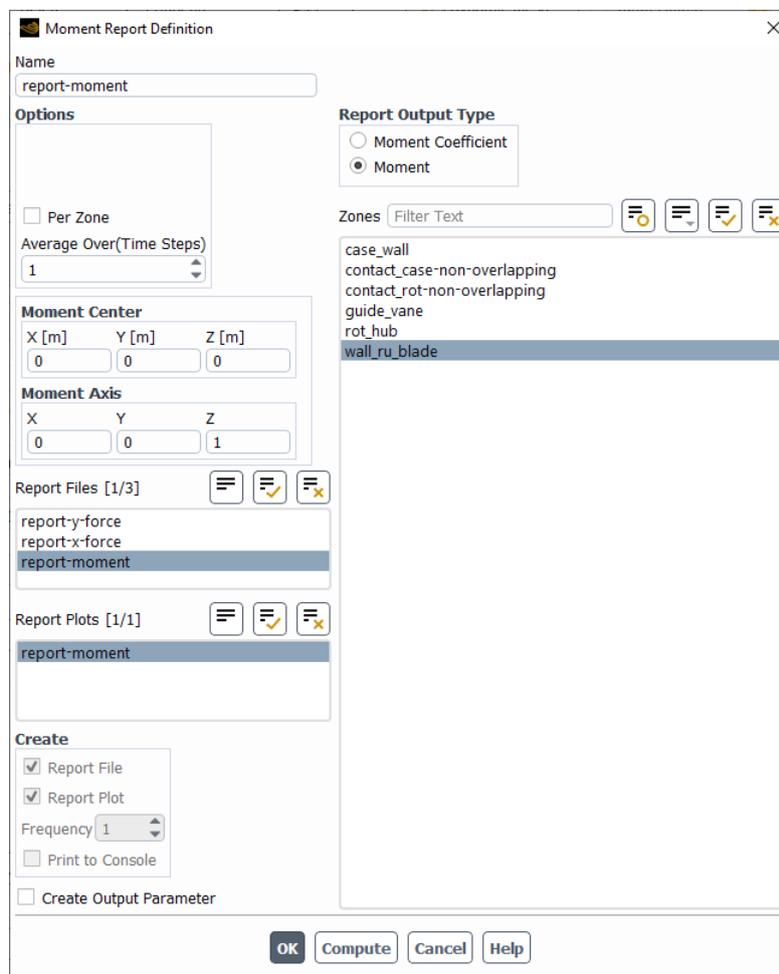


Abbildung 3.7: «Report Definitions» Einstellungen zur Ausgabe der wirkenden Momente

Kräfte

Um die auf die Rotorwelle wirkenden Kräfte zu erhalten, wird genau wie bei der Momentenaufzeichnung vorgegangen. Mit der Funktion ›Report Definitions‹ werden jeweils ein Report für die Kräfte in x-Koordinatenrichtung sowie in y-Koordinatenrichtung erstellt. Als Teilbereich muss ebenfalls «wall_ru_blade» ausgewählt werden.

Damit werden die in x- bzw. y-Richtung wirkenden Kräfte in zwei separaten txt.-Dateien pro Zeitschritt exportiert.

Kapitel 4

Ergebnisse

Die numerische Simulation der Durchströmturbine wird mit dem Ziel durchgeführt die eingangs aufgezählten Fragen zu klären.

Um zu erkennen, welche Auswirkungen eine Drehzahlanpassung auf den Weg des Wassers durch die Turbine hat, werden die Strömungsbilder für verschiedene Drehzahlen angegeben. Zur Bestimmung des Wirkungsgrades werden mit den Ergebnissen der Strömungssimulation die theoretischen sowie tatsächlichen Leistungen berechnet. Des Weiteren wird das Muscheldiagramm der Versuchsturbine um die Ergebnisse der Strömungssimulation ergänzt und die Ergebnisse werden verglichen.

4.1 Strömungsbild - Durchquerung der Turbine

Die numerische Strömungssimulation bieten den großen Vorteil, dass die zu untersuchenden Strömungsprobleme visualisiert werden können. Dadurch können Strömungsvorgänge deutlich sichtbar dargestellt werden.

Wie anhand der Strömungsbilder für verschiedene Rotorwinkelgeschwindigkeiten (Abbildungen [4.1](#) - [4.3](#)) direkt zu erkennen ist, hat die Rotorwinkelgeschwindigkeit einen direkten Einfluss auf den Strömungsverlauf.

Mit Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit - bei gleichzeitig konstanter Einströmgeschwindigkeit $u_{ein} = 2 \frac{m}{s}$ - wandert der Pfad des Wassers beim Durchqueren des Laufrades in entgegengesetzter Richtung zum Einlass. Bei der hier verwendeten Durchströmturbine und der vorgegebenen Einströmgeschwindigkeit von $u_{ein} = 2 \frac{m}{s}$

ist eine Rotationsgeschwindigkeit von etwa $w = 35 \frac{rad}{s}$ notwendig, um den Aufprall auf die Rotorwelle zu vermeiden.

Daraus lässt sich ableiten, dass bei beliebig vorgegebener Einströmgeschwindigkeit der Wasserpfad durch die Turbine mittels Drehzahlregulierung steuerbar ist. Es ist also möglich, die optimale Drehzahl jeweils so einzustellen, dass ein Auftreffen auf die Rotorwelle vermieden wird.

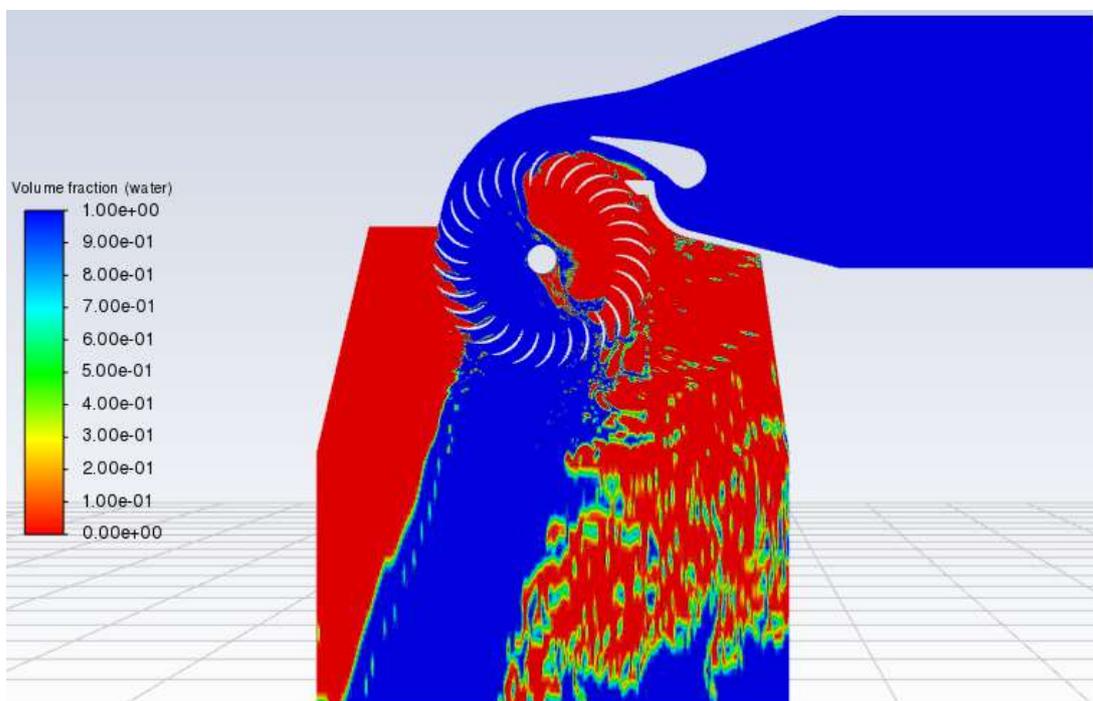


Abbildung 4.1: Strömungsbild für eine Rotorwinkelgeschwindigkeit von $20 \frac{1}{s}$

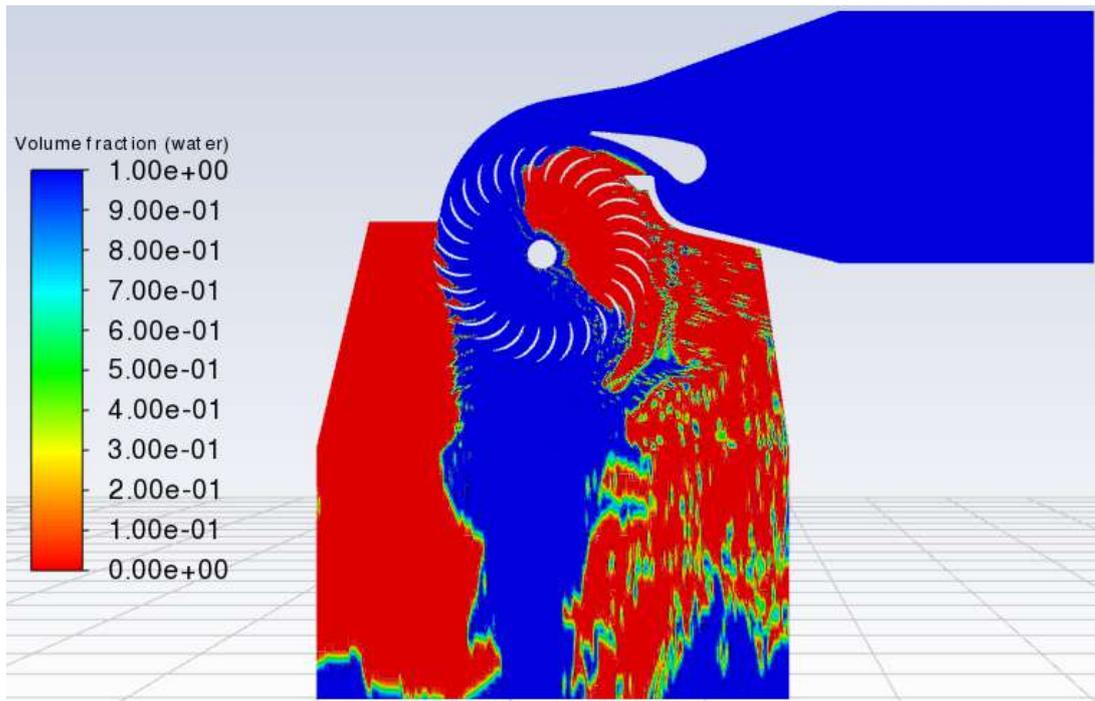


Abbildung 4.2: Strömungsbild für eine Rotorwinkelgeschwindigkeit von $25 \frac{1}{s}$

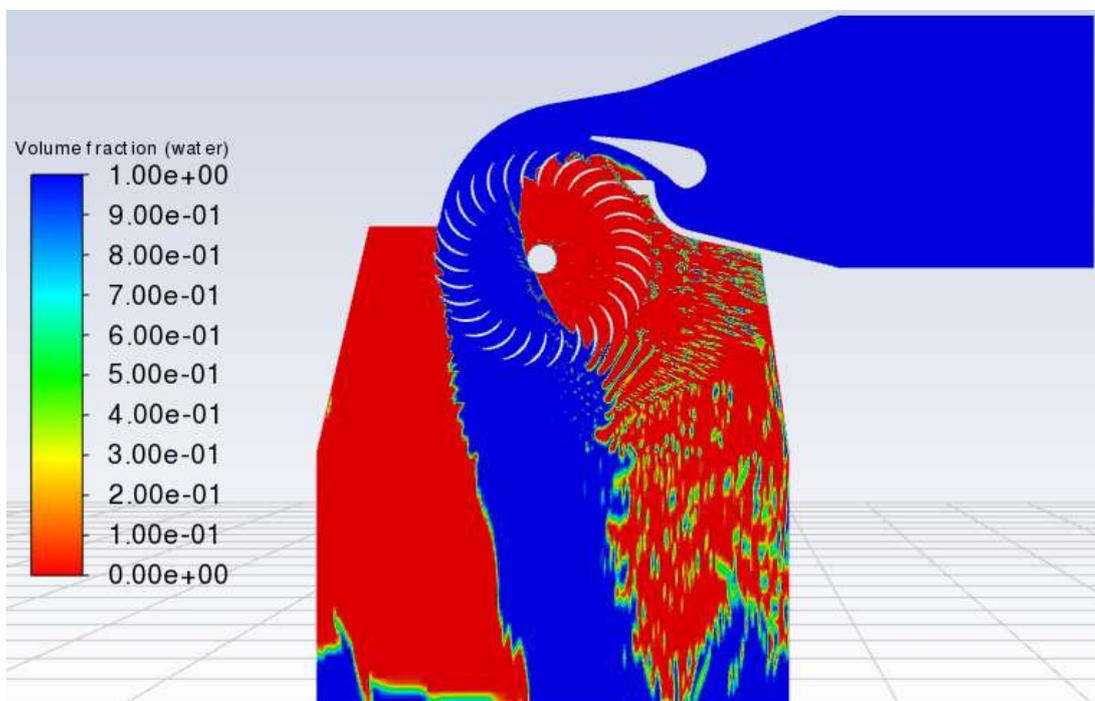


Abbildung 4.3: Strömungsbild für eine Rotorwinkelgeschwindigkeit von $35 \frac{1}{s}$

4.2 Wirkungsgrad

Um den Wirkungsgrad η der Durchströmturbine ermitteln zu können, müssen die theoretische Leistung P_{th} sowie die tatsächliche Leistung P_{tat} bestimmt werden.

$$\eta = \frac{P_{tat}}{P_{th}} \quad (4.1)$$

4.2.1 Theoretische Leistung der Durchströmturbine

Wie bereits in [Unterabschnitt 2.1.3](#) beschrieben wurde, wird die theoretische Leistung einer Turbine durch das Produkt von Volumenstrom und der Nettofallhöhe berechnet:

$$P_{th} = Q_{ein} \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (4.2)$$

Die Nettofallhöhe H berechnet sich nach IEC 60193 1.3.3.6.2 und 1.3.3.7.2 [\[14\]](#) folgendermaßen:

$$H = \frac{p_{abs,1} - p_{abs,2}}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + (z_1 - z_2) \quad (4.3)$$

Der Absolutdruck p_{abs} entspricht dem statischen Druck einer Flüssigkeit, gemessen in Bezug auf ein perfektes Vakuum [\[14\]](#). v_1 und v_2 sind die Eintritts- bzw. Austrittsgeschwindigkeiten und $(z_1 - z_2)$ beschreibt den Höhenunterschied zwischen Einlass und Auslass.

ANSYS® FLUENT® ermöglicht den Absolutdruck und die Geschwindigkeit für jeden Punkt der Domäne auszugeben. In [Abbildung 4.4](#) sind die Absolutdrücke und Geschwindigkeiten innerhalb der Durchströmturbine abgebildet.

In [Tabelle 4.1](#) sind die einzelnen Terme der [Gleichung 4.3](#) sowie die sich ergebenden Nettofallhöhen H für die unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten angegeben. Dabei lässt sich erkennen, dass die Absolutdruckdifferenz mit höherer Drehzahl steigt - der Absolutdruck am «inlet» steigt mit der Drehzahl, der Absolutdruck am «outlet» ist für alle Winkelgeschwindigkeiten nahezu konstant.

	$20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$35 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
$\frac{p_{abs,1} - p_{abs,2}}{\rho g} / m$	7.15	7.67	8.28
$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} / m$	-0.46	-0.57	-0.65
$z_1 - z_2 / m$	0.78	0.78	0.78
H / m	7.47	7.88	8.41

Tabelle 4.1: Nettofallhöhe H

Der einströmende Volumenstrom Q_{ein} lässt sich mit der festgelegten Einströmgeschwindigkeit u_{ein} und der Querschnittsfläche des Einlasses A_{ein} berechnen.

Die Einströmgeschwindigkeit ist konstant festgelegt:

$$u_{ein} = u_1 = 2 \frac{m}{s} \quad (4.4)$$

Der «inlet» besitzt eine rechteckige Querschnittsfläche und berechnet sich daher mit

$$A_{ein} = 0.16m \cdot 0.35m = 0.056m^2 \quad (4.5)$$

Da u_{ein} und A_{ein} konstant sind, ergibt sich am «inlet» ein ebenfalls konstanter Volumenstrom Q_{ein} mit

$$Q_{ein} = u_{ein} \cdot A_{ein} = 2 \frac{m}{s} \cdot 0.056m^2 = 0.112 \frac{m^3}{s} \quad (4.6)$$

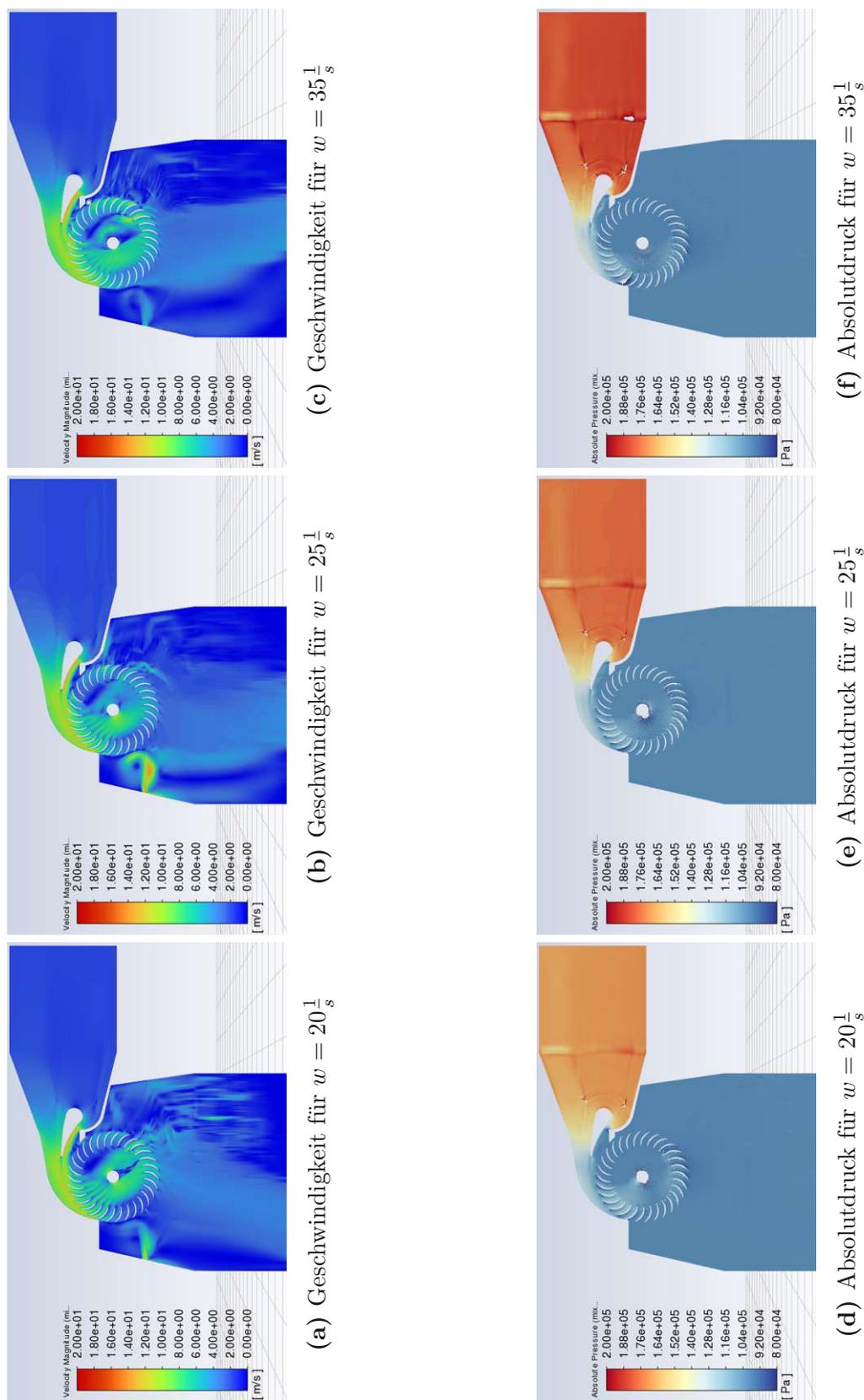


Abbildung 4.4: Colormap von Absolutdruck und Geschwindigkeit für unterschiedliche Rotorwinkelgeschwindigkeiten

Mit dem berechneten Volumenstrom Q_{ein} sowie den bestimmten Absolutdruckdifferenzen Δp_{abs} kann mit [Gleichung 4.2](#) die theoretische Leistung der Durchströmturbine berechnet werden.

In [Tabelle 4.2](#) sind die theoretischen Leistungen für die Durchströmturbine bei unterschiedlichen Drehzahlen und konstantem Volumenstrom angegeben.

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
P_{th}/ kW	8.18	8.63	9.10

Tabelle 4.2: Theoretische Leistung bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten

4.2.2 Tatsächliche Leistung der Durchströmturbine

Die tatsächliche Leistung P_{tat} der Durchströmturbine berechnet sich aus dem Produkt der Rotor-Winkelgeschwindigkeit w und des auf die Rotorscheufeln wirkenden Momentes um die z-Koordinatenachse $M_{z,rot}$.

$$P_{tat} = M_{z,ru_blade} \cdot w \quad (4.7)$$

In [Unterabschnitt 3.3.2](#) wurde bereits ausführlich beschrieben, wie die Datensätze für das um die Rotorwelle wirkende Moment erhoben werden.

Zur bestmöglichen Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse für die drei unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten werden die Momente jeweils für den gleichen Bruchteil einer ganzen Rotorumdrehung aufgezeichnet.

Die Dauer einer vollen Umdrehung T berechnet sich, indem der Kreisumfang durch die Winkelgeschwindigkeit dividiert wird

$$T = \frac{2\pi}{w} \quad (4.8)$$

In [Tabelle 4.3](#) ist die Dauer einer kompletten Rotation sowie die Dauer des jeweils aufgezeichneten Bruchteils für die unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten angegeben.

Die aufgezeichneten Momente werden mittels MATLAB[®] visualisiert.

	$20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$35 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
T / ms	314	251	180
$T_{\frac{1}{30}} / \text{ms}$	10,5	8,4	6,0
$T_{\frac{1}{5}} / \text{ms}$	63	50	36

Tabelle 4.3: Dauer einer Rotation bei verschiedenen Drehzahlen

In [Abbildung 4.5](#) sind die Leistungen für die drei unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten über die Zeit für jeweils eine fünftel Umdrehung dargestellt.

Die momentane Leistung schwankt um die mittlere Leistung (strichlierte Linie). Während die Winkelgeschwindigkeiten w jeweils konstant sind, ändert sich der Momentenverlauf über die Zeit. Das momentane Moment $M_i(t)$ ist abhängig vom jeweiligen Schaufelwinkel.

In [Tabelle 4.4](#) sind die mittleren Leistungen für die drei unterschiedlich eingestellten Rotationsgeschwindigkeiten angegeben.

	$20 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$35 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
P / kW	4.09	4,47	5.20

Tabelle 4.4: Mittlere Leistungen in Folge der Strömung für unterschiedliche Drehzahlen

Je größer die Drehzahl, desto höher ist der Wirkungsgrad. Der Grund dafür ist, - wie in [Abbildung 4.1](#) bis [Abbildung 4.3](#) zu erkennen ist - dass das Wasser den Rotor bei einer Rotationsgeschwindigkeit von $35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ohne Auftreffen auf der Rotorwelle durchquert. Das auf der Rotorwelle auftreffende Wasser verliert einen Großteil seiner Bewegungsenergie. Wasser, das die Rotorwelle überströmt, wirkt der Laufradrotation entgegen.

Besonders beim Graph für $w = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ist zu erkennen, dass die Leistung (annähernd) sinusförmig um die mittlere Leistung schwankt. Die Periodendauer stimmt dabei mit der in [Tabelle 4.3](#) angegebenen Periodendauer überein. Aufgrund der Datenerhebung über eine fünftel Umdrehung sind sechs Perioden dargestellt.

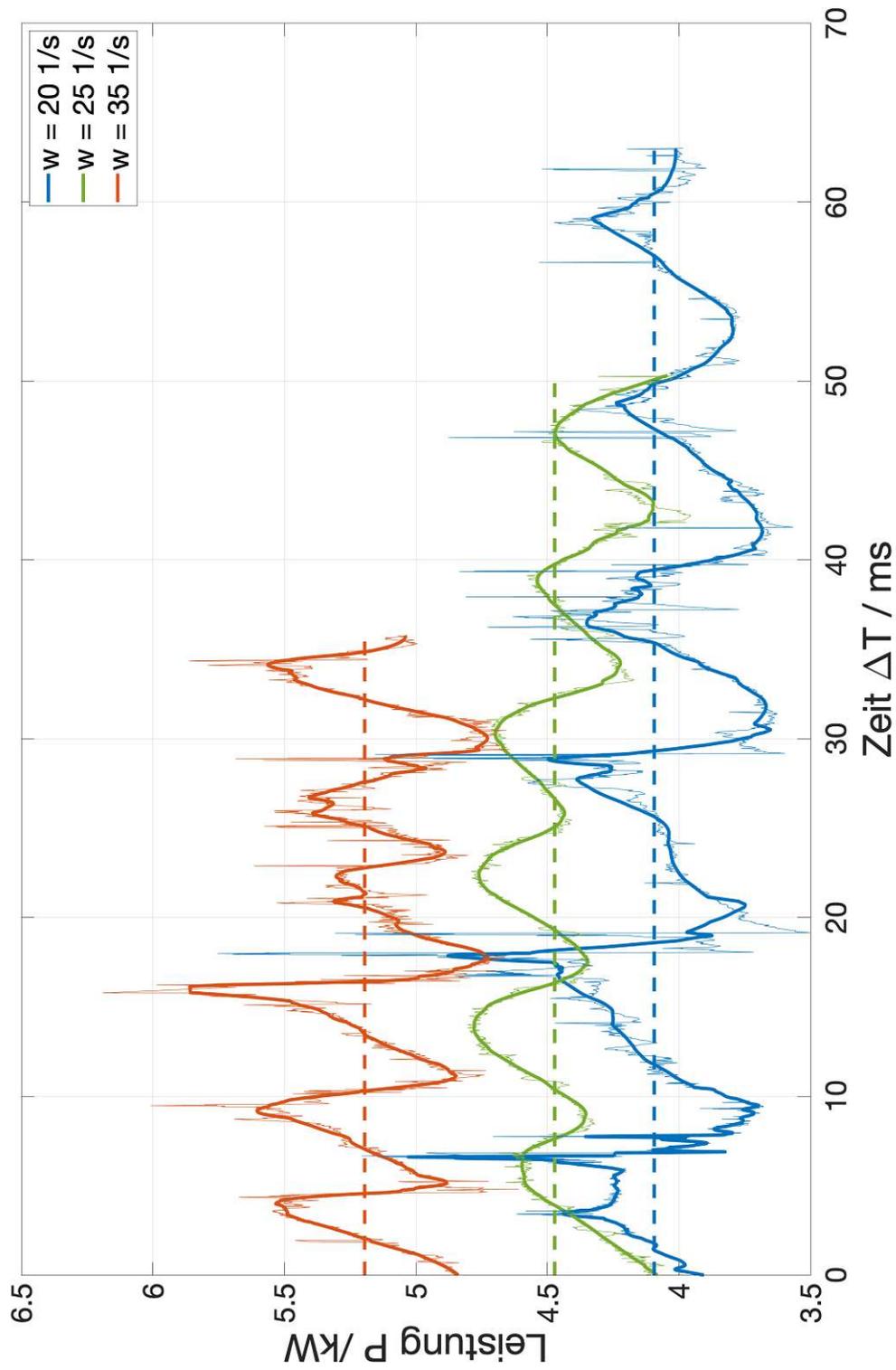


Abbildung 4.5: Leistung und mittlere Leistung bei 20, 25 und 35 $\frac{rad}{s}$ für $\Delta T = \frac{1}{5}T$

4.2.3 Wirkungsgradberechnung

Der Wirkungsgrad berechnet sich durch das Verhältnis von tatsächlicher Leistung zu theoretischer Leistung

$$\eta = \frac{P_{tat}}{P_{th}} \quad (4.9)$$

Mit den berechneten theoretischen Leistungen (Tabelle 4.2) und den durch die Strömungssimulation erhaltenen tatsächlichen Leistungen (Tabelle 4.4) wird mit Gleichung 4.9 der Wirkungsgrad für die unterschiedlich vorgegebenen Rotationsgeschwindigkeiten berechnet.

Der Wirkungsgrad der Durchströmturbine für die jeweiligen Rotationsgeschwindigkeiten ist in nachfolgender Tabelle 4.5 angegeben.

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
$\eta / \%$	50	52	57

Tabelle 4.5: Wirkungsgrad der Durchströmturbine für unterschiedliche Drehzahlen

Der Wirkungsgrad steigt bei Erhöhen der Drehzahl. Die Begründung dafür wurde bereits geliefert: Bei höherer Drehzahl trifft weniger Wasser auf die Rotorwelle.

Der insgesamt niedrige Wirkungsgrad lässt sich zum Teil damit begründen, dass die Fallhöhe bis zum Auslass gemessen wurde. In der Realität steigt das Wasser im Saugrohr jedoch an und wird dann auf einem Niveau fesgehalten. Dadurch verringert sich die Fallhöhe und damit auch die theoretische Leistung.

4.3 Belastung Welle

Damit die Durchströmturbine den maximal möglichen Wirkungsgrad erreichen kann, muss das Wasser den Rotor möglichst nahe der Rotormitte durchqueren. Daher ist es zielführend die Rotorwelle mit einem möglichst kleinen Durchmesser auszuführen. Die Konstruktion der Durchströmturbine lässt an manchen Stellen jedoch nur eine geringe Toleranz zu (siehe Abbildung 4.6). Aus diesem Grund

kann eine zu starke Rotorwellendurchbiegung im ungünstigen Fall zur Kollision von Rotor und Gehäuse führen.

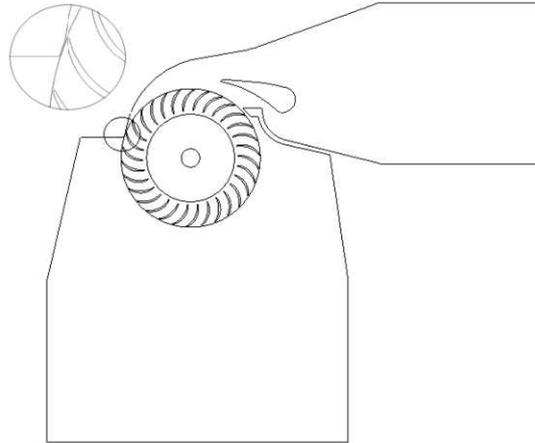


Abbildung 4.6: ANSYS® ICEM CFD™ Geometrie der Durchströmturbine mit Vergrößerung der engsten Stelle

4.3.1 Kräfte auf die Welle

Die auf die Rotorwelle wirkenden Kräfte werden wie in [Unterabschnitt 3.3.2](#) beschrieben und wie in [Unterabschnitt 4.2.2](#) aufgezeichnet.

In [Tabelle 4.9](#) sind die maximal wirkenden resultierenden Kräfte angegeben.

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
F_{maxRes} / N	1178	1118	1501

Tabelle 4.6: Kräfte in Folge der Strömung auf die Rotorblätter für unterschiedliche Drehzahlen

Mittels MATLAB® werden die Kraftverläufe visualisiert. In [Abbildung 4.7](#) ist die resultierende Kraft auf die Rotorwelle über die Zeit bei unterschiedlicher Rotationsgeschwindigkeit für eine fünftel Umdrehung dargestellt.

Die Graphen der unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten weisen einen (annähernd) periodischen Verlauf auf. Die Simulation wird mit einer Winkelgeschwindigkeit von $w = 20 \frac{rad}{s}$ gestartet. Sobald zu erkennen ist, dass der Wasserstrahl

zu einem großen Teil auf die Rotorwelle aufschlägt, wird die Geschwindigkeit auf $w = 25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ erhöht. Mit dieser Winkelgeschwindigkeit wird bis zur Aufteilung auf drei Rechnern fortgefahren. Bis zum Start der Datenaufzeichnung hat die Simulation für $25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ also eine deutlich längeren Zeitspanne. Dadurch hat sich die Simulation eingestellt und der Graph ist annähernd sinusförmig. Es ist zu erwarten, dass bei längerer Datenaufzeichnung die beiden anderen Graphen auch eine deutlich periodischen Verlauf annehmen. Deutlich zu erkennen ist, dass die Kraft auf die Laufradwelle im Mittel für höhere Drehzahlen steigt.

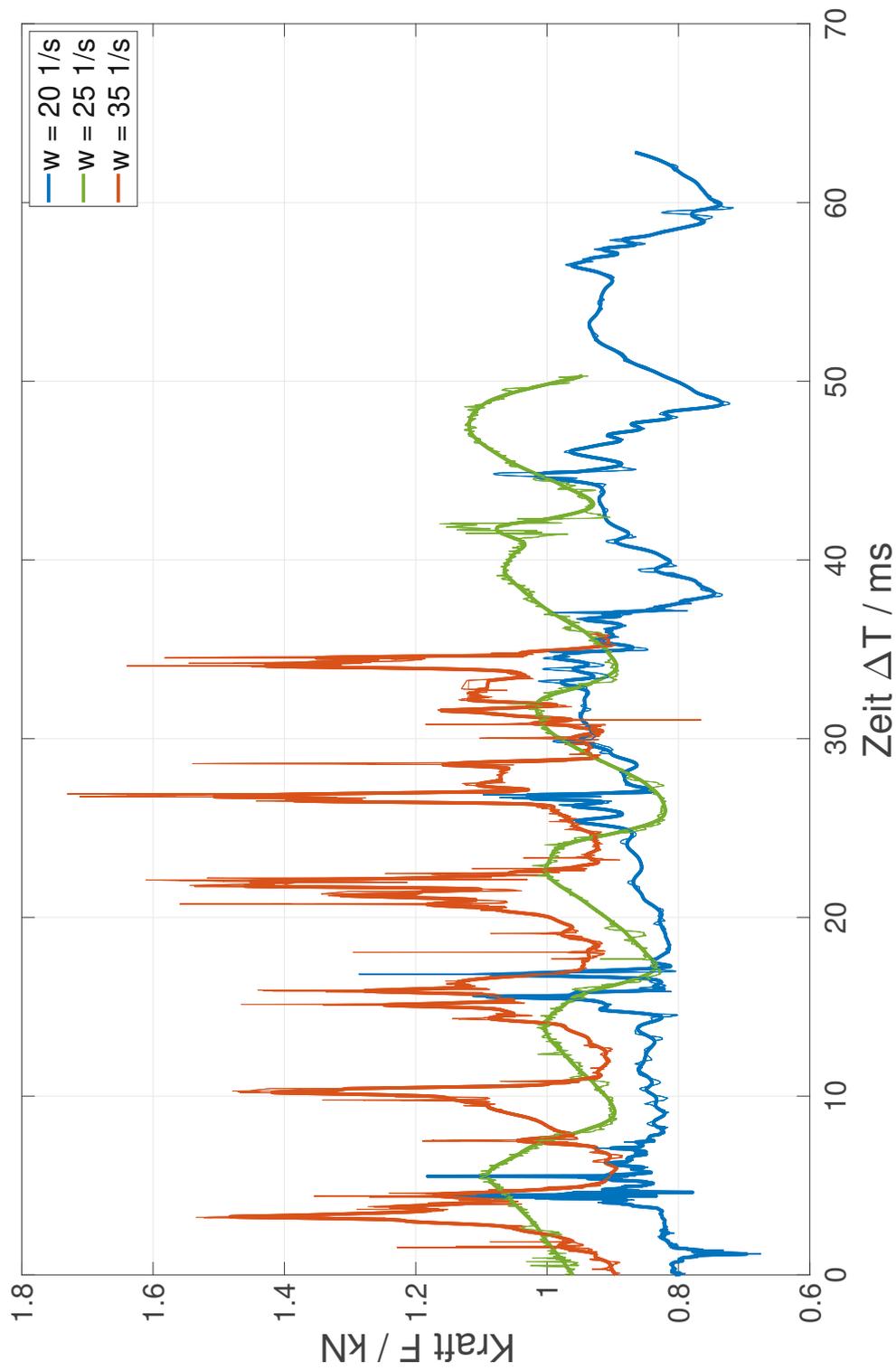


Abbildung 4.7: Resultierende Kraft auf die Rotorwelle bei 20, 25 und $35 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ für $\Delta T = \frac{1}{5}T$

4.3.2 Durchbiegung der Welle

Um die Durchbiegung der Welle zu berechnen, wird die Differentialgleichung der Biegelinie herangezogen. Die Einwirkung des Temperaturmoments wird vernachlässigt.

$$\frac{d^2w}{dx_2} = -\frac{M(x)}{EJ} \quad (4.10)$$

Durch zweimalige Integration ergibt sich die Durchbiegung:

$$w = -\frac{1}{EJ} \cdot \left[\frac{1}{2}M(x)x^2 + c_1x + c_2 \right] \quad (4.11)$$

Aufgrund der konstruktiv notwendigen Fest-Los-Lagerung ergeben sich die Integrationskonstanten zu:

$$w(x=0) = 0 \rightarrow c_2 = 0 \quad (4.12)$$

$$w(x=l) = 0 \rightarrow c_1 = \frac{1}{2l}M(x)l^2 \quad (4.13)$$

Damit lässt sich die Differentialgleichung der Durchbiegung schreiben als

$$w = \frac{M(x)}{2EJ} \cdot [lx - x^2] \quad (4.14)$$

Die Rotorwelle ist als Vollwelle ausgeführt. In [Tabelle 4.7](#) sind der Durchmesser sowie das zugehörige Flächenträgheitsmoment der verwendeten Durchströmturbine angegeben.

Wellendurchmesser d / mm	40
Flächenträgheitsmoment J_y / mm^4	125664

Tabelle 4.7: Geometriedaten des Rotors

Das Material der Turbine wird je nach Einsatzbereich gewählt. Die unterschiedlichen

Einsatzbereiche stellen verschiedene Anforderungen (mechanische oder chemische Belastungen, Trinkwasser, Salzwasser, etc.). In [Tabelle 4.8](#) sind der ausgewählte Werkstoff mit E-Modul hinterlegt. Dieser Edelstahl wird auch von Fa. Ossberger verwendet.

Werkstoff	Edelstahl V4A (1.4404)
E-Modul $E / \frac{N}{mm^2}$	200.000

Tabelle 4.8: Materialkennwerte für Edelstahl V4A [\[34\]](#)

Die mittels der Strömungssimulation erhaltenen maximal wirkenden Kräfte ([Tabelle 4.9](#)) müssen noch in eine Flächenlast umgerechnet werden:

$$q = \frac{F_{maxRes}}{l} \quad (4.15)$$

Mit der Länge der Rotorwelle $l = 160mm$ erhält man die Flächenlasten:

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
$q / \frac{N}{mm}$	7.36	6.99	9.38

Tabelle 4.9: Kräfte in Folge der Strömung auf die Rotorblätter für unterschiedliche Drehzahlen

Mit den wirkenden Flächenlasten lassen sich die Lagerkräfte und damit die Biegemomentenverläufe bestimmen. Die maximalen Durchbiegungen werden nach [Gleichung 4.14](#) berechnet.

Die maximalen Durchbiegungen für die verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten bei Vollast sowie im $\frac{1}{3}$ - und $\frac{2}{3}$ -Teillastbereich sind in [Tabelle 4.10](#) angegeben.

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
$w_{max,3/3} / mm$	0.0030	0.0028	0.0038
$w_{max,2/3} / mm$	0.0029	0.0028	0.0037
$w_{max,1/3} / mm$	0.0007	0.0007	0.0009

Tabelle 4.10: maximale Durchbiegung der Welle

Es ist zu berücksichtigen, dass zusätzlich zur Durchbiegung der Rotorwelle auch die Rotorblätter durchgebogen werden. Die maximale Durchbiegung ergibt sich daher aus der Summe der Durchbiegung der Rotorwelle und der Durchbiegung der Schaufel. Gleichzeitig tragen die Schaufeln auch zur Erhöhung der Steifigkeit bei.

Der Einfluss der belasteten Schaufeln sowie die Erhöhung der Steifigkeit durch die Schaufeln werden in dieser Arbeit jedoch vernachlässigt.

4.4 Wirkungsdiagramm

Das Wirkungsdiagramm (auch Muscheldiagramm; engl. hill chart) zeigt die Eigenschaften der Turbine, oder wie sie unter verschiedenen Betriebsbedingungen arbeitet und liefert damit nützliche Informationen über eine Turbine. Damit die Wirkungsdiagramme für alle geometrisch gleichen Turbinen anwendbar sind, werden die Einheitsdrehzahl und der Einheitsdurchfluss verwendet [21].

Der Einheitsdurchfluss Q_{11} ist der Durchfluss in m^3/s einer geometrisch ähnlichen Maschine mit $1m$ Laufraddurchmesser bei einer Fallhöhe von $1m$ [5].

$$Q_{11} = \frac{Q_{ein}}{\left(\frac{D_a}{1m}\right)^2 \sqrt{\frac{H}{1m}}} \quad (4.16)$$

Entsprechend ist die Einheitsdrehzahl n_{11} die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Turbine mit $1m$ Laufraddurchmesser und einer Fallhöhe von $1m$ [5].

$$n_{11} = \frac{n \cdot \frac{D_a}{1m}}{\sqrt{\frac{H_i}{1m}}} \quad (4.17)$$

Dabei entspricht D_a dem Laufradaußendurchmesser und n der Winkelgeschwindigkeit in $\frac{U}{min}$.

$$D_a = 0.301 \text{ m} \quad (4.18)$$

$$n = \frac{1}{2\pi} \cdot w \cdot 60 \frac{s}{min} \quad (4.19)$$

Zur Erstellung des Wirkungsdiagrammes sind Durchfluss, Förderhöhe und Drehmoment zu bestimmen. Die Leitschaufelöffnung bleibt konstant, während die Winkelgeschwindigkeit variiert wird. Mit [Gleichung 4.16](#) und [Gleichung 4.17](#) kann man

die Punkte entlang konstanter Leitschaufellinien berechnen und einzeichnen [21].

Für den in dieser Arbeit verwendeten Volumenstrom $Q_{ein} = 2 \frac{m^3}{s}$ ergeben sich für die unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten w_i und den in [Tabelle 4.1] berechneten Nettofallhöhen H die in [Tabelle 4.11] hinterlegten Einheitskennzahlen.

	$20 \frac{rad}{s}$	$25 \frac{rad}{s}$	$35 \frac{rad}{s}$
$Q_{11} / \frac{m^3}{s}$	0.452	0.440	0.426
$n_{11} / \frac{U}{min}$	21.033	25.599	34.690

Tabelle 4.11: Einheitskennzahlen

Der Schaufelwinkel ist konstant bei 42° (siehe [Abbildung 4.8]). [Abbildung 4.9] zeigt das Wirkungsdiagramm der Versuchsturbine. Dieses Diagramm wird mit den in dieser Arbeit ausgearbeiteten Punkten ergänzt.

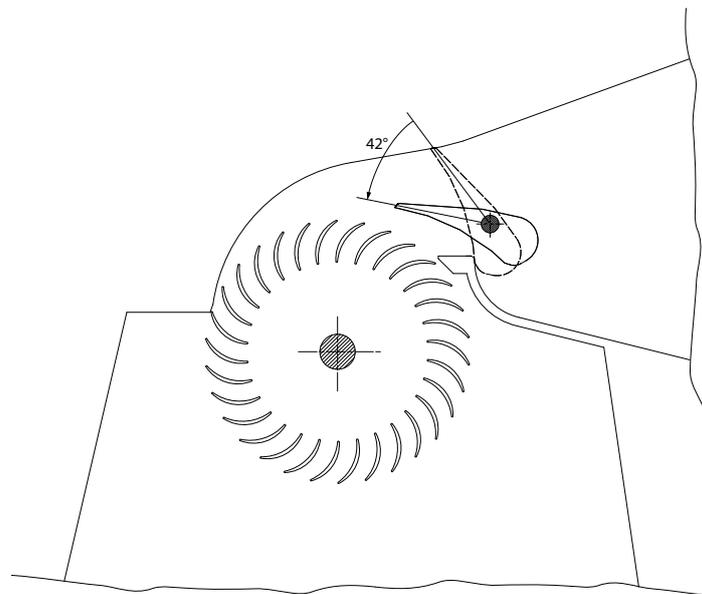


Abbildung 4.8: Winkelstellung Leitapparat

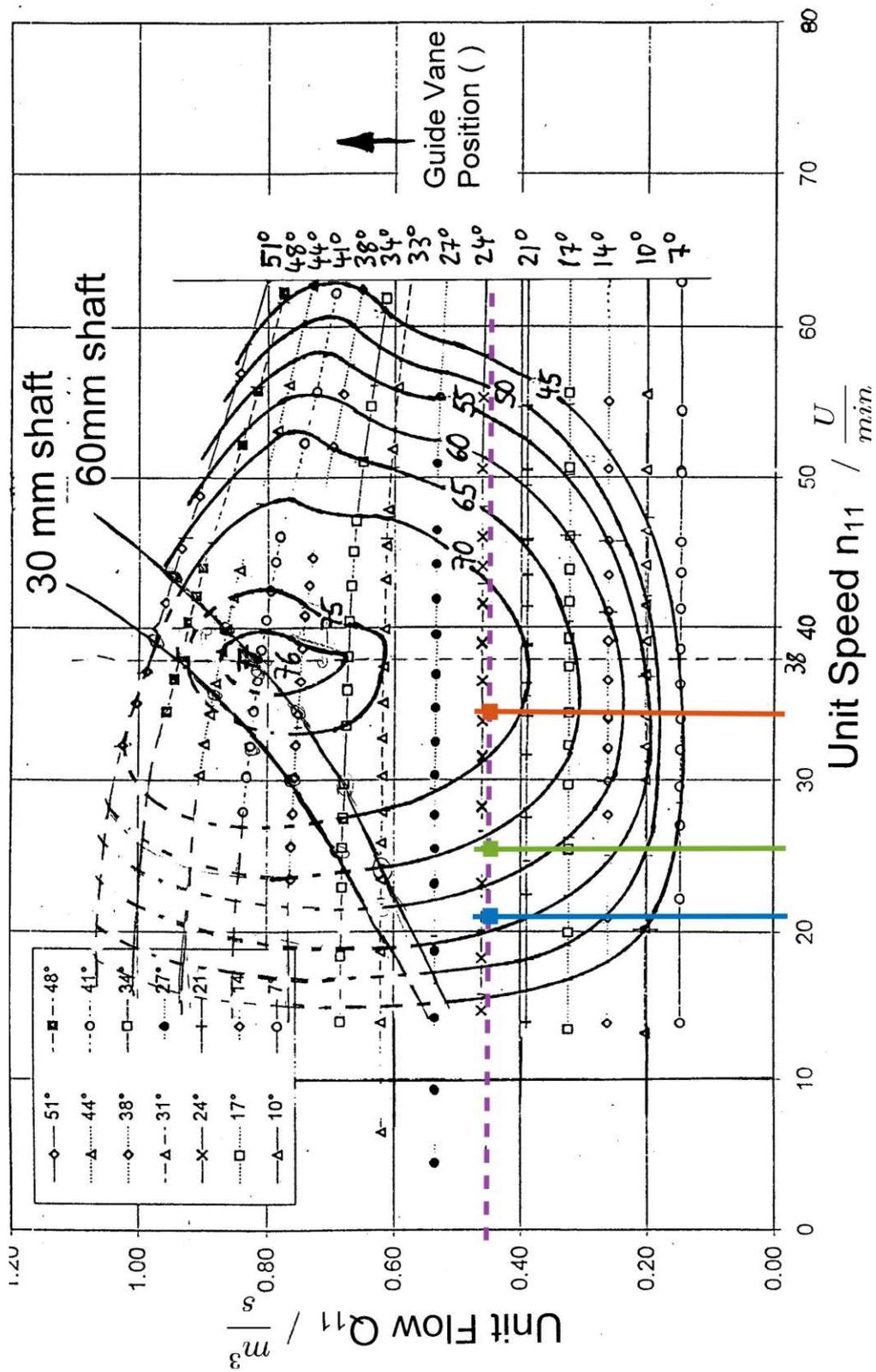


Abbildung 4.9: Wirkungsdiagramm der Durchströmturbine

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend wird der Inhalt dieser Arbeit gebündelt wiedergegeben. Zusätzlich wird in einem Ausblick aufgezeigt wie die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse als Grundlage für weitere Strömungsuntersuchungen der Durchströmturbine genutzt werden können.

5.1 Zusammenfassung

Die Aufgabe dieser Arbeit ist die Untersuchung der Durchströmturbine mittels numerischer Strömungssimulation.

Die Durchströmturbine ist eine radial durchströmte Gleichdruckturbine, bei der das Wasser im Laufrad zweimal beaufschlagt wird. Durch zwei tragflügelartigen Profilleitschaufeln erhält das einströmende Wasser einen rechteckigen Querschnitt und wird stoßfrei und mit erhöhter Geschwindigkeit dem walzenförmigen Trommelrad zugeführt. Der Freistrahle durchquert dabei das Laufrad zuerst von außen nach innen und anschließend wieder nach außen. Dabei wird das Wasser zweimal umgelenkt und die Energie an die Welle abgegeben.

Das Geometriemodell einer Versuchsturbine wird mittels ANSYS® ICEM CFD™ mit einem Auslassventil ergänzt und das Rechengitter generiert. Das Modell ist in zwei separate Komponenten aufgeteilt - dem feststehenden Gehäuse und dem rotierenden Laufrad. Beide Komponenten werden mit separaten strukturierten Rechengitter versehen und anschließend vereint. Die Vernetzung des Gehäuses

ist aufgrund der Geometrie besonders anspruchsvoll - trotzdem konnte eine hohe Netzqualität erreicht werden.

Die numerische Strömungssimulation wird mit ANSYS® FLUENT® durchgeführt. Das vernetzte Turbinenmodell wird importiert und die Einstellung für die Simulation vorgenommen. Da in der Turbine Wasser und Luft aufeinander treffen wird das VoF-Modell implementiert. Das Standard k-epsilon Turbulenzmodell wird ausgewählt, um eine möglichst hohe Stabilität zu gewährleisten. Damit das Laufrad frei im Gehäuse rotieren kann, werden beide als separate Zellzonen definiert. Für das Laufrad wird eine Rotationsbewegung zugelassen und die gewünschte Rotationsgeschwindigkeit festgelegt. Um die realen Strömungsbedingungen möglichst exakt wiederzugeben, ist die korrekte Festlegung der Randbedingungen entscheidend. Der Einlass wird als Velocity Inlet und der Auslass als Pressure Outlet definiert.

Die Simulation wird bis zum Erreichen des quasistatischen Zustands – das einströmende Wasser verlässt die Durchströmturbine auch wieder vollständig – laufen gelassen. Anschließend wird die Simulation auf drei Rechner aufgeteilt und es werden unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten eingestellt – 20, 25 und 35 $\frac{rad}{s}$. Dabei werden nach Erreichen des neuen quasistatischen Zustandes die Momente um die Rotorwelle sowie die auf die Rotorwelle wirkenden Kräfte aufgezeichnet.

Das Ergebnis der Strömungssimulation liefert ein Strömungsbild für verschiedene Rotationsgeschwindigkeiten. Daraus lässt sich ableiten, dass der Weg des Wassers innerhalb der Turbine mittels Drehzahlregulierung möglich ist. Mit der Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit kann das Auftreffen des Wassers auf die Rotorwelle bei der Laufraddurchquerung verhindert werden.

Um den Wirkungsgrad der drei Simulationen zu bestimmen, wird jeweils die theoretische Leistung P_{th} mithilfe des Absolutdruckes bestimmt sowie die tatsächliche Leistung P_{tat} über das auftretende Moment bestimmt. Der Wirkungsgrad steigt mit höherer Rotationsgeschwindigkeit.

Die Kräfte, welche auf die Laufradwelle wirken, werden für den Zeitraum einer fünftel Umdrehung aufgezeichnet. In einem Diagramm werden die resultierenden Kräfte dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Amplituden für die verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten nicht maßgeblich von einander abweichen - jedoch steigt der Mittelwert bei schnellerer Drehzahl an.

Für die Versuchsturbine liegt ein angefertigtes Muscheldiagramm vor. In dieses

Diagramm werden die durch die Simulation erhaltenen Punkte ergänzt. Die im Versuch erhaltenen Wirkungsgrade können nicht bestätigt werden.

5.2 Ausblick

Da aufgrund der enormen Simulationsdauer nur Daten von einer fünftel Umdrehung gesammelt werden konnten, sind die Ergebnisse dieser Arbeit auch nicht als vollständig anzusehen. Vielmehr kann diese Arbeit als Grundlage für weitere Projekte verstanden werden.

Die Limitierung der durchgeführten numerischen Strömungssimulation ist vor allem durch die geringe vorhandene Rechenleistung bedingt. So konnte nur eine zweidimensionale Simulation aufgesetzt werden und diese auch nur für eine kurze Flusszeit durchgeführt werden.

Grundsätzlich können genauere Ergebnisse erzielt werden bzw. zusätzliche Erkenntnisse gewonnen werden, wenn

- das Rechengitter kontinuierlich an die Anforderungen angepasst wird,
- die Flusszeit erhöht wird,
- eine dreidimensionale numerische Strömungssimulation durchgeführt wird

und/ oder

- eine andere Simulationssoftware z.B. OpenFOAM[®] verwendet wird.

Die ersten drei möglichen Verbesserungen sind jedoch direkt von der verfügbaren Rechenleistung abhängig.

Aufgrund der langen Rechenzeit ist es nicht möglich, das Rechengitter iterativ zu verbessern. Dabei kann das gesamte Netz global verfeinert bzw. in einigen Gebieten lokal verfeinert werden.

Indem die Flusszeit erhöht wird, kann der Wirkungsgrad über einen längeren Zeitraum betrachtet werden und ist damit deutlich aussagekräftiger. Dasselbe gilt

für die Betrachtung der auftretenden Kräfte. Zudem kann bei einem längeren Zeitraum auch eine valide Aussage bezüglich der (möglicherweise) auftretenden Periodizität getroffen werden.

Aufgrund der symmetrischen Geometrie der Durchströmturbine wurde das Modell mit einem dreidimensionalen Rechengitter versehen. Um trotzdem eine zweidimensionale Simulation durchzuführen, wurde die das Rechengitter in z-Richtung auf zwei Knoten ($N=2$) begrenzt. Daher kann das vernetzte Modell mit einem minimalen Aufwand angepasst und für eine dreidimensionale Simulation verwendet werden. Die Anzahl der Zellen steigt damit aber für jeden Knoten um das $(N-1)$ -fache. Damit erhöht sich der Rechenaufwand enorm.

ANSYS® FLUENT® ist ein Strömungssimulationsprogramm, das hauptsächlich in der Industrie verwendet wird. Für die Forschung empfiehlt es sich die Simulation mit dem open source Programm OpenFOAM® durchzuführen. OpenFOAM® besitzt eine deutlich größere Auswahl an Randbedingungen. Damit lässt sich die reale Strömung innerhalb der Durchströmturbine wahrscheinlich exakter abbilden. Zu Beginn dieser Arbeit wurde die Simulation bereits mit OpenFOAM® aufgesetzt und gestartet. Der notwendige Zeitaufwand der Simulation sprengte jedoch deutlich den Zeitrahmen. Aus diesem Grund erfolgte ein Umstieg auf ANSYS® FLUENT®.

Literatur

- [1] Acharya, N., Kim, C.-G., Thapa, B. und Lee, Y.-H. (2015). Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable energy* 80, 819–826.
- [2] ANSYS® FLUENT® - CFD Software <http://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>.
- [3] ANSYS® FLUENT® UDF Manual, <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS.pdf>, Accessed: (03.04.2023).
- [4] Bardina, J., Huang, P. und Coakley, T. (1997). Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development. *NASA Technical Memorandum*.
- [5] Bauer, U. D.-I. D.-I. C. Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II; Vorlesungsskriptum, Vorlesungsskript; 2022.
- [6] Bohl, W. und Elmendorf, W., *Strömungsmaschinen : 1. Aufbau und Wirkungsweise*, 11., überarb. Aufl.; Vogel: Würzburg, 2013.
- [7] De Andrade, J., Curiel, C., Kenyery, F., Aguillón, O., Vásquez, A. und Asuaje, M. (2011). Numerical investigation of the internal flow in a Banki turbine. *International Journal of Rotating Machinery* 2011.
- [8] Ferziger, J. H., Perić, M. und Street, R. L., *Numerische Strömungsmechanik*, 2., aktualisierte Auflage.; Springer Vieweg: Berlin, 2020.
- [9] Giesecke, J., Heimerl, S. und Mosonyi, E., *Wasserkraftanlagen : Planung, Bau und Betrieb*, 6., aktualisierte u. erw. Aufl.; Springer Vieweg: Berlin, 2014.
- [10] Hahn, F., Semlitsch, B. und Bauer, C. in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2022; Bd. 1079, S. 012082.
- [11] Heimerl, S., *Wasserkraftprojekte : Ausgewählte Beiträge aus der Fachzeitschrift WasserWirtschaft*; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, 2013.

- [12] Hirt, C. W. und Nichols, B. D. (1981). A Computational Method for Free Surface Hydrodynamics. *Journal of pressure vessel technology* 103, 136–141.
- [13] IHA: International Hydropower Association, https://assets-global.website-files.com/5f749e4b9399c80b5e421384/63a1d6be6c0c9d38e6ab0594_IHA202212-status-report-02.pdf, Accessed: (31.03.2023).
- [14] ISO Central Secretary Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests, English/French, International Standard IEC 60193:2019, International Electrotechnical Commission, 2019.
- [15] Kaltschmitt, M., Streicher, W. und Wiese, A., *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*, 5., erw. Aufl., korr. Nachdruck 2014.; Springer Vieweg: Berlin Heidelberg, 2014.
- [16] Kaunda, C. S., Kimambo, C. Z. und Nielsen, T. K. (2014). A numerical investigation of flow profile and performance of a low cost Crossflow turbine. *International Journal of Energy & Environment* 5.
- [17] Kleinwasserkraftwerke - Wasserturbinen, Report, Bundesamt für Konjunkturfragen, 1995.
- [18] Laurien, E. und Oertel, H., *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit*, 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage.; Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden: Wiesbaden, 2009.
- [19] Mockmore, C. A. und Merryfield, F. The Banki water turbine, Technical Report, Corvallis, Or: Oregon State College, Engineering Experiment Station, 1949.
- [20] Molland, A. F., Turnock, S. R. und Hudson, D. A., Numerical Estimation of Ship Resistance in *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Ship Propulsive Power*, 2. Aufl.; Cambridge University Press: 2017, S. 174–197.
- [21] Nordvik, A., Iliev, I., Trivedi, C. und Dahlhaug, O. G. (2019). Numerical prediction of hill charts of Francis turbines. *Journal of Physics: Conference Series* 1266, 012011.
- [22] Ossberger, K.-F. (Co, O.-T. G.). Durchströmturbine europ. Pat., DE3327457C1, 1924.

- [23] OSSBERGER GmbH + Co Die Original OSSBERGER Durchströmturbine, Brochure, 2016.
- [24] Österreichs Energie, <https://oesterreichsenergie.at/unser-strom/erneuerbares-oesterreich>, Accessed: (22.02.2023).
- [25] Quaschnig, V., *Regenerative Energiesysteme : Technologie – Berechnung – Klimaschutz*, 10., aktualisierte und erweiterte Auflage.; Hanser: München, 2019.
- [26] R. Courant, H. L., K. Friedrichs (1928). Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik. *Mathematische Annalen* 100, 32–74.
- [27] Sammartano, V., Aricò, C., Carravetta, A., Fecarotta, O. und Tucciarelli, T. (2013). Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. *Energies* 6, 2362–2385.
- [28] Schwarze, R., *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2013.
- [29] Semlitsch, B. Computational Fluid Dynamics für Strömungsmaschinen, Vorlesungsskript; 2022.
- [30] Sigloch, H., *Strömungsmaschinen : Grundlagen und Anwendungen*, 7., aktualisierte Auflage.; Carl Hanser: München, 2021.
- [31] Simscale, <https://www.simscale.com/docs/simulation-setup/meshing/mesh-quality/>, Accessed: (03.04.2023).
- [32] Sonnek, E., *Theorie der Durchströmturbine*; Springer: Berlin, 1923.
- [33] Umwelt Bundesamt Deutschland, <https://www.umweltbundesamt.de>, Accessed: (22.02.2023).
- [34] Valbruna MVAPML / 1.4404 / AISI 316L, Accessed: (16.06.2023); Valbruna Edel Inox GmbH Semiconductor.
- [35] Wasserkraftwerk Rottachsee, <https://www.landeskraftwerke.bayern/rottachsee.htm>, Accessed: (02.07.2023).

Anhang A

Simulationsreport

Der vollständige Simulationsreport ist zur Nachvollziehbarkeit nachfolgend angehängt.



Ansys Fluent Simulation Report

Analyst	Haidinger
Date	7/14/2023 06:50 PM

Table of Contents

- [1 System Information](#)
- [2 Geometry and Mesh](#)
 - [2.1 Mesh Size](#)
 - [2.2 Mesh Quality](#)
 - [2.3 Orthogonal Quality](#)
- [3 Simulation Setup](#)
 - [3.1 Physics](#)
 - [3.1.1 Models](#)
 - [3.1.2 Material Properties](#)
 - [3.1.3 Cell Zone Conditions](#)
 - [3.1.4 Boundary Conditions](#)
 - [3.1.5 Reference Values](#)
 - [3.2 Solver Settings](#)
- [4 Run Information](#)
- [5 Solution Status](#)
- [6 Report Definitions](#)
- [7 Plots](#)
- [8 Mesh](#)

System Information

Application	Fluent
Settings	3d, double precision, pressure-based, VOF, standard k-epsilon, transient
Version	22.1.0-10213
Source Revision	91b44bc38e
Build Time	Nov 29 2021 12:11:42 EST
CPU	Intel(R) Xeon(R) E5620
OS	Windows

Geometry and Mesh

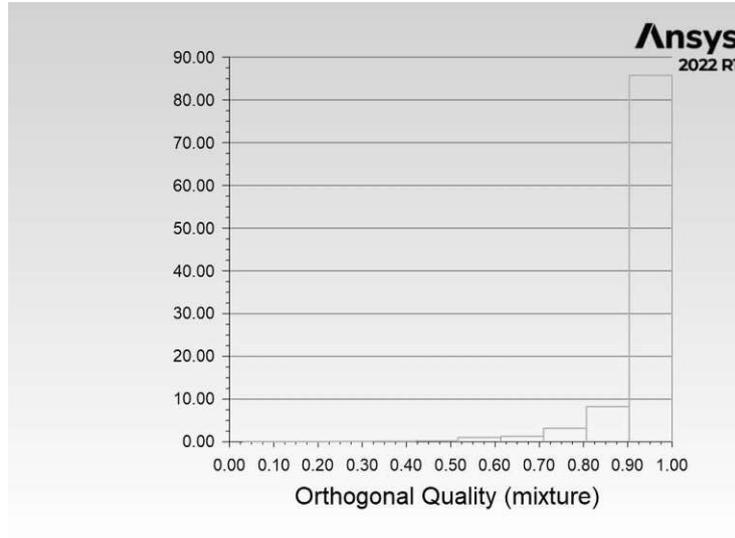
Mesh Size

Cells	Faces	Nodes
306774	1235764	625186

Mesh Quality

Name	Type	Min Orthogonal Quality	Max Aspect Ratio
case	Hex Cell	0.15874846	21700.436
ru	Hex Cell	0.031902833	23653.513

Orthogonal Quality



Simulation Setup

Physics

Models

Model	Settings
Multiphase	Volume of Fluid
Space	3D
Time	Unsteady, 1st-Order Implicit
Viscous	Standard k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions

Material Properties

+ -

+ Fluid

+ Solid

Cell Zone Conditions

+ -

+ Fluid

Boundary Conditions

+ -

+ Inlet

+ Outlet

+ Symmetry

+ Wall

Reference Values

Area	1 m ²
Density	1,225 kg/m ³
Enthalpy	0 J/kg

Simulationsreport

Length	1 m
Pressure	0 Pa
Temperature	288.16 K
Velocity	1 m/s
Viscosity	1.7894e-05 kg/(m s)
Ratio of Specific Heats	1.4
Yplus for Heat Tran. Coef.	300
Reference Zone	case

Solver Settings

+ -	
+ Equations	
+ Numerics	
+ Unsteady Calculation Parameters	
+ Under-Relaxation Factors	
+ Pressure-Velocity Coupling	
+ Discretization Scheme	
+ Solution Limits	

Run Information

Number of Machines	1
Number of Cores	8
Case Read	14,424 seconds
Data Read	3,463 seconds
Virtual Current Memory	2,71975 GB
Virtual Peak Memory	2,77139 GB
Memory Per M Cell	7,76644

Solution Status

Flow Time: 0.8000706
Time Step: 542749

	Value	Absolute Criteria	Convergence Status
continuity	0.0008712084	0.001	Converged
epsilon	4.449072e-06	0.001	Converged
k	6.755947e-07	0.001	Converged
x-velocity	9.926409e-08	0.001	Converged
y-velocity	1.23541e-07	0.001	Converged
z-velocity	1.165259e-10	0.001	Converged

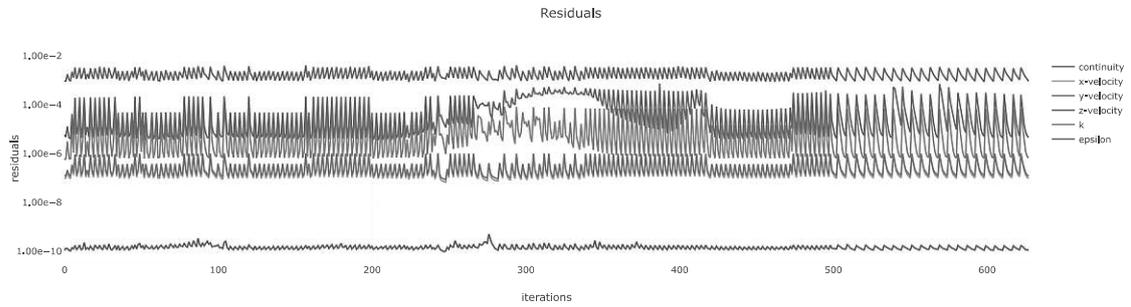
Report Definitions

+ -	
report-moment	165,998 N m
report-x-force	-756.7453 N
report-y-force	-548,1675 N
della-time	1,243261e-06 s
iters-per-timestep	0
flow-time	0,8000706 s

Plots

Residuals

Residuals



Mesh

mesh-1

mesh-1

