

Diplomarbeit

Automatisierte Anwendung von
Optimierungsalgorithmen in der numerischen
Simulation von hydraulischen Maschinen und
Anlagenkomponenten

Markus Mosshammer

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen
Technische Universität Graz
Vorstand: O. Univ.-Prof. Dr. Ing. Helmut Jaberg



Begutachter: O. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Helmut Jaberg
Betreuer: Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni

Graz, 10. Januar 2011

eingereicht am 10. Januar 2011

Kurzfassung

Automatisierte Anwendung von Optimierungsalgorithmen in der numerischen Simulation von hydraulischen Maschinen und Anlagenkomponenten

Diese Diplomarbeit befasst sich mit den Möglichkeiten einer automatisierten Optimierung innerhalb der Softwareumgebung ANSYS Workbench. Dazu werden exemplarisch drei Beispiele aus dem umfangreichen Gebiet der hydraulischen Strömungsmaschinen gewählt. Zuerst erfolgt eine Erklärung der benötigten technischen Grundlagen und eine Vorstellung der verwendeten Programme mit anschließender Darstellung der Vorgehensweise eines Optimierungsprozesses. Beginnend mit der Erstellung einer Geometrie und deren Parametrisierung über die Vernetzung und Berechnung bis hin zur Optimierung sind sämtliche Schritte detailliert erklärt.

Abschließend werden die erarbeiteten Ergebnisse diskutiert und der tatsächliche Nutzen einer Optimierung dargelegt.

Abstract

Automated application of optimization algorithms in the numerical simulation of hydraulic fluid machinery.

This diploma thesis deals with the possibilities with regard to an automated optimization within the software ANSYS Workbench. For that purpose, three examples out of the large domain of hydraulic fluid machinery were chosen. First, an explanation of the required technical basics and a presentation of the software are carried out. After that, the procedure of an optimization process is described. Starting with the creation of the geometry, parameterization and meshing to the point of computation and the final optimization, all steps are illustrated in detail.

Finally, the results are discussed and the effective benefit of an optimization is presented.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

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

.....
date

.....
(signature)

Vorwort

Diese Diplomarbeit wurde am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen verfasst und stellt den letzten Schritt zur Erlangung des Titels „Diplomingenieur“ aus dem Studium Maschinenbau - Energie- und Umwelttechnik - dar. Da es sich um eine institutsinterne Diplomarbeit handelte, wurden sämtliche Arbeiten vor Ort durchgeführt.

Ich bedanke mich bei Herrn o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Diplomarbeit am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen.

Mein besonderer Dank gilt allen Mitarbeitern am Institut, die mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite gestanden sind. Dabei möchte ich besonders meinem Betreuer, Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni, für seine zahlreichen Anregungen, die spannenden Gespräche und seine humorvolle Art danken. Ein großes Dankeschön auch an meine zukünftigen Kollegen Dipl.-Ing. Jürgen Schiffer und Dipl.-Ing. Stefan Höller-Litzhammer, welche neben wertvollen Anregungen und Tipps immer für gute Laune und ein angenehmes Arbeitsklima gesorgt haben.

Herrn Zsolt Pataky vom Zentralen Informatikdienst der TU Graz und Herrn Dipl.-Ing. André Braune vom ANSYS Kundensupport möchte ich noch für die unzähligen Stunden danken, in denen sie versucht haben die Lizenzprobleme mit ANSYS Workbench zu lösen.

Einen besonderen Dank an meine Studienkollegen und Freunde, die neben zahlreichen Diskussionen auch mittels der einen oder anderen abendlichen Freizeitgestaltung ganz wesentlich zum Gelingen beigetragen haben. An dieser Stelle auch noch ein großes Dankeschön an meinen Freund, Studien- und Arbeitskollegen Herrn Richard Gruber, dessen Rauchpausen für mich immer eine willkommene Ablenkung aber auch eine Möglichkeit des Meinungs austausches dargestellt haben.

Für meine Freundin Julia ist ein Dankeschön vermutlich nicht ausreichend. Denn ohne ihre Unterstützung und die Gabe mich allabendlich wieder in die „reale“ Welt zurückzuholen, wäre die Arbeit wohl nicht in dieser Form zustande gekommen. *luh*

Abschließend möchte ich mich noch bei meinen Eltern, meinem Bruder, meinen Großeltern und der gesamten Familie für die jahrelange Unterstützung bedanken. Denn ohne ihre finanzielle wie auch moralische Hilfe hätte ich niemals dieses Studium beginnen, geschweige denn abschließen können.

Formelzeichen

Exponenten

'	Zwischenwert zur Bestimmung der Schaufelwinkel
*	dimensionslose Größe bezogen auf d_2 bzw. u_2
+	dimensionslose Größe
·	Ableitung nach der Zeit
~	Faktor zur Parametrisierung des Hosenrohrs

Griechische Symbole

α	Winkel zw. Richtung von Umfangs- und Absolutgeschwindigkeit	°
α	Öffnungswinkel des Hosenrohrs	°
β	Abzweigungswinkel des Hosenrohrs	°
β	Winkel zwischen w und der negativen u -Richtung	°
Δ	Differenz	
δ	Deviationswinkel	°
ϵ	Einfluss des Eintrittsdurchmessers auf den Abströmbeiwert	
ϵ	Umschlingungswinkel der Spirale	°
η	Wirkungsgrad	
γ	Abströmbeiwert der Laufschaufel	
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ψ	Druckziffer	
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	Schaufelversperrungsfaktor	
τ	Schubspannung	N/mm ²
ζ	Verlustbeiwert	

Indizes

1	Laufschaufeleintrittskante
2	Laufschaufelaustrittskante
B	Blade – auf die Schaufel bezogen
e	Eintritt
ges	auf das Gesamtsystem bezogen
h	hydraulisch
La	Lauftrad
Le	Leitrad
m	Mittelwert
n	Lauftradnabe
opt	auf den Auslegungspunkt (Optimalpunkt) bezogen
P	Pegel
Ref	bezogen auf eine Referenzgeometrie nach Gülich

<i>S</i>	Interface Rohr – Schaufel
<i>th</i>	theoretisch
<i>tot</i>	Totaldruck (Gesamtdruck) = statischer Druck + Staudruck
<i>Tu</i>	Turbine
<i>u</i>	Umfangskomponente
<i>v</i>	Verlust
<i>w</i>	Wärme

Lateinische Symbole

<i>A</i>	Querschnittsfläche	m ²
<i>a</i>	Abstand der Rohrmitten des Hosenrohres	m
<i>a</i>	Beschleunigung	m/s ²
<i>b</i>	Breite	m
<i>b</i>	Schaufelbreite	m
<i>c</i>	Absolutgeschwindigkeit	m/s
<i>D</i>	Durchmesser	m
<i>d</i>	Durchmesser	m
<i>F</i>	Kraft	N
<i>f_q</i>	Anzahl Fluten: einflutig $f_q = 1$	
<i>g</i>	Gravitationskonstante	m/s ²
<i>H</i>	Förderhöhe	m
<i>H</i>	Höhe	m
<i>h</i>	Enthalpie	kJ/kg
<i>h_v</i>	Verlusthöhe	m
<i>i</i>	Anstellwinkel ($i = \text{Schaufelwinkel} - \text{Strömungswinkel}$)	°
<i>I_y</i>	Flächenträgheitsmoment um y-Achse	m ⁴
<i>L</i>	Länge	m
<i>m</i>	Masse	kg
<i>n</i>	Drehzahl	min ⁻¹
<i>n_q</i>	spezifische Drehzahl	
<i>P</i>	Leistung	W
<i>p</i>	Druck	Pa
<i>p</i>	Impuls	kg m/s
<i>Q</i>	Durchfluss bzw. Fördermenge	m ³ /s
<i>R</i>	Radien der Hosenrohrgeometrie	m
<i>r</i>	Radius	m
<i>U</i>	innere Energie	kJ/kg
<i>u</i>	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
<i>V</i>	Volumen	m ³
<i>v</i>	Geschwindigkeit allgemein	m/s
<i>W</i>	Arbeit	J
<i>w</i>	Relativgeschwindigkeit	m/s
<i>Y</i>	spezifische Schaufelarbeit	m ² /s ²
<i>z</i>	Anzahl Schaufeln	
<i>z</i>	Höhe	m

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Formelzeichen	iv
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Hydraulische Strömungsmaschinen	3
2.1.1 Allgemeine strömungstechnische Grundlagen	4
2.1.2 Radialpumpen	6
2.1.3 Spiralgehäuse	8
2.1.4 Hosenrohr	9
2.2 Numerische Strömungssimulation	10
2.2.1 Aufbau einer CFD-Rechnung	10
2.2.2 Genauigkeit numerischer Lösungsverfahren	13
2.3 Optimierung	14
2.3.1 Ingenieurmäßige Optimierung	14
2.3.2 Numerische Optimierung	14
3 Software	17
3.1 ANSYS Workbench	17
3.2 ANSYS DesignModeler/BladeModeler	19
3.3 ANSYS Meshing Tools	22
3.4 ANSYS CFX	22
3.4.1 CFX - Pre	23
3.4.2 CFX - Solver	25
3.4.3 CFX - Post	26
3.5 ANSYS DesignXplorer	27
3.5.1 Design of Experiments	27
3.5.2 Response Surface und Local Sensitivity	30
3.5.3 Optimization	32
4 Berechnung	36
4.1 Dimensionierung eines Hosenrohres	36
4.1.1 Entwurf einer symmetrischen Hosenrohr-Geometrie	38
4.1.2 Entwurf einer asymmetrischen Hosenrohr-Geometrie	39
4.2 Auslegung einer Radialpumpe	40
4.2.1 Laufrad	41
4.2.2 Spirale	50

4.3	Entwurf eines Turbineneinlaufes	54
5	Interpretation der Ergebnisse	56
5.1	Hosenrohr	56
5.2	Radialpumpe	61
5.2.1	Modellierung der Radialpumpe in CFX	61
5.2.2	Berechnungsergebnisse	64
5.3	Turbineneinlauf	68
5.3.1	Modellierung des Einlaufbereiches in CFX	68
5.3.2	Berechnungsergebnisse	70
6	Optimierung	73
6.1	Hosenrohr	73
6.1.1	Identifikation der kritischen Parameter	75
6.1.2	Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten	76
6.1.3	Vergleich mit Referenzgeometrie	78
6.2	Radialpumpe mit $n_q \sim 27$	80
6.2.1	Definition der Parameter	80
6.2.2	Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten	82
6.2.3	Vergleich der erzeugten Geometrien	84
6.2.4	Vergleich mit Referenzpumpe	85
6.3	Einlaufbereich für 2 Francis Schachtturbinen	87
6.3.1	Kritische Parameter	89
6.3.2	Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten	92
6.3.3	Vergleich mit Startgeometrie	94
7	Zusammenfassung und Ausblick	96
	Abbildungsverzeichnis	100
	Tabellenverzeichnis	101
	Literatur	103
	Anhang	104
A	Pumpe	104
B	Einlaufbereich	105
B.1	V0	105
B.2	V1	107
B.3	V2	109

1 Einleitung

Gegenstand dieser Diplomarbeit ist die Erarbeitung einzelner Module zur Erstellung und anschließenden Optimierung hydraulischer Maschinen und Komponenten innerhalb von ANSYS 12.1. Der Grundgedanke dahinter war einerseits, den personellen Aufwand so weit wie möglich zu reduzieren und andererseits, durch die automatisierte Optimierung eventuell abstrakte, aber dennoch brauchbare Geometrien zu finden. Diese einzelnen Module stehen in weiterer Zukunft dem Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen zur Verfügung und tragen hoffentlich ein wenig dazu bei, den Arbeitsalltag zu vereinfachen.

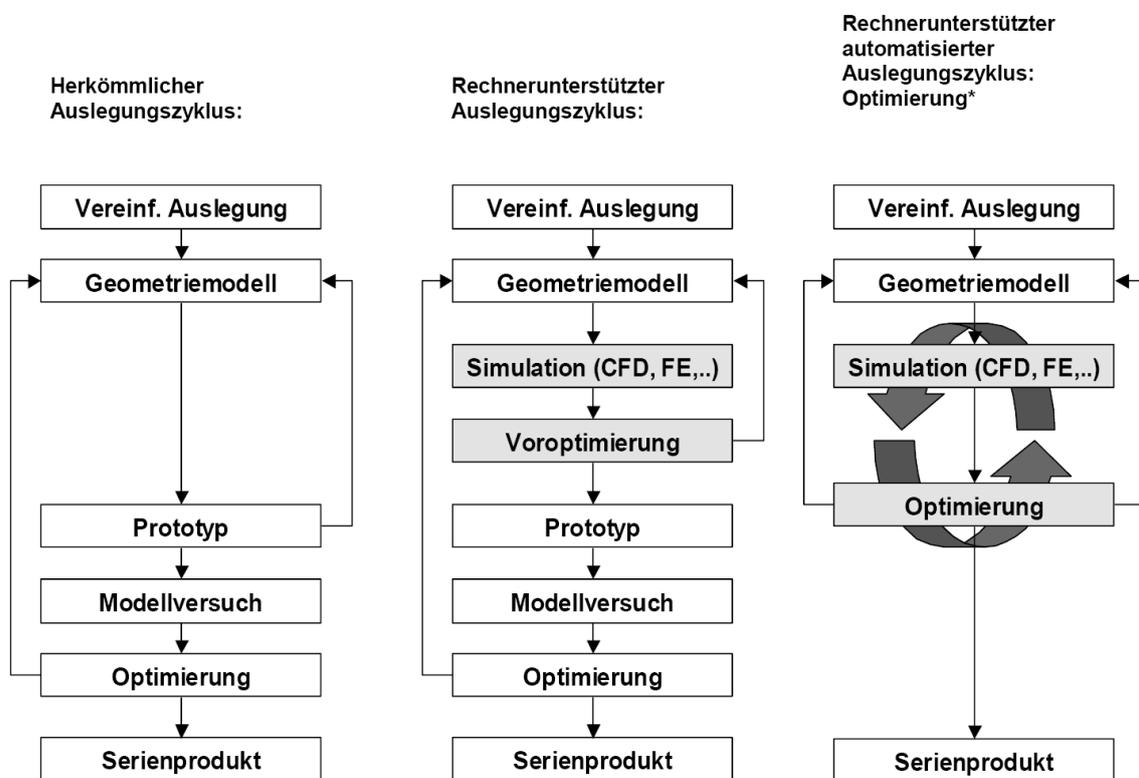


Abbildung 1.1: Möglichkeiten zur Entwicklung eines Serienproduktes

In Abbildung 1.1 sind die derzeit angewendeten Auslegungsmöglichkeiten detailliert dargestellt. Heutzutage ist die bereits etwas ältere, herkömmliche Auslegung noch durchaus üblich, wobei die rechnergestützte Variante deutlich an Relevanz gewinnt. Das Ziel dieser Arbeit ist es jedoch, eine automatisierte, rechnergestützte Auslegung samt anschließender Optimierung zu realisieren. Diese Vorgehensweise ist heutzutage noch nicht besonders verbreitet und bietet dank der zur Verfügung stehenden Möglichkeiten sehr viel Spielraum bei der Gestaltung.

Aufgabenstellung:

- 1-dimensionale Auslegung einer Radialpumpe mit Spirale
- Erstellung der parametrisierten Geometrien
- CFD-Simulation in ANSYS 12.1
- Optimierung der Modelle mittels ANSYS DesignXplorer
- Ermittlung der entscheidenden Parameter

Da der Aufwand zur Erstellung eines funktionierenden Modells sehr groß ist, wurde die Auswahl auf 3 Modelle beschränkt. Diese umfassen ein Hosenrohr, den Zuströmbereich eines Wasserkraftwerkes und eine Radialpumpe samt Spirale.

In Kapitel 2 werden die benötigten Grundlagen für die Erstellung dieser Diplomarbeit vorgestellt. Angefangen bei der hydraulischen Auslegung, über die numerische Strömungssimulation bis hin zur Erklärung diverser Optimierungsverfahren.

Im Anschluss daran wird im 3. Kapitel das verwendete Softwarepaket ANSYS 12.1 genauer behandelt. Die in Kapitel 4 errechneten Geometrien werden dabei im ANSYS DesignModeler abgebildet und parametrisiert. Es wird ebenfalls auf die Erzeugung der benötigten Rechnetze, der verwendeten CFD-Verfahren zur Lösung und der implementierten Optimierungsmöglichkeiten eingegangen.

Kapitel 4 widmet sich neben der 1-dimensionalen Berechnung einer Radialpumpe mit dazu passender Spirale noch der Auslegung eines Hosenrohres und eines Zuströmbereiches eines Wasserkraftwerkes. Dabei sollen jeweils für einen gewählten Betriebspunkt die Geometrie ausgelegt und die entscheidenden Parameter festgelegt werden.

In weiterer Folge werden in Kapitel 5 die Ergebnisse interpretiert und die entscheidenden Parameter vorgestellt und diskutiert. Es werden verschiedene Optimierungsvarianten gezeigt und verglichen. Am Ende wird das Modul mit einer bereits am Institut gerechneten und (gemessenen) Radialpumpe verglichen und noch vorhandenes Optimierungspotential aufgezeigt.

Abschließend bietet Kapitel 6 eine kurze Zusammenfassung der Arbeit und gewährt einen Ausblick auf die zukünftige Anwendung und das Potential einer (halb-) automatisierten Auslegung und Optimierung von hydraulischen Strömungsmaschinen.

2 Grundlagen

2.1 Hydraulische Strömungsmaschinen

Unter dem Begriff hydraulische Strömungsmaschinen sollen in dieser Arbeit die zwei wesentlichen Vertreter, nämlich die Pumpe und die Turbine, verstanden werden. Wird einem Fluid Energie entnommen, so spricht man in der Regel von einer Turbine – führt man Energie zu, meist um das Fluid auf einen höheren Druck zu bringen, so spricht man von einer Pumpe. Im Zuge dieser Arbeit werden vorwiegend Pumpen behandelt, welche man folgendermaßen unterteilen kann:

- Verdrängerpumpen
 - Rotationskolbenpumpen
 - Kolbenpumpen
 - Membranpumpen usw.
- Kreiselpumpen
 - Radialpumpen
 - Halbaxialpumpen
 - Axialpumpen usw.

Eine Darstellung bezogen auf die spezifische Drehzahl n_q (Erklärung siehe 6) zeigt sehr gut die vielfältigen Einsatzmöglichkeiten der diversen Bauarten auf.

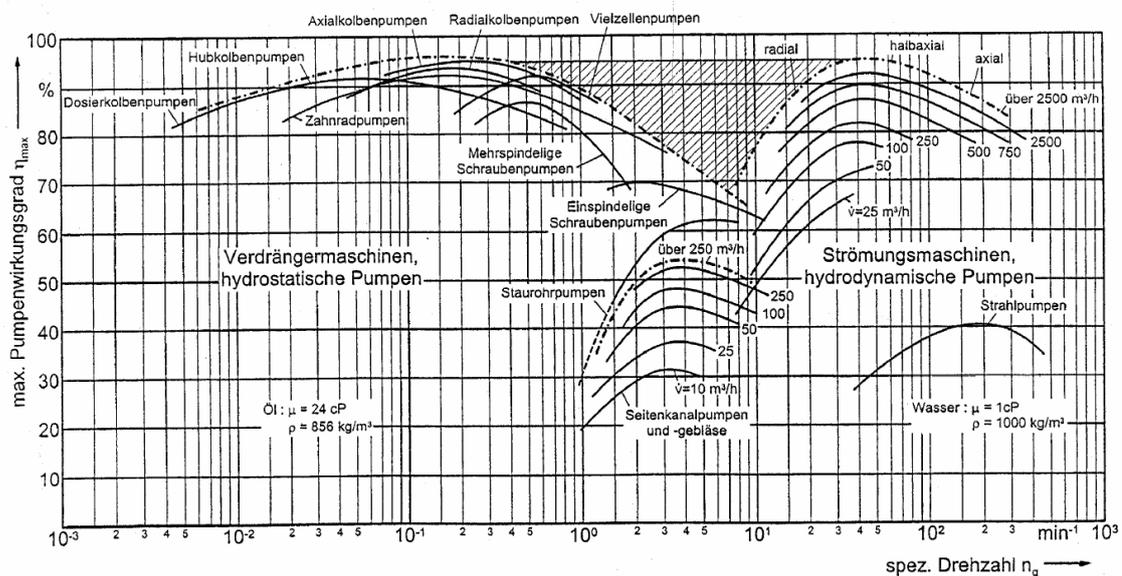


Abbildung 2.1: Bereiche des optimalen Wirkungsgrads für verschiedene Pumpenarten über der spezifischen Drehzahl n_q [2]

Der wesentliche Unterschied zwischen Verdränger- und Kreiselpumpen besteht im Arbeitsprinzip. Ist bei einer Kolbenpumpe die Arbeit direkt mit einer Volumenänderung

verknüpft, so wird bei einer Kreiselpumpe der Umweg über die kinetische Energie des Fluids gemacht.

Arbeit einer Verdrängerpumpe: $dW = p \cdot dV$

Schaufelarbeit einer Kreiselpumpe: $Y_{sch} = (u_1 \cdot c_{1,u} - u_2 \cdot c_{2,u})$

2.1.1 Allgemeine strömungstechnische Grundlagen

2.1.1.1 Absolute und relative Strömung

Eine Strömung, welche in erdfesten Koordinaten beschrieben wird, ist als „absolute“ Bewegung und eine in rotorfesten Koordinaten betrachtete Strömung als „relative“ Bewegung definiert. Als einfaches Beispiel kann eine rotierende Scheibe mit einem fixen Punkt betrachtet werden. Für einen Beobachter von außen beschreibt dieser Punkt eine Kreisbahn – der Punkt selber steht aber im Relativsystem still. Ein für die strömungstechnische Betrachtungsweise relevanteres Beispiel ist ein in einer Führung befindlicher Massepunkt auf der rotierenden Scheibe. Relativ betrachtet beschreibt dieser Massepunkt eine lineare Bewegung nach außen. Für den äußeren Betrachter entsteht allerdings das Bild einer Spirale.

Hierbei lassen sich die Geschwindigkeitsverhältnisse sehr anschaulich über Vektoren darstellen. Es gibt dabei 3 wesentliche Geschwindigkeiten

- Umfangsgeschwindigkeit $\mathbf{u} = \omega \cdot \mathbf{r}$,
- Relativgeschwindigkeit \mathbf{w} ,
- Absolutgeschwindigkeit \mathbf{c} ,

welche über vektorielle Addition folgendermaßen zusammenhängen: $\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$, und in der Strömungslehre meist über sogenannte Geschwindigkeitsdreiecke (siehe Abbildung 2.2) graphisch dargestellt werden.

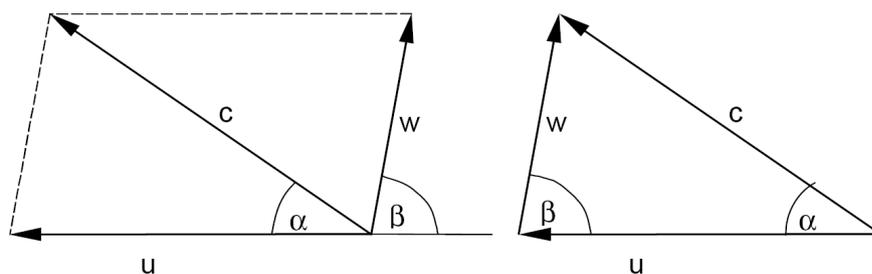


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsdreieck

2.1.1.2 Erhaltung von Masse, Impuls und Energie

Massenerhaltung Betrachtet man ein beliebiges Kontrollvolumen mit einer Eintrittsfläche A_1 , bei dem ein Fluid mit der Dichte ρ_1 und einer Geschwindigkeit c_1 eintritt und

mit ρ_2 und c_2 an der Austrittsfläche A_2 das System wieder verlässt, so ergibt sich die Kontinuitätsgleichung – bei Vernachlässigung innerer Quellen und Senken:

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot A_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_2 = \text{const.} \quad (2.1)$$

Da man es im Bereich der hydraulischen Strömungsmaschinen meist mit inkompressiblen Medien zu tun hat, ist die Annahme $\rho_1 = \rho_2$ gültig, und die Massenerhaltung vereinfacht sich zu $A_1 \cdot c_1 = A_2 \cdot c_2$.

Impulserhaltung Unter dem Begriff Impuls (Formelzeichen p) wird im physikalischen Sinne die Bewegung der Masse in einem Kontinuum verstanden und definiert als

$$p = m \cdot v \quad (2.2)$$

Nach Newton gilt in einem abgeschlossenen System bekanntlich $\sum F = 0$. Da dieses Gesetz natürlich auch im Bereich der Strömungsmechanik gilt, kann man schreiben:

$$F = m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2.3)$$

Umgeformt und in die Impulsgleichung eingesetzt, ergibt sich

$$F = \frac{dp}{dt} \quad (2.4)$$

Damit ist der formale Zusammenhang zwischen Kraft und Impuls dargestellt, und auch die Tatsache, dass der Impuls zwar innerhalb eines Systems übertragen, jedoch nicht verloren gehen kann.

Energieerhaltung Die Erhaltung der Energie wird im 1. Hauptsatz der Thermodynamik beschrieben. Dabei beschreibt P_w die Summe der zu- bzw. abgeführten Wärmeleistung, P die mechanische Leistung und h_{tot} die Totalenthalpie:

$$\dot{m}_1 \cdot h_{1,tot} + \dot{m}_2 \cdot h_{2,tot} + P_w + P = 0 \quad (2.5)$$

Die Totalenthalpie ist als Summe der inneren Energie U , der statischen Druckenergie p sowie der kinetischen und potentiellen Energie definiert. Das betrachtete System einer Strömungsmaschine lässt sich durch die Annahme $P_w = 0$ und der Massenerhaltung weiters vereinfachen zu:

$$P = \dot{m} \cdot (h_{2,tot} - h_{1,tot}) \quad (2.6)$$

Setzt man nun die Totalenthalpie in Gleichung 2.6 ein, ergibt sich die Enthalpiedifferenz:

$$\Delta h_{tot} = \frac{P}{\dot{m}} = U_2 - U_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot z_2 - z_1 \quad (2.7)$$

Die Differenz der inneren Energie ergibt sich, da wir bereits zuvor den Wärmeaustausch mit der Umgebung vernachlässigt haben, nur durch die Erwärmung des Fluids über Verluste im Inneren des Kontrollvolumens. Gemeinsam mit der Annahme der Inkompressibilität lässt sich nun schreiben: $U_2 - U_1 = \frac{\Delta p_v}{\rho}$

Somit folgt aus Gleichung 2.7 für eine Stromröhre ohne äußere Arbeitsübertragung ($\Delta h_{tot} = 0$) die bekannte Bernoulli'sche Gleichung für eine stationäre, inkompressible Strömung:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot c_1^2 + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot c_2^2 + \rho \cdot g \cdot z_2 + \Delta p_v \quad (2.8)$$

Anders geschrieben, kann man die Differenz der Totalenthalpie auch als die sogenannte Förderarbeit Y_{th} bezeichnen.

$$Y_{th} = \frac{\Delta p_v}{\rho} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot z_2 - z_1 = \frac{p_{2,tot} - p_{1,tot}}{\rho} = g \cdot H_{th} \quad (2.9)$$

Durch die bereits getroffenen Annahmen, dass kein Massen- und Energieaustausch mit der Umgebung stattfindet, ist die Gültigkeit der Bernoulli Gleichung auf Stromfäden bzw. geschlossene Kanäle beschränkt. Dies reicht jedoch aus, um Berechnungen an hydraulischen Maschinen mit einer zufriedenstellenden Genauigkeit durchzuführen.

2.1.2 Radialpumpen

Radialpumpen gehören, wie bereits erwähnt, zur Familie der Kreiselpumpen, deren Hauptaufgabe darin besteht, einen Volumenstrom auf das gewünschte Druckniveau zu bringen. Die umgesetzte Energie beruht dabei grundsätzlich auf hydrodynamischen Vorgängen, die dadurch gekennzeichnet sind, dass alle Druck- und Energiedifferenzen proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit sind.

Die wesentlichen Komponenten einer Radialpumpe sind in der Reihenfolge der Durchströmungsrichtung:

Zulauf mit Saugstutzen → Laufrad → Diffusor

Dabei stellen Zulauf und Diffusor die stationären Komponenten dar, und das Laufrad rotiert mit einer vom Motor vorgegebenen Drehzahl. Der Zulauf sollte so gestaltet sein, dass die Strömung dem Laufrad möglichst günstig zugeführt wird, in welchem die Energie dem betrachteten System zugeführt wird. Der nachgeschaltete Diffusor kann als schaufelloser Ringraum, einem Kranz aus Leitschaufeln oder ausschließlich aus dem Spiralgehäuse bestehen. Der Zweck des Diffusors besteht darin, die noch im System verbliebene kinetische Energie möglichst verlustarm in Druckenergie umzuwandeln – dazu mehr im Kapitel 2.1.3 Die genaue Bauform des Laufrades orientiert sich im Wesentlichen an den 3 grundlegenden Parametern einer Pumpe:

- Volumenstrom Q
- Förderhöhe H
- Drehzahl n

Diese Daten werden in der sogenannten spezifischen Drehzahl zur besseren Vergleichbarkeit zusammengefasst.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad \text{mit } n \text{ in } [\text{min}^{-1}], Q \text{ in } [\text{m}^3/\text{s}] \text{ und } H \text{ in } [\text{m}] \quad (2.10)$$

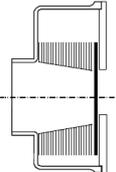
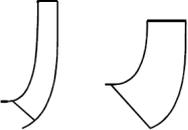
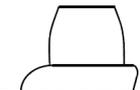
Tafel 2.3 Pumpentypen						
n_q	Typ	Lauftradform	$H_{st,opt}$	Ψ_{opt}	η_{opt} [%]	
< 0,5	Kolbenpumpen	Verdrängerpumpen	nur mechanisch begrenzt		85 ÷ 95	
< 2	Zahnradpumpen				75 ÷ 90	
2÷10	Schraubenspindel				65 ÷ 85	Auch für Gas-Flüssigkeitsgemische
0,5÷4	Peripheralpumpe	Abb. 2.19	400 m	5 ÷ 15	30 ÷ 35	Auch mehrstufig
2÷11	Seitenkanalpumpe	Abb. 2.18	250 m	3 ÷ 10	34 ÷ 47	
1÷10	Reibungspumpe			0,5	25 ÷ 35	
7÷30	Radialpumpe		800 m (1200)	1 ÷ 1,2	40 ÷ 88	Unter $n_q < 10$ vorwiegend nur Kleinpumpen
50			400 m	0,9	70 ÷ 92	In den meisten Fällen ist $H_{st,opt} < 250$ m
100			60 m	0,65	60 ÷ 88	$n_q = 100$ ist etwa die obere Grenze für Radialräder
35	Halbaxialpumpen		100 m	1	70 ÷ 90	Für $n_q < 50$ häufig mehrstufig. Ab $n_q > 75$ selten mehrstufig
160			20 m	0,4	75 ÷ 90	Für $n_q > 100$ nur einstufig sinnvoll
160 bis 400	Axialpumpen		2 bis 15 m	0,4 bis 0,1	70 ÷ 88	Förderströme bis $60 \text{ m}^3/\text{s}$ Nur einstufig

Abbildung 2.3: Einteilung der Pumpen nach Gülich [1]

n_q ist somit definiert als Drehzahl einer der betrachteten Pumpe in allen Teilen geometrisch ähnlichen Pumpe, die bei einem Volumenstrom $Q = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ eine Förderhöhe $H = 1 \text{ m}$ erreicht. Dank dieser Kennzahl lässt sich nun eine einfache Einteilung der Pumpen vornehmen, wie in Abbildung 2.3 dargestellt.

Wie daraus ersichtlich, erstreckt sich der Bereich der Radialpumpen von $n_q = 10$ bis etwa $n_q = 100$. Kleinere spezifische Drehzahlen werden in der Regel nicht mehr als Kreisels- sondern als Verdrängerpumpen ausgeführt. Jedoch gibt es auch Ausnahmen; so haben Benigni et al. [4] eine Pumpe mit einem n_q von 3,7 untersucht. Dabei stand allerdings die benötigte Betriebssicherheit einer Kreiselpumpe im Vordergrund.

Die genaue hydraulische Auslegung einer Radialpumpe wird im Anschluss in Kapitel 4.2 behandelt.

2.1.3 Spiralgehäuse

Die Spirale dient dazu, die am Laufradaustritt noch vorhandene kinetische Energie möglichst verlustarm in Druckenergie umzuwandeln. Im Anschluss wird bei einstufigen Pumpen das Fluid in den Druckstutzen, bei mehrstufigen Pumpen in die Folgestufe weitergeleitet. Aus konstruktiver Sicht lassen sich die wesentlichen Formen folgendermaßen unterteilen:

- **Einfachspiralen** – stellen sowohl vom finanziellen als auch vom fertigungstechnischen Aufwand das Minimum dar. Der wesentliche Nachteil besteht allerdings in den auftretenden Radialkräften, sobald die Pumpe abseits des Auslegungspunktes betrieben wird. Diese Kräfte bewirken Biegespannungen in der Welle und somit eine gesteigerte Belastung der Lagerung. Aus diesem Grund ergibt sich als Grenze für den Einsatz von Einfachspiralen etwa $H_{opt} = 80$ bis $120m$ bei $n_q < 40$, während bei höheren spezifischen Drehzahlen die Grenze bei $H_{opt} = 60$ bis $80m$ liegen kann. [1]
- **Doppelspiralen** – werden vor allem in Maschinen eingesetzt, bei denen keine große Durchbiegung der Welle erlaubt ist bzw. der Bereich der Einfachspirale überschritten würde.
- **Zwillingspiralen** – sind aus Sicht der Radialkräfte der Doppelspirale ähnlich. Der wesentliche Unterschied besteht allerdings in den voneinander getrennten Strömungskanälen. Münden bei der Doppelspirale beide Kanäle in denselben Druckstutzen, so gibt es bei der Zwillingsspirale zwei separate Druckstutzen. Verwendung finden Zwillingspiralen vor allem bei mehrstufigen Spiralgehäusepumpen oder vertikalen Pumpen, bei denen die Teilspiralen in ein zentrales Steigrohr münden. [1]

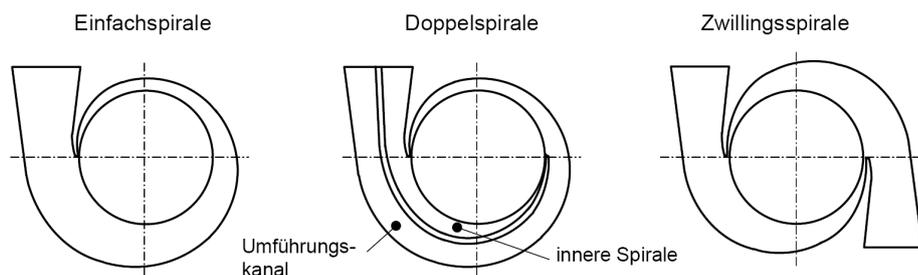


Abbildung 2.4: Spiralgehäuse [1]

Ohne hier genauer auf den Entwurf eines Spiralgehäuses einzugehen (siehe Kapitel 4.2.2), soll noch kurz erwähnt werden, dass es zwei Möglichkeiten zur Gestaltung des Flächenverlaufs gibt. In Europa wird vorwiegend nach dem Drallsatz ausgelegt, in Amerika allerdings nach einer konstanten Geschwindigkeit über den gesamten Umfang der Spirale. Beide Methoden haben sich bewährt, und bei einer korrekten Auslegung ist auch kaum ein merklicher Unterschied festzustellen.

2.1.4 Hosenrohr

Da die Druckrohrleitung beim Bau einer Wasserkraftanlage meist einen beträchtlichen Anteil der Kosten verursacht, ist es bei der Verwendung von mehreren Turbinen nötig, die ankommenden Wassermengen auf die jeweiligen Maschinen aufzuteilen. Dabei sind sowohl finanzielle, konstruktive als auch strömungstechnische Aspekte zu berücksichtigen. Alle drei Aspekte stehen dabei in einem sehr engen Zusammenhang.

Im Vordergrund steht allerdings der möglichst verlustarme Betrieb eines solchen Rohrverzweigers. Einige wesentliche Möglichkeiten, dies zu gewährleisten, sind [5]:

- kleine Abzweigwinkel
- hydraulisch günstig ausgebildete Übergänge
- eine eventuelle Überdimensionierung der unmittelbaren Turbinenzulaufrohre

Bei großen Wassermengen werden Rohrverzweigungen somit oft als sogenanntes Hosenrohr ausgeführt. Dabei wird das Hauptrohr in der Regel auf 2 (gleich große) Querschnitte aufgeteilt. Die Bereiche, in denen die Rohrelemente ineinander übergehen, werden meist verstärkt ausgeführt, um den hohen Belastungen entgegenzuwirken.

Es kann jedoch auf Grund des jährlichen Wasserdarbetes auch der Fall sein, dass beide Turbinen nicht dieselben Leistungen und Betriebsstunden aufweisen. Solche Faktoren haben großen Einfluss auf die Gestaltung – denn meist wird versucht, der Maschine mit den höheren Betriebsstunden eine „bessere“ Anströmung zu ermöglichen (siehe Abbildung 2.5).

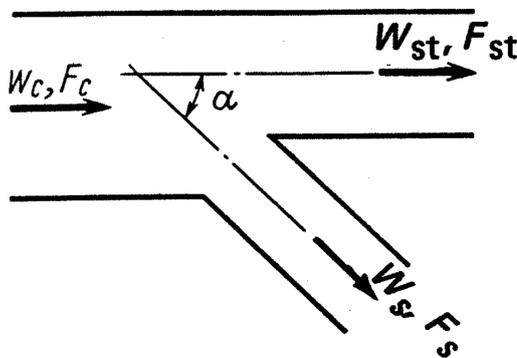


Abbildung 2.5: links: Asymmetrischer Rohrverzweiger [6] – rechts: real ausgeführtes, symmetrisches Hosenrohr

2.2 Numerische Strömungssimulation

Die numerische Strömungssimulation – auch als Computational Fluid Dynamics (CFD) bezeichnet – hat in den letzten Jahren und Jahrzehnten im Bereich der hydraulischen Strömungsmaschinen zunehmend an Bedeutung gewonnen.

Früher hat man Pumpen nach Stepanoff [7] oder Pfeleiderer [8] ausgelegt und anschließend Modelle gefertigt, welche in aufwendigen und zeitintensiven Labortests vermessen wurden. Heutzutage lassen die Marktanforderungen oftmals derart lange Entwicklungszeiten nicht mehr zu. Aus diesem Grund gewinnen numerische Verfahren sowohl bei der Berechnung neuer Geometrien als auch im Bereich der Optimierung immer mehr an Relevanz (siehe Abbildung 1.1). Dieser Umstand wird auch durch immer kürzere Rechenzeiten bzw. größere Genauigkeit bei gleicher Rechenzeit weiter begünstigt.

2.2.1 Aufbau einer CFD-Rechnung

Mathematisches Modell Den Beginn einer jeden numerischen Simulation markiert das mathematische Modell, d.h. meist ein System von partiellen Differentialgleichungen und die dazugehörigen Randbedingungen. Die dazu benötigten Grundgleichungen wurden bereits in Kapitel 2.1.1.2 erläutert. Dazu passend müssen für die jeweilige Anwendung gewisse Annahmen (inkompressibel, turbulent, . . .) und Vereinfachungen getroffen werden. Zusätzlich sind noch Randbedingungen zu definieren, welche das Modell am zuverlässigsten beschreiben.

Diskretisierungsmethode Nach der Auswahl des mathematischen Modells ist eine geeignete Methode zur Lösung bzw. Approximation der Differentialgleichungen durch ein System algebraischer Gleichungen zu finden. Die wichtigsten Methoden, ohne hier näher darauf einzugehen, sind:

- Finite Differenzen – Bei dieser Methode wird versucht, die beim Lösen von Differentialgleichungen auftretenden Ableitungen durch Differenzenquotienten zu ersetzen. Die Ableitung einer Funktion $u = u(x)$ im Punkt x ist definiert durch:

$$\frac{du}{dx} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{u(x + \Delta x) - u(x)}{\Delta x} \quad (2.11)$$

Ist Δx klein, aber ungleich Null, dann sollte der rechte Ausdruck eine Näherung für die Ableitung darstellen. Diese Vorgehensweise lässt sich auch von den gewöhnlichen auf die partiellen Differentialgleichungen übertragen, indem auch diese durch die entsprechenden Differenzenquotienten ersetzt werden. Das Verfahren stellt somit die einfachste Methode zur Lösung von partiellen Differentialgleichungen dar.

- Finite Elemente – Das Berechnungsgebiet wird in eine Vielzahl beliebig großer Elemente unterteilt. Innerhalb dieser Elemente werden sogenannte Ansatzfunktionen definiert und in die zu lösende Differentialgleichung eingesetzt. Gemeinsam mit den

Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen erhält man auf diese Weise ein Gleichungssystem, welches sich numerisch lösen lässt. Der Vorteil von FE-Methoden ist die Flexibilität im Hinblick auf die Diskretisierung des Rechengebietes und die einfache Berücksichtigung von Randbedingungen. Dadurch, dass hierbei unstrukturierte Gitter mit unterschiedlichen Elementen benutzt werden können, ist die Berechnung von Problemen in komplexen Geometrien möglich. [16]

- Finite Volumen – Wird vor allem als numerische Approximation von Erhaltungsgleichungen (Masse, Impuls ...) eingesetzt. Das Verfahren benutzt in seiner Herleitung eine integrale Form des Erhaltungssatzes und erlaubt damit auch unstetige Lösungen, welche vor allem in der Behandlung von kompressiblen Strömungen oder instationären Vorgängen Anwendung findet.

$$\frac{d}{dt} \int_G \rho dV = - \int_{\partial G} f(\rho) \cdot n dS \quad (2.12)$$

Der Erhaltungssatz sagt aus, dass für jedes Teilgebiet G des physikalischen Gebietes obige Gleichung gilt. Dabei ist n der nach außen gerichtete Normalvektor mit der Länge eins. Ist ρ die Massendichte, dann besagt die Gleichung, dass sich die Masse in jedem Teilbereich des Strömungsgebietes nur dann ändert, wenn der Massenfluss über die Grenzen hinweg ungleich Null ist.

Würde dabei das verwendete Gitter sehr fein sein, so würde jede Methode dieselben Resultate liefern. In der Praxis haben sich jedoch für die jeweiligen Problemstellungen manche Verfahren als besser bzw. schlechter geeignet herausgestellt.

Verwendete Netze Um überhaupt eine numerische Lösung des Problems zu erhalten, muss das Rechengebiet in möglichst kleine Bereiche aufgeteilt – also diskretisiert werden. Abhängig von der Komplexität der Geometrie und den zur Verfügung stehenden Kapazitäten muss man zwischen folgenden Typen unterscheiden:

Strukturierte Gitter bestehen aus Gitterlinien, welche ein regelmäßiges Raster bilden. Somit lässt sich mit einem möglichst geringen Rechenaufwand der Zustand in den Nachbarzellen berechnen. Der Winkel, den die Zellen zueinander haben, muss nicht zwangsläufig 90° betragen; jedoch gibt es gewisse Grenzen, innerhalb derer sich dieser befinden sollte. Gewisse Rechenverfahren, wie beispielsweise die Finite Differenzen Methode, benötigen zwingend ein strukturiertes Gitter [9]. Ein solches Netz ist meist aus Hexaedern aufgebaut und hat neben dem bereits genannten Vorteil der geringeren Rechenzeit (u.a. ist das Volumen eines Hexaeders bei gleicher Kantenlänge 6x so groß wie das eines Tetraeders) leider auch einen wesentlichen Nachteil: es lassen sich damit meist nur geometrisch einfache Gebiete vernetzen. Um die Genauigkeit weiter zu erhöhen, unterteilt man das Rechengebiet in verschiedene Bereiche, sogenannte Blöcke. Diese Blöcke werden wieder strukturiert vernetzt, allerdings kann die Struktur von Block zu Block unterschiedlich sein. Als Beispiel sei in Abbildung 2.6 ein Zylinder in einem ebenen Strömungsfeld dargestellt. Dabei wird zur besseren Abbildung des Kreisprofils um den Zylinder ein O-Grid gelegt.

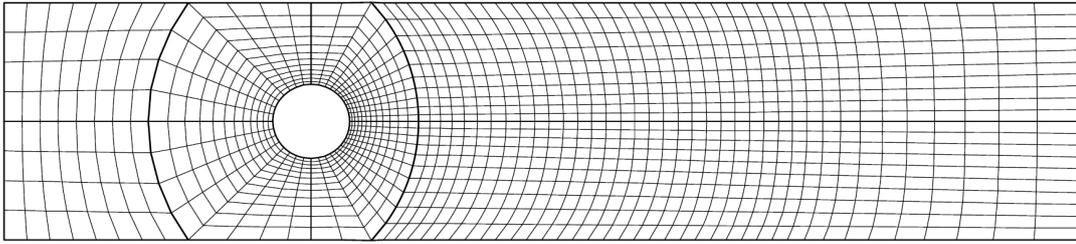


Abbildung 2.6: Gitter mit Blockstruktur [10]

Unstrukturierte Gitter kommen vor allem bei komplexen Geometrien und in der automatisierten Netzgenerierung zur Anwendung. Die dabei verwendeten Elemente sind im 3D-Bereich meist Tetraeder und/oder Hexaeder. Obwohl die Ergebnisse mit unstrukturierten Gittern in der Regel ungenauer sind, hat man eine Methode gefunden, die besonders in der Randschicht geforderte Genauigkeit zu erreichen. Dabei wird das Netz in Wandnähe normal zur Oberfläche aufgebaut und es werden Prismenschichten erzeugt. Das wandnahe Gitter ist somit strukturiert aufgebaut – das verbleibende Volumen wird allerdings nur unstrukturiert abgebildet. (siehe Abbildung 2.7)

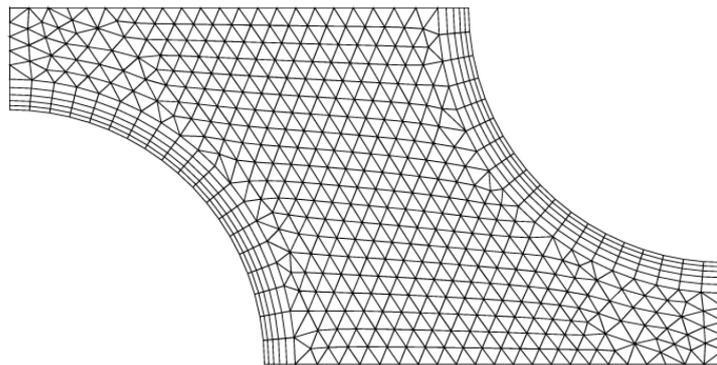


Abbildung 2.7: Beispiel eines unstrukturierten Gitters mit strukturierter Randschicht [10]

Lösungsmethode Die Lösung der diskretisierten Differentialgleichungen ist das eigentliche Kernstück einer CFD-Rechnung. Arbeitete man früher auf Grund mangelnder Rechenkapazitäten noch mit möglichst zeitsparenden Verfahren, so wurden im Laufe der Jahre immer leistungsfähigere Methoden entwickelt. Diese lassen sich nach [9] in 3 Klassen einteilen:

- Zentrale Verfahren (z.B. Runge-Kutta) mit einer zentralen räumlichen Diskretisierung und einer räumlichen Genauigkeit 2. Ordnung
- Upwind-Verfahren mit einer einseitigen räumlichen Diskretisierung und einer räumlichen Genauigkeit 1. Ordnung
- High-Resolution-Verfahren mit einseitiger oder zentraler räumlicher Diskretisierung und einer räumlichen Genauigkeit 2. Ordnung

Die zentralen Verfahren lassen sich sehr gut für Unterschallströmungen verwenden, haben jedoch Probleme bei der Behandlung instationärer Vorgänge. Diese können aber durch die Upwind-Verfahren äußerst zuverlässig beschrieben werden. Eine Kombination aus beiden Verfahren und somit den aktuellen Stand der Technik entsprechend, stellen die High-Resolution-Verfahren dar.

Konvergenzkriterien Die iterative Lösung der Gleichungen muss nicht bis zur vollständigen Konvergenz getrieben werden. Nach einer bestimmten Anzahl an Iterationsschritten bzw. dem Unterschreiten von vorgegebenen Konvergenzkriterien ist eine ausreichende Genauigkeit erreicht. Welche Grenzen man dabei vorgibt, hängt einerseits von der Problemstellung, andererseits von der benötigten Qualität der Resultate und natürlich auch von der zur Verfügung stehenden Zeit ab.

2.2.2 Genauigkeit numerischer Lösungsverfahren

Der Benutzer von CFD-Verfahren muss sich immer über eines im Klaren sein: das Resultat seiner Rechnungen stellt lediglich eine Näherungslösung des Problem es dar. Denn zusätzlich zu den Fehlern, welche bei der Wahl des Lösungsverfahrens, dem Festlegen der Randbedingungen oder generell beim Programmieren entstanden sind, enthalten numerische Lösungen immer folgende 3 Arten von Fehlern [10]:

- Modellfehler, die als Differenz zwischen der tatsächlichen Strömung und der genauen Lösung des mathematischen Modells definiert sind;
- Diskretisierungsfehler – entstehen durch die Differenz aus der exakten Lösung der Erhaltungsgleichungen und der exakten Lösung des mathematischen Modells der diskretisierten Gleichungen;
- Iterationsfehler – sind durch die Differenz aus der Näherungslösung und der exakten Lösung der Gleichungssysteme definiert.

Selbst einem erfahrenen Benutzer sind diese Fehler nicht immer bewusst, bzw. ist es äußerst schwierig diese klar zu differenzieren. Denn jeder Fehler wirkt sich anders auf das Ergebnis aus. So kann es durchaus sein, dass ein Fehler einen anderen wieder aufhebt. Genau das ist der Fall, wenn man plötzlich bei einem groben Netz, welches theoretisch schlechter geeignet wäre, bessere Resultate erhält, als bei einem feineren Gitter. Ziel einer CFD-Simulation sollte es sein, die maximale Genauigkeit unter Einhaltung der zur Verfügung stehenden Ressourcen (Hardware, Software und Zeit) zu erreichen.

2.3 Optimierung

Gerade in der heutigen Zeit, in der ein Zehntel Prozent Wirkungsgradsteigerung darüber entscheiden kann, ob man den Zuschlag für einen Auftrag bekommt oder später Pönale zahlen muss, spielt die Optimierung eine entscheidende Rolle. Das Ziel dahinter ist seit jeher das Gleiche – nämlich das Bestmögliche aus den gegebenen Möglichkeiten zu machen. Waren früher, und natürlich teilweise auch heute noch, Koryphäen im Bereich der Strömungsmechanik das Maß aller Dinge, so geht mittlerweile der Trend dahin, das sogenannte Fingerspitzengefühl dieser Profis numerisch zu reproduzieren.

Dabei muss man unterscheiden, ob man es mit einer Einzel- oder Mehrzieloptimierung zu tun hat. Für einen Statiker reicht es oftmals aus, wenn ein Träger die gewünschte Last tragen kann. Im Bereich der hydraulischen Strömungsmaschinen ist es meist nicht mehr ganz so trivial. So sollte eine Pumpe z.B. neben einem möglichst hohen Wirkungsgrad auch ein gesichertes Kavitationsverhalten aufweisen. Hierbei widersprechen sich oftmals die festgelegten Ziele: während ein spitzes und schlankes Schaufelprofil einen möglichst hohen Wirkungsgrad ermöglicht, würde ein tropfenförmiges Profil das Kavitationsverhalten verbessern. Man sieht also, je mehr Ziele man nun definiert, umso komplexer wird das zu lösende Problem.

2.3.1 Ingenieurmäßige Optimierung

Bis heute werden Optimierungsprozesse in der Praxis meist durch Erfahrung oder Anwendung der sogenannten „Trial and Error“-Methode vorangebracht, wie in Abbildung 1.1 links dargestellt. Die Vorgehensweise ist zwar meist sehr systematisch, allerdings auch zeitaufwendig und oftmals sehr ineffizient. So wurden Modelle zunächst gefertigt, dann im Labor gemessen und anschließend modifiziert. Dass dieser mitunter umständliche und auch kostenintensive Prozess in vielen Bereichen bereits dem Sparstift zum Opfer gefallen ist, liegt auch an der Tatsache, dass ein Großteil der Vorgänge mittlerweile numerisch lösbar ist.

2.3.2 Numerische Optimierung

Die numerische Optimierung stellt die derzeitige „State of the Art“-Vorgehensweise dar. Den Beginn stellt dabei meist die Modellierung der Geometrie dar, welche, um eine sinnvolle Optimierung durchführen zu können, parametrisiert aufgebaut wird. Diese sogenannten Eingabeparameter können nun in jedem weiteren Schritt beliebig variiert werden.

2.3.2.1 Parameterstudien

Hat man nur wenige Parameter und ein einziges Ziel, so reicht es unter Umständen aus manuell eine Parameterstudie zu erstellen. Dabei werden die für eine Optimierung kritischen Parameter über sogenannte Sensitivitätsanalysen gewonnen. Diese sollen aufzeigen, welchen Einfluss welcher Parameter auf ein Ergebnis hat. So können weniger relevante Parameter vernachlässigt und im Gegenzug wichtigere genauer betrachtet werden.

Durch willkürliche Kombination der Parameter miteinander erhofft man sich, auf ein Optimum zu stoßen. Allerdings kann der dafür nötige zeitliche Aufwand sehr groß werden [17].

Die Bandbreite, im Rahmen derer sich ein Parameter bewegen darf, ist vom Benutzer vorher festzulegen. So dürfen weder geometrische noch physikalische Grenzen des Modells überschritten werden. Aus diesem Grund empfiehlt es sich, vor jeder Optimierung die Grenzen der einzelnen Parameter festzulegen. Dabei ist besonders auf die Interaktion der Parameter untereinander zu achten.

2.3.2.2 Optimierungsalgorithmen

Bei der Modellierung einer Pumpe oder Turbine kommt man schnell in den Bereich von 30+ Parametern, und noch dazu wird meist eine Mehrzielsuche angestrebt. Dies ist manuell bzw. mittels Parameterstudien nur noch mit sehr großem Aufwand zu bewältigen. Aus diesem Grund greift man bei komplexen Problemen auf sogenannte Optimierungsalgorithmen zurück. Das Vorgehen hierbei ist dem bei der Erstellung einer Parameterstudie sehr ähnlich.

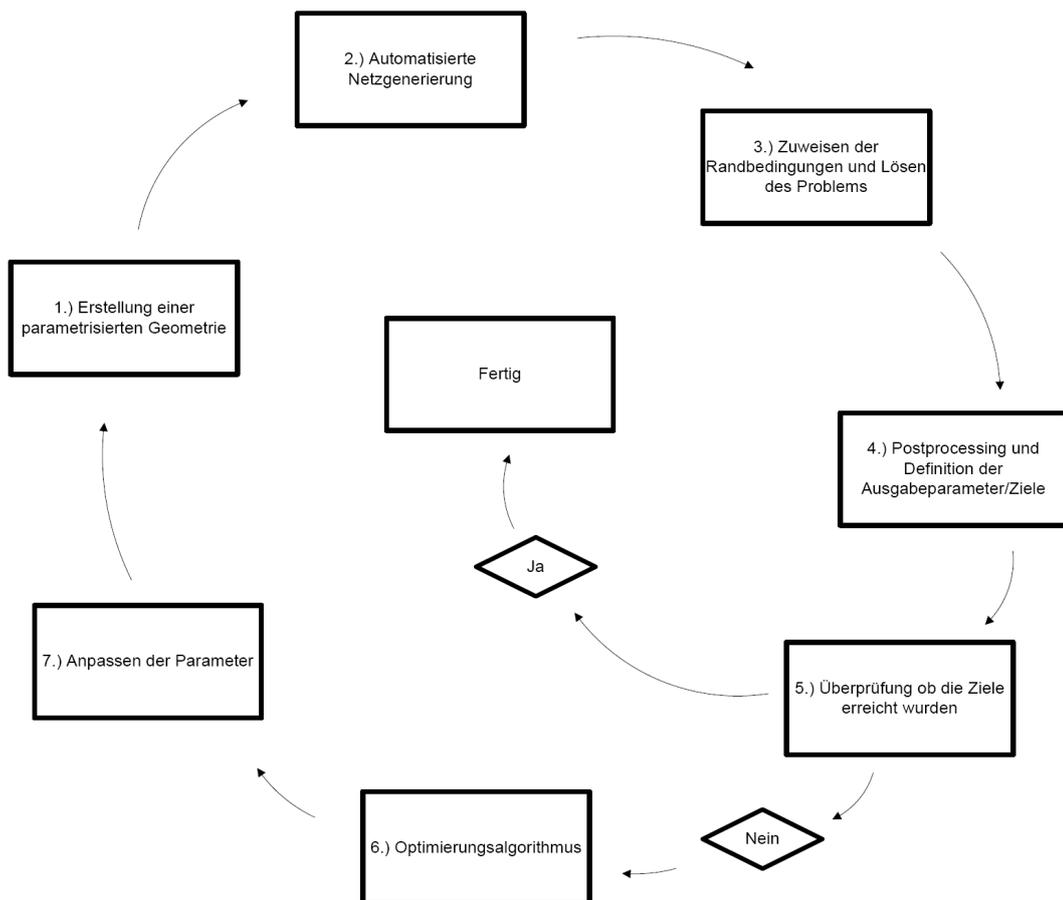


Abbildung 2.8: Ablauf des Optimierungsvorganges

Der wesentliche Unterschied liegt dabei in der Definition einer Zielfunktion. Diese Zielfunktion ist an Randbedingungen geknüpft – geometrische und physikalische sowie auch durch den Prozess bedingte. Um beim Beispiel Pumpe zu bleiben: der Dampfdruck bei dieser darf nicht unterschritten werden, um Kavitation zu vermeiden. Die Grenzwerte dieser Randbedingungen müssen im Vorfeld durch Versuche (innerhalb der Softwareumgebung) und Berechnungen abgeklärt werden. Der Optimierungsalgorithmus gibt nun – abhängig von der Wahl des Verfahrens – sowohl die Richtung als auch die Schrittweite der Parametervariation vor. Der Benutzer muss dabei vor Beginn der Berechnungen den jeweiligen Ausgabeparametern eine Relevanz zuweisen, damit der Algorithmus entscheiden kann, in welche Richtung weiter optimiert werden soll. Diese Gewichtung der Ausgabeparameter erfordert sowohl die genaue Kenntnis des zu optimierenden Falls als auch Erfahrung im Umgang mit den jeweiligen Algorithmen. Da man in der Regel zeitlich eingeschränkt ist, wird der Optimierungsprozess bei Erreichen eines vorgegebenen Abbruchkriteriums beendet.

Angesichts dessen, dass in dieser Arbeit lediglich die in ANSYS Workbench implementierten Algorithmen zum Einsatz kamen, wird in Kapitel 3.5.3 auf diese näher eingegangen.

3 Software

3.1 ANSYS Workbench

ANSYS Workbench – im weiteren Text als WB abgekürzt – fasst sämtliche Module von ANSYS innerhalb einer gemeinsamen grafischen Benutzeroberfläche zusammen. Es soll damit ein möglichst reibungsloser und zusammenhängender Arbeitsfluss ermöglicht werden.

Der bereits in Kapitel 2.3.2.2 aufgezeigte Optimierungsvorgang sieht innerhalb der WB abgebildet folgendermaßen aus:

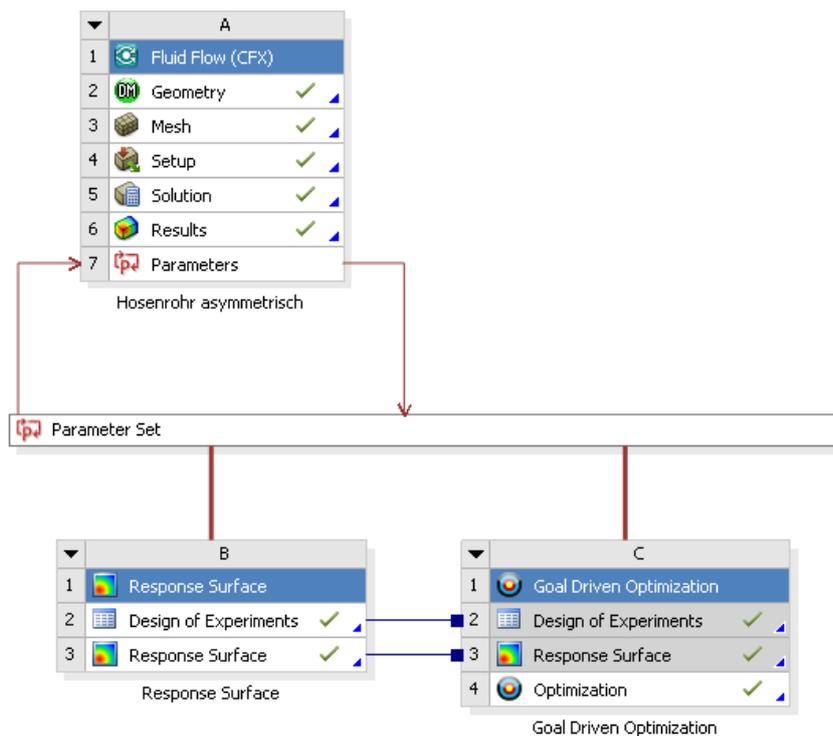


Abbildung 3.1: Ablauf einer Optimierung innerhalb von ANSYS Workbench

Die Arbeitsschritte, welche zur Erstellung eines Moduls zur Optimierung benötigt werden, sind in chronologischer Reihenfolge bezogen auf Abbildung 3.1:

1. Erstellung der Geometrie (Feld „A2“) innerhalb von ANSYS DesignModeler. Diese kann neu aufgebaut oder aus diversen CAD-Programmen importiert werden, wobei

die Erstellung einer neuen Geometrie den Vorteil einer umfassenden Parametrisierung mit sich bringt. Dies wiederum ist für den weiteren Optimierungsverlauf unabdingbar.

2. (Automatisierte) Netzgenerierung (Feld „A3“) mittels ANSYS-Meshing. Die eben erarbeitete Geometrie muss nun, damit eine weitere Berechnung stattfinden kann, vernetzt werden. Dabei können sowohl strukturierte als auch unstrukturierte Gitter erzeugt werden – abhängig von der Komplexität der Geometrie und der Zuverlässigkeit beim Durchlaufen der Iterationen. Denn, logischerweise muss bei jedem Durchgang, bei dem ein Geometrieparameter variiert wird, auch das Netz angepasst werden.
3. ANSYS CFX umfasst im Anschluss das Preprocessing, das Lösen des Problems und das Auswerten im Postprocessing. In ANSYS Pre (Feld „A4“) werden die Gitter zusammengesetzt, Rand- und Übergangsbedingungen definiert und das Problem als Ganzes dargestellt. Ebenso werden hier die Einstellungen für den Solver vorgenommen und Kriterien für das Konvergenzverhalten festgelegt. Nachdem ein Problem gelöst wurde (Feld „A5“), lassen sich in ANSYS Post (Feld „A6“) die gewünschten Resultate darstellen und Ausgabeparameter, wie beispielsweise die Förderhöhe einer Pumpe oder der Wirkungsgrad, definieren.
4. ANSYS DesignXplorer (Feld „B“ und „C“). Alle bisher zugewiesenen Parameter (Geometriewerte aus DesignModeler; Durchfluss, Drücke etc. aus dem Preprocessing; Outputparameter aus CFX Post) laufen in einem gemeinsamen Datenpool (Feld „Parameter Set“) – dem sogenannten Parameter-Satz – zusammen. Auf diesen greift der DesignXplorer zu und legt fest, welche Eingabeparameter in welcher Bandbreite zu variieren sind, und erstellt damit sogenannte Design-Points. Diese sollen das zu lösende Gebiet möglichst gut abdecken, um genaue Aussagen über den jeweiligen Einfluss eines Parameters treffen zu können. Je nach Problemstellung sind dafür einige wenige bis zu mehreren hundert Punkte notwendig. Diese Design-Points durchlaufen anschließend wieder den gesamten Prozess von Punkt 1 bis 3.
5. Sobald alle Berechnungen abgeschlossen sind, wird versucht, mittels des integrierten Optimierungstools (Feld „C4“) die ideale Lösung zu finden. Dabei müssen den Ausgabeparametern Gewichtungen zugeteilt werden, und verschiedene Optimierungsalgorithmen versuchen, aus den zuvor errechneten Daten ein Optimum zu ermitteln bzw. zu extrapolieren. Dazu Genaueres in Kapitel 3.5.

Im Großen und Ganzen wäre damit die gewünschte Optimierung abgeschlossen, es empfiehlt sich jedoch die gewonnenen Resultate in einem umfangreicheren Rechensetup zu verifizieren. Denn, mangels Zeit bei der Durchführung dieses Optimierungsprozesses, wurden sowohl Abstriche bei der Güte des Netzes, als auch bei der Anzahl an Iterationen bzw. bei den Konvergenzkriterien gemacht. Aus diesem Grund ist das Ergebnis also eher dazu geeignet, eine Richtung vorzugeben und nicht ein exaktes Ergebnis zu liefern. Diese Tatsache sollte einem Benutzer stets bewusst sein.

3.2 ANSYS DesignModeler/BladeModeler

ANSYS DesignModeler – kurz DM – stellt das interne CAD-Modul der WB dar. Dabei handelt es sich allerdings um ein sehr einfach gehaltenes Programm – es kann also vom Umfang nicht mit 3D-CAD-Paketen wie ProEngineer, Catia oder Unigraphics mithalten. Allerdings ist dies auch nicht Sinn und Zweck, denn komplexe Geometrien können ohnehin über die Geometrieschnittstelle importiert werden.

Den wahren Nutzen bietet DM durch die Möglichkeit, Geometrien parametrisiert darzustellen - das können zwar auch die oben genannten CAD-Programme, allerdings ist der große Vorteil von DM die Implementierung der Geometrie und somit der Parameter innerhalb der gesamten WB Umgebung. Auf diese Weise lassen sich Längen, Winkel usw. im Laufe eines Optimierungszyklus ändern und somit die Basis für einen vernünftigen Optimierungsprozess legen.

In der Grundversion des DM hat man jedoch ein Problem – die Modellierung von Strömungsmaschinen ist nicht möglich. Dazu benötigt man ein Add-In – den sogenannten BladeModeler. Dieses Modul verleiht dem DM die bekannten Möglichkeiten, welche man bisher nur von ANSYS BladeGen kannte, und bietet zudem einige Extras.

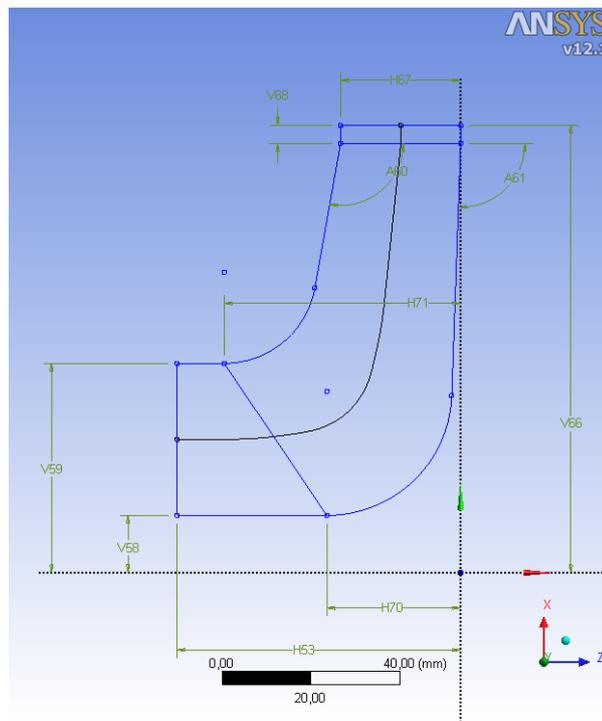


Abbildung 3.2: Meridionalkontur eines Pumpenlaufrades in ANSYS DesignModeler

Der Ablauf sieht beispielsweise für die Modellierung einer Pumpe folgendermaßen aus:

1. Erstellung des Meridionalschnittes – Die Meridionalkontur wird, mit den bereits in Kapitel 4.2 errechneten Werten, möglichst genau abgebildet. Der exakte Verlauf von Hub und Shroud lässt sich nicht zu 100 Prozent realisieren, jedoch über Ellipsen, Splines oder andere geometrische Formen möglichst ähnlich darstellen. Wie in Abbildung 3.2 dargestellt, sind bereits die zur Darstellung benötigten Geometrieparameter ersichtlich.

2. Festlegung des Strömungsweges – Einlass, Hub und Shroud bis hin zum Auslass werden hier in der korrekten Richtung ihrer Durchströmung angegeben.
3. Profile – Zur Erstellung einer Schaufel benötigt DM mindestens 2 Profilschnitte. Da in Kapitel 4.2 bereits die benötigten Werte für Ein- und Austritt der Hub- und Shroudkontur berechnet wurden, reichen diese 2 Profile dafür aus. Wichtig ist darauf zu achten, ob man den Winkel aus axialer oder radialer Sichtweise definiert. Der Verlauf zwischen Eintritts- und Austrittswinkel kann über das Einfügen von Stützpunkten beliebig gewählt werden. Fügt man keine zusätzlichen Punkte ein, wird automatisch ein linearer Verlauf gebildet.
4. Schaufel – Die Schaufel wird aus den beiden im Vorfeld erstellten Profilen und der Ein- und Austrittskante gebildet. Weitere Details, wie Schaufelanzahl, Form der Eintrittskante usw. lassen sich noch festlegen. Das Resultat sollte wie in Abbildung 3.3 (links) aussehen.

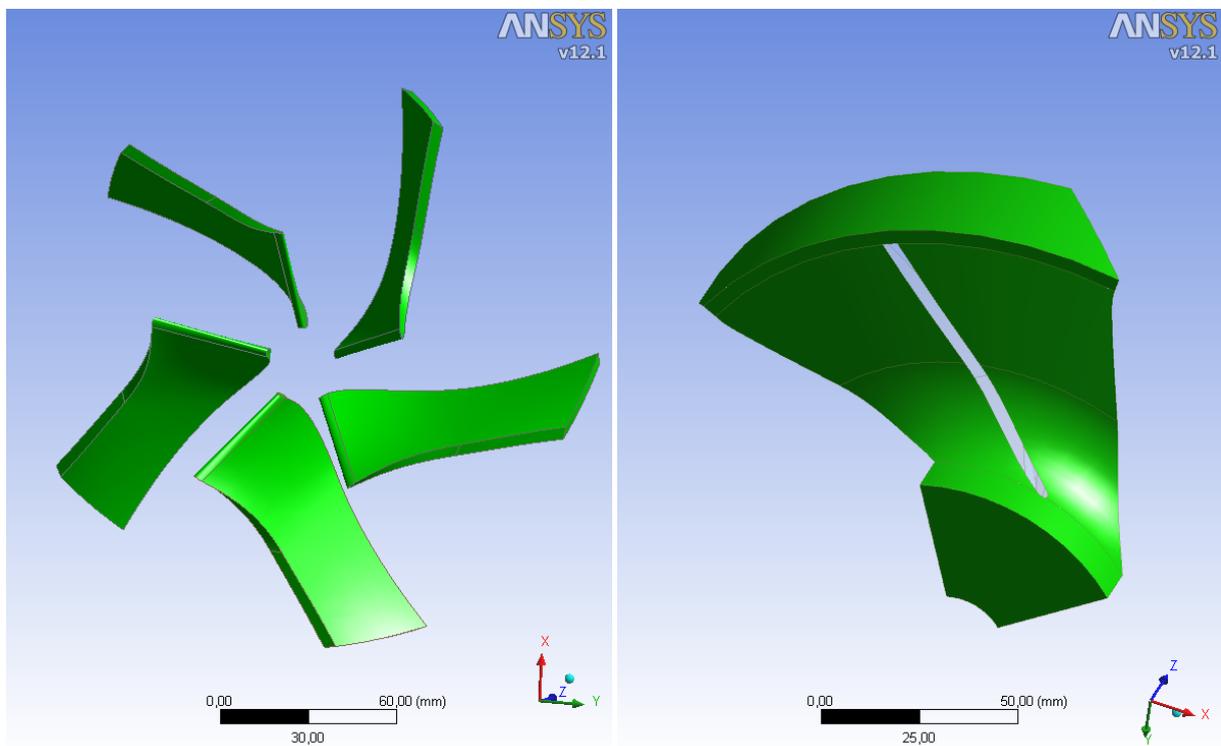


Abbildung 3.3: Links: Schaufeln in 3D Ansicht – rechts: reduziertes Fluidmodell

5. Fluid - Für die weitere Strömungssimulation wird noch das Volumen, welches vom Fluid innerhalb des Strömungsgebietes ausgefüllt wird, benötigt. Da es aus Symmetriegründen ausreicht, nicht den gesamten Strömungsraum sondern beispielsweise bei 5 Schaufeln lediglich 72° zu betrachten, wird für diesen Bereich zwischen 2 Schaufeln das Fluidvolumen erzeugt. Nachdem, wie bereits erwähnt, das Betrachten von einem Fünftel als ausreichend angenommen wird, sieht der zu betrachtende Teil wie in Abbildung 3.3 rechts aus.

6. Zu- und Abströmung – Um die Strömungssimulation möglichst realitätsnah abzubilden, fehlen noch der Zu- und Abströmbereich der Pumpe. Die Zuströmung erfolgt in diesem Fall über ein gerades Rohr mit der Länge $L = 5 \cdot D_{Shroud}$. Der Abströmbereich ist, wie bereits in Kapitel 2.1.3 erwähnt, als Spiralgehäuse ausgeführt. Die genaue Berechnung nach dem Drallsatz in Kapitel 4.2.2 legt die Querschnittsfläche und -form über den Umfang fest. Nach dem Zusammenbau der 3 Teile sieht das fertige Gesamtmodell folgendermaßen aus:

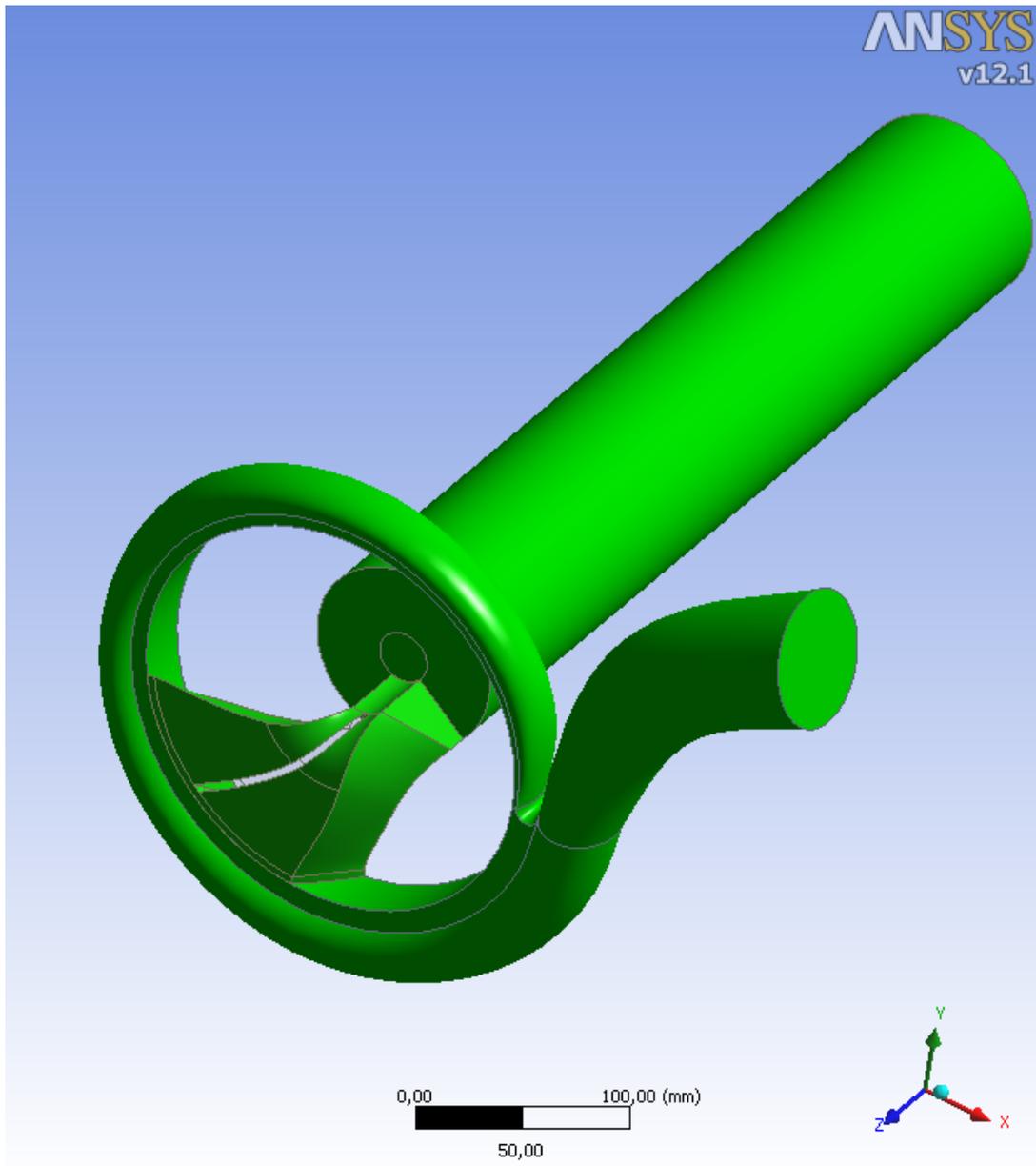


Abbildung 3.4: Modell einer Radialpumpe in DesignModeler

Das fertig gestellte Geometriemodell der zu untersuchenden Strömungsmaschine wird im Anschluss vernetzt, um eine numerische Simulation zu ermöglichen.

3.3 ANSYS Meshing Tools

Bei Voranschreiten des in Abbildung 3.1 dargestellten Arbeitsablaufes, folgt als nächster Schritt die Vernetzung des Modells.

Das generierte Netz muss in der Lage sein, die Strömung realitätsnah abzubilden ohne unnötige Ressourcen zu verschwenden. Diese Forderungen werden am Besten von strukturierten Gittern erfüllt, jedoch ist auch darauf zu achten, dass das Netz bei einer Änderung von diversen Geometrieparametern immer noch stabil erzeugt wird. Dies erfordert einen gewissen Zeitaufwand, um die Grenzen des Möglichen auszuloten.

Der Aufwand wird durch Verwendung von unstrukturierten Gittern geringer. Diese sind einfacher zu erzeugen, und auch bei einer Änderung von Parametern wird das Netz weiterhin stabil erstellt.

Im ersten Schritt wurde somit ein unstrukturiertes Gitter, sowohl für die Schaufel als auch für den Zuströmbereich und die Spirale, verwendet. Dabei wurde für alle 3 Bereiche eine genauere Auflösung der Randschicht durchgeführt.

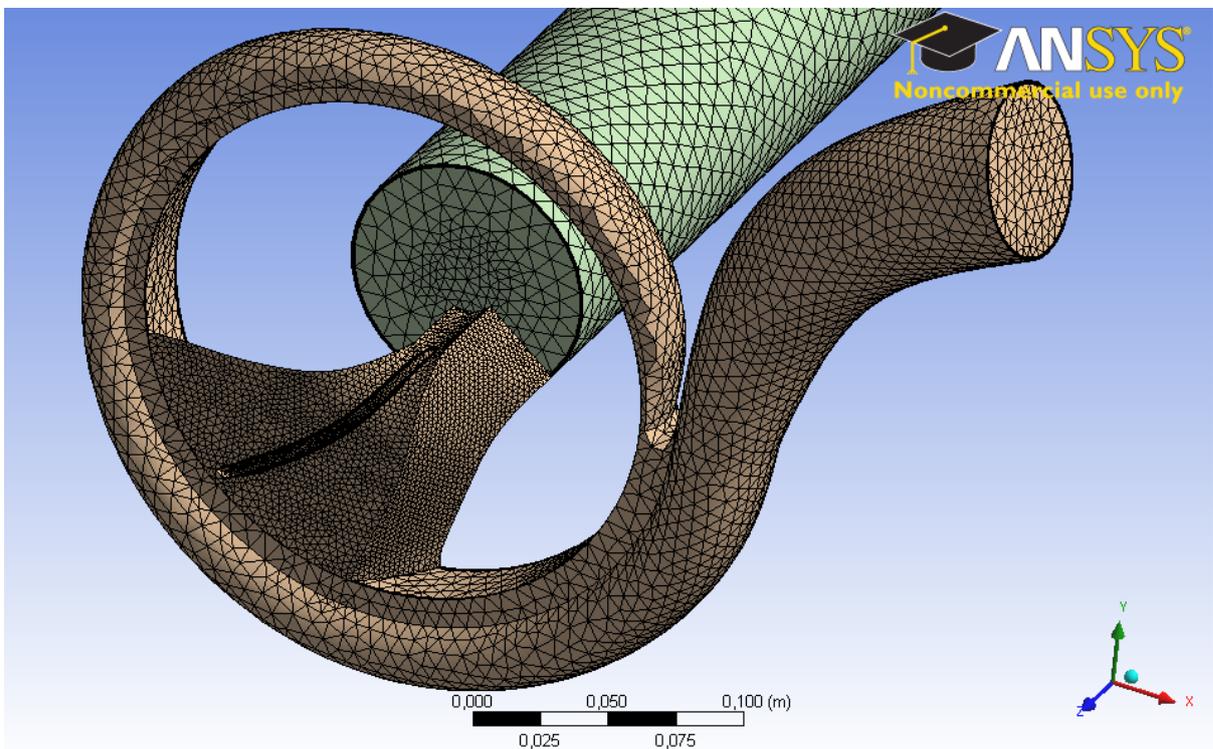


Abbildung 3.5: Unstrukturiertes Netz für den gesamten Strömungsbereich

3.4 ANSYS CFX

ANSYS CFX umfasst den eigentlichen Kern der Strömungssimulation. Dieser besteht aus drei Punkten:

- Preprocessing – Darunter versteht man alle nötigen Maßnahmen, die für eine Simulation benötigt werden. Zu diesen zählen unter anderem das Zusammenbauen der

Netze, Interfaces und die Definition der Randbedingungen sowie das Festlegen der Konvergenzkriterien.

- Solver – der eigentliche Lösungsvorgang. Die durch das Preprocessing und die Problemstellung definierten (partiellen Differential-) Gleichungen werden durch die Verwendung von (verschiedenen) Verfahren gelöst.
- Postprocessing – Hier erfolgt das Auswerten der aus dem Solver gewonnenen Resultate und die Erzeugung der vielfach umstrittenen „bunten Bilder“. Doch dazu mehr in Kapitel 3.4.3.

Die für diese Arbeit verwendete Version von ANSYS CFX ist *CFX-12.1 build 2009.10.05-09.38*

3.4.1 CFX - Pre

Selbst die beste Geometrie und das sorgfältigst erstellte Gitter nutzen nichts ohne die entstprechenden Rand- und Übergangsbedingungen. Genau aus diesem Grund werden in diesem Kapitel einige jener Bedingungen und Zuweisungen genauer erklärt, um einen Eindruck darüber zu vermitteln, wie schnell man mit nur einer falschen Auswahl die gesamte Simulation ruinieren kann.

Importieren der Netze Da in einer Simulation meist mehrere Komponenten miteinander interagieren, müssen zunächst die bereits erstellten Gitter importiert und anschließend zusammengebaut werden. Spätestens nach diesem Zusammenbau sieht man das Modell zum ersten Mal als Ganzes und kann kontrollieren, ob in den vorangegangenen Schritten alles richtig modelliert wurde.

Definieren der Bereiche (Domains) Als ersten Schritt zu einer Einteilung des Modells dient das Definieren der sogenannten Domains. So besteht z.B. das auf Seite 21 dargestellte System einer Radialpumpe aus drei Teilbereichen.

- Rohr – Ist eine *stationäre* Domain, welche komplett aus dem Fluid „Wasser“ besteht. Die Stoffwerte für Wasser sind dabei im Programm selbst bereits hinterlegt.
- Schaufel – Wie leicht zu vermuten, handelt es sich dabei um eine *rotierende* Domain. Hier sind vor allem die korrekte Definition der Drehzahl und der Drehachse wichtig. Auch dieser Bereich wird wieder von Wasser durchströmt, und da es sich dabei um ein (im kavitationsfreien Zustand) einphasiges Medium mit nahezu konstanter Dichte handelt, werden die Auftriebskräfte im gesamten System nicht berücksichtigt.
- Spirale – Wieder *stationär*, und es gilt dasselbe wie für den Bereich „Rohr“.

Randbedingungen benötigt man für alle im System vorhandenen Regionen. Dabei gilt es zwischen 5 verschiedenen Randbedingungen zu unterscheiden:

- Einlass – dieser kann sehr unterschiedlich definiert werden. Im einfachsten Fall wird nur der Massenstrom normal zur Oberfläche vorgegeben. Allerdings könnte man auch den statischen Druck, den Gesamtdruck, die Geschwindigkeitskomponenten in Vektorform usw. vorgeben. Die Kunst besteht darin, die in der Realität auftretenden Verhältnisse dabei möglichst genau abzubilden. Das erfordert sowohl ein gewisses Maß an technischem Know-how als auch Erfahrung, welche man im Laufe der Zeit sammelt.
- Auslass – Siehe Einlass. Allerdings ist darauf zu achten, dass diese Randbedingungen den Bedingungen am Einlass nicht widersprechen.
- Öffnung – Im Gegensatz zu Einlass und Auslass, welche über den gesamten Querschnitt nur 1 Strömungsrichtung zulassen, sind bei einer Öffnung auch Rückströmungen erlaubt. Obwohl dadurch ein weiterer Freiheitsgrad in das System eingebracht wird, ist diese Randbedingung oftmals sehr hilfreich – meist in Bereichen, in denen man keine zuverlässige Aussage über die Strömungsverhältnisse treffen kann.
- Wand – Diese ist, wie sollte es auch anders sein, undurchlässig für das jeweilige Medium. Allerdings kann man der Wand neben der Rauigkeit unter anderem auch Geschwindigkeiten vorgeben. Das ist z.B. für den speziellen Bereich im Rohraustritt nötig, bei dem das Ende des Rohres auf die rotierende Welle des Pumpenlaufrades trifft.
- Symmetrie – In Rotationsrichtung, wie auch translatorisch.

Übergangsbedingungen An den jeweiligen Schnittstellen zwischen den zusammengebauten Gittern muss dem Programm vorgegeben werden, wie diese Bereiche zusammenhängen. Neben rotatorischer und translatorischer Periodizität kann man auch eine sogenannte „General Connection“ als Interface-Modell verwenden. Diese „General Connection“ muss nochmals genauer spezifiziert werden, wobei vor allem das „Frozen Rotor“-Modell auf Grund seiner Relevanz für diese Arbeit genauer erwähnt wird.

Das „Frozen Rotor“-Modell verbindet einen stationären (z.B. Zuströmrohr) mit einem rotierenden Teil (z.B. Laufrad). Dabei ist neben diesem sogenannten „Frame Change“ auch noch der „Pitch Change“, also der Übergang eines 360° Bereiches auf nur eine Laufschaufel (72° bei 5 Schaufeln), erwähnenswert. Über das gemeinsame Interface transformiert das Frozen-Rotor-Modell die Gleichungen und erstellt so eine stationäre Lösung, welche den betrachteten Bereich abbildet. Dieses Modell erzeugt im stationären Bereich sehr zuverlässige Ergebnisse bei gleichzeitig minimalem Rechenaufwand. Der große Nachteil liegt allerdings in der unzureichenden Darstellung transienter Effekte [14]. Da in dieser Arbeit aber lediglich stationäre Rechnungen durchgeführt wurden, hat dies keinen Einfluss auf die weiteren Ergebnisse.

Solver Control In diesem Reiter wird neben den zu verwendenden Lösungsverfahren und Turbulenzmodellen auch die Anzahl an Iterationen und die Konvergenzkriterien definiert. Dasjenige Kriterium (maximale Anzahl an Iterationen oder Konvergenz), welches früher erreicht wird, entscheidet darüber, wann der Berechnungsprozess gestoppt wird. Diese Grenzen sollten nach in vorangegangenen Versuchen ermittelten bzw. in der Literatur vorgeschlagenen Werten festgelegt werden.

Output Control Da ein Lösungsprozess oft mehrere Tage dauern kann, ist es von Interesse, wie sich gewisse Werte (Residuen, selbst definierte Kennwerte ...) während des Prozessverlaufs verändern, damit man auf ein etwaiges Fehlverhalten frühzeitig reagieren kann. So macht es beim Beispiel einer Pumpe durchaus Sinn, die resultierende Förderhöhe oder Leistung als Überwachungsparameter (Monitor-Points) zu definieren.

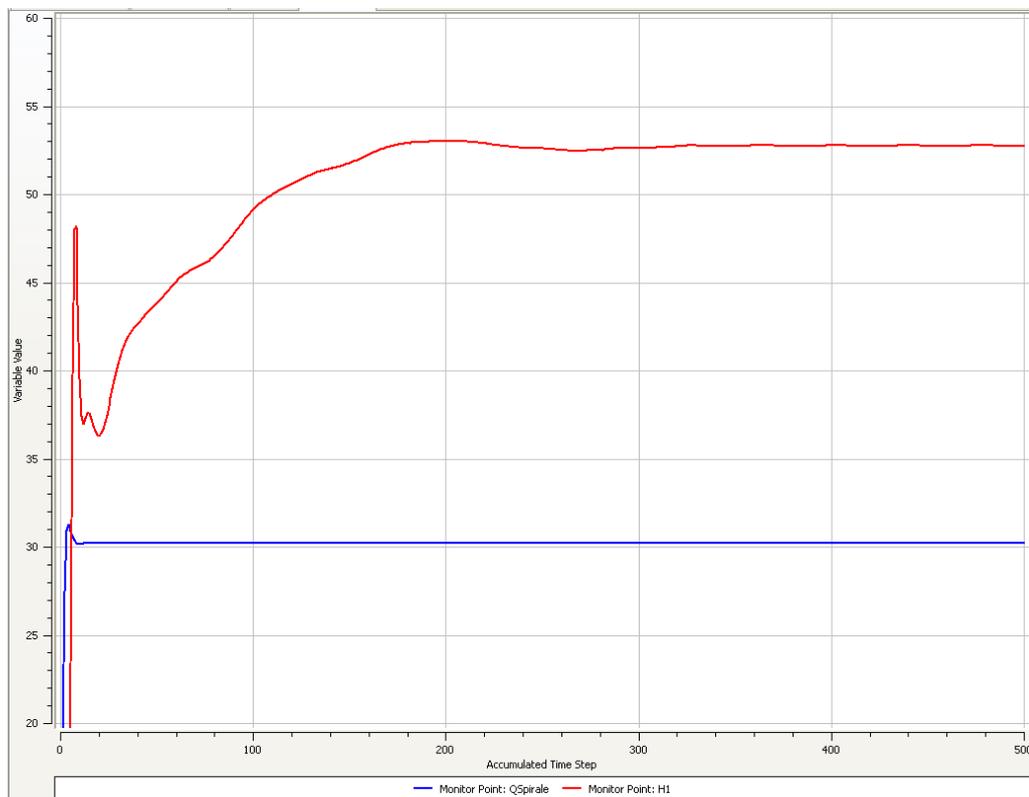


Abbildung 3.6: Förderhöhe und Massenstrom als Monitor-Points bei der Berechnung einer Pumpe

3.4.2 CFX - Solver

Für den Solver – also den „Löser“ des Gleichungssystems – sollte man in der Planung einer Simulation die meiste Zeit einkalkulieren. Zwar beschränkt sich die Benutzerinteraktion in diesem Teil lediglich auf das Beobachten der zuvor festgelegten Monitor-Points, ein Weiterarbeiten an dem jeweiligen Problem ist doch erst möglich, wenn eine Rechnung abgeschlossen ist.

So kann es sein, dass auf Grund von falsch angenommenen Konvergenzkriterien unnötig viele Iterationsschritte berechnet werden, und damit (teure) Rechenzeit vergeudet wird. Teuer aus dem Grund, da für jeden Lösungsvorgang Lizenzen bezogen werden, welche meist nur begrenzt zur Verfügung stehen, wodurch die und damit die Arbeitskapazitäten eingeschränkt sind.

Da bereits die meisten Einstellungen für die Rechnung in den vorangegangenen Schritten erledigt wurden, bleibt im Solver eigentlich nur noch eine – allerdings für die Rechenzeit äußerst relevante – Einstellung übrig. Nämlich, ob das Problem seriell oder parallel gelöst wird.

Seriell bedeutet, dass der gesamte Rechenvorgang auf einem PC mit 1 CPU berechnet wird. Verfügt man allerdings über:

- einen Computer mit mehreren Prozessoren bzw. einen Prozessor mit 2 oder mehr Kernen - so lässt sich das Problem „*local parallel*“ lösen
- mehrere in einem Netzwerk befindliche Computer, mit einem oder mehreren CPUs, so spricht man von einem „*distributed parallel*“ Modus

Da im parallelen Lösungsvorgang logischerweise nicht jeder Computer dasselbe Problem bekommt, muss die Rechnung in mehrere Teile aufgeteilt – also partitioniert – werden.

Ob eine Aufteilung des Problems nötig bzw. sinnvoll ist, hängt erstens vom Umfang des zu lösenden Problems und zweitens von den zur Verfügung stehenden Ressourcen ab. Es sei lediglich festgestellt: eine parallele Rechnung muss nicht zwingend schneller sein als eine serielle.

3.4.3 CFX - Post

Sobald der Rechenvorgang abgeschlossen ist, lassen sich die Ergebnisse im Postprocessing visualisieren (z.B: Druckverteilung, Strömungsgeschwindigkeit,...) oder mit den errechneten Werten weitere Ergebnisse „produzieren“ (z.B: Ermittlung des Verlustbeiwertes einer Rohrströmung). Diese Ergebnisse können als sogenannte „Output-Parameter“ anschließend im Optimierungsprozess weiter verwendet werden.

Durch die vielfältigen Möglichkeiten der Auswertung sollte man sich bereits im Vorfeld darüber Gedanken machen, was und vor allem warum man etwas berechnen bzw. graphisch darstellen möchte.

Besonders bei der Betrachtung der vielfach diskutierten, bunten Bilder, gilt es vorsichtig zu sein. Denn, eine falsche Einstellung für einen zu betrachtenden Bereich kann schwerwiegende Folgen für die Darstellung haben, wie nachstehend gezeigter Vergleich deutlich macht 3.7.

Die Wahl der Grenzen sollte also immer an die gewünschte Darstellung angepasst und gegebenenfalls dezidiert angegeben werden, um Missverständnissen soweit wie möglich vorzubeugen.

Weitere Möglichkeiten der Darstellung bzw. der Berechnung in CFX - Post werden in den Kapiteln 5 und 6 ab Seite 56 behandelt.

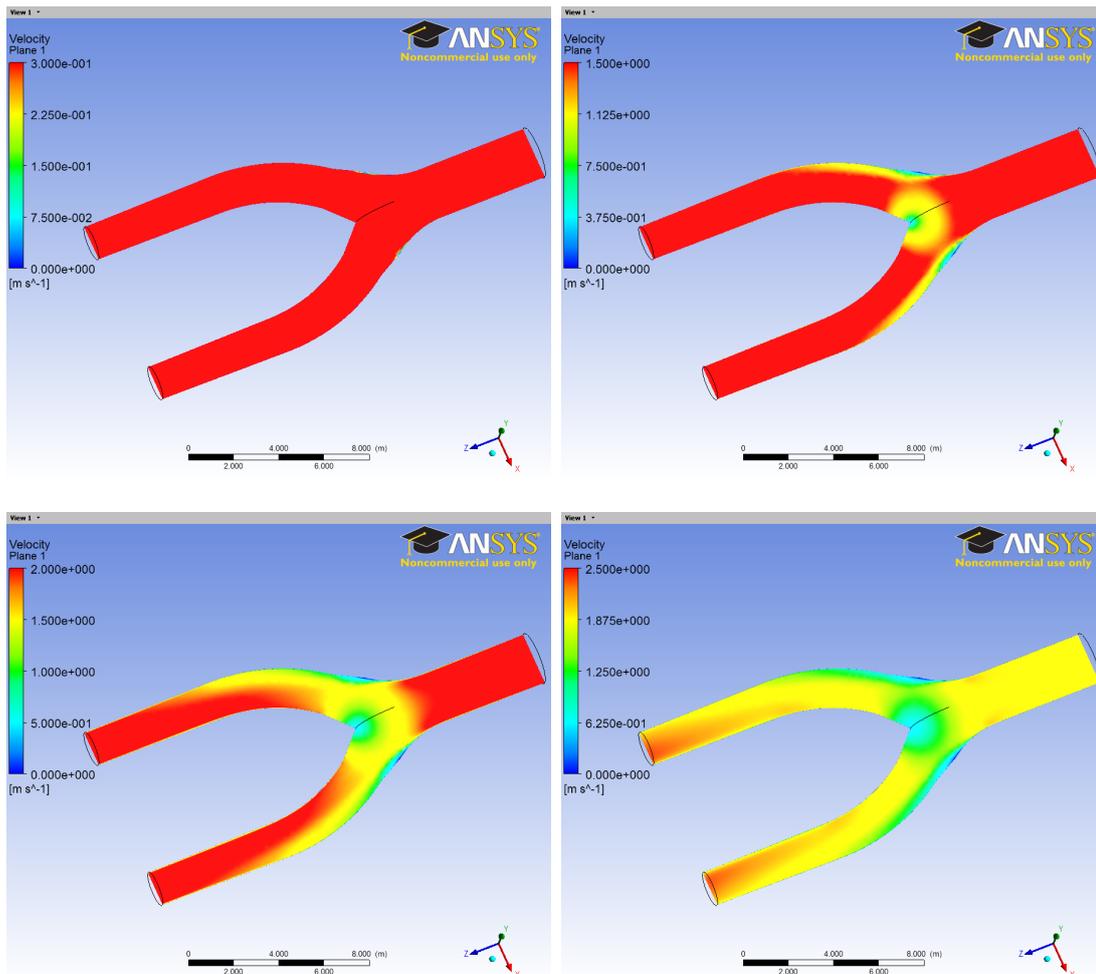


Abbildung 3.7: Geschwindigkeitsverteilung in einem Hosenrohr

3.5 ANSYS DesignXplorer

Bis zu diesem Punkt wurde eine Geometrie erstellt, vergittert und letztendlich berechnet. Im Postprocessing konnte man eine erste Aussage über die Qualität des berechneten Modells treffen und eventuelle Möglichkeiten zur Optimierung finden.

Der tatsächliche Optimierungsprozess wird allerdings im ANSYS DesignXplorer – kurz DX – abgewickelt und umfasst im Wesentlichen drei Schritte, welche in den folgenden Unterkapiteln erklärt werden.

3.5.1 Design of Experiments

Da man zum gegenwärtigen Zeitpunkt erst über 1 Ergebnis verfügt, lassen sich sehr schwer zuverlässige Aussagen über die Eigenschaften der verwendeten (Geometrie-) Parameter treffen.

Aus diesem Grund erstellt man eine Matrix, bei der man alle Parameter in gewissen Grenzen variiert und miteinander kombiniert. Den Bereich der Variation sollte man bereits

im Vorfeld innerhalb des DM auf Realisierbarkeit überprüfen, wobei sich gelegentliche Fehler auf Grund der Interaktion der Parameter miteinander nie ganz vermeiden lassen.

Um das genaue Vorgehen dabei näher zu erläutern, ist sowohl die Verwendung des Hosensrohres als auch einer Pumpe, auf Grund der großen Anzahl an Parametern, leider zu umständlich – aus diesem Grund wird auf den nächsten Seiten die Optimierung eines Biegebalkens durchgeführt.

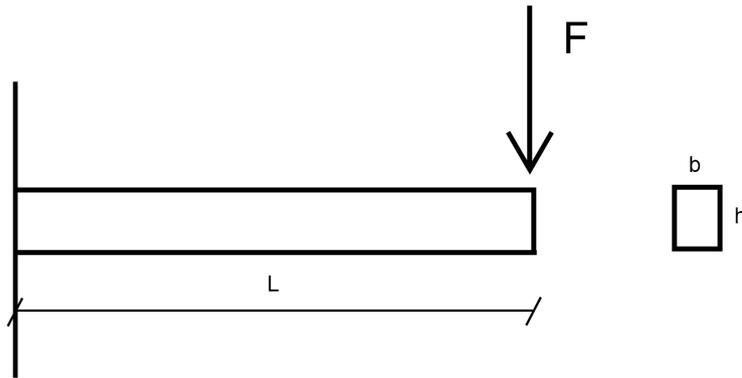


Abbildung 3.8: Biegebalken

Bei einer fixen Länge $L = 0.15$ m greift an dessen Ende eine konstante Kraft mit $F = 50$ N an.

Ziele der Optimierung:

- Minimierung der Durchbiegung am Ende des Balkens
- möglichst geringes Gewicht

Wie man Abbildung 3.8 entnehmen kann, bleiben dafür die verbleibenden beiden Parameter b und h übrig. Dabei soll b von 3 bis 11 mm und h von 5 bis 13 mm variiert werden.

Zur Bildung der zu untersuchenden Geometrievarianten, stehen folgende Möglichkeiten zur Verfügung:

- CCD - Central Composite Design: Dabei werden ausgehend vom Startwert und vorgegebenen Maxima/Minima der Parameter weitere Samples erzeugt. Diese weisen den maximal zulässigen Abstand auf, um so den äußeren Rand des Parametergebietes möglichst abzudecken. (Siehe Abbildung 3.9 - links)
- Optimal Space Filling Design: Hier wird ebenfalls, ausgehend vom bereits definierten Parametergebiet, versucht, mit so wenig Samples wie möglich das Parametergebiet möglichst flächig abzudecken (siehe Abbildung 3.9 - rechts). Da für dieses Verfahren meist mehr Punkte benötigt werden, ist die zu erwartende Rechenzeit dementsprechend länger.

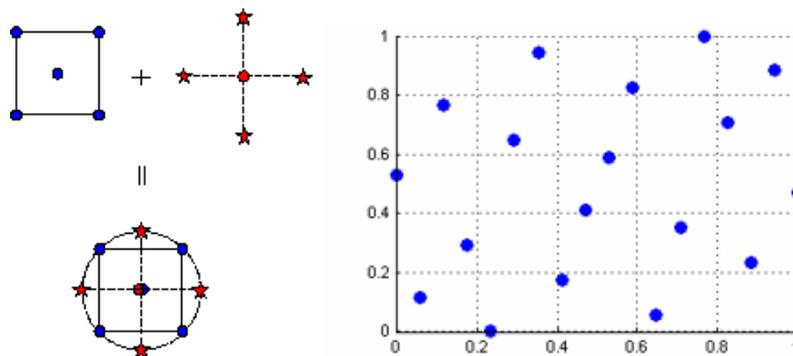


Abbildung 3.9: Unterschied zwischen CCD und OSFD bei Variation von 2 Parametern

- Custom: vom Benutzer selbst festgelegte Werte. Macht vor allem dann Sinn, wenn man schon vorher weiß, dass man z.B. Normteile verwenden wird.

in folgenden Beispiel sollen die vorgeschlagenen Werte des CCD und des OSFD miteinander verglichen werden. In beiden Fällen wurden für die Optimierung der Parameter b und h jeweils 9 Samples erstellt:

Tab. 3.1: Vergleich von CCD und OSFD

	h [mm]	b [mm]	max. Verschiebung [mm]	Masse [kg]
CCD				
1	9	7	0,66	0,07
2	5	7	3,85	0,04
3	13	7	0,22	0,11
4	9	3	1,55	0,03
5	9	11	0,42	0,12
6	5	3	8,99	0,02
7	13	3	0,51	0,05
8	5	11	2,44	0,06
9	13	11	0,14	0,17
OSFD				
1	10,78	4,33	0,62	0,05
2	12,56	6,11	0,28	0,09
3	7,22	8,78	1,02	0,07
4	9,89	7,89	0,44	0,09
5	6,33	3,44	3,86	0,03
6	8,11	5,22	1,21	0,05
7	9,00	10,56	0,44	0,11
8	11,67	9,67	0,22	0,13
9	5,44	7,00	2,98	0,04

In diesem einfachen Beispiel dauert es nicht sehr lange, und man findet manuell ein „optimales“ Ergebnis. Hat man allerdings 15, 20 oder noch mehr Parameter, so ist die

Suche nach einem Optimum nicht mehr ganz so einfach.

Besonders wichtig ist es, dabei eine Aussage über den jeweiligen Einfluss jedes einzelnen Parameters auf das Ergebnis zu treffen. Das ist innerhalb der WB mittels sogenannter „Response Surfaces“ bzw. „Local Sensitivities“ möglich.

3.5.2 Response Surface und Local Sensitivity

Hier werden die Resultate graphisch aufbereitet, und es kann bereits eine gute Einschätzung der Situation erfolgen. Dabei sollte man, soweit es ein Modell zulässt, den Einfluss der einzelnen Parameter auf die Plausibilität überprüfen, um schon frühzeitig etwaige Fehler zu erkennen. Die unterschiedlichen Eingabeparameter können einzeln (2D) oder kombiniert (3D) mit einem Ausgabeparameter verknüpft dargestellt werden.

Local Sensitivity Wie bereits erwähnt, ist im Laufe eines Optimierungsvorganges der genaue Einfluss eines jeden einzelnen Parameters von Interesse. Denn dadurch lassen sich oft die ursprüngliche Anzahl an Eingabeparametern wesentlich reduzieren und kritische Parameter identifizieren.

Im Falle des Biegebalkens sieht der Einfluss der Eingabeparameter folgendermaßen aus:

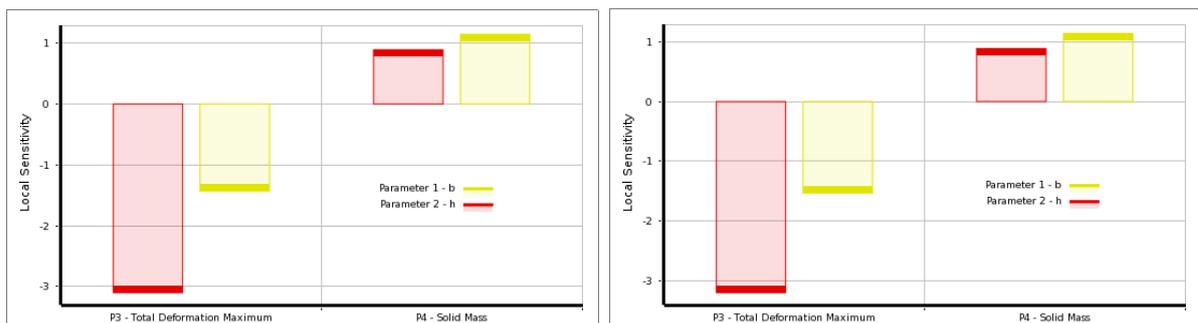


Abbildung 3.10: Vergleich der Einflussparameter von CCD (links) und OSFD (rechts)

Der jeweilige Einfluss von b und h ist in beiden Fällen logischerweise derselbe.

Betrachtet man die Durchbiegung, so erkennt man deutlich, dass die Höhe einen wesentlich größeren Einfluss auf die Durchbiegung hat als die Breite. Das ist auch genau das Ergebnis, welches man sich nach den Regeln der Festigkeitslehre erwarten würde. Denn das Flächenträgheitsmoment, beispielsweise um die y -Achse, ergibt sich bei einem rechteckigen Querschnitt zu:

$$I_y = \int z^2 dA = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (3.1)$$

Der Einfluss auf die Masse müsste korrekterweise eigentlich 1 sein, da die Masse linear mit den Abmessungen zunimmt – die Abweichung ist allerdings auf die ungleiche Variation von b und h zurückzuführen.

Somit konnte der für diesen Fall wesentliche Optimierungsparameter identifiziert werden. Man wird den Biegeträger also möglichst hoch und schmal bauen, um einen möglichst großen Widerstand gegen Verformungen bei gleichzeitiger Reduktion des Gewichtes zu realisieren.

Response Surfaces Diese dienen dazu, sich einer Lösung graphisch anzunähern. Durch das Verknüpfen von Eingabe- und Ausgabeparametern lassen sich auf diese Weise zu erwartende Minima und Maxima ablesen.

Da meist nur wenige Resultate zur Verfügung stehen, werden die dazwischen liegenden Werte angenähert. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten, wobei die Interpolation über Polynome 2. Ordnung standardmäßig eingestellt ist. Dies wurde auch für die weitere Arbeit beibehalten, da die Ergebnisse sich als durchaus brauchbar erwiesen haben.

Als Beispiel dienen die CCD-Ergebnisse des Biegebalkens:

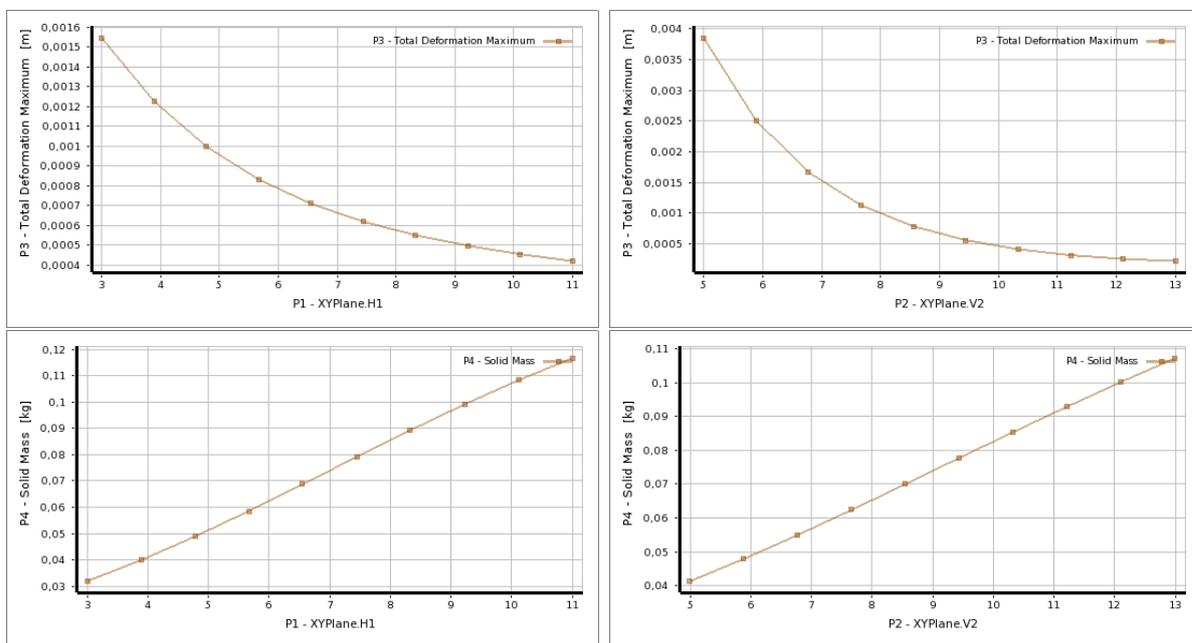


Abbildung 3.11: Einfluss der Eingabeparameter in 2D-Darstellung

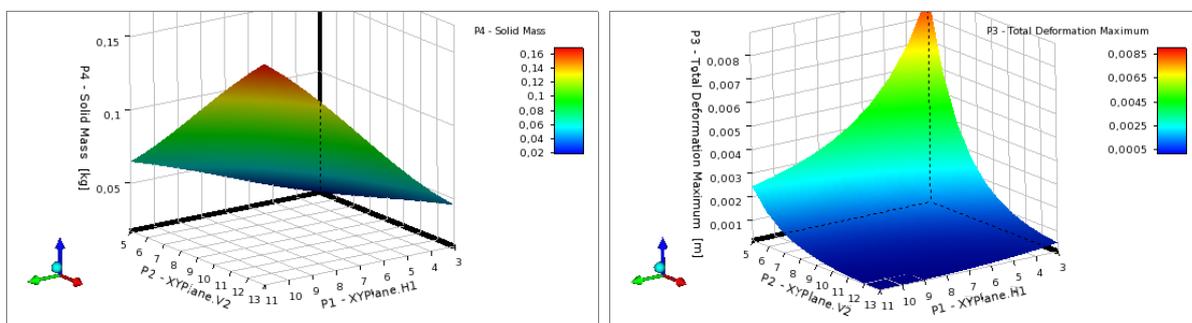


Abbildung 3.12: Einfluss der Eingabeparameter in 3D-Darstellung

Hier fällt bei der 2D-Darstellung besonders der lineare Zusammenhang zwischen Abmessungen und Masse auf. Zusätzlich ist ein stärkerer Einfluss des Parameters V2 (entspricht h) auf die Deformation zu erkennen.

3.5.3 Optimization

Sowohl das Analysieren der Ergebnisse des Design of Experiments und der Response Surfaces als auch der Local Sensitivities wurden vom Benutzer durchgeführt. Diesen „Aufwand“ sollte man machen, um das zu optimierende System auf eventuell auftretende, allerdings eher offensichtliche Fehler zu überprüfen.

Fehlt dafür die Zeit (denn bei umfangreicheren Modellen kann das durchaus aufwendig sein), dann lassen sich im Modul *Optimization* automatisch die besten Resultate berechnen. Dazu muss der Benutzer den zu betrachtenden Ausgabeparametern eine Zielvorgabe und Priorität zuweisen. Am Beispiel des Biegebalkens sieht dies folgendermaßen aus:

	A	B	C	D	E
1		P2 - XYPlane.V2	P1 - XYPlane.H1	P3 - Total Deformation Maximum (m)	P4 - Solid Mass (kg)
2	Optimization Study				
3	Objective	No Objective ▼	No Objective ▼	Minimize ▼	Minimize ▼
4	Target Value				
5	Importance	Default ▼	Default ▼	Higher ▼	Default ▼
6	Candidate Points				
7	Candidate A	← 12,72	← 3,2275	★★★ 0,0005059	★★★ 0,047708
8	Candidate B	← 11,44	← 3,3525	★★★ 0,000642..	★★★ 0,044506
9	Candidate C	← 10,16	← 3,1025	★★★ 0,000998..	★★★ 0,037073

Abbildung 3.13: Optimierung mittels Screening

Wie erwartet, ergeben die „optimalen“ Ergebnisse einen schmalen aber dafür hohen Balken. Diese Resultate wurden durch *Screening*, also ein Abtasten des zuvor im Design of Experiments berechneten Lösungsraumes (siehe Abbildung 3.14), gefunden.

Generell hat man innerhalb von ANSYS Workbench folgende Möglichkeiten zur Optimierung:

- **Manuell** mit Hilfe von Response Surfaces/Local Sensitivities, welche durch die Resultate des DoE gefunden wurden. Dabei gibt es verschiedene Verfahren, das Parametergebiet abzudecken:
 - CCD – Central Composite Design
 - OSFD – Optimal Space Filling Design
 - Custom
- **Automatisiert:** GDO (goal driven optimization) – Diese beruht wiederum auf den im DoE berechneten Werten, allerdings übernimmt eine/r der folgenden Algorithmen/Methoden die Suche danach:

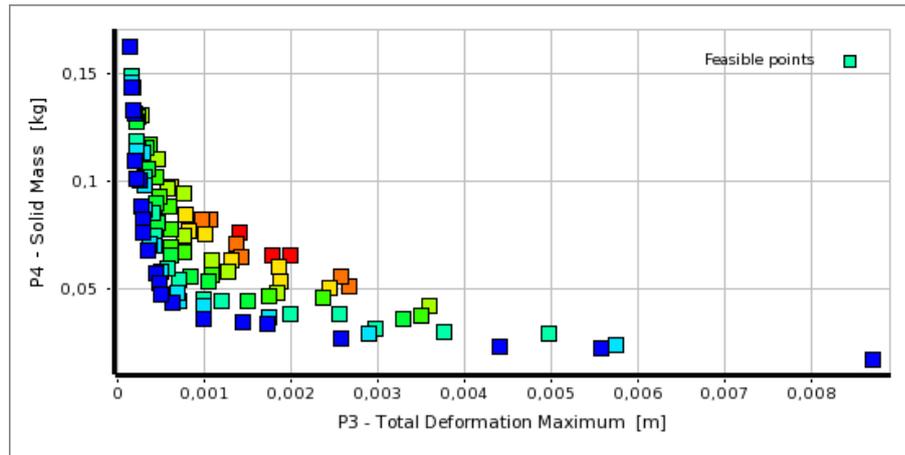


Abbildung 3.14: Lösungsraum mit deutlich erkennbarer Pareto-Front – blau entspricht sehr guten und rot sehr schlechten Kandidaten

- Screening – ist ein nicht iterativer Abtastprozess durch einen „quasi zufälligen Nummern-Generator“
- MOGA „Multi Objective Genetic Algorithm“ – ist ein iterativer Prozess, der vor allem Mehrziel-Optimierungsprobleme mit kontinuierlichen Eingabeparametern behandeln kann
- NLPQL „Non Linear Programming by Quadratic Langrangian“ – ist ein auf Gradienten basierender „1-Ziel“-Optimierer beruhend auf einer Quasi-Newton-Methode

Da für der gegenständlichen Arbeit vorwiegend das Screening-Verfahren und der MOG-Algorithmus angewandt wurden, werden diese im Folgenden kurz erklärt.

Screening Hierbei werden die aus dem DoE gewonnen Resultate abgetastet, und je nach Gewichtung der Parameter wird versucht, ein mögliches Optimum zu generieren. Ein großes Problem dieses Optimierungsalgorithmus ist allerdings die Anwendung auf Problemfälle mit mehreren lokalen Minima. Denn oftmals wird mittels Screening lediglich ein lokales, nicht aber das viel relevantere globale Minimum gefunden. Aus diesem Grund empfiehlt [19] in solchen Fällen die Anwendung des genetischen „MOGA“-Verfahrens.

MOGA Ausgehend von den DoE-Resultaten werden mehrfach neue Varianten erzeugt, wobei die neuen Versionen durch Auswahl von günstigen Kandidaten (Selektion), Kombination von Eigenschaften günstiger Kandidaten (Rekombination) und zufälliger Veränderung von Eigenschaften (Mutation) entstehen. Durch eine solche Vorgehensweise können auch stark-nichtlineare Probleme mit mehreren lokalen Minima gelöst werden. Da ANSYS leider keinen Einblick in den genaueren Aufbau des Algorithmus gibt, wird an dieser Stelle nur die Vorgehensweise bei der Gewichtung der Parameter vorgestellt.

Bei n Eingabe- und m Ausgabeparametern werden sämtliche Zieldefinitionen in eine einzige gewichtete Zielfunktion Φ zusammengefasst.

$$\Phi = \sum_{i=1}^n w_i N_i + \sum_{j=1}^m w_j M_j \quad (3.2)$$

Dabei wird w als Gewichtung und N bzw. M als normalisierte Ziele bezeichnet.

$$N_i = \left(\frac{|x_t - x|}{x_u - x_l} \right)_i \quad (3.3)$$

$$M_j = \left(\frac{|y_t - y|}{y_{max} - y_{min}} \right)_j \quad (3.4)$$

mit

x = aktueller Wert des Eingabeparameters „i“

x_t, y_t = entsprechender Zielwert

y = aktueller Wert des Ausgabeparameters „j“

x_l, x_u = untere bzw. obere Grenze des Eingabeparameters „i“

y_{min}, y_{max} = untere bzw. obere Grenze des Ausgabeparameters „j“

Die Gewichtung „ w “ erfolgt vereinfacht, in 3 Stufen

$$w_i = w_j = \begin{cases} 1.000, & \text{für die Gewichtung „hoch“} \\ 0.666, & \text{für die Gewichtung „normal“} \\ 0.333, & \text{für die Gewichtung „niedrig“} \end{cases} \quad (3.5)$$

Die Zielwerte der Eingabeparameter sind folgendermaßen festgelegt:

$$x_t = \begin{cases} x, & \text{wenn als Ziel „kein Ziel“ definiert wurde} \\ x_l, & \text{wenn als Ziel „minimieren“ definiert wurde} \\ 0.5 \cdot (x_l + x_u), & \text{wenn als Ziel „Mittelpunkt“ definiert wurde} \\ x_u, & \text{wenn als Ziel „maximieren“ definiert wurde} \end{cases} \quad (3.6)$$

Die Definition der Ausgabeparameter:

$$y_t = \begin{cases} y, & \text{wenn „kein Ziel“ definiert wurde} \\ y_{min}, & \text{wenn „minimieren“ und kein „Zielwert“ definiert wurde} \\ y_t^*, & \text{wenn „Werte} \leq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \geq y_t^* \\ y, & \text{wenn „Werte} \leq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \leq y_t^* \\ y_t^*, & \text{wenn „Zielwertsuche“ oder „Werte = Ziel“ definiert wurde} \\ y, & \text{wenn „Werte} \geq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \geq y_t^* \\ y_t^*, & \text{wenn „Werte} \geq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \leq y_t^* \\ y_{max}, & \text{wenn „maximieren“ und kein „Zielwert“ definiert wurde} \end{cases} \quad (3.7)$$

wobei y_t^* den vom Benutzer definierten Zielwert darstellt.

Wie bereits erwähnt, ist der gesamte Optimierungsvorgang lediglich auf ein Abtasten bereits vorhandener Lösungen beschränkt. Es werden keine neuen Rechnungen – also Simulationen – durchgeführt, sondern nur aus den Resultaten des Design of Experiments mittels diverser Verfahren neue, „bessere“ Werte extrapoliert. Aus diesem Grund muss jedes vorgeschlagene Ergebnis in einer separaten Rechnung verifiziert werden.

Im einfachen Falle des Biegebalkens wurden die Resultate, welche durch Screening bzw. MOGA gefunden wurden, nochmals nachgerechnet und in Tabelle 3.2 dargestellt.

Tab. 3.2: Vergleich von Optimierungsergebnissen mit nachgerechneten Werten

	h [mm]	b [mm]	max. Verschiebung [mm]	Masse [kg]
Screening				
opt. Ergebnis	12,720	3,2275	0,506	0,04771
nachgerechnet	12,720	3,2275	0,511	0,04784
MOGA				
opt. Ergebnis	12,698	3,0202	0,536	0,04513
nachgerechnet	12,698	3,0202	0,548	0,04516

Dabei wurde b von 3 bis 11 mm und h von 5 bis 13 mm variiert. Die Minimierung der Verschiebung erhielt dabei höchste, und die Minimierung der Masse lediglich mittlere Priorität, wie in Abbildung 3.13 dargestellt.

Diese Werte weichen maximal 1,5% von den mittels Optimierungsvorgängen bestimmten Resultaten ab. Eine dermaßen gute Übereinstimmung wird mit steigender Komplexität immer unwahrscheinlicher. Allerdings sollte die Optimierung auch primär dazu genutzt werden eine Richtung vorzugeben und nicht exakte Resultate zu produzieren.

4 Berechnung

4.1 Dimensionierung eines Hosenrohres

Die Auslegung eines Hosenrohres ist meist an gewisse Randbedingungen geknüpft:

- Durchmesser der ankommenden Druckrohrleitung
- zur Verfügung stehende Länge/Höhe/Breite
- Abstand der Maschinen zueinander
- Durchmesser des Maschinenanschlusses

Der Verlauf dazwischen ist vorerst noch eine Art „black box“, jedoch sollte, wie schon in Kapitel 2.1.4 beschrieben, der Betrieb möglichst verlustarm sein. Auch die Gefahr von Kavitation ist bei niedrigen Fallhöhen und starken Umlenkungen der Strömung nicht auszuschließen, jedoch unbedingt zu vermeiden.

In Abbildung 4.1 ist ein symmetrisches Hosenrohr nach Atrops [12] dargestellt. Dabei sind abgesehen von den Durchmessern D_0 und d_1 vor allem die Winkel α und β entscheidend für die Auslegung. Nach Giesecke [5] sollten folgende Werte eingehalten werden, bzw. haben sich diese in der Praxis als tauglich erwiesen:

- ein Verhältnis von $\frac{D_0}{d_1} = \frac{1.5}{1}$
- α im Bereich von 4° und 30°
- β zwischen 20° und 35°

Wird das oben genannte Verhältnis von $\frac{D_0}{d_1} = \frac{1.5}{1}$ eingehalten und für die Winkel $\alpha = 5^\circ$ und $\beta = 22.5^\circ$ gewählt, so kann man mit einem minimalen Verlustbeiwert ζ von etwa 0.32 rechnen. Die Definition von ζ ergibt sich aus der Bernoulli Gleichung, in welcher gilt:

$$h_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \tag{4.1}$$

Hier ist bei der Berechnung vor allem darauf zu achten, dass bei $v \neq const$ per Definition immer die Geschwindigkeit am Eintritt einzusetzen ist.

Für einfache Rohrkrümmer findet man in der Literatur meist konstante ζ - Werte. Dies gilt allerdings bei komplexer werdender Geometrie auf Grund von Stoßverlusten nicht

4.1.1 Entwurf einer symmetrischen Hosenrohr-Geometrie

Folgende geometrischen Beziehungen beziehen sich auf Abbildung 4.2, welche das parametrisierte symmetrische Hosenrohr-Modell aus dem DesignModeler mit den oben genannten Durchmessern und mit den Winkeln $\alpha = 7^\circ$ und $\beta = 22.5^\circ$ zeigt.

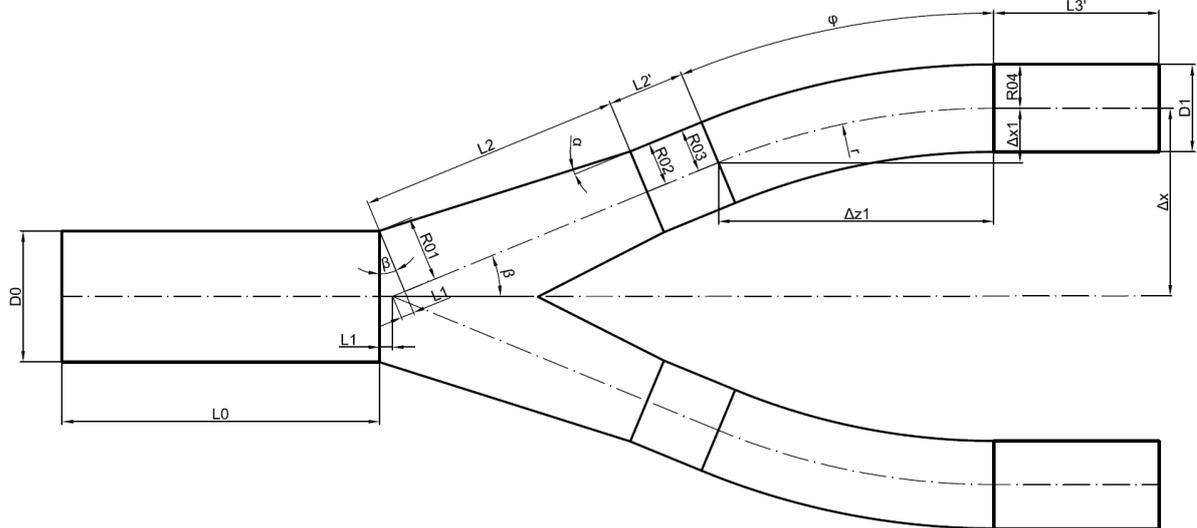


Abbildung 4.2: Parametrisierte Geometrie eines symmetrischen Hosenrohres

Vereinfachte Annahme:

$$R_{02} = R_{03} = R_{04} = \frac{D_1}{2} = \frac{1600 \text{ mm}}{2} = 800 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Damit eine möglichst gleichmäßige Zuströmung erreicht wird, ergibt sich

$$L_0 = 3 \cdot D_0 = 3 \cdot 2400 \text{ mm} = 7200 \text{ mm} \quad (4.3)$$

und damit

$$L = L_{ges} - L_0 = 17000 \text{ mm} - 7200 \text{ mm} = 9800 \text{ mm} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{D_0}{2} \cdot \left(\frac{1}{\cos \beta} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\tan \beta} = \\ &= \frac{2400 \text{ mm}}{2} \cdot \left(\frac{1}{\cos(22.5^\circ)} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\tan(22.5^\circ)} = 238.69 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Aus konstruktiven Gründen wählt man: $R_{01} = \frac{D_0}{2} = \frac{2400 \text{ mm}}{2} = 1200 \text{ mm}$

$$L_2 = (R_{01} - R_{02}) \cdot \frac{1}{\tan \alpha} = (1200 \text{ mm} - 800 \text{ mm}) \cdot \frac{1}{\tan(7^\circ)} = 3257.74 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Die Längen L_2' und L_3' werden jeweils über einen Faktor mit L_2 verknüpft

$$L_2' = L_2 \cdot 0.29 = 3257.74 \text{ mm} \cdot 0.29 = 944.74 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$L_3' = L_2 \cdot 0.72 = 3257.74 \text{ mm} \cdot 0.72 = 2345.57 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Um den Kreisbogen darstellen zu können, fehlen noch Δz_1 und Δx_1

$$\begin{aligned} \Delta z_1 &= L - ((L_1 + L_2 + L_2') \cdot \cos \beta + L_3') = \\ &= 9800 \text{ mm} - ((238.69 \text{ mm} + 3257.74 \text{ mm} + 944.74 \text{ mm}) \cdot \cos(22.5^\circ) + 2345.57 \text{ mm}) = \\ &= 3351.32 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\Delta x = \frac{a}{2} = \frac{5000 \text{ mm}}{2} = 2500 \text{ mm} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \Delta x_1 &= \Delta x - (L_1 + L_2 + L_2') \cdot \sin \beta = \\ &= 2500 \text{ mm} - (238.69 \text{ mm} + 3257.74 \text{ mm} + 944.74 \text{ mm}) \cdot \sin(22.5^\circ) = \\ &= 800.43 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Durch Umformen erhält man die Beziehungen für r und ϕ

$$r = \frac{\Delta x_1^2 + \Delta z_1^2}{2 \cdot \Delta x_1} = \frac{800.43^2 \text{ mm} + 3351.32^2 \text{ mm}}{2 \cdot 800.43 \text{ mm}} = 7415.97 \text{ mm} \quad (4.12)$$

$$\phi = \arcsin\left(\frac{\Delta z_1}{r}\right) = \arcsin\left(\frac{3351.32 \text{ mm}}{7415.97 \text{ mm}}\right) = 26.87^\circ \quad (4.13)$$

4.1.2 Entwurf einer asymmetrischen Hosenrohr-Geometrie

Folgende geometrischen Beziehungen beziehen sich auf Abbildung 4.3, welche das parametrisierte asymmetrische Hosenrohr-Modell aus dem DesignModeler mit den oben genannten Durchmessern und mit den Winkeln $\alpha = 7^\circ$ und $\beta = 45^\circ$ zeigt. Werte und Beziehungen, die bereits im Rahmen der symmetrischen Geometrie berechnet wurden, werden nicht nochmals ausgeführt.

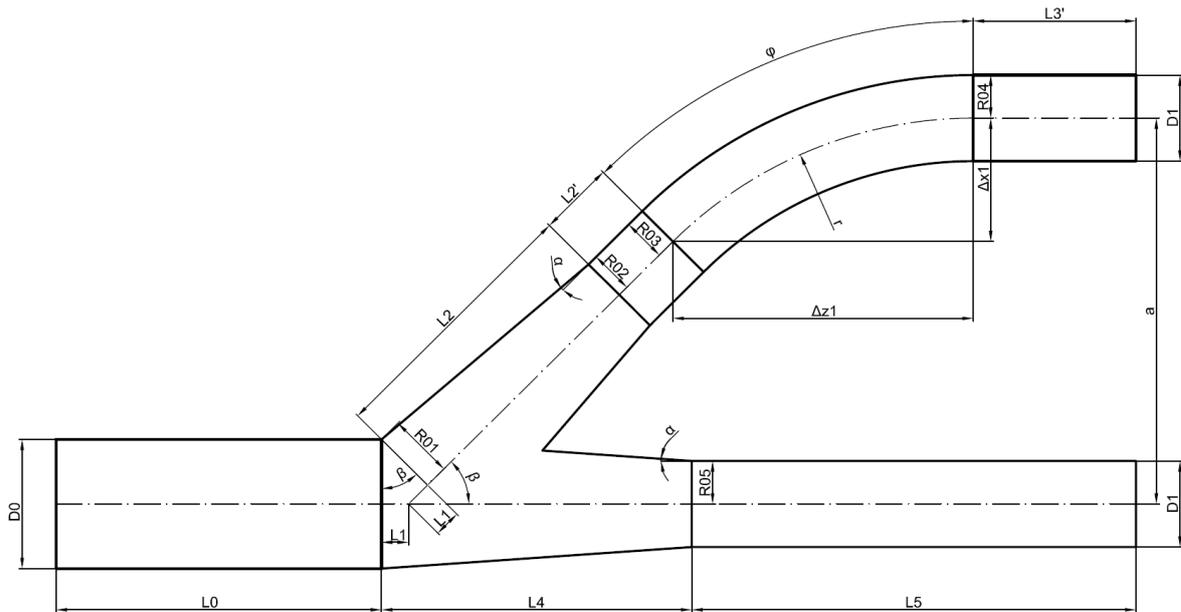


Abbildung 4.3: Parametrisierte Geometrie eines asymmetrischen Hosenrohres

Vereinfachte Annahme:

$$R_{05} = \frac{D_1}{2} = \frac{1600 \text{ mm}}{2} = 800 \text{ mm} \quad (4.14)$$

$$L_4 = \left(\frac{D_0}{2} - R_{05} \right) \cdot \frac{1}{\tan \alpha} = (1200 \text{ mm} - 800 \text{ mm}) \cdot \frac{1}{\tan(7^\circ)} = 3257.74 \text{ mm} \quad (4.15)$$

$$L_5 = L - L_4 = 9800 \text{ mm} - 3257.74 \text{ mm} = 6542.26 \text{ mm} \quad (4.16)$$

4.2 Auslegung einer Radialpumpe

Als Basis für die weitere Optimierung wird in diesem Kapitel eine Radialpumpe samt zugehöriger Spirale ausgelegt, und es werden die dafür notwendigen Geometrieparameter definiert. Auf die Verwendung von Leitschaufeln, Stützschaufeln oder Leitblechen im Zuströmbereich wurde aus Gründen der einfacheren Modellierung bewusst verzichtet.

Als Vorgaben zur Auslegung wurden folgende Randbedingungen im Hinblick auf die Praxisrelevanz festgelegt:

- Durchfluss im Auslegungspunkt $Q = 0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Förderhöhe $H = 60 \text{ m}$
- Drehzahl $n = 2950 \frac{1}{\text{min}}$

Damit lässt sich, um die weitere Geometrie besser abschätzen zu können, ein n_q von:

$$n_q = 2950 \cdot \frac{\sqrt{0.04}}{60^{\frac{3}{4}}} = 27.37$$

ermitteln.

Auf den folgenden Seiten werden für diese „langsamläufige“ Pumpe außerdem ein Laufrad und eine dazu passende Spirale berechnet. Diese Auslegung zielt allerdings bereits auf eine spätere Verwendung in ANSYS Workbench ab, weshalb gewisse Vereinfachungen getroffen wurden.

4.2.1 Laufrad

Das Laufrad einer langsamläufigen Pumpe mit einem $n_q = 27.37$ wird in etwa folgende Form haben:

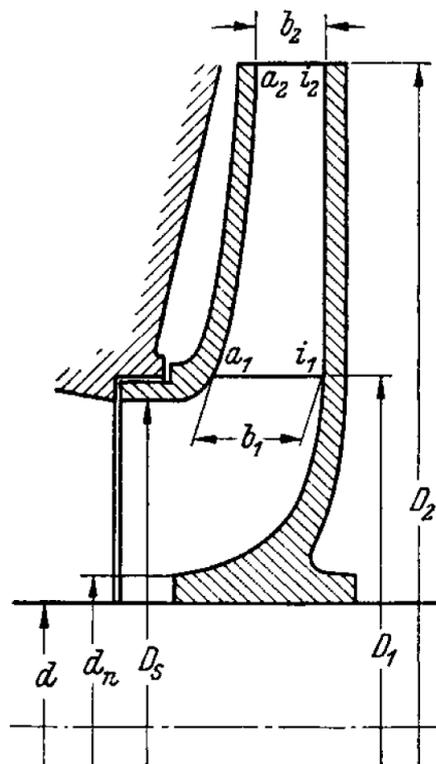


Abbildung 4.4: Langsamläufer ($n_q \sim 10 - 30$) nach Pfeiderer [8]

Die Eintrittskante wurde bewusst achsparallel gewählt, da eine vorgezogene Saugkante schwerwiegende Probleme bei der Modellierung in DM verursacht hat.

Es gibt grundsätzlich sehr viele Möglichkeiten eine Radialpumpe auszulegen, wobei vor allem Gülich [1], Stepanoff [7] und Pfeiderer [8] erwähnenswert sind. Eine viel einfachere, mit weniger Formeln auskommende Möglichkeit ist die Methode nach Salisbury

[13]. Diese ist trotz oder gerade wegen ihrer Einfachheit eine sehr schnelle und effiziente Möglichkeit eine passable Startgeometrie für eine Optimierung zu finden. Auf den folgenden Seiten wird allerdings die Methode nach Gülich vorgestellt, da hierbei die einzelnen Schritte sehr gut nachvollziehbar sind.

Wie bereits auf Seite 40 erwähnt, stehen zu Beginn einer Auslegung meist nur der benötigte Durchfluss, die zu erbringende Förderhöhe bzw. der benötigte Druck und die Drehzahl des Motors zur Verfügung. Aus diesen drei Startwerten gilt es, die für den benötigten Einsatzzweck ideale Geometrie zu generieren. Als Zielkriterien sind neben der Einhaltung der Auslegungsparameter vor allem ein günstiges Kavitationsverhalten und ein möglichst hoher Wirkungsgrad erstrebenswert.

Abschätzung des Wellendurchmessers Mit den oben genannten Werten ergibt sich die theoretisch zu erbringende Leistung der Pumpe zu:

$$P_{th} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 60 \text{ m} = 23497 \text{ W} \quad (4.17)$$

Da in der Praxis jedoch mit Verlusten zu rechnen ist, wird ein (optimistischer) Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{ges} = 0.8$ angenommen. Dadurch ergibt sich eine tatsächliche Leistung an der Welle von:

$$P_{ges} = \frac{P_{th}}{\eta_{ges}} = \frac{23497 \text{ W}}{0.8} = 29371 \text{ W} \quad (4.18)$$

Bei Verwendung eines 18CrNi8-Stahls als Wellenwerkstoff, mit einer zulässigen Schubspannung $\tau_{zul} = 42.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, errechnet sich der minimale Wellendurchmesser zu:

$$d_{Welle,min} = 3.65 \cdot \left(\frac{P_{ges}}{n \cdot \tau_{zul}} \right)^{\frac{1}{3}} = 3.65 \cdot \left(\frac{29371 \text{ W} \cdot 1000}{2950 \text{ min}^{-1} \cdot 42.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 22.5 \text{ mm} \quad (4.19)$$

Da im Betrieb außerplanmäßige Belastungen auftreten können, wird noch ein Sicherheitsfaktor 1.4 mit eingerechnet, wodurch sich ein endgültiger Wellendurchmesser von:

$$d_{Welle} = d_{Welle,min} \cdot 1.4 = 22.5 \text{ mm} \cdot 1.4 = 31.5 \text{ mm} \quad (4.20)$$

ergibt.

Der Schaufelentwurf beginnt mit einem ganz wesentlichen Punkt, nämlich der Anströmung – genauer gesagt, dem Anströmwinkel α_1 – an der Eintrittskante. Dieser sollte möglichst 90° betragen, damit eine drallfreie Anströmung erreicht wird. Wäre α_1 kleiner, so hätte das eine Leistungsminderung zur Folge. Mit einem Gegendrall, also α_1 größer als 90° , könnte zwar die Leistung theoretisch erhöht werden, jedoch ist dies aus Sicht eines kavitationsfreien bzw. kavitationsarmen Betriebes nicht anzuraten.

Neben dem Eintrittswinkel muss zu Beginn der Auslegung außerdem der zu erwartende hydraulische Wirkungsgrad geschätzt werden. Dieser wird mit $\eta_h = 0.9$ zwar etwas niedriger als nach Abbildung 4.5 angesetzt, allerdings ist diese Abwertung hilfreich, um auch bei geringen Fördermengen eine möglichst stabile Kennlinie zu erreichen. [1]

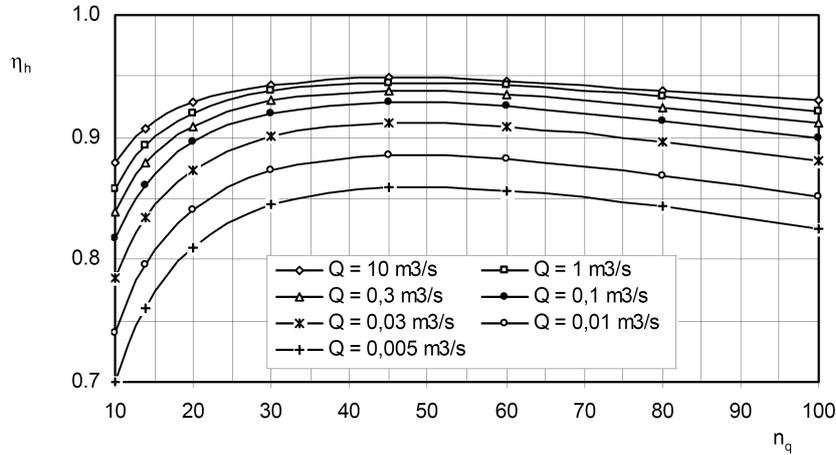


Abbildung 4.5: Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen [1]

Ausgehend von der dimensionslosen Druckziffer

$$\psi = 2 \cdot \frac{Y}{u^2} \quad (4.21)$$

lässt sich auf Grund von Erfahrungswerten jedem beliebigen n_q ein optimales ψ_{opt} zuordnen. Dieser Zusammenhang ist für Spiralgehäusepumpen und ein festgelegtes $n_{q,Ref} = 100$:

$$\psi_{opt} = 1.21 \cdot e^{\left(-0.77 \cdot \frac{n_q}{n_{q,Ref}}\right)} = 1.21 \cdot e^{\left(-0.77 \cdot \frac{27.37}{100}\right)} = 0.98 \quad (4.22)$$

Daraus ergibt sich der für die Auslegung bereits entscheidende Austrittsdurchmesser d_2 . Alle im Weiteren berechneten Werte und Bezeichnungen beziehen sich auf die Darstellung des Meridianschnittes in Abbildung 4.4.

$$d_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_{opt}}{\psi_{opt}}} = \frac{60}{\pi \cdot 2950 \text{ min}^{-1}} \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot 60 \text{ m}}{0.98}} = 0.224 \text{ m} = 224.38 \text{ mm} \quad (4.23)$$

und damit die Umfangsgeschwindigkeit u_2

$$u_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0.224 \text{ m} \cdot \pi \cdot 2950 \text{ min}^{-1}}{60} = 34.66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.24)$$

Die dimensionslose Austrittsbreite b_2^* ist nach Gülich definiert zu:

$$\begin{aligned}
 b_2^* &= \frac{b_2}{d_2} = \\
 &= 0.017 + 0.262 \cdot \frac{n_q}{n_{q,Ref}} - 0.08 \cdot \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^2 + 0.0093 \cdot \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^3 = \\
 &= 0.017 + 0.262 \cdot \frac{27.37}{100} - 0.08 \cdot \left(\frac{27.37}{100} \right)^2 + 0.0093 \cdot \left(\frac{27.37}{100} \right)^3 = \\
 &= 0.0829
 \end{aligned} \tag{4.25}$$

Damit erhält man die Austrittsbreite b_2 indem man obige Gleichung umformt zu:

$$b_2 = b_2^* \cdot d_2 = 0.0829 \cdot 224.38 \text{ mm} = 18.60 \text{ mm} \tag{4.26}$$

Der Durchmesser der Laufradnabe d_n entspricht oftmals aus konstruktiven Gründen dem bereits ermittelten Wellendurchmesser d_{Welle} . Somit lässt sich wiederum rückrechnen auf den dimensionslosen Nabendurchmesser d_n^* :

$$d_n^* = \frac{d_n}{d_2} = \frac{31.5 \text{ mm}}{224.38 \text{ mm}} = 0.14 \tag{4.27}$$

Da in diesem Auslegungsfall keine vorgezogene Eintrittskante verwendet wird, dient ab hier der Index „S“ zur Bezeichnung des Bereiches am Eintritt des geschlossenen Laufrades. Auf Grund der endlichen Abmessungen der Deckscheibe ist der tatsächliche Eintrittsdurchmesser der Schaufel etwas größer zu wählen und erhält den Index „1“.

Zur Berechnung von d_S^* ist noch der Wert $f_{d,S}$ nötig, welcher abhängig ist von der gewünschten Laufradform bzw. n_q , wobei er in diesem Fall bei etwa 1.08 liegt. Die Drallziffer δ_r beträgt für den Fall, dass der Eintrittswinkel 90° beträgt, genau 1. Somit kann man für d_S^* ansetzen:

$$\begin{aligned}
 d_S^* &= f_{d,S} \sqrt{d_n^{*2} + 1.5 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{opt} \cdot \frac{n_q^{1.33}}{\delta_r^{0.67}}} = \\
 &= 1.08 \sqrt{0.14^2 + 1.5 \cdot 10^{-3} \cdot 0.98 \cdot \frac{27.37^{1.33}}{1^{0.67}}} = 0.404
 \end{aligned} \tag{4.28}$$

Wie bereits bei b_2 bezieht sich auch d_S^* auf d_2 und errechnet sich somit zu:

$$d_S = d_S^* \cdot d_2 = 0.404 \cdot 224.38 \text{ mm} = 90.68 \text{ mm} \tag{4.29}$$

Somit ergibt sich $c_{S,m}$ am Eintritt zu:

$$c_{S,m} = \frac{Q}{A_S} = \frac{Q}{\left(\frac{(d_S^2 - d_n^2) \cdot \pi}{4} \right)} = \frac{0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\left(\frac{(0.09068^2 \text{ m} - 0.0315^2 \text{ m}) \cdot \pi}{4} \right)} = 6.31 \frac{\text{m}}{\text{s}} \tag{4.30}$$

Die Eintrittskante d_1 hat allerdings einen etwas größeren Durchmesser als d_S – der Faktor dafür beträgt ~ 1.05 :

$$d_1 = d_S \cdot 1.05 = 90.68 \text{ mm} \cdot 1.05 = 95.22 \text{ mm} \tag{4.31}$$

Da laut [1] c_m von S bis 1 in etwa konstant bleiben sollte, lässt sich damit auf die Breite der Schaufel am Eintritt umformen:

$$b_1 = \frac{Q}{c_{S,m} \cdot d_1 \cdot \pi} = \frac{0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{6.31 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.09522 \text{ m} \cdot \pi} = 0.0212 \text{ m} \quad (4.32)$$

Um das Geschwindigkeitsdreieck im Punkt „1“ konstruieren zu können, benötigt man noch:

$$u_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \omega = \frac{\pi \cdot n \cdot d_1}{60} = \frac{\pi \cdot 2950 \text{ min}^{-1} \cdot 0.09522 \text{ m}}{60} = 14.01 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.33)$$

Auf diese Weise erhält man, da wie schon erwähnt $\alpha_1 = 90^\circ$, den Winkel β am Eintritt:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1,m}}{u_1} = \arctan \frac{6.31 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{14.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 24.24^\circ \quad (4.34)$$

Die Relativgeschwindigkeit im Punkt „1“ errechnet sich damit zu:

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1} = \frac{14.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\cos 24.24^\circ} = 15.36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.35)$$

Das Geschwindigkeitsdreieck für Punkt „1“ ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

Dem „de Haller-Kriterium“ folgend, welches besagt, dass aus Gründen der nur beschränkt zulässigen Verzögerung, das Verhältnis $\frac{w_2}{w_1} > 0.7$ einzuhalten ist, um eine Ablösung möglichst zu vermeiden, muss w_2 folgende Bedingung erfüllen:

$$w_2 \geq 0.7 \cdot w_1 \quad (4.36)$$

Um diese Bedingung garantiert zu erfüllen, wurde Folgendes definiert:

$$w_2 = 0.75 \cdot w_1 = 0.75 \cdot 15.36 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 11.52 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.37)$$

Da sowohl b_2 als auch d_2 bereits zu Beginn ermittelt wurden, ergeben sich $c_{2,m}$, β_2 und $c_{2,u}$ somit zu:

$$c_{2,m} = \frac{Q}{b_2 \cdot d_2 \cdot \pi} = \frac{0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.0186 \text{ m} \cdot 0.22438 \text{ m} \cdot \pi} = 3.05 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.38)$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{c_{2,m}}{w_2} = \arcsin \frac{3.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{11.52 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 15.35^\circ \quad (4.39)$$

$$c_{2,u} = \frac{Y}{u_2} = \frac{g \cdot H}{u_2} = \frac{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 60 \text{ m}}{34.66 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 16.98 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.40)$$

Damit ergibt sich ein Geschwindigkeitsdreieck in Punkt „2“ laut Abbildung 4.7.

Winkelkorrektur Bis zu diesem Punkt wurden der Einfluss der Schaufelanzahl, die Schaufeldicke und die aus den Ein- und Austrittswinkeln resultierende Versperrung nicht berücksichtigt. Passend dazu liefert Gülich folgende Anhalte:

- Schaufelanzahl z sollte zwischen 5 und 7 liegen
- Schaufeldicke e wird in Abhängigkeit von d_2 gewählt – innerhalb der Grenzen von 1.6 bis 2.2% – wobei als Untergrenze bei gegossenen Laufrädern 4 mm nicht unterschritten werden dürfen
- Wahl des Eintrittswinkels $\beta_{1,B} \sim 0 - 4^\circ$ größer als β_1' – der sogenannte „incidence angle“ i_1
- Wahl des Austrittswinkels $\beta_{2,B}$ maximal 10 - 14° größer als β_2' – auch als Deviationswinkel δ' bezeichnet

Im Falle dieser Auslegung wurden 5 Schaufeln mit einer Schaufeldicke von 4 mm und den Winkeln $i_1 = 2^\circ$ und $\delta' = 10^\circ$ gewählt.

Folgende Schritte sind dabei öfters auszuführen, bis sich die entsprechenden Winkel nicht mehr ändern:

$$\beta_{1,B} = \beta_1' + i_1 = \beta_1 + i_1 = 24.24^\circ + 2^\circ = 26.24^\circ \quad (4.41)$$

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \left(1 - \frac{z_{La} \cdot e_1}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_{1,B} \cdot \sin \lambda_{La}} \right)^{-1} = \\ &= \left(1 - \frac{5 \cdot 0.004 \text{ m}}{\pi \cdot 0.09522 \text{ m} \cdot \sin 26.24^\circ \cdot \sin 90^\circ} \right)^{-1} = \\ &= 1.086 \end{aligned} \quad (4.42)$$

Der Winkel λ_{La} entspricht sowohl im Falle der Eintritts- wie auch der Austrittskante $\sim 90^\circ$, womit sich $\sin \lambda_{La}$ zu 1 errechnet und damit auf diese Laufschaufel keinen merkbaren Einfluss hat.

$$\beta_1' = \arctan \left(\frac{c_{1,m} \cdot \tau_1}{u_1 - c_{1,u}} \right) = \arctan \left(\frac{6.31 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1.086}{14.01 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \right) = 26.24^\circ \quad (4.43)$$

Nach einigen Iterationsschritten erreicht $\beta_{1,B}$ seinen endgültigen Wert, welcher dem zu verwendenden Eintrittswinkel der Schaufel entspricht.

$$\beta_{1,B} = 27.95^\circ \quad (4.44)$$

Der Deviationswinkel δ' wurde nach einigen Vorversuchen mit 10° zwar relativ klein gewählt, allerdings ergab dies in Kombination mit der Spirale die zufriedenstellensten Ergebnisse.

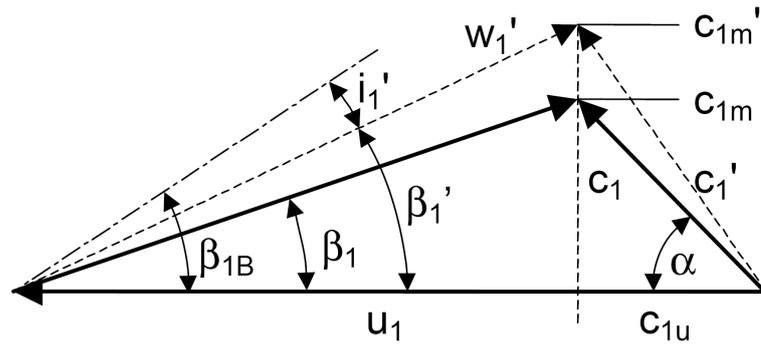


Abbildung 4.6: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt [1]

Die Bestimmung des Schaufelaustrittswinkels $\beta_{2,B}$ erfordert laut Gülich noch einige zusätzliche Zwischenschritte, im Vergleich zur relativ einfachen Ermittlung des Schaufeleintrittswinkels. Denn, neben der Schaufelversperrung τ sind auch der Abströmbeiwert γ und der Einfluss des Eintrittsdurchmessers k_W auf diesen zu berücksichtigen. Für diesen Vorgang sind, wie bereits oben erwähnt, neuerlich einige wenige Iterationsschritte ausreichend, um eine zufriedenstellende Genauigkeit zu erzielen.

$$\beta_{2,B} = \beta_2' + \delta' = \beta_2 + \delta' = 15.35^\circ + 10^\circ = 25.35^\circ \quad (4.45)$$

$$\begin{aligned} \tau_2 &= \left(1 - \frac{z_{La} \cdot e}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_{2,B} \cdot \sin \lambda_{La}}\right)^{-1} = \\ &= \left(1 - \frac{5 \cdot 0.004 \text{ m}}{\pi \cdot 0.22438 \text{ m} \cdot \sin 25.35^\circ \cdot \sin 90^\circ}\right)^{-1} = \\ &= 1.071 \end{aligned} \quad (4.46)$$

$$\epsilon_{lim} = \exp \left\{ -\frac{8.16 \cdot \sin \beta_{2,B}}{z_{La}} \right\} = \exp \left\{ -\frac{8.16 \cdot \sin 25.35^\circ}{5} \right\} = 0.497 \quad (4.47)$$

Da laut Gülich für $d_1^* \leq \epsilon_{lim}$ der Einflußfaktor $k_W = 1$ zu setzen ist, ergibt sich hier:

$$d_1^* \leq \epsilon_{lim} \rightarrow d_1^* = \frac{d_1}{d_2} = \frac{95.22 \text{ mm}}{224.38 \text{ mm}} = 0.404 \leq 0.497 \quad (4.48)$$

wodurch obige Definition gilt; $k_W = 1$ und der Abströmbeiwert γ können für ein radiales Laufrad geschrieben werden als:

$$\gamma = 0.98 \cdot \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2,B}}}{z_{La}^{0.7}}\right) \cdot k_W = 0.98 \cdot \left(1 - \frac{\sqrt{\sin 25.35^\circ}}{5^{0.7}}\right) \cdot 1 = 0.772 \quad (4.49)$$

Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{2,u}$ am Austritt und in weiterer Folge der Austrittswinkel $\beta_{2,B}$ errechnet sich nun zu:

$$\begin{aligned} c_{2,u} &= u_2 \cdot \left(\gamma - \frac{c_{2,m} \cdot \tau_2}{u_2 \cdot \tan \beta_{2,B}} \right) = \\ &= 34.66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \left(0.772 - \frac{3.05 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1.071}{34.66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \tan 25.35^\circ} \right) = 19.86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (4.50)$$

$$\beta_2' = \arctan \frac{c_{2,m} \cdot \tau_2}{u_2 - c_{2,u}} = \arctan \frac{3.05 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1.071}{34.66 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 19.86 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 12.45^\circ \quad (4.51)$$

Der letztlich zu verwendende Wert von $\beta_{2,B}$ für den Schaufelaustritt liegt sehr nahe an dem von Salisbury [13] vorgeschlagenen Optimum von 22.5° .

$$\beta_{2,B} = 21.95^\circ \quad (4.52)$$

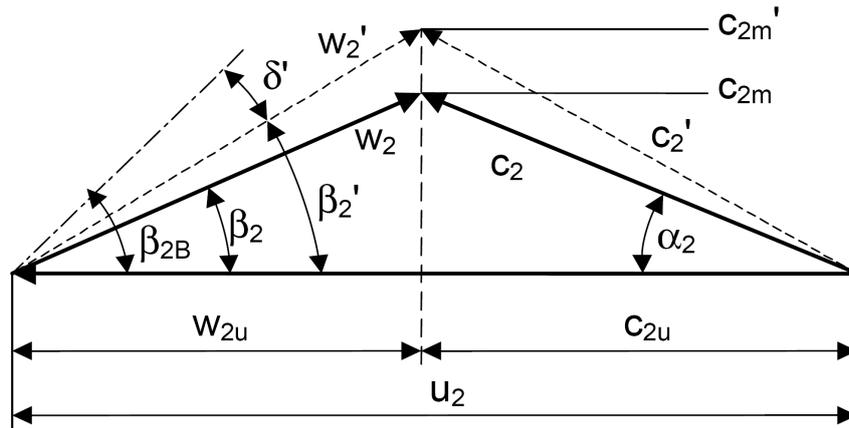


Abbildung 4.7: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt [1]

Mit diesen, nun geänderten Winkeln muss auch die Relativgeschwindigkeit am Ein- und Austritt neu berechnet werden:

$$w_1 = \frac{w_{1,u}}{\cos \beta_{1,B}} = \frac{14.01 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\cos 27.95^\circ} = 15.86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.53)$$

$$w_2 = \frac{w_{2,u}}{\cos \beta_{2,B}} = \frac{15.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\cos 21.95^\circ} = 16.82 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.54)$$

Zuletzt muss überprüft werden, ob das de Haller-Kriterium auch nach den Änderungen weiter erfüllt ist.

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{16.82 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{15.86 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 1.06 > 0.7 \quad (4.55)$$

Der hohe Wert von $\frac{w_2}{w_1}$ zeigt, dass das ursprüngliche Verhältnis von 0.75 eindeutig zu niedrig angesetzt wurde und somit der Austrittswinkel zu groß geworden wäre. Durch die Berücksichtigung der Versperrung und damit einer geänderten Abströmung konnte diese fehlerhaft Annahme korrigiert werden.

Somit ist die Berechnung der Laufradgeometrie abgeschlossen, und über folgende Formel kann nun die daraus zu erwartende Förderhöhe abgeschätzt werden. Die eingesetzten Werte entsprechen den endgültigen, durch mehrmaliges Iterieren erhaltenen Resultaten.

$$H = \frac{\eta_h \cdot u_2^2}{g} \cdot \left\{ \gamma - \frac{Q_{La}}{f_q \cdot A_2 \cdot u_2 \cdot \tan \beta_{2,B}} \left[\tau_2 + \frac{A_2 \cdot d_{1m}^* \cdot \tan \beta_{2,B}}{A_1 \cdot \tan \alpha_1} \right] \right\} = \quad (4.56)$$

$$= 60.56 \text{ m}$$

In der folgenden Tabelle sind die für die Parametrisierung in DM benötigten Parameter aufgelistet (Darstellung in Abbildung 4.4). Der Verlauf des Eintrittswinkels hin zur Austrittskante, und der Verlauf der Schaufeldicke wurden aus Gründen der einfacheren Implementierung als linear angenommen.

Tab. 4.1: Vergleich der Auslegungsparameter für eine Pumpengeometrie mit $n_q \sim 27$

	Pfleiderer	Gülich
Schaufelgeometrie		
$d_2[mm]$	252,86	224,38
$b_2[mm]$	15,82	18,6
$d_S[mm]$	115,59	90,68
$d_1[mm]$	121,37	95,22
$b_1[mm]$	25,48	21,2
$d_n[mm]$	31,5	31,5
Schaufelwinkel		
$\beta_{ein}[^\circ]$	15,73	27,95
$\beta_{aus}[^\circ]$	15,77	21,95
Schaufeldicke		
$Dicke_{LE}[mm]$	4,37	4
$Dicke_{TE}[mm]$	4,37	4
Schaufelanzahl		
$AnzahlSchaufeln[-]$	5	5
$FaktorOutblock[-]$	0,04	0,04

Genauso wie in der Tabelle dargestellt, können die Werte samt der Bezeichnung aus dem Excel Auslegungsdatenblatt kopiert und in DM eingefügt werden. Aus diesem Grund ist

auch „Faktor Outblock“ angegeben, welcher den Freiraum zwischen Schaufelende und Eintritt in die Spirale in Abhängigkeit von d_2 definiert.

Da sowohl Eintritts- als auch Austrittskante achsparallel sind, ist es durchaus üblich die Winkel an der vorderen und hinteren Deckscheibe identisch anzunehmen. Ebenso wurde die Schaufeldicke konstant gestaltet.

4.2.2 Spirale

Für das in Kapitel 4.2 ausgelegte Laufrad einer Radialpumpe bedarf es, um eine möglichst korrekte Simulation durchführen zu können, auch einer auf die Auslegungsdaten abgestimmten Spirale. Wie bereits erwähnt, ist für den Betriebsbereich dieser Pumpe eine Einfachspirale völlig ausreichend.

Wie schon in Kapitel 2.1.3 erläutert, ist es in Europa üblich, die Auslegung basierend auf dem Drallsatz vorzunehmen.

$$c_u \cdot r = c_{2,u} \cdot r_2 = konst. \quad (4.57)$$

Die Dimensionierung des Spiralenquerschnittes wird daher in allgemeiner Form folgendermaßen geschrieben:

$$\int_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} dr = \frac{Q_{opt} \cdot \epsilon}{360 \cdot c_{2,u} \cdot r_2} \quad (4.58)$$

Diese Form der Gleichung ist allgemein gültig, und die Bezeichnungen beziehen sich auf die in Abbildung 4.8 gezeigte Spirale nach [1].

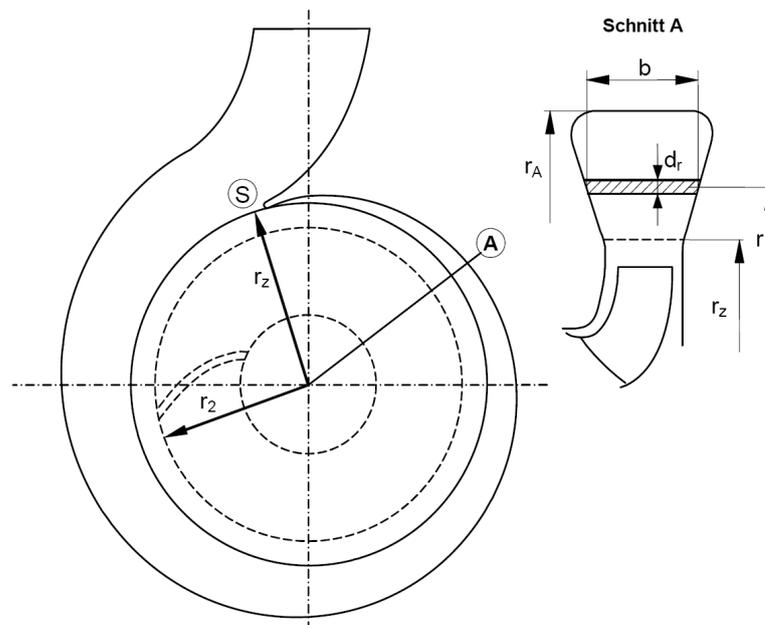


Abbildung 4.8: Spiralgewände nach [1]

Obwohl sehr häufig Kreisquerschnitte verwendet werden, ist die Darstellung in DM für einen elliptischen Querschnitt durchgeführt worden. Der dafür entscheidende Grund war die Erstellung eines parametrisierten Modells, welches bei Verwendung eines Kreisquerschnittes zu Darstellungsfehlern im Bereich des Sporns geführt hat.

Gleichung 4.58 wurde demnach für einen Kreisquerschnitt aufgelöst, allerdings dann auf den elliptischen Querschnitt zurückgerechnet, wodurch sich für die Hauptachsen, im Abstand von jeweils 45° , folgende Abmessungen ergaben:

Tab. 4.2: Verlauf der Spiralabmessungen, aufgetragen über den Umfang

ϵ [°]	a [mm]	b [mm]	A [mm ²]
0	10,23	2,56	82,21
45	14,45	7,26	329,48
90	18,66	11,24	658,95
135	21,90	14,36	988,43
180	24,69	16,99	1317,90
225	27,19	19,29	1647,38
270	29,48	21,35	1976,85
315	31,61	23,22	2306,33
360	33,63	24,17	2553,59

Die Dicke des Sporns (Punkt S in Abbildung 4.8) wurde in dem verwendeten Modell etwas über den vorgeschlagenen Maßen von [1] angenommen, da auch hier Probleme mit Überschneidungen bzw. Durchdringungen in DM die Modellierung durchaus problematisch machten.

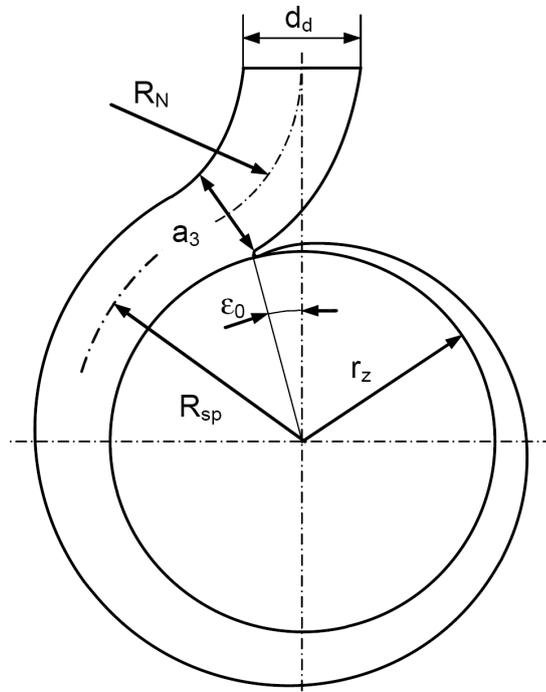


Abbildung 4.9: Spiralgehäuse mit radialem Druckstutzen [1]

Die Abströmung aus der Spirale lässt sich entweder radial oder tangential ausführen, wobei bei diesem Modell, neuerlich unter Berücksichtigung von auftretenden Problemen, die radiale Variante vorgezogen wurde. Der Spiralenanfang sollte nach Gülich um den Winkel $\epsilon_0 \sim 20^\circ$ vorgezogen werden. Nach einigen Versuchen wurde ϵ_0 etwas kleiner, nämlich mit 15° , festgelegt.

Um die Abströmung hydraulisch möglichst ideal zu gestalten, empfiehlt Gülich hier einen Radius R_N , welcher definiert ist durch:

$$R_N \sim 1.5 \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot A_{3,q}} \quad (4.59)$$

Dabei wurde für den Querschnitt $A_{3,q}$ die Fläche am Endquerschnitt der Spirale bei 360° eingesetzt.

Der Flächenverlauf entlang von R_N bis hin zum endgültigen Austritt konnte mit keiner Formel zufriedenstellend gelöst werden, zumal die Modellierung des Übergangs von Ellipse auf Kreis in keiner Literaturquelle erwähnt wurde. Der Kreisquerschnitt am Ende wurde aus praxisnahen Gründen gewählt, da hier in der Regel ein Rohr angeschlossen werden soll.

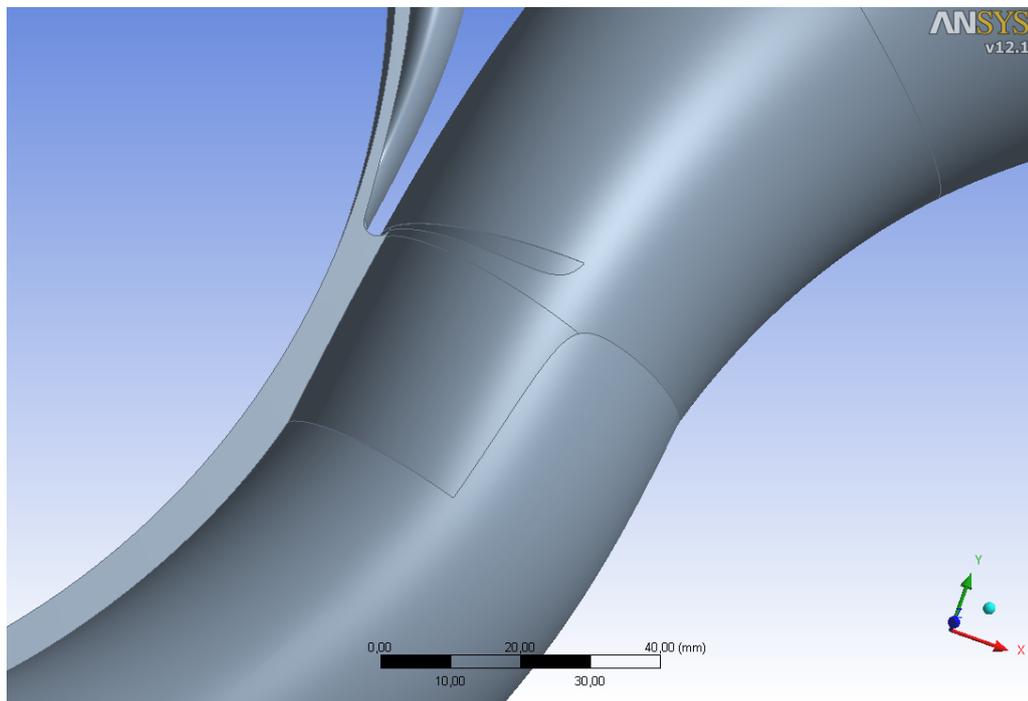


Abbildung 4.10: Verschneidungen an der Oberfläche der Spiralgeometrie im Bereich des Sporns

Obwohl die Auslegung einer Spirale einen meist trivialen Schritt bei der Berechnung einer Pumpe darstellt, soll an dieser Stelle erwähnt werden, dass die Implementierung in

WB dafür umso komplizierter war. Denn, neben den auftretenden Problemen im Bereich des Sporns, war vor allem ein unausgereiftes CAD-System daran schuld, dass sehr oft Überschneidungen oder negative Volumina erzeugt wurden, welche anschließend im integrierten Vernetzungsprogramm nicht erkannt bzw. nicht vergittert werden konnten. Besonders die Erstellung der für die Berechnung notwendigen Randschichten bedurfte sehr viel mehr Aufmerksamkeit als eigentlich in irgendeiner Weise angebracht gewesen wäre.

Die letztendlich verwendete Version sorgt optisch, auf Grund einer unsauber wirkenden Oberfläche, im ersten Blick zwar für Verwirrung, allerdings ist dieses Modell nahezu universell skalierbar, was im Hinblick auf eine spätere Verwendung sehr hilfreich ist. Zusätzlich lassen sich Parameter wie die Spornstärke oder die Höhe des Ringdiffusors sehr einfach variieren.

Eine Darstellung der fertig vernetzten Spirale ist in Abbildung 5.7 auf Seite 62 zu finden.

4.3 Entwurf eines Turbineneinlaufes

Die Gestaltung des Zulaufbereiches einer Wasserkraftanlage ist in der Regel die Aufgabe von Bauingenieuren und muss, je nach Bauwerk, der Situation angepasst werden. Aus diesem Grund kann im gegenständlichen diesem Kapitel keine Berechnung im herkömmlichen Sinn durchgeführt werden. Es soll allerdings auf einige Merkmale hingewiesen und Verbesserungspotential aufgezeigt werden.

Im vorliegenden Fall dient der Einlaufbereich dazu, die ankommenden Wassermengen möglichst gleichmäßig auf 2 vorhandene Francis-Schachtturbinen aufzuteilen. Diese Turbinenbauweise ist heute unüblich, da in dem hier vorliegenden Bereich sehr kleiner Fallhöhen ($\sim 3 - 4$ m) vorwiegend Kaplan-turbinen eingesetzt werden.

Das Bauwerk hat, neben der gleichmäßigen Aufteilung der Wassermengen, vor allem folgende wichtige Aufgaben:

- Luftvolumenstrom am Eintritt der Turbinen minimieren,
- Verlusthöhe vom Beginn des Einlaufes bis hin zur Turbine möglichst gering halten,
- möglichst wenig Eintrag von Geschiebe in den Einlaufbereich bzw. in die Turbine.

Alle 3 Forderungen stehen in einem sehr engen Zusammenhang mit der Strömungsgeschwindigkeit. Aus diesem Grund gibt etwa Giesecke [5] als Anhaltswert für die Eintrittsgeschwindigkeit ins Bauwerk:

$$v = 0.8 \div 1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \tag{4.60}$$

an.

Die Randbedingungen für diesen Einlaufbereich sind folgendermaßen definiert:

$$H = 3.8 \text{ m}$$

$$Q = 9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\eta_u = 0.92$$

$$r_{Le} = 1.18 \text{ m}$$

$$b_{Le} = 0.54 \text{ m}$$

$$r_{La} = 0.89 \text{ m}$$

$$n = 72 \text{ min}^{-1}$$

Daraus lassen sich die für die Modellierung in CFX notwendigen Geschwindigkeiten unter der Annahme einer drallfreien Abströmung bzw. der Drallerhaltung wie folgt errechnen:

$$c_m = \frac{Q}{2 \cdot r_{Le} \cdot \pi \cdot b_{Le}} = \frac{9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2 \cdot 1.18 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0.54 \text{ m}} = 2.25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \tag{4.61}$$

$$c_{u,La} = \frac{g \cdot H \cdot \eta_u}{r_{La} \cdot \left(\frac{n \cdot \pi}{30}\right)} = \frac{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 3.8 \text{ m} \cdot 0.92}{1.18 \text{ m} \cdot \left(\frac{72 \text{ min}^{-1} \cdot \pi}{30 \frac{\text{s}}{\text{min}}}\right)} = 5.11 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.62)$$

$$c_{u,Le} = \frac{r_{La} \cdot c_{u,La}}{r_{Le}} = \frac{0.89 \text{ m} \cdot 5.11 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1.18 \text{ m}} = 3.85 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.63)$$

Aus den in Abbildung 4.11 dargestellten Abmessungen und der Pegelhöhe am Eintritt von $\sim 2.3 \text{ m}$, errechnet sich die mittlere Eintrittsgeschwindigkeit am Eintritt bei Betrieb beider Turbinen zu

$$\tilde{v} = \frac{Q_{ges}}{A} = \frac{2 \cdot Q_{Tu}}{b \cdot H_P} = \frac{2 \cdot 9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{11 \text{ m} \cdot 2.3 \text{ m}} = 0.71 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.64)$$

und liegt damit etwas unter der von Giesecke geforderten Untergrenze.

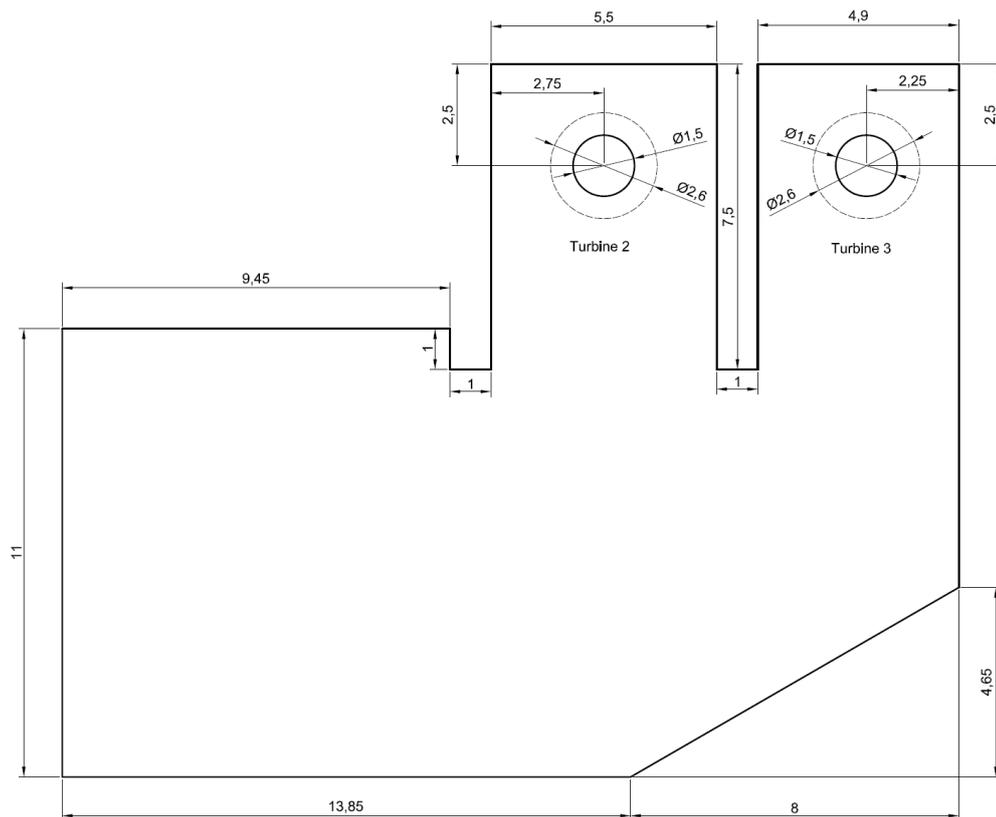


Abbildung 4.11: Vereinfachte Skizze des Einlaufbereiches

Somit sind die nötigen Abmessungen und Werte für die Berechnung des Einlaufbereiches vorhanden. Die dazu errechneten Ergebnisse sind in Kapitel 5.3 ab Seite 68 dargelegt.

5 Interpretation der Ergebnisse

5.1 Hosenrohr

Es wurden für beide Modelle die Annahmen aus Kapitel 4.1.1 übernommen und im ersten Schritt folgende Einstellungen getroffen:

- Durchfluss Q für 2 Maschinen: $1 - 25 \frac{m^3}{s}$
- Durchfluss Q für 1 Maschine: $1 - 10 \frac{m^3}{s}$
- Turbulenzmodell: k- ϵ
- Timescale Control: Auto Timescale
- Konvergenzkriterien: Residuen $\leq 1 \cdot 10^{-4}$ bzw. maximal 250 Iterationen
- Ausgabeparameter: ζ , h_v

Zuerst wurde am symmetrischen Hosenrohr beim Betrieb beider Maschinen eine Analyse bezüglich der Abhängigkeit von ζ und dem Durchfluss vorgenommen. Denn, wie bereits auf Seite 36 erwähnt, gilt: $\zeta = f(Re)$

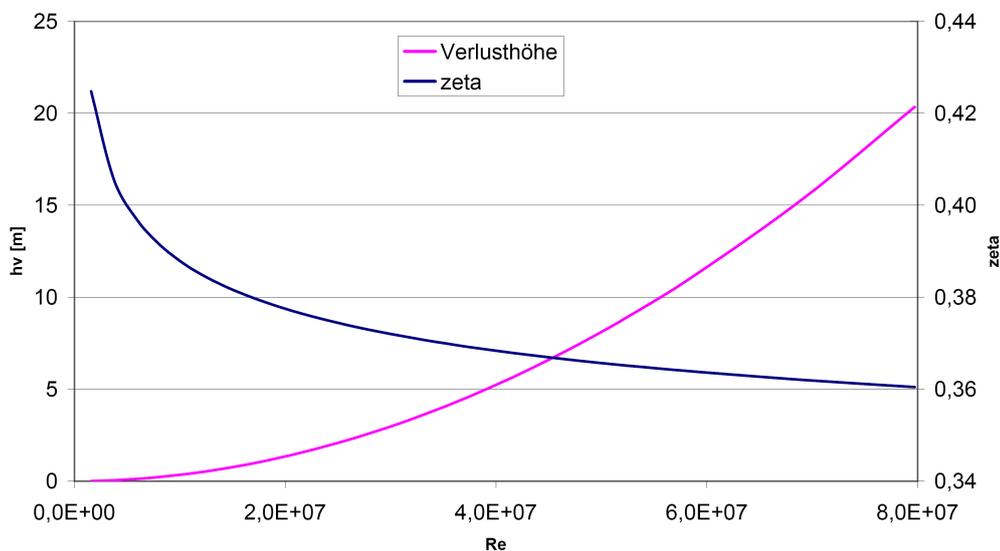


Abbildung 5.1: Abhängigkeit des Verlustbeiwertes von der Reynoldszahl

Der Verlauf ist dadurch gegeben, dass die Umlenk- und Querschnittsverluste ungefähr konstant bleiben, die örtlichen Verluste allerdings über den Widerstandsbeiwert λ mit steigender Re Zahl abnehmen. Mehr dazu ist auf Seite 74 zu finden.

Zur Beurteilung, welche Bauweise – symmetrisch oder asymmetrisch – besser geeignet ist, wurden beide Geometrien jeweils für den Nenndurchfluss von 1 bzw. 2 Maschinen durchgerechnet. Die folgenden Darstellungen zeigen die Geschwindigkeitsverteilung im Längsschnitt.

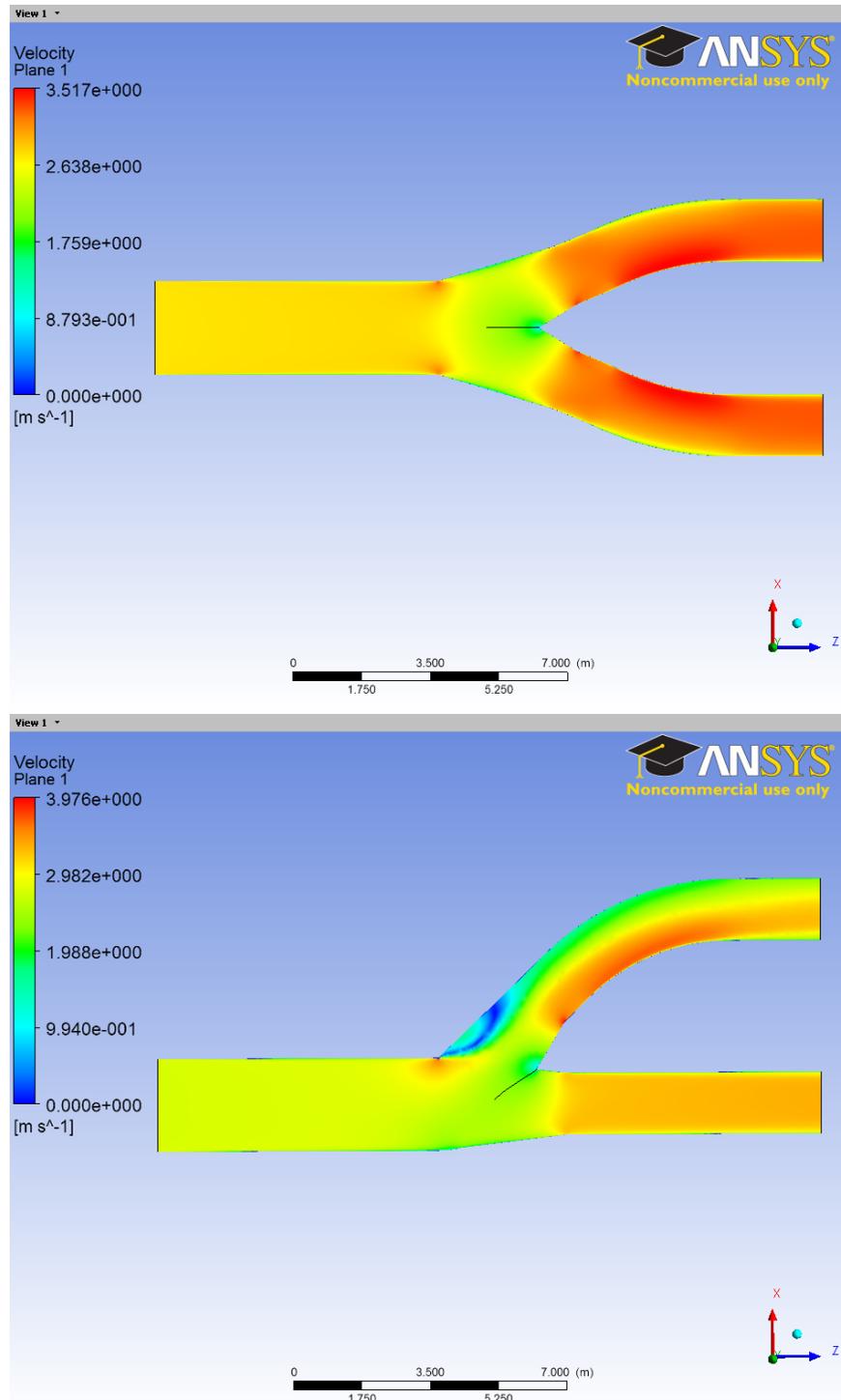


Abbildung 5.2: Vergleich symmetrisches/asymmetrisches Hosenrohr, beide Maschinen in Betrieb, $Q_{nenn} = 12.5 \frac{m^3}{s}$

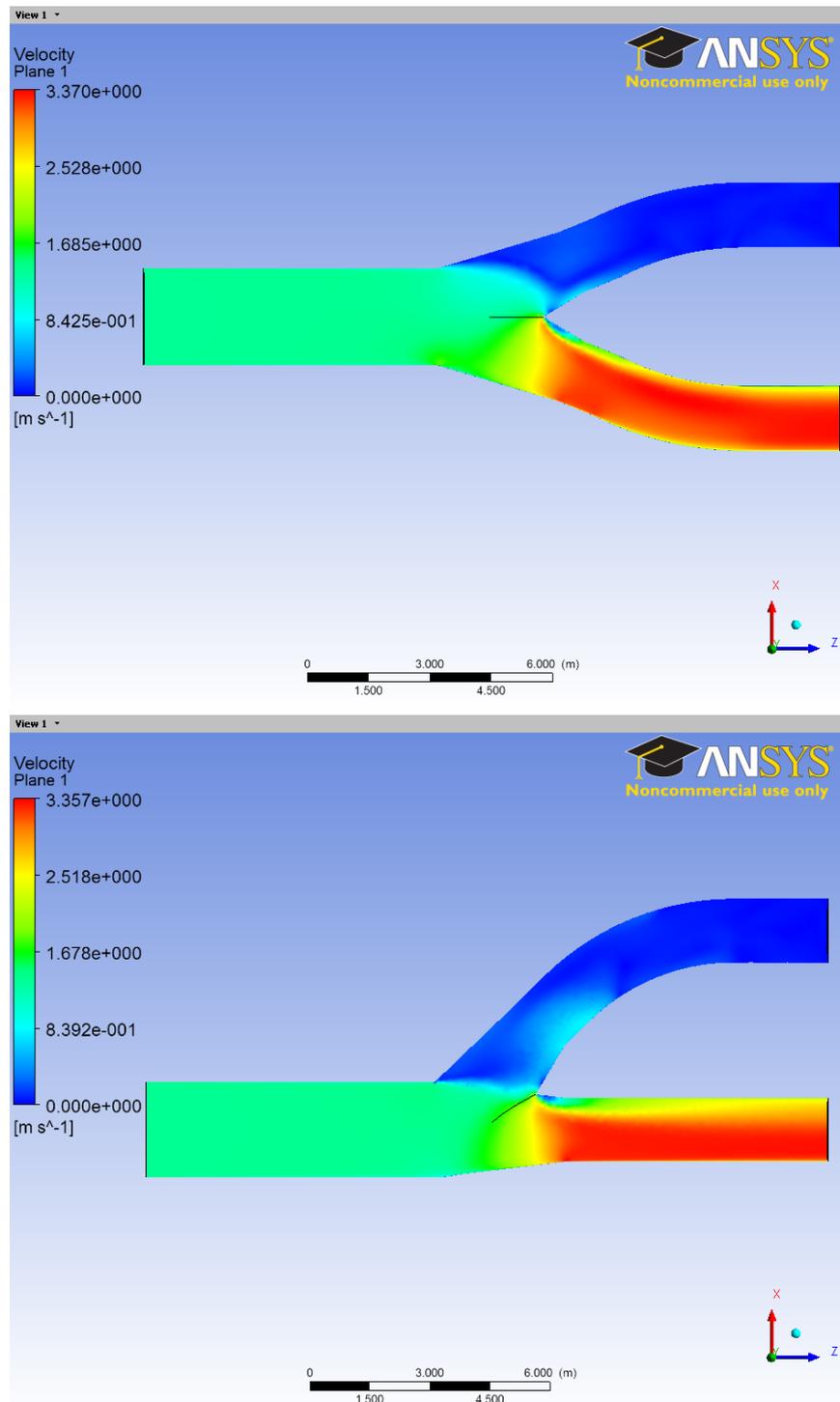


Abbildung 5.3: Vergleich symmetrisches/asymmetrisches Hosenrohr, eine Maschine in Betrieb, $Q_{nenn} = 6.25 \frac{m^3}{s}$

Da im Laufe eines Jahres die Wassermengen schwanken, wurden für die jeweiligen Betriebsbereiche die ζ -Werte bzw. Verlusthöhen ermittelt. Wie aus Abbildung 5.4 ersichtlich, ist das symmetrische Hosenrohr sowohl bei Betrieb von einer als auch bei Betrieb beider Maschinen überlegen.

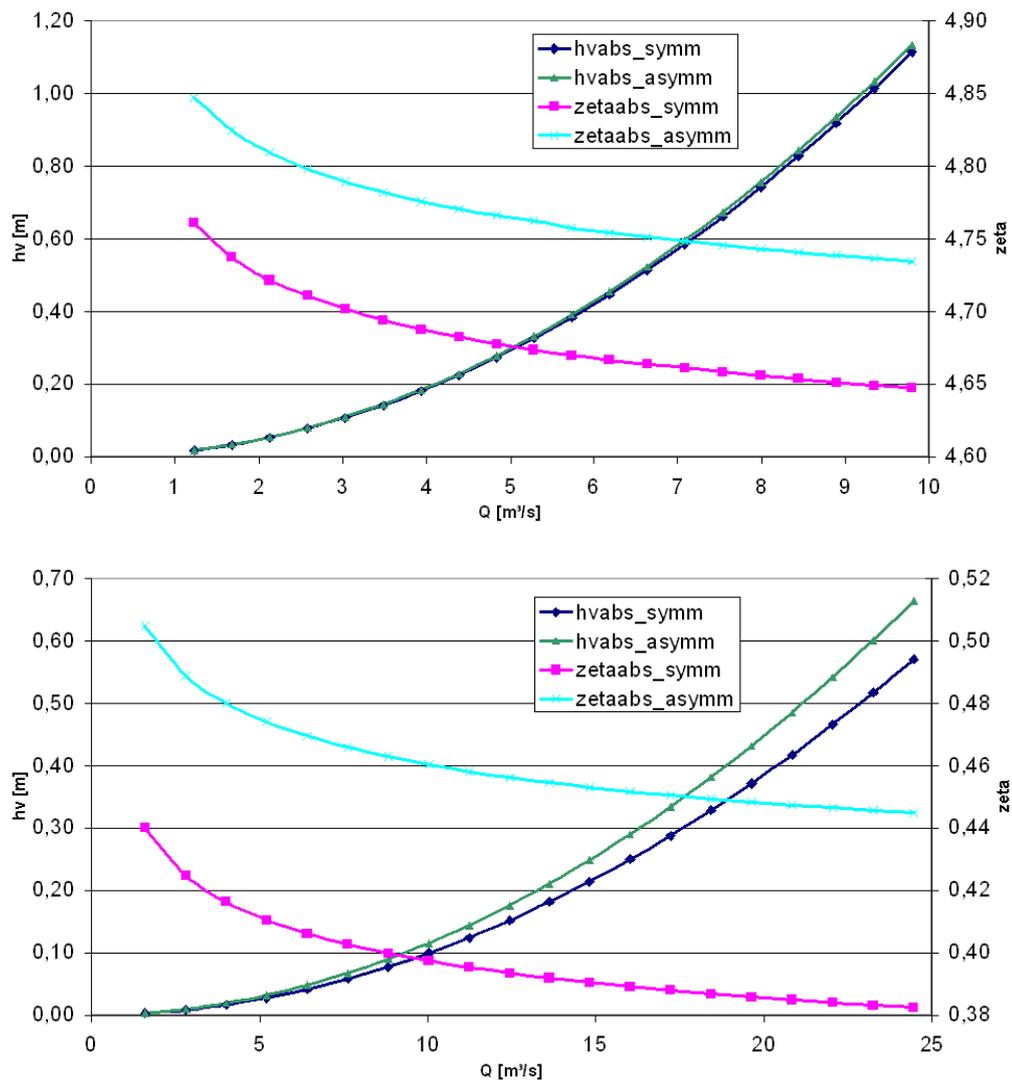


Abbildung 5.4: Verlauf des ζ -Werte bzw. Verluste in Abhängigkeit vom Durchfluss für 1 Maschine (oben) und 2 Maschinen (unten)

Beim Betrachten der asymmetrischen Geometrie waren sehr starke Verwirbelungen bzw. Rückströmgebiete zu erkennen. Deswegen stellte sich die Frage, ob denn das $k-\epsilon$ Modell hierfür die richtige Wahl ist. Aus diesem Grund wurden zusätzlich Vergleichsrechnungen mit dem SST-Modell durchgeführt.

Eine genauere Erklärung der beiden Turbulenzmodelle kann in [10] und [11] nachgelesen werden. Es sei nur soviel gesagt, dass das SST-Modell den Vorteil des $k-\epsilon$ Modells im wandfernen Bereich mit dem Vorteil des im wandnahen Bereich zuverlässigeren $k-\omega$ Modells zusammenfasst.

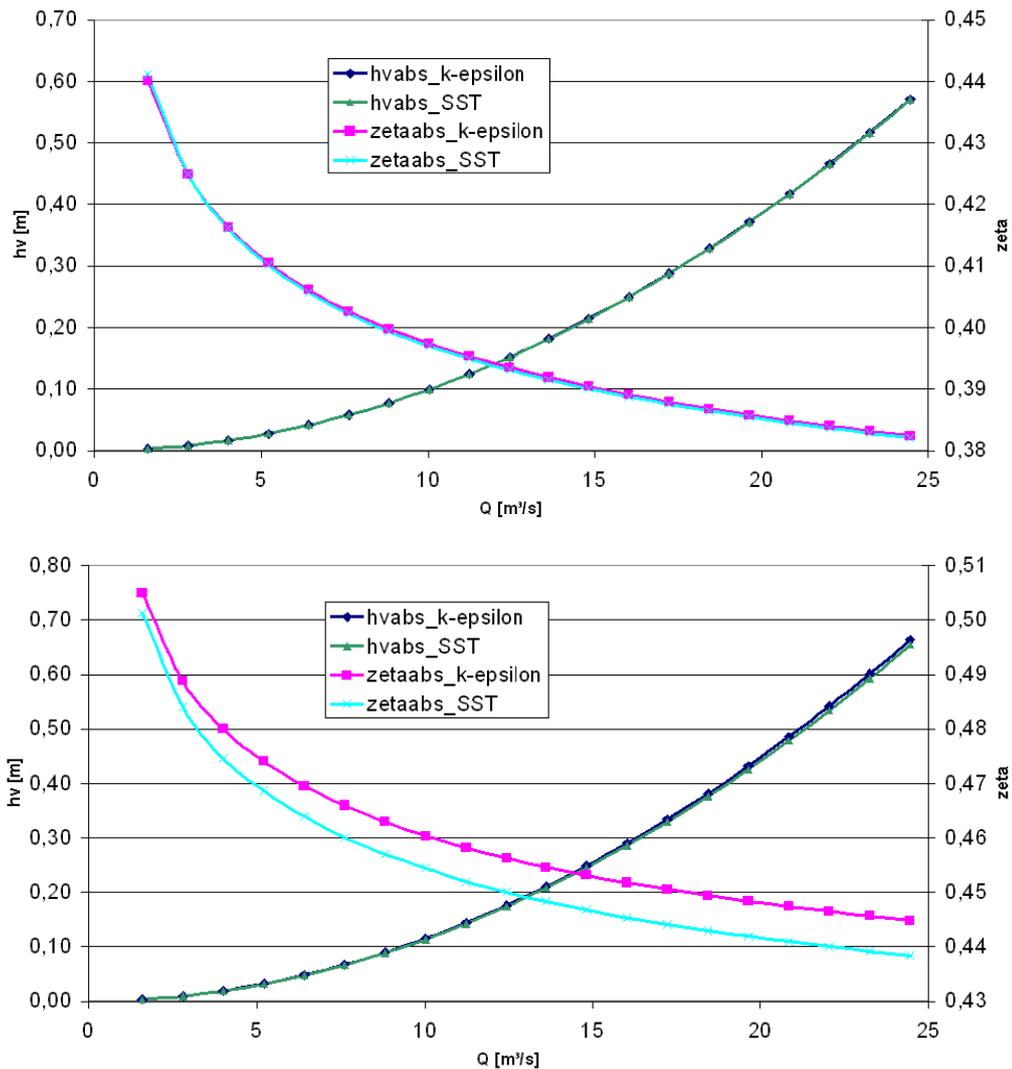


Abbildung 5.5: Vergleich von ζ und h_v in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell am Beispiel des symmetrischen (oben) und asymmetrischen (unten) Hosenrohres beim Betrieb beider Maschinen

Bei der Berechnung der symmetrischen Geometrie konnten beim Betrieb beider Maschinen, wie aus Abbildung 5.5 ersichtlich, keine nennenswerten Unterschiede zwischen dem $k-\epsilon$ und dem SST-Modell festgestellt werden. Die asymmetrische Geometrie (Abbildung 5.5 unten) weist eine geringe Abweichung von maximal 2% bei Verwendung beider Maschinen auf. Aus diesem Grund werden alle weiteren Berechnungen in Kapitel 6.1 mit dem $k-\epsilon$ Modell durchgeführt.

Die Verwendung eines „Local Timescale Factors“ von 10 brachte leider keine Verbesserungen im Konvergenzverhalten im Vergleich zum standardmäßig eingestellten „Auto Timescale“. Beim Betrachten der Ergebnisse im Postprocessing fiel vor allem beim Betrieb von nur einer Maschine eine vergleichsweise ungleichmäßige Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit am Austritt auf. Da eine Turbine jedoch meist auf eine möglichst gleichmäßige Anströmung ausgelegt ist, wird in Kapitel 6.1 zusätzlich zu ζ noch $\Delta v_{\text{Austritt}} = \frac{v_{\text{max}}}{v_{\text{mittel}}}$ am Austritt aus dem Hosenrohr als Optimierungsparameter definiert.

5.2 Radialpumpe

Obwohl die primäre Auslegung nach Gülich erfolgte, wurde auch die Variante von Pfeiferer, welche in Tabelle 4.1 dargestellt ist, folgendermaßen berechnet:

- Durchfluss Q_{opt} im Nennpunkt: $0.04 \frac{m^3}{s}$
- Drehzahl $n = 2950 \frac{1}{min} = konst.$
- Pumpenkennlinie für $Q = \{0.05; 0.1; 0.25; 0.5; 0.75; 1; 1.25; 1.5\} \cdot Q_{opt}$
- Ausgabeparameter: H, η_{ges}

5.2.1 Modellierung der Radialpumpe in CFX

Da die Berechnung einer Pumpe die Komplexität des Hosenrohres doch übersteigt, wird in diesem Kapitel genauer auf die festgelegten Rand- und Übergangsbedingungen eingegangen.

Wie aus Abbildung 5.6 ersichtlich, wurden neben dem Laufrad (welches aus rotations-symmetrischen Gründen nur 1x gerechnet wird) und der Spirale auch ein Zu- und ein Abströmrohr angeschlossen, um möglichst zuverlässige Aussagen über die Geschwindigkeits- und Druckverteilung treffen zu können.

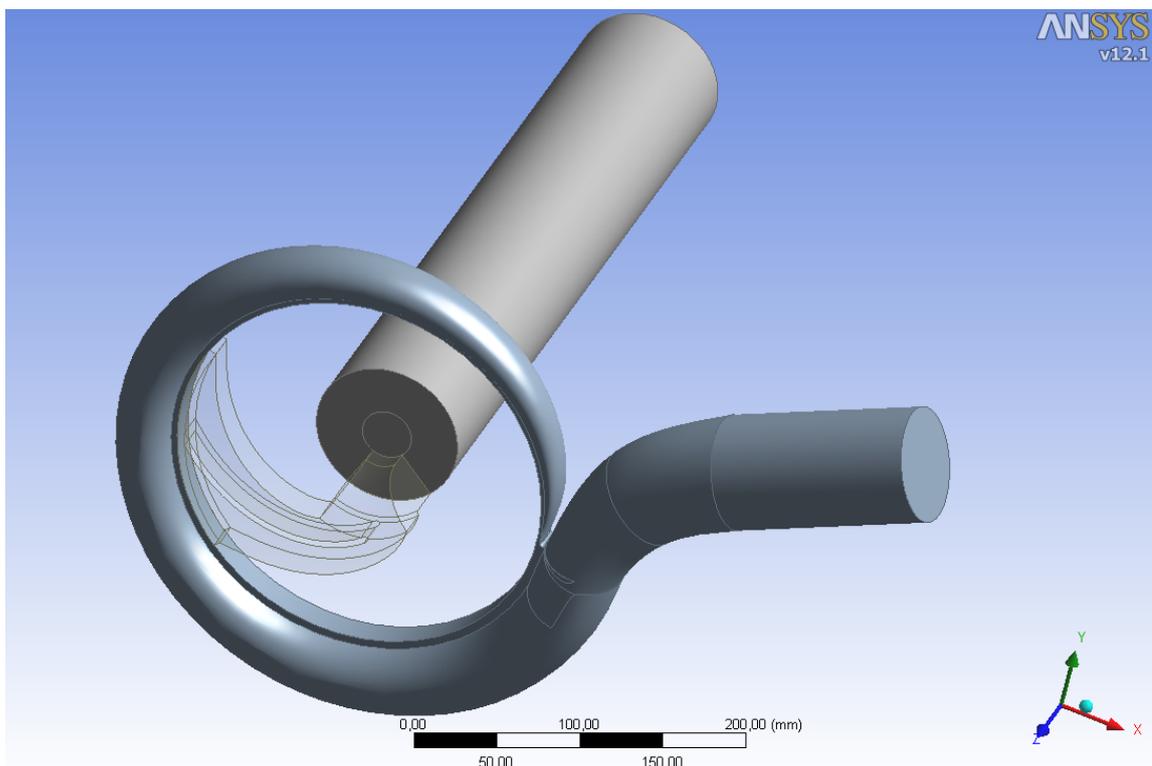


Abbildung 5.6: Pumpe mit Spirale, Zu- und Abströmrohr in CFX

Netzqualität Aus Gründen beschränkter Rechenkapazitäten bzw. zur Verfügung stehender Zeit wurde eine maximale Anzahl von 500.000 Knoten als Obergrenze festgelegt. Die Aufteilung sieht folgendermaßen aus:

- Schaufel \sim 200.000 Knoten
- Spirale \sim 200.000 Knoten
- Zuströmrohr \sim 70.000 Knoten
- Abströmrohr \sim 50.000 Knoten

Es handelt sich dabei um ein vollständig unstrukturiertes Gitter, welches aus Gründen der Automatisierbarkeit gewählt wurde. Alle Wände wurden vollständig mit einer Randschicht (je nach Bereich zwischen 5 und 9 Layer) versehen, und die Dicken wurden so gewählt, dass y^+ kaum größer als 200 wurde bzw. meist in einem Bereich von \sim 50 – 70 lag. Damit ist laut [18] eine zuverlässige Berechnung mittels SST möglich bzw. ein guter Konvergenzverlauf seitens des Gitters zu erwarten.

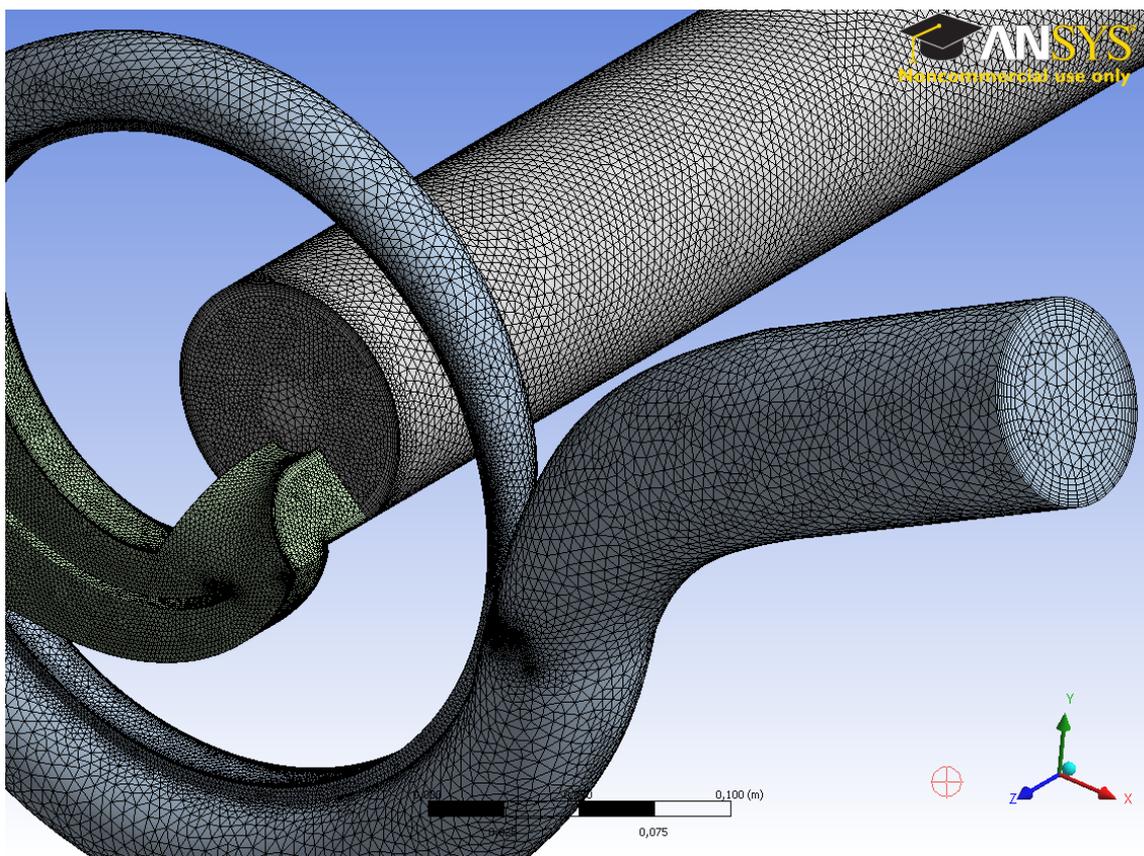


Abbildung 5.7: Vergittertes Modell mit Darstellung der Randschichten

Ein Vergleich mit dem Gitter des Pumpenmodells auf Seite 22 zeigt den Fortschritt und die Weiterentwicklung im Zuge dieser Diplomarbeit.

Domains und Interfaces Um die jeweiligen Randbedingungen vorgeben zu können, werden zu Beginn 3 Domains und 3 Interfaces definiert:

- Domain 1: Rohr
 - Domain 2: Schaufel
 - Domain 3: Spirale
- $\left. \begin{array}{l} \text{Interface 1} \\ \text{Interface 2} \end{array} \right\} \text{Interface 3}$

und miteinander verknüpft.

Domain 1 wird als Randbedingung der vorhandene Massenstrom in [kg/s] am Eintritt und die Übergangsbedingung von Interface 1 aufgeprägt.

Interface 1 stellt die Beziehung zwischen dem stehenden Rohr (stationary frame) und der mit 2950 min^{-1} um die z -Achse rotierenden Schaufel her. Das dabei verwendete Frozen-Rotor-Modell wurde bereits in Kapitel 3.4.1 genauer erläutert.

Domain 2 wird als rotierende Domain definiert, welche keine zusätzlichen Randbedingungen benötigt, da sowohl Interface 1, Interface 2 als auch Interface 3 das Modell soweit definieren.

Interface 2 hat eine ähnliche Anordnung wie Interface 1, allerdings in diesem Fall von drehend auf stehend. So wird der rotierende Austritt der Schaufel mit dem stationären Eintritt der Spirale verbunden. Auch hier findet wieder das Frozen-Rotor-Modell Verwendung.

Domain 3 benötigt neben der Übergangsbedingung von Interface 2 noch eine Vorgabe für den Austritt. Dieser wurde als Opening (lässt beide Strömungsrichtungen zu) mit einem Druck von 1 bar festgelegt. Obwohl diese Annahme für eine Pumpe unsinnig erscheinen mag, macht dies für die Berechnung und das Ergebnis an sich keinen Unterschied, da zur Betrachtung immer eine Differenz herangezogen wird.

Interface 3 ist eine reine periodische Randbedingung, welche sich aus der Rotationssymmetrie der Schaufel ergibt und somit keiner besonderen Erwähnung bedarf.

Solver Einstellungen und Konvergenzkriterien Wie bereits erwähnt, wurde das SST-Turbulenzmodell gewählt, welches mittels der High Resolution Option numerisch definiert wurde. Als Konvergenzkriterium wurde entweder das Erreichen von 250 Zeitschritten (Rechendauer für einen Punkt $\sim 3 - 4$ Stunden) oder das Unterschreiten der Residuen unter 10^{-5} festgelegt. Verwendet wurden RMS – normalisierte mittlere Residuen. Als zusätzliche Kontrolle über den Konvergenzverlauf wurde neben dem Massenstrom auch die erreichte Förderhöhe als Monitor Point implementiert. Dieser wurde folgendermaßen definiert:

$$H = \left\{ \frac{\text{massFlowAve(TotalPressure)}@Spirale_aus - \text{massFlowAve(TotalPressure)}@Rohr_ein}{\text{areaAve(Density)}@Spirale_aus \cdot g} \right\} \quad (5.1)$$

Im Betriebspunkt war der Konvergenzverlauf meist so gut, dass knapp 200 Zeitschritte ausreichend waren. Mit fallendem Massenstrom verschlechterte sich das Konvergenzverhalten allerdings, so dass nach längeren Überlegungen oben erwähnte Konvergenzkriterien als sinnvoller Kompromiss gewählt wurden.

In Abbildung 5.8 ist der Konvergenzverlauf für die Gülich-Geometrie im Nennpunkt dargestellt. Dabei wurden 224 Zeitschritte bis zum Erreichen des „Residual Targets“ ($\text{RMS} < 10^{-5}$) benötigt, und es ist ein über lange Strecken konstanter Verlauf der Förderhöhe zu erkennen.

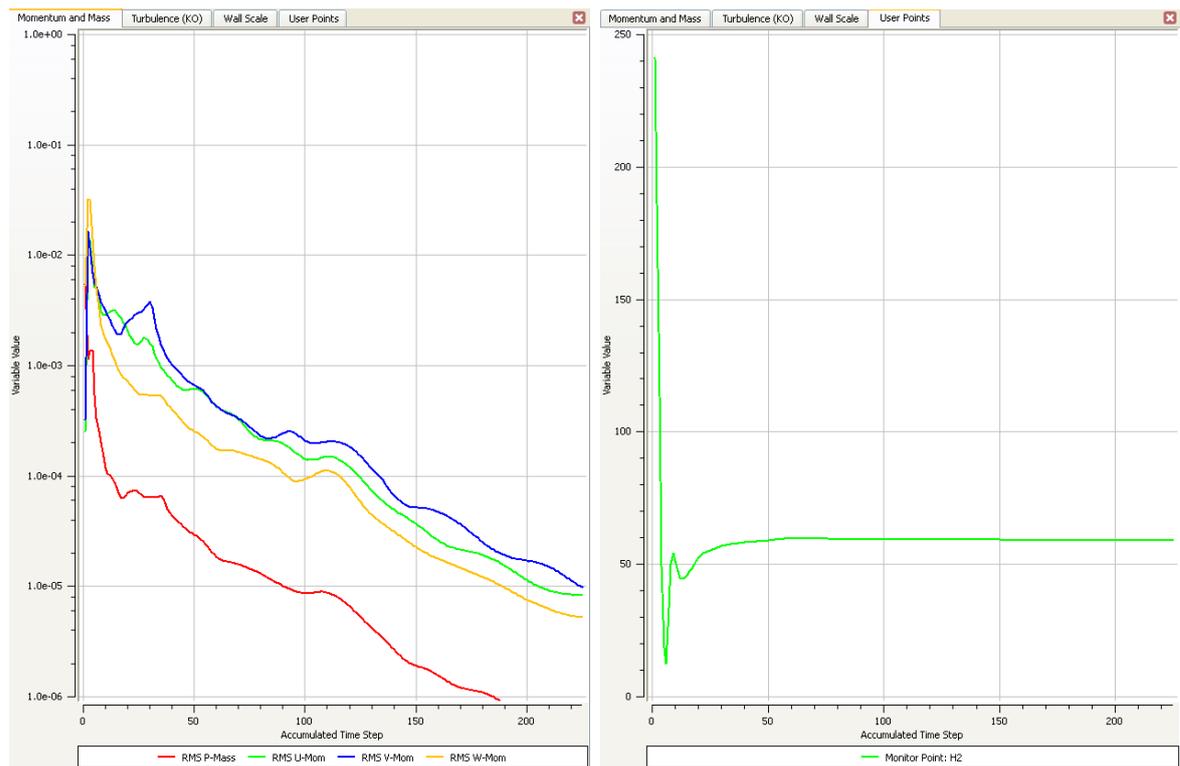


Abbildung 5.8: Konvergenzverhalten der Startgeometrie im Nennpunkt

5.2.2 Berechnungsergebnisse

5.2.2.1 Pumpenkennlinien nach Gülich

Bis zu diesem Zeitpunkt dienten alle Berechnungen lediglich der Dimensionierung der Pumpen- bzw. Spiralgehäusegeometrie. Diese erscheinen einem Außenstehenden vermutlich als nicht allzu komplex und schwierig, da sämtliche Formeln, Tabellen usw. in diverser Literatur zu finden sind.

Die Folge dieses Irrglaubens war die Generierung einer Pumpe mit einem Spitzenwirkungsgrad von gerade einmal 60% – und selbst dieser war nicht im Betriebspunkt. Die erreichbare Förderhöhe lag bei etwa 40 m.

Nach etlichen weiteren Fehlversuchen und Adaptierungen wurde eine Weiterentwicklung vorgenommen, welche allerdings eine ausgeprägt instabile Kennlinie besitzt, siehe Abbildung 5.9.

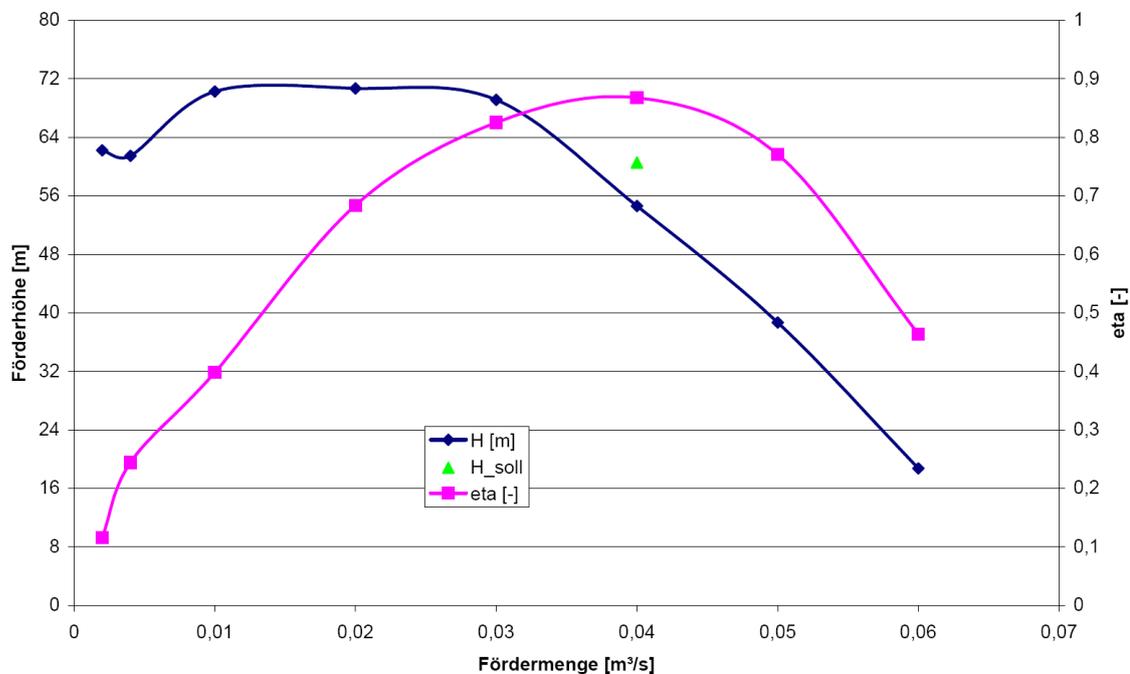


Abbildung 5.9: Pumpengeometrie nach Gülich mit eindeutig instabiler Kennlinie

Hier lag die erreichte Förderhöhe bereits nahe an dem geforderten Wert von 60 m und die Kennlinie weist eindeutig den höchsten Wirkungsgrad im Nennpunkt auf. Da aber eine instabile Kennlinie meist nicht zulässig ist, galt es, eine passende Kombination aus Spirale und Laufrad zu finden, so dass sich eine stabile Betriebskurve einstellte. (Instabile Kennlinien sind in gewissen Bereichen gar nicht zulässig, z.B. in der API 610.) Dazu bedurfte es, wie das anfängliche Scheitern eindrucksvoll beweist, eben doch einiger Erfahrung und eine Lösung war nicht einfach einem Lehrbuch zu entnehmen. Zu viele Faktoren und Kennzahlen sind lediglich in Bereichen angegeben, welche die Auswahl entsprechend komplizierter und vielfältiger gestalteten. Jedoch gerade dieses Experimentieren – mit der Möglichkeit einer raschen Kontrolle mittels der numerischen Simulation – ermöglichte einen sehr guten Einblick in den Entwicklungsprozess einer Pumpe.

Da die anschließende Optimierung noch einen vernünftigen Spielraum bieten sollte, wurde die in Abbildung 5.10 dargestellte, bereits recht akzeptable Pumpengeometrie als Startversion gewählt.

Die Berechnungen in Kapitel 4.2.1 ergaben genau dieses Pumpenlaufrad. Die ebenfalls dazu passende Spirale wurde auf den Seiten 50ff. vorgestellt.

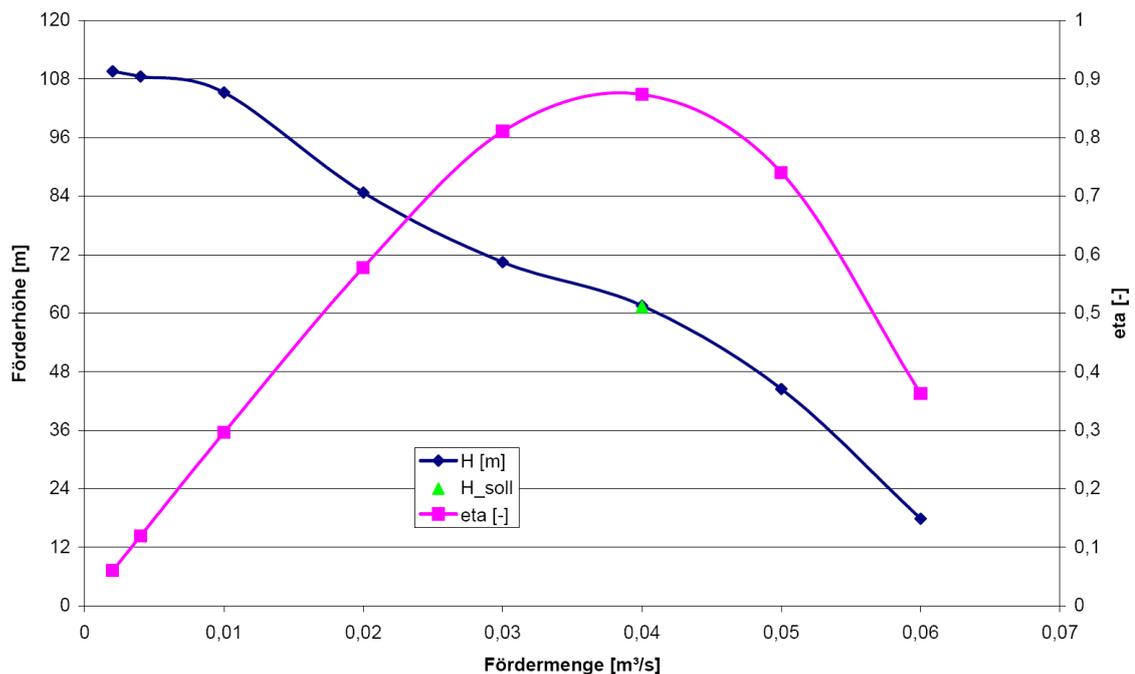


Abbildung 5.10: Pumpengeometrie nach Gülich mit stabiler Kennlinie

5.2.2.2 Pumpenkennlinien nach Pfeleiderer

Obwohl die gesamte Pumpenauslegung eigentlich nach Gülich erfolgte, war es doch interessant zu sehen, welche Möglichkeiten es sonst noch gibt eine Pumpe zu entwickeln. Die Auslegung nach Pfeleiderer ist mehr von Kennzahlen und Beiwerten geprägt als jene nach Gülich, daher war es auch kaum verwunderlich, dass die ersten Versionen wenig Erfolg versprechend waren.

Die Anwendung der „Trial and Error“-Methode brachte – eher als das genauere Studium der Literatur – schließlich doch brauchbare Geometrien hervor. Auch hier war zu Beginn die Kennlinie noch äußerst instabil (Abbildung 5.11 oben), was allerdings auf ein sensibles Verhalten der Spirale zurückzuführen war. Nach weiteren Anpassungen ergab sich letztendlich eine durchaus vorzeigbare Kreiselpumpe (Abbildung 5.11 unten).

Neben einem brauchbaren Spitzenwirkungsgrad von knapp 87% im Optimum und einer Förderhöhe im Nennpunkt von 63m sind als weitere positive Merkmale der flache Förderhöhenverlauf und die breite Wirkungsgradkurve zu nennen.

Der flache Förderhöhenverlauf wird vor allem im Hinblick auf eine möglichst wirtschaftliche Bauweise der angeschlossenen Rohrleitung gefordert. Denn, je niedriger die Nullförderhöhe, desto dünnwandiger kann die Konstruktion ausgeführt werden.

Die breite, jedoch auf einem hohen Niveau angesiedelte Wirkungsgradkurve, erlaubt im Bereich von ~ 55 - 112% der Nennfördermenge einen Wirkungsgrad > 80%.

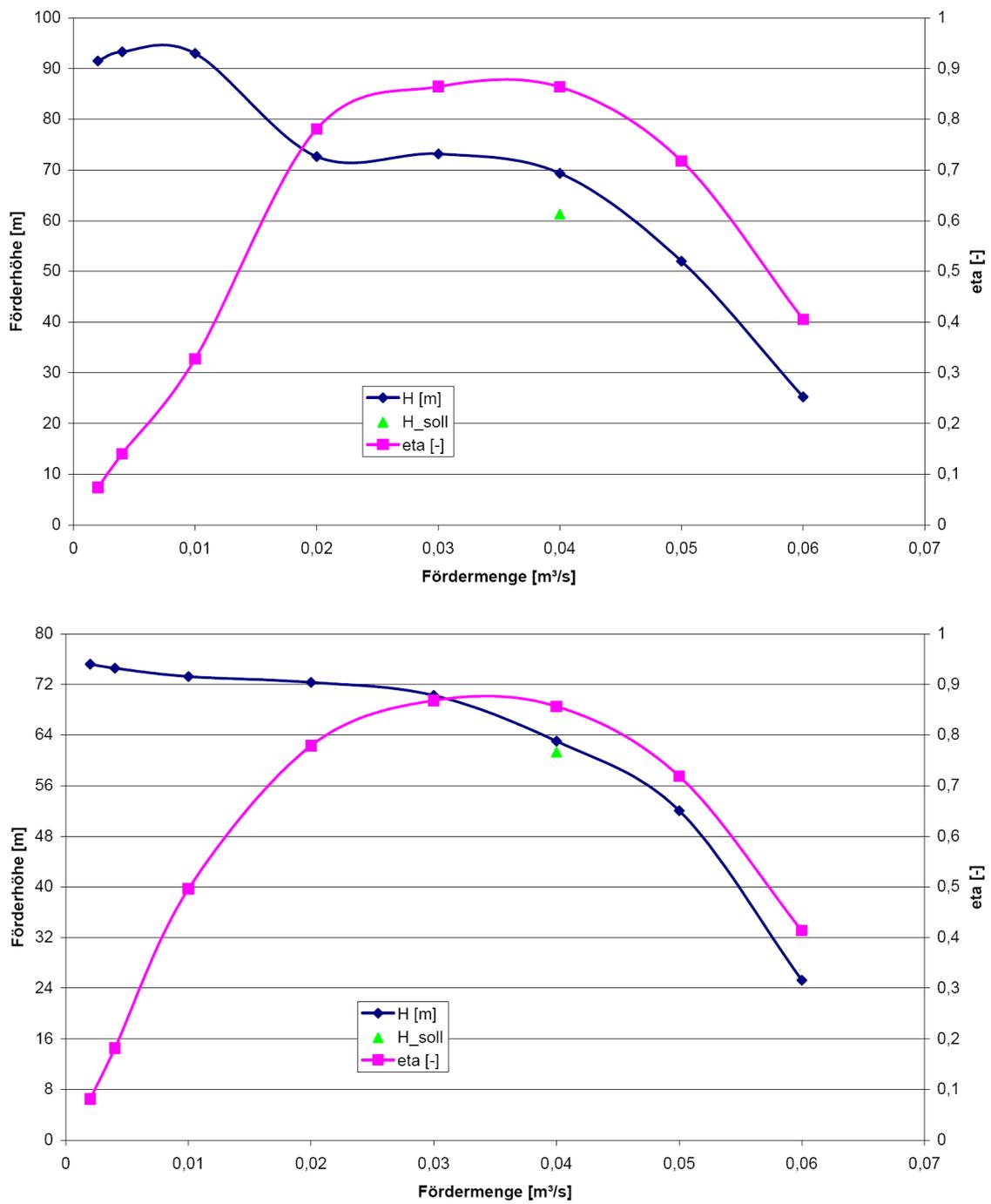


Abbildung 5.11: Kreiselpumpe mit instabiler (oben) und stabiler (unten) Kennlinie nach Pfeleiderer

5.3 Turbineneinlauf

Da dieser Einlaufbereich seit über 60 Jahren in Betrieb ist, lagen sehr viele Messdaten vor, welche vor allem bei der genaueren Bestimmung der Einströmgeschwindigkeit hilfreich waren.

So ergaben sich die Randbedingungen zu:

- Wasserhöhe am Eintritt: $H = 2.3 \text{ m}$
- Durchfluss bei Betrieb beider Turbinen: $Q_{ges} = 18 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- Querschnittsfläche am Eintritt: $A = 25.3 \text{ m}^2$

5.3.1 Modellierung des Einlaufbereiches in CFX

Da für die gegenständliche Berechnung (offenes Gerinne mit freier Wasseroberfläche) die Verwendung einer 2-phasigen Strömung nötig war, soll in diesem Kapitel kurz auf die genaue Modellierung in ANSYS CFX eingegangen werden.

So wird für beide Phasen – Wasser und Luft – im gesamten Rechengebiet ein gemeinsames Strömungsfeld zu Grunde gelegt. Die Unterscheidung zwischen den Phasen erfolgt in jeder Zelle getrennt, über die Variable „Volume Fraction“. Diese beschreibt den Anteil der jeweiligen Phase am Gesamtvolumen der Zelle. Somit ist eine exakte Trennung an der Wasseroberfläche nur mit einem sehr genauen Gitter an der Oberfläche möglich. Da allerdings vor einer Berechnung meist nicht die exakte Oberflächenstruktur bekannt ist, bietet ANSYS CFX die Möglichkeit, eine selbstständige Gitterverfeinerung an der Oberfläche durchzuführen. Diese „Mesh Adaption“ führte zwar zu spürbar längeren Rechenzeiten, allerdings war auf diese Weise eine genauere und optisch ansprechendere Darstellung der Wasseroberfläche möglich.

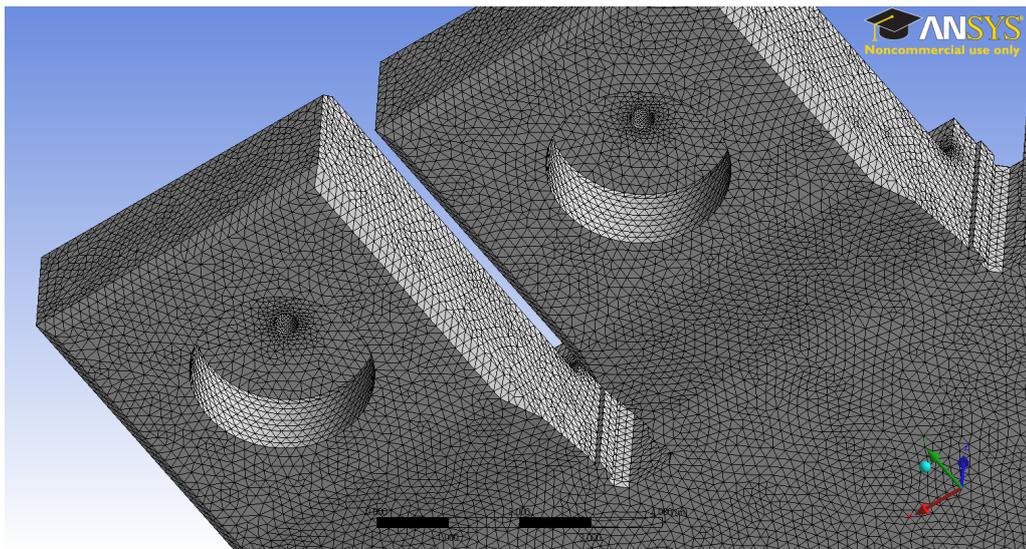


Abbildung 5.12: Gitter des Einlaufbereiches mit ~ 400.000 Knoten

Netzqualität Die Wahl eines passenden Gitters war in diesem Fall eine knifflige Aufgabe. Einerseits galt es, ein Volumen von etwa 700 m^3 so fein zu vernetzen, dass sowohl der Phasenübergang als auch die Wandeinflüsse möglichst gut aufgelöst werden konnten, andererseits waren gerade auf Grund der mehrphasigen Strömung sehr langwierige Konvergenzverläufe und damit Rechenzeiten zu erwarten.

Nach einigen Testrechnungen und Vergleichen mit Rechnungen, welche bereits am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen durchgeführt worden waren, ergab sich ein Netz mit etwa 1.3 Mio. Elementen bei ungefähr 400.000 Knoten. Dies führte je nach verwendetem Computer zu Rechenzeiten von etwa 10 bis 24 Stunden pro Betriebspunkt. Ein noch feineres Netz wäre im Hinblick auf die folgende Optimierung mehr als störend gewesen, da dafür pro Geometrievariante etwa 25 Betriebspunkte nötig waren.

Definitionen im Pre-Processing Um die Modellierung der Turbinen als eigene Domains zu umgehen, wurde der Eintritt in den Leitapparat als „Outlet“ mit folgenden Geschwindigkeitskomponenten in Zylinderkoordinaten – ein sogenanntes Vektorfeld – definiert:

- axiale Komponente: $0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- radiale Komponente (entspricht c_m): $-2.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- Komponente in Umfangsrichtung (entspricht $c_{u,Leitrad}$): $3.85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Die Vorzeichen sind hier bereits so gewählt, dass sich, sofern man von oben auf die Turbinen blickt, eine Drehung nach links einstellt.

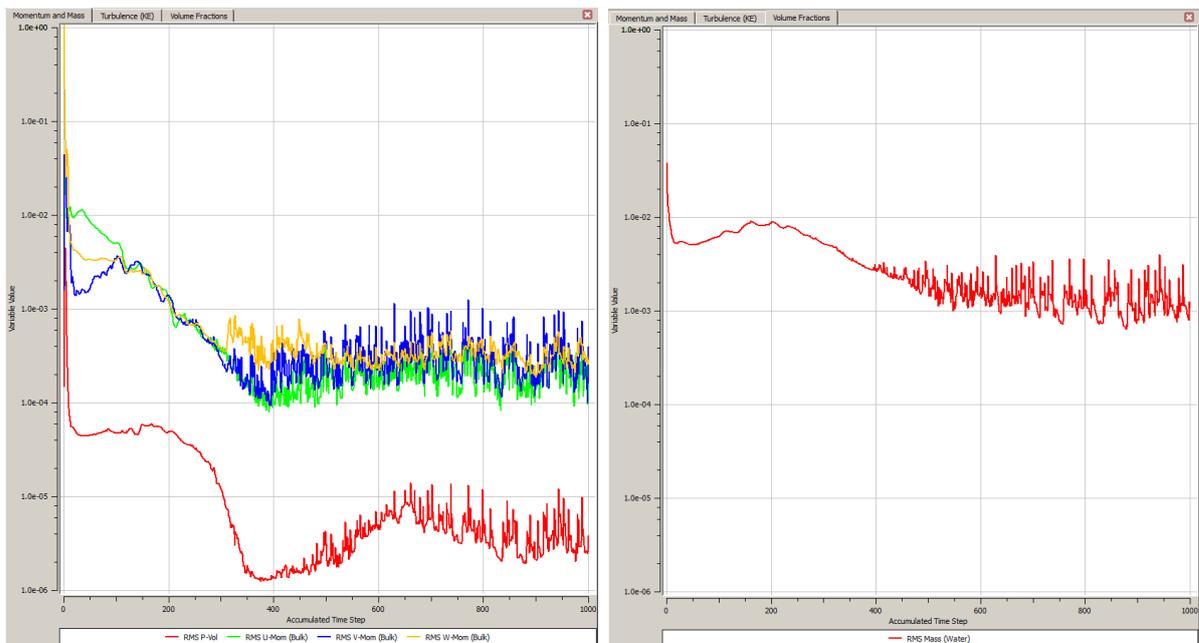


Abbildung 5.13: Konvergenzverlauf der Startgeometrie - linksdrehendes Vektorfeld

Die Randbedingungen am Einlass umfassen neben der Eintrittsgeschwindigkeit $\tilde{v} = 0.71 \frac{m}{s}$ auch den Volumenanteil der Luft. Dieser wurde unter anderem als „Expression“ definiert und variiert mit der Pegelhöhe des Wassers.

Ansonsten ist, neben der Festlegung von Luft als 2. Medium, vor allem die Berücksichtigung des Auftriebes erwähnenswert.

Als Konvergenzkriterium wurde entweder das Erreichen des 1000. Zeitschrittes oder das Unterschreiten der Residuen (RMS) unter 10^{-4} gefordert. Bei der Wahl eines geeigneten Zeitschrittes führte lediglich die Verwendung des „Physical Timescale“ = 0.1 s zu brauchbaren Ergebnissen.

In Abbildung 5.13 ist der Konvergenzverlauf für die linksdrehende Standardgeometrie dargestellt (rechtsdrehend schwingt noch mehr auf). Man erkennt besonders deutlich, dass eine mehrphasige Strömung sehr viel schwerer konvergiert als alle bisherigen Modelle, und dies obwohl es sich bei dem Einlaufbereich um eine relativ einfache Geometrie mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten handelt. In Abbildung 5.13 rechts ist der RMS-Wert der „Volume Fraction“ von Wasser, und links sind die Residuen der Masse und der auftretenden Momente aufgetragen.

5.3.2 Berechnungsergebnisse

Wie bereits in Kapitel 4.3 erwähnt, ist neben der Minimierung der Verluste vor allem der Lufteintrag in die Turbinen so gering wie nur möglich zu halten.

Obwohl man auf Grund der Anordnung der Turbinen im Bauwerk einen Vorteil in linksdrehenden Maschinen vermuten könnte, lässt sowohl die Betrachtung des Geschwindigkeitsprofils der gesamten Anlage (siehe Abbildung 5.14) als auch eine detaillierte Betrachtung des näheren Bereiches um die Turbine (siehe Abbildung B2 im Anhang) keine derartigen Schlüsse zu.

Die Berechnungsergebnisse bestätigen allerdings die zuvor getroffene Annahme, dass die rechtsdrehende Variante Nachteile, sowohl die Verluste als auch die Luftmenge betreffend, aufweist.

Tab. 5.1: Ergebnisse der Berechnungen des Einlaufbereiches für beide Drehrichtungen

	$\zeta_{T2}[-]$	$\zeta_{T3}[-]$	$\dot{m}_{Luft,T2}[\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3}[\frac{kg}{s}]$
linksdrehend	10,481	12,063	-0,03231	-0,02211
rechtsdrehend	16,529	17,709	-0,06330	-0,05130

Die beiden zukünftigen Optimierungsparameter ζ und \dot{m} wurden in CFX POST wie folgt definiert:

$$\zeta = \frac{2 \cdot (\text{massFlowAve(TotalPressure)}@Turbine1 - \text{massFlowAve(TotalPressure)}@Plane1)}{(\text{massFlowAve(Water.Velocity)}@Plane1)^2 \cdot \text{Water.Density}} \quad (5.2)$$

$$\dot{m} = \frac{\text{massFlow}(\text{allFluids})@\text{Turbine1}}{\frac{\text{massFlowAve}(\text{Water.VolumeFraction})@\text{Turbine1} \cdot \text{massFlowAve}(\text{Water.Density})@\text{Turbine1}}{\text{massFlowAve}(\text{Air.Density})@\text{Turbine1} \cdot (1 - \text{massFlowAve}(\text{Water.VolumeFraction})@\text{Turbine1})}} \quad (5.3)$$

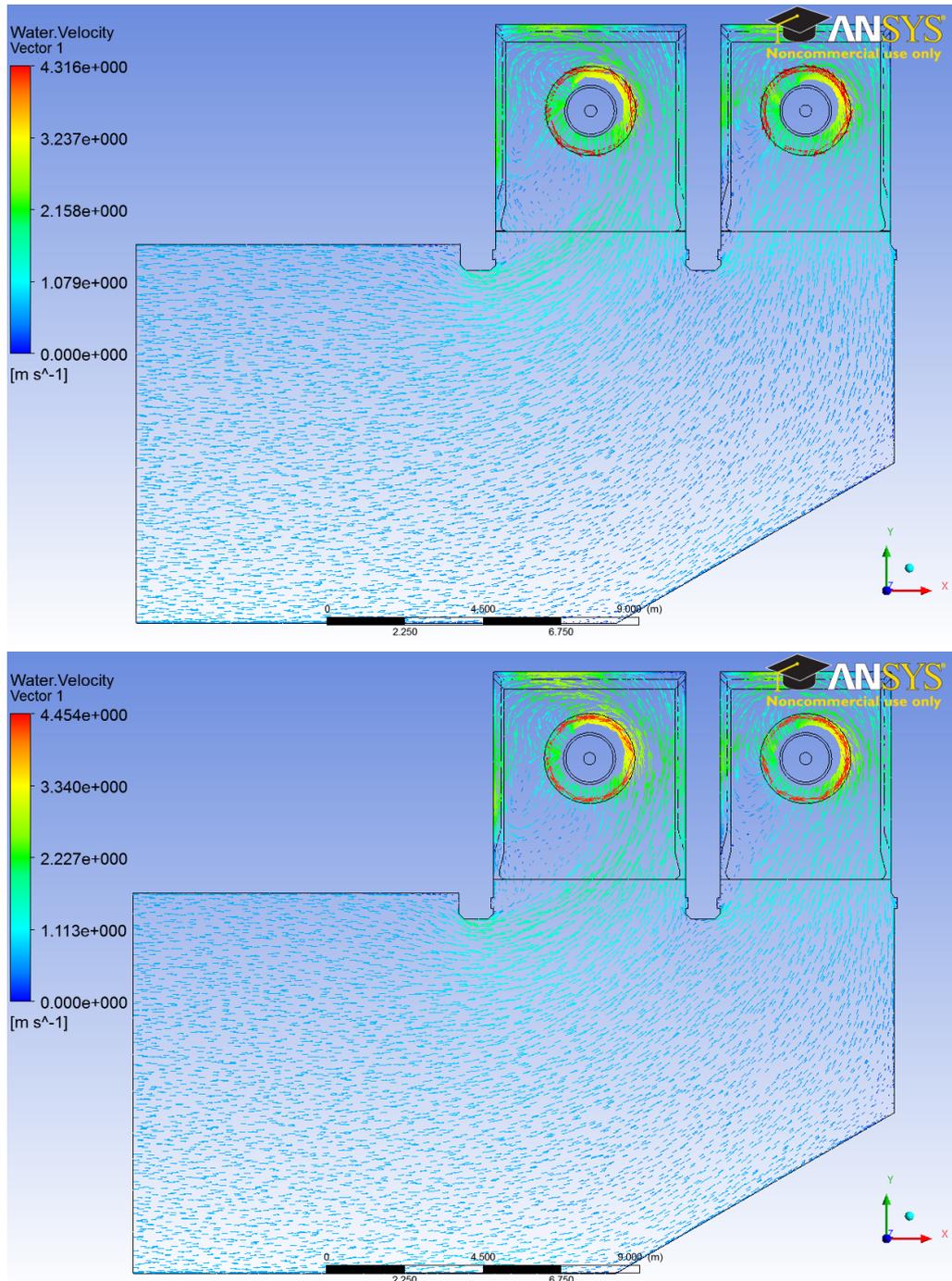


Abbildung 5.14: Unterschied im Strömungsbild des gesamten Modells in Abhängigkeit von der Drehrichtung – Ebene liegt auf halber Leitschaufelhöhe (oben – nach links drehend)

5 Interpretation der Ergebnisse

Auch die Betrachtung der Wasseroberfläche, welche vorerst als 99%ige „Water Volume Fraction“ definiert wurde, lässt nicht erkennen, bei welcher Variante mehr Luft eingesaugt wird.

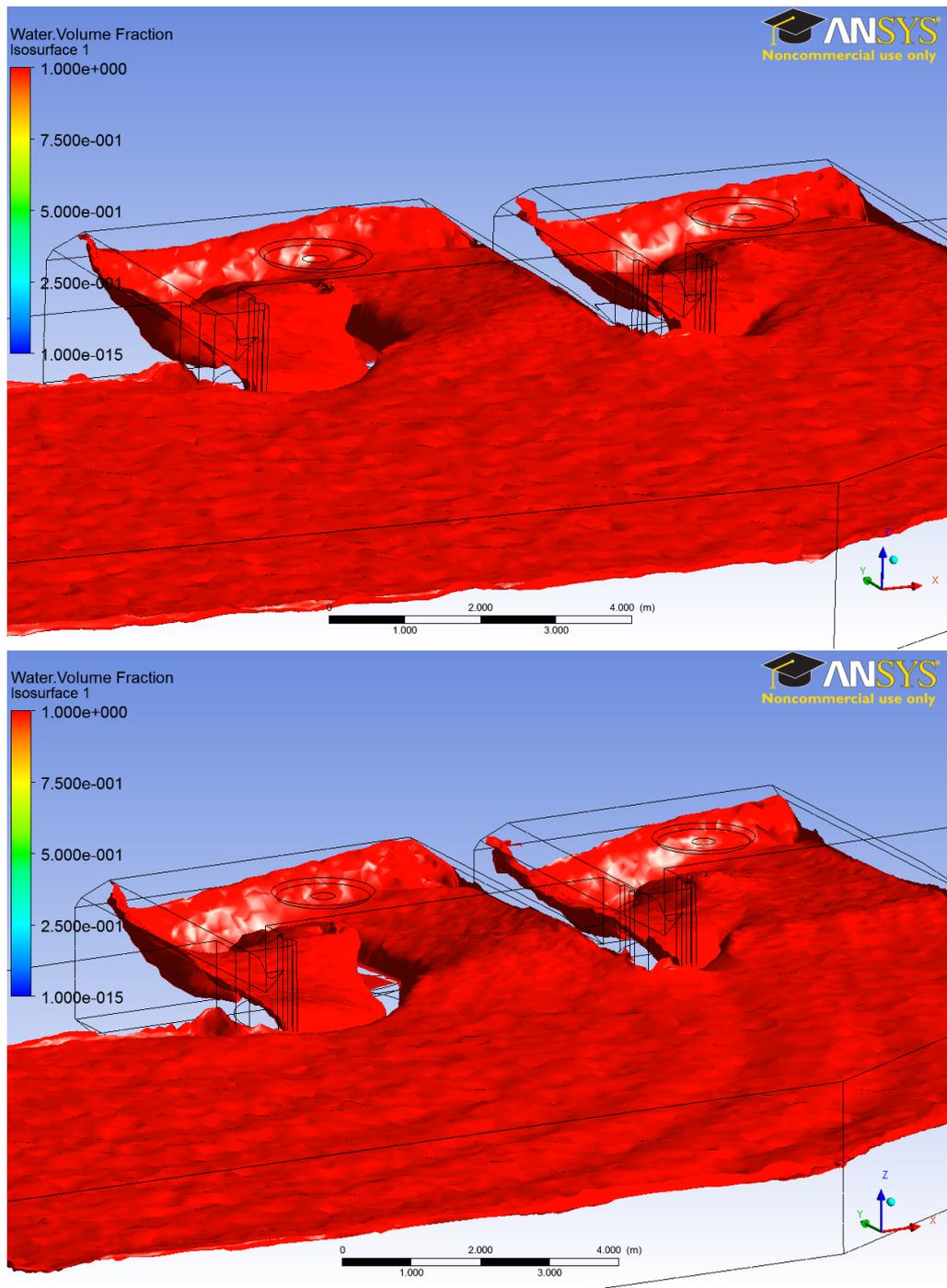


Abbildung 5.15: Oberfläche für „Water Volume Fraction“ = 0.99 (oben – linksdrehend)

Weitere Abbildungen mit 97%iger „Water Volume Fraction“, welche bei genauerer Betrachtung einen kleinen Vorteil für die linksdrehende Version ergeben, sind im Anhang zu finden.

6 Optimierung

6.1 Hosenrohr

Für das zu optimierende Hosenrohr wurden die Werte des in Kapitel 4.1 vorgestellten Modells verwendet. Dabei sollten sowohl für die symmetrische als auch die asymmetrische Version eine optimale Lösung gefunden werden.

Beide Varianten wurden, wie in den Abbildungen 4.2 und 4.3 dargestellt, im DesignModeler parametrisiert abgebildet und es wurden folgende Werte als Randbedingungen vorgegeben:

- $L_{ges} = 17000$ mm
- $D_0 = 2400$ mm
- $D_1 = 1600$ mm
- $a = 5000$ mm

Neben den Winkeln α und β wurden auch noch die Faktoren für L_2' , L_3' , R_{02} , R_{03} und R_{05} folgendermaßen definiert:

- $L_2' = L_2 \cdot \tilde{a}$
- $L_3' = L_2 \cdot \tilde{b}$
- $R_{02} = R_{05} = D_0 \cdot \tilde{d}$
- $R_{03} = R_{02} \cdot \tilde{e}$

Somit stehen in Summe sechs zu variierende Eingabeparameter zur Verfügung.

Neben einem möglichst geringen ζ -Wert wurde im Postprocessing noch $\Delta v_{Austritt}$ als 2. Ausgabeparameter folgendermaßen definiert:

$$\Delta v_{Austritt} = \frac{v_{max}}{v_{mittel}} \quad (6.1)$$

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p_{abs}}{v_{Eintritt}^2 \cdot \rho} \quad (6.2)$$

Die zusätzliche Vorgabe, dass $\Delta v_{Austritt}$ etwa 1 sein soll, beruht auf der Forderung, dass die Zuströmung einer Turbine möglichst gleichmäßig erfolgen soll. Für die Definition von $\Delta v_{Austritt}$ wurde bewusst v_{max} und nicht v_{min} gewählt, da v_{min} auf Grund der Einflüsse in der Randschicht nicht repräsentativ wäre.

Abschätzung des Optimums Nach Giesecke [5] kann man den theoretischen Verlustbeiwert ζ eines Hosenrohres folgendermaßen berechnen:

$$\zeta_{ges} = \sum \zeta_i = \zeta_{Oertlich} + \zeta_{Umlenk} + \zeta_{Querschnitt} \quad (6.3)$$

Dabei wird als ideale Annahme ein hydraulisch glattes Rohr mit einem Widerstandsbeiwert $\lambda = 0.009$ bei Nenndurchfluss $Q = 12.5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ aus dem Moody-Diagramm abgelesen. Durchmesser, Gesamtlänge und Winkel wurden von Seite 37 für das berechnete symmetrische Hosenrohr übernommen.

$$\zeta_{oertlich} = \frac{\lambda \cdot L_{ges}}{D_{mittel}} = \frac{0.009 \cdot 17000 \text{ mm}}{(2400 \text{ mm} + 1600 \text{ mm}) \cdot 0.5} = 0.0765 \quad (6.4)$$

Die Umlenk- bzw. Krümmungsverluste ergeben sich für einen Abzweigewinkel $\beta = 22.5^\circ$ laut Giesecke[5] und Gülich [1] zu etwa 0.23:

$$\zeta_{Umlenk} \sim 0.23 \quad (6.5)$$

Da sich der Querschnitt von 2.4 m auf etwa 1.6 m reduziert, wird für den Beiwert $c_q \sim 0.05$ angenommen. [5]

$$\zeta_{Querschnitt} = c_q \cdot \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 = 0.05 \cdot \left(1 - \frac{2.01 \text{ m}^2}{4.52 \text{ m}^2}\right)^2 = 0.0154 \quad (6.6)$$

Damit ergibt sich ζ_{ges} zu:

$$\zeta_{ges} = \sum \zeta_i = 0.0765 + 0.23 + 0.0154 = 0.3219$$

Dieser Wert sollte das theoretische Minimum bei Nenndurchfluss und gegebenen Grundabmessungen darstellen.

6.1.1 Identifikation der kritischen Parameter

Im DoE wurden mittels CCD, bei Verwendung von 6 Eingabeparametern, 45 Versionen des Hosenrohres erstellt, welche das Parametergebiet möglichst gut abdecken sollten. Die Berechnung erfolgte, wie bereits in Kapitel 5.1, unter Verwendung des k - ϵ Modells, von Auto Timescale und derselben Konvergenzkriterien.

Mittels Sensitivitätsanalyse wurden die in Abbildung 6.1 dargestellten Einflüsse festgestellt. Index „1“ bezieht sich dabei auf die obere Hälfte, Index „2“ auf den unteren Teil – also im asymmetrischen Fall das gerade Stück.

Es fällt besonders auf, dass eigentlich nur 3 der 6 Parameter zu einer nennenswerten Verbesserung beitragen können. Mit steigenden Werten der multiplikativen Faktoren \tilde{d} und \tilde{e} geht eine Senkung von ζ einher; dasselbe gilt bis zu einem bestimmten Bereich auch für den Winkel β , welcher allerdings ab Überschreiten eines Wendepunktes zu einem negativen Einfluss wird. Diese genaueren Zusammenhänge sind in Abbildung 6.2 dargestellt.

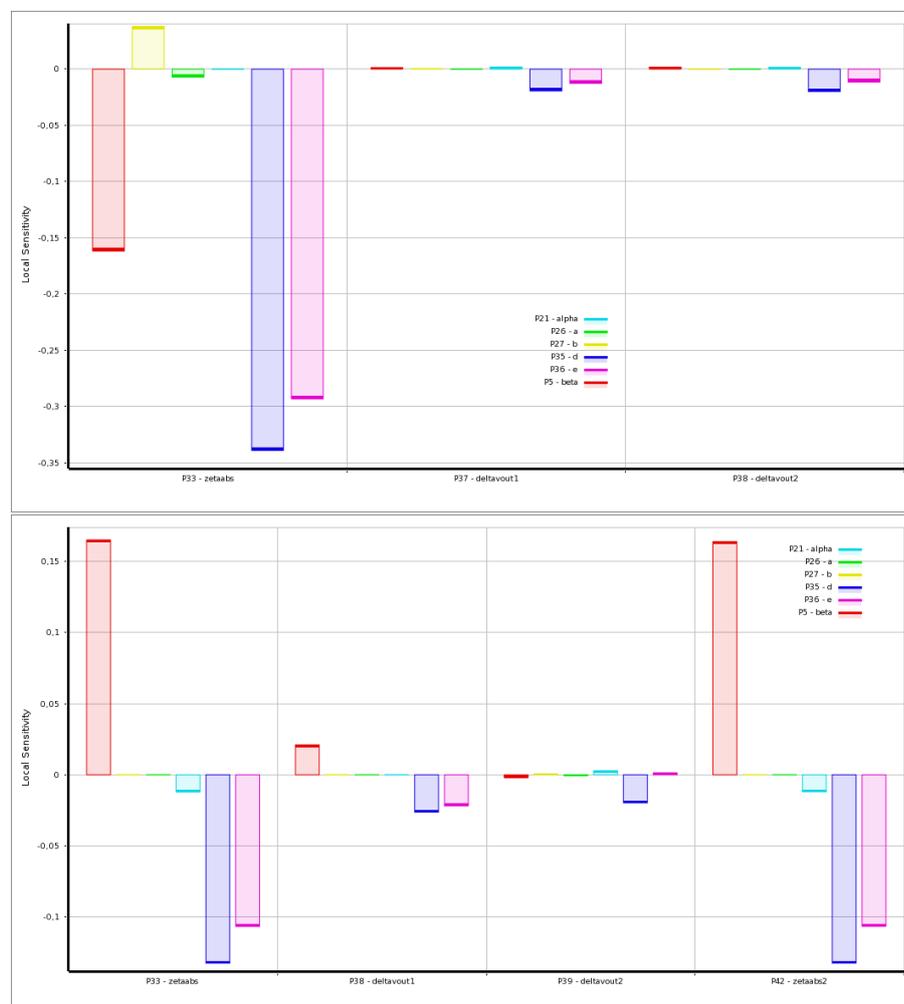


Abbildung 6.1: Einfluss der Eingabeparameter für die symmetrische (oben) und asymmetrische Geometrie (unten)

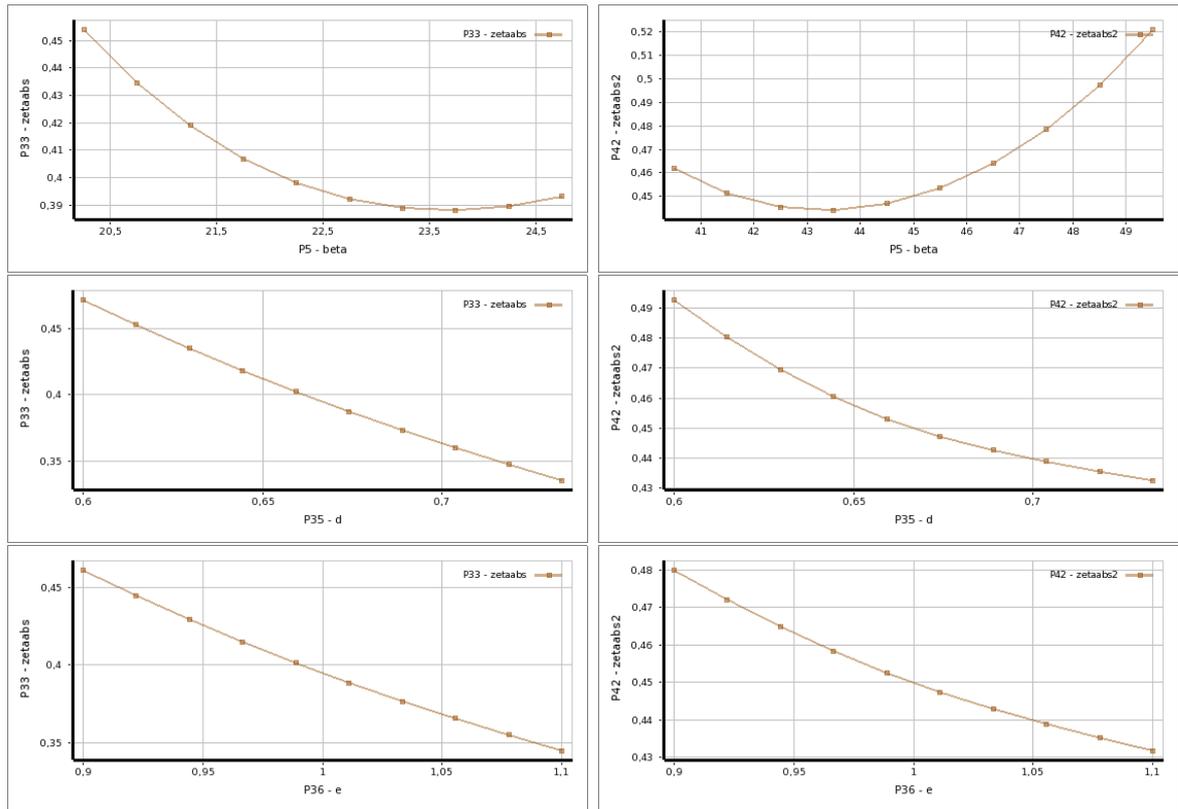


Abbildung 6.2: Verlauf des Einflusses der Eingabeparameter für die symmetrische (links) und asymmetrische Geometrie (rechts)

Wie man am Verlauf von β besonders schön sehen kann, wurde in beiden Fällen das Minimum im betrachteten Parametergebiet gefunden.

Für \tilde{d} und \tilde{e} konnten in dem betrachteten Gebiet weder ein eindeutiges Maximum noch ein Minimum identifiziert werden. Es ist aber durchaus eine Tendenz erkennbar, welche die weitere Vorgehensweise erheblich erleichtert.

Das Parametergebiet konnte leider aus geometrischen Gründen nicht weiter ausgedehnt werden, da ansonsten entweder Durchdringungen oder Geometrien außerhalb der zulässigen Abmessungen entstanden wären.

6.1.2 Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten

Da NLPQL lediglich ein „1-Ziel“-Optimierer ist, können hier nur die optimierten Ergebnisse, welche mittels Screening und MOGA ermittelt wurden, verglichen werden.

Die Zielvorgaben dabei waren:

- Minimierung von ζ – höchste Priorität
- Erreichen eines Wertes von etwa 1 für $\Delta v_{\text{Austritt}}$ – mittlere Priorität

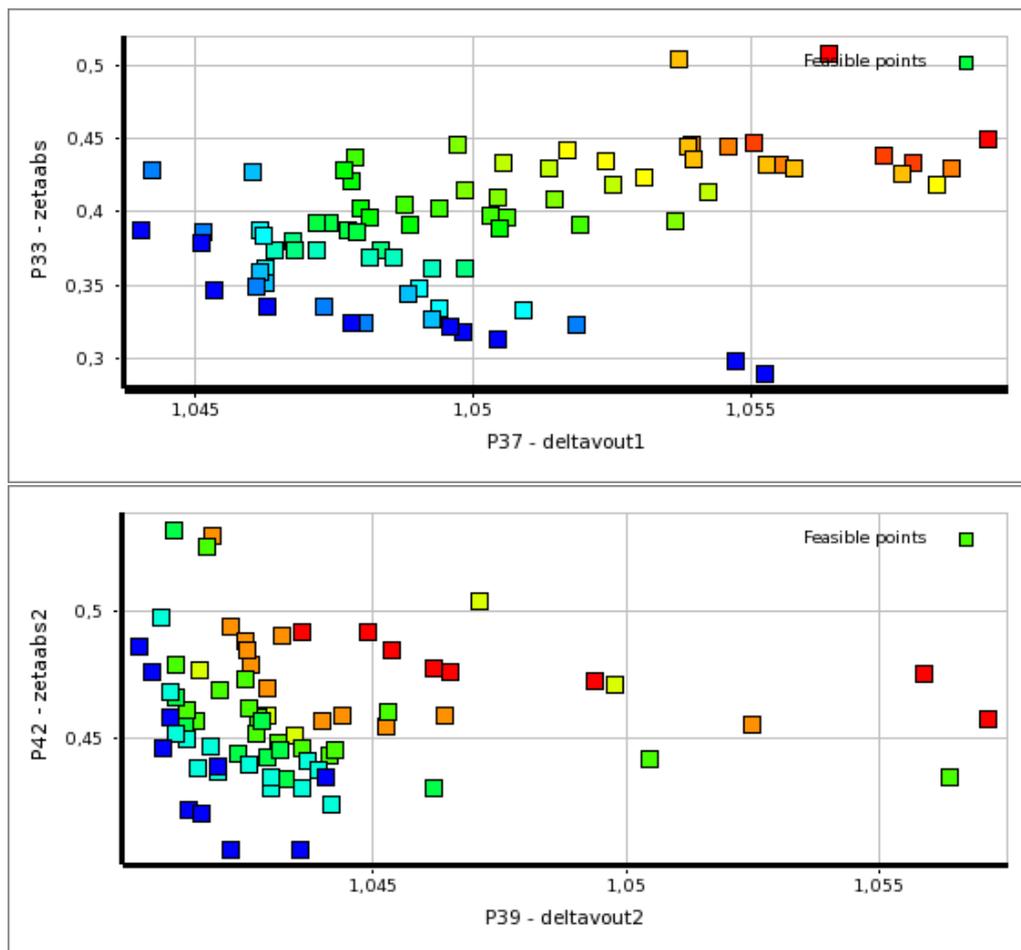


Abbildung 6.3: Deutlich erkennbare Pareto-Fronten (oben – symmetrisch)

Jeder Algorithmus erstellte dabei eine Fülle an möglichen Geometrien – für das Screening-Verfahren in Abbildung 6.3 dargestellt. Die 3 Varianten, welche die Vorgaben am besten erfüllten, sind in Tabelle 6.1 für den Punkt 1 (oberer Ast) angeführt.

Tab. 6.1: Vergleich von Optimierungsergebnissen

	symmetrisch		asymmetrisch	
	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$
Screening				
A	0,324	1,048	0,407	1,075
B	0,336	1,046	0,409	1,073
C	0,325	1,048	0,420	1,078
MOGA				
A	0,324	1,046	0,391	1,072
B	0,306	1,049	0,393	1,072
C	0,316	1,047	0,411	1,075

Da es sich dabei jedoch „nur“ um extrapolierte bzw. durch Algorithmen errechnete Werte handelt, wurden diese Punkte selbstverständlich nachgerechnet, um den Wahrheitsgehalt

bzw. die Zuverlässigkeit der Ergebnisse zu verifizieren.

Erstaunlicherweise liegen die maximalen Abweichungen bei nur etwa 6 % - die Screening Ergebnisse übertreffen dabei die mittels MOGA ermittelten Werte in Bezug auf ihre Genauigkeit bei Weitem. Die größte Abweichung liegt bei nur 1.5 %.

Tab. 6.2: Abweichung der Optimierungsvorschläge mit nachgerechneten Werten in %

	symmetrisch		asymmetrisch	
	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$
Screening				
A	-0,05	0,00	-0,74	0,00
B	-0,69	0,09	1,50	-0,20
C	-0,70	-0,04	-0,69	0,72
MOGA				
A	-1,14	0,00	6,11	0,06
B	-0,35	-0,18	1,54	0,09
C	0,34	-0,07	0,89	0,20

Das Ziel der Optimierung, bezogen auf die ursprüngliche Geometrie, brachte erstaunliche Verbesserungen hervor. So konnte ζ für die symmetrische Geometrie um über 20 % minimiert werden. Auch die asymmetrische Version wurde entscheidend verbessert, wie man Tabelle 6.3 entnehmen kann. Leider konnte keine zufriedenstellende Lösung für eine gleichmäßige Anströmung gefunden werden. Als Anmerkung ist jedoch zu ergänzen, dass Werte im Bereich von 1.05 - 1.08 % bereits als sehr gut zu bewerten sind.

Tab. 6.3: Prozentuelle Veränderungen der Optimierungsparameter im Vergleich zum Original

	symmetrisch		asymmetrisch	
	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$	ζ_{abs}	$\Delta v_{Austritt1}$
Screening				
A	-17,95	-0,04	-9,94	-0,29
B	-15,63	-0,10	-7,53	-0,70
C	-18,36	-0,06	-6,88	0,65
MOGA				
A	-18,88	-0,19	-7,60	-0,54
B	-22,80	-0,14	-11,04	-0,45
C	-19,66	-0,17	-7,56	-0,12

6.1.3 Vergleich mit Referenzgeometrie

Die Ergebnisse der Berechnungen, welche am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen 2009 durchgeführt wurden, ergaben für einen Durchfluss von $12.5 \frac{m^3}{s}$ einen günstigsten ζ -Wert von etwa 0.364 bei der Verwendung eines symmetrischen Hosenrohres. Dieses Ergebnis wurde allerdings mittels eines sehr feinen Gitters mit etwa 2.2 Mio Elementen

(bei 470.000 Knoten) errechnet.

Da ein so feines Netz im Zuge einer Optimierung auf Grund der sehr langen Rechenzeiten nicht praktikabel gewesen wäre, wurde ein gröberes Netz mit etwa 900.000 Elementen (bei 300.000 Knoten) verwendet. Für diese Konfiguration ergab sich ein ζ -Wert von etwa 0.393, wie Abbildung 5.4 auf Seite 59 zu entnehmen ist.

Diese Abweichung von ca. 7% wird in weiterer Folge als Referenz herangezogen, um Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

Da im Jahr 2009 leider nur ζ zur Beurteilung einer optimalen Geometrie herangezogen wurde, können leider keine Vergleiche zu $\Delta v_{\text{Austritt}}$ angestellt werden.

Nach Durchlaufen einiger Optimierungsschleifen wurde letztendlich folgende Geometrie gefunden:

- $\alpha = 6.31^\circ$ ($\alpha_{\text{original}} = 7^\circ$)
- $\beta = 23.01^\circ$ ($\beta_{\text{original}} = 22.5^\circ$)
- $\tilde{a} = 0.31$ ($\tilde{a}_{\text{original}} = 0.29$)
- $\tilde{b} = 0.65$ ($\tilde{b}_{\text{original}} = 0.72$)
- $\tilde{d} = 0.73$ ($\tilde{d}_{\text{original}} = 0.67$)
- $\tilde{e} = 1.04$ ($\tilde{e}_{\text{original}} = 1$)

Verglichen mit der vorhandenen Geometrie, haben sich nur Kleinigkeiten verändert. Diese führten allerdings zu einem erstaunlich niedrigen Verlustbeiwert von nur 0.304 – aufgewertet sogar nur 0.285. Damit würde dieser letztlich unter dem vorausgesagten theoretischen Minimum liegen und eine Verbesserung von knapp 30% darstellen. Ob dieser Wert in der Realität erreicht werden kann, sei aus fertigungstechnischer Sicht dahingestellt, da man in der Praxis oft auf verfügbare Standardkomponenten zurückgreift. Bei größeren Projekten wäre eine solche Maßanfertigung allerdings bestimmt sinnvoll – ab welcher Leistung sich diese bezahlt machen würde, müsste man über eine Wirtschaftlichkeitsrechnung getrennt ermitteln.

6.2 Radialpumpe mit $n_q \sim 27$

Die Optimierung einer Radialpumpe mittels ANSYS Workbench, analog zum Hosenrohr bzw. Einlaufbereich, konnte leider auf Grund eines Herstellerbedingten Softwarefehlers nicht wie gewünscht durchgeführt werden. Obwohl der Fehler dem Hersteller bereits frühzeitig gemeldet wurde, ist es wohl bislang nicht gelungen, dieses Problem zu beseitigen.

Aus diesem Grund kann an dieser Stelle keine klassische Optimierung gezeigt werden, sondern lediglich genauer auf die gewonnenen Ergebnisse eingegangen werden. Da ANSYS WB jeweils beim Durchlaufen der Geometrieerzeugung bzw. der Vernetzung den Vorgang abgebrochen hat, konnten die Rechnungen nicht wie gewohnt durchgeführt werden, allerdings funktionierte die Erzeugung der gewünschten Samples mittels CCD.

6.2.1 Definition der Parameter

Damit der Arbeits- und Rechenaufwand nicht den Rahmen sprengte, wurde die Anzahl der zu variierenden Parameter auf 8 beschränkt, was eine Anzahl von 81 Samples zur Folge hatte. Die Auswahl der Parameter erfolgte vor allem im Hinblick auf eine konstante Spiralgeometrie. Denn diese ebenfalls variabel bzw. sogar passend zur jeweiligen Schaufelgeometrie zu gestalten, würde vermutlich den Aufwand einer Dissertation erfordern. Somit wurden folgende 8 Parameter definiert und in den angegebenen Bereichen variiert. Als Referenz diente die auf Seite 66 vorgestellte Pumpe nach Gülich, welche bereits eine stabile Kennlinie aufwies.

Tab. 6.4: Bandbreite der Optimierungsparameter

Parameter	Bezeichnung	Startgeometrie	Parameterbereich	
1	$d_S [mm]$	94.81	80	100
2	$d_1 [mm]$	99.54	85	110
3	$b_1 [mm]$	23.17	19	33
4	$\beta_1 [^\circ]$	27.95	15	30
5	$\beta_2 [^\circ]$	21.95	19	27
6	$t_1 [mm]$	4	3.2	5
7	$t_2 [mm]$	4	3.2	5
8	$\gamma [^\circ]$	92	90.2	95

Darin stellen t_1 und t_2 die Schaufeldicke am Anfang bzw. Ende und γ den Neigungswinkel der hinteren Deckscheibe dar.

Da einige der erstellten Samples geometrisch nicht möglich waren ($d_S > d_1$), wurden diese bereits rechtzeitig aussortiert. Die verbleibenden 64 Versionen wurden anschließend in ANSYS DM erzeugt, vergittert und berechnet.

Als Ausgabe- bzw. Optimierungsparameter im anschließenden „Post-Processing“ wurden die für eine Pumpe maßgeblichen Werte für:

- Haltedruckhöhe – $NPSH$

- Wirkungsgrad – η

angegeben.

Der Wirkungsgrad η wird in diesem Fall über das Antriebsmoment der Schaufeln und der Drehzahl bezogen auf die erreichbare Totaldruckhöhe vom Eintritt in die Pumpe bis hin zum Austritt aus der Spirale berechnet:

$$\eta = \frac{p_{tot,AustrittSpirale} - p_{tot,EintrittPumpe}}{M_{Schaufeln} \cdot \omega} \quad (6.7)$$

Die Haltedruckhöhe – engl. NPSH (Net Positive Suction Head) – ist die erforderliche Druckhöhe am Saugstutzen der Pumpe, um Kavitation im Laufrad zu vermeiden. Aus diesem Grund werden für sämtliche Anlagen, in denen Pumpen verbaut sind, NPSH-Werte berechnet. Das dazugehörige Kriterium ist definiert als:

$$NPSH_{Anlage} > NPSH_{erforderlich,Pumpe}$$

Der NPSH-Wert errechnet sich per Definition zu:

$$NPSH = \frac{p_{tot} - p_{Dampf}}{\rho \cdot g} \quad (6.8)$$

In dieser Formel entspricht p_{tot} dem Totaldruck am Saugstutzen der Pumpe. Nachdem erkennbar ist, dass es sich im Zähler nur um eine Druckdifferenz handelt und der Dampfdruck von Wasser (bei 20 °C) vernachlässigbar klein ist, wird im Folgenden kurz erklärt, wie diese Druck(höhen)differenz im „Post-Processing“ zustande kommt.

Histogrammauswertung Da, wie soeben erwähnt, letztlich nur eine Druckdifferenz von Interesse ist, wird als Referenz der Totaldruck am Eintritt in die Pumpe, in Kapitel 5.2.1 als Interface 1 bezeichnet, festgelegt. Anschließend wird für jedes Gitterelement an der Schaufeloberfläche, der vorderen und der hinteren Deckscheibe ebenfalls der Totaldruck ermittelt und vom Referenzdruck subtrahiert.

$$\Delta p_{tot,Element} = p_{tot,Interface1} - p_{tot,Element} \quad (6.9)$$

Damit erhält man mit der angewandten Netzqualität etwa 12.000 verschieden große, mit unterschiedlichen Druckdifferenzen belegte Flächenfragmente. Wird nun der Druck über die normierte Fläche aufgetragen, so ergibt sich in etwa ein Verlauf wie in Diagramm 6.4 dargestellt.

Aus Erfahrung weiß man, dass das in Labors gemessene Kavitationsverhalten in der Nähe des 2 - 3%igen Mittelwertes liegt [15]. Deswegen wurde eine Histogrammauswertung für 2, 3 und 5% durchgeführt, um später einen Vergleich mit einer Referenzpumpe eines namhaften Herstellers machen zu können.

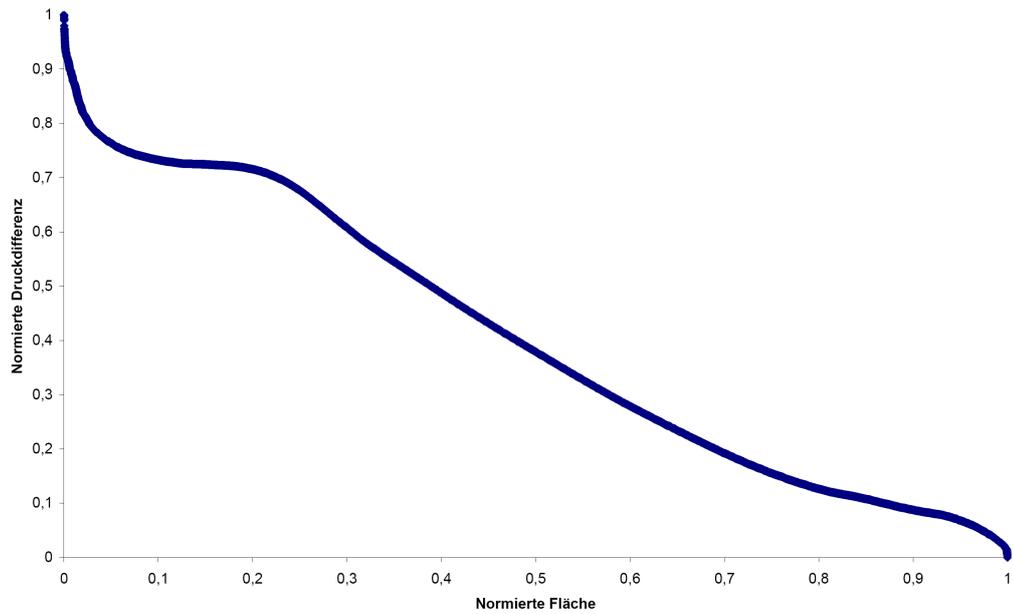


Abbildung 6.4: Druckverteilung an der Oberfläche der Schaufel – normiert

6.2.2 Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten

Da in diesem Fall weder eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, noch Response-Surfaces erzeugt werden konnten, blieb lediglich die Möglichkeit der Darstellung und Interpretation der Ergebnisse.

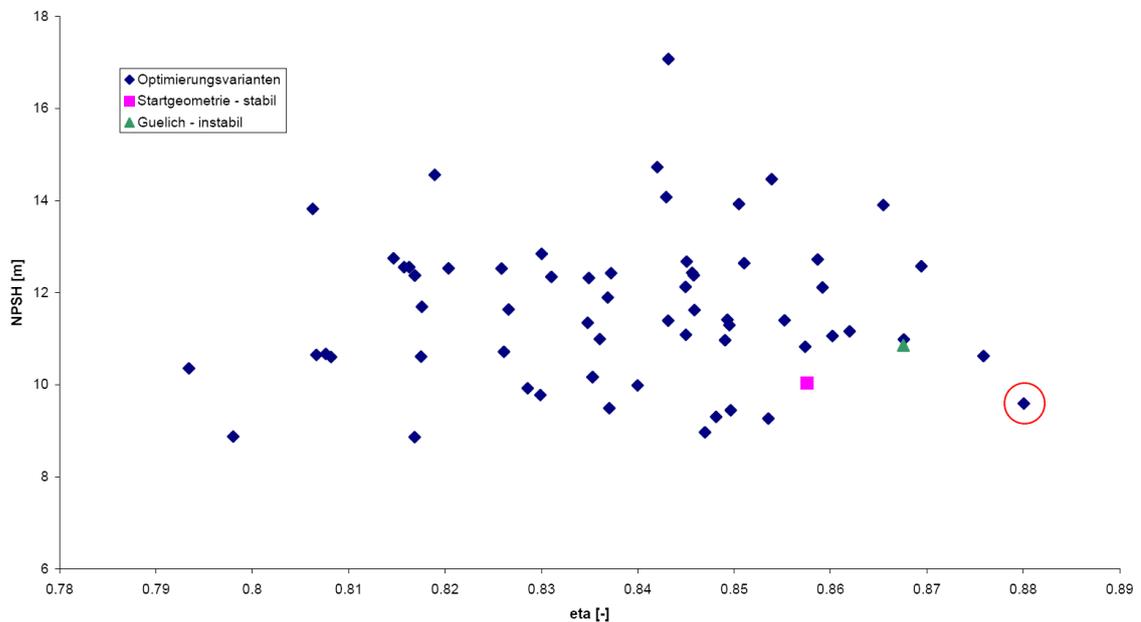


Abbildung 6.5: Ergebnisse der Optimierungsvarianten – NPSH 2 %

Neben der Darstellung der stabilen und instabilen Güelich-Version, wurde auch der beste Kandidat – in weiterer Folge als „V44“ bezeichnet – markiert. Denn, je weiter rechts

(höherer Wirkungsgrad) und unten (günstigeres Kavitationsverhalten) sich ein Punkt befindet, desto besser. Eine Auswertung für NPSH 3% und 5% findet sich im Anhang.

Da ein Großteil der errechneten Punkte schlechter als die Startgeometrie waren, ist an dieser Stelle anzumerken, dass eine korrekte Auslegung sich bereits sehr nahe am Optimum befindet und dass heutzutage nicht ohne Grund Pumpen nach Gülich oder Pfeiderer berechnet werden.

Obwohl die Werte des besten Kandidaten durchaus vielversprechend sind, lässt sich doch an diesem Punkt noch keine Aussage über die Brauchbarkeit der Pumpe (z.B. Kennlinienstabilität) an sich machen, da dazu eine gesamte Pumpenkennlinie erforderlich ist.

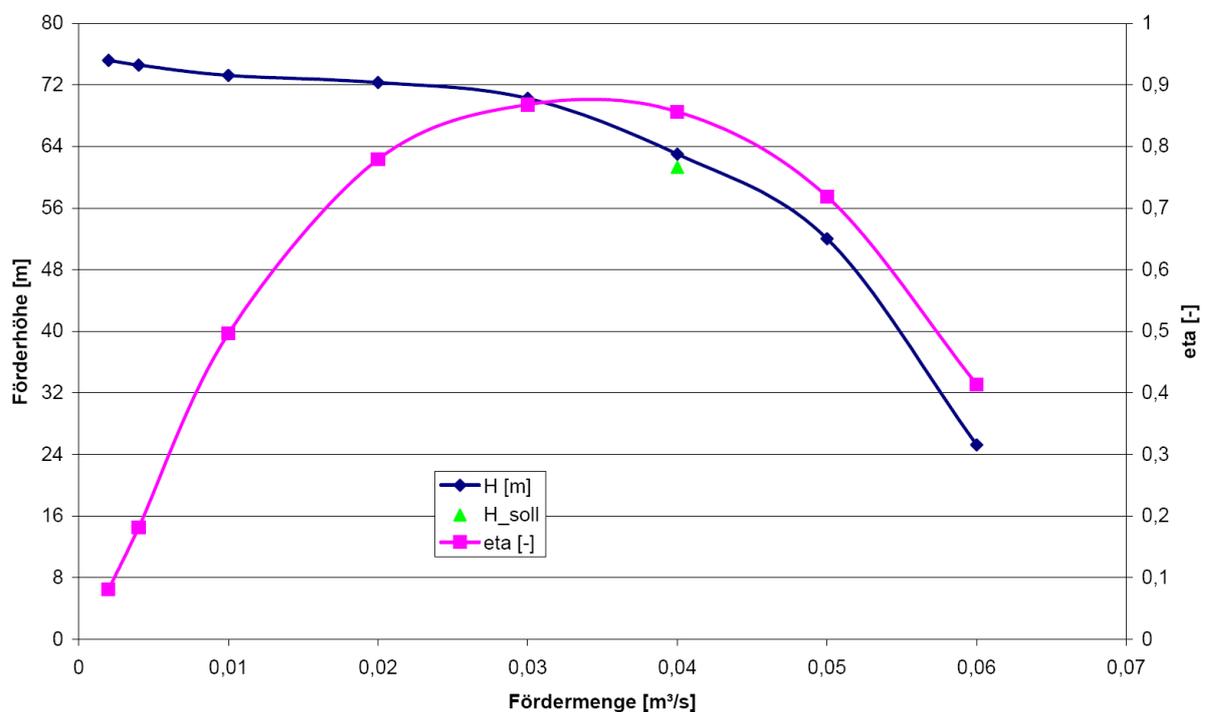


Abbildung 6.6: Pumpenkennlinie des besten Kandidaten – „V44“

Dieses Ergebnis übertraf letztlich alle Erwartungen, denn neben einem sehr breiten und auf hohem Niveau angesiedelten Wirkungsgradverlauf ergab diese Geometrie eine äußerst flache Kennlinie. Selbst die geforderte Förderhöhe im Nennpunkt wurde nahezu exakt erreicht.

Diese Variante ist der Grundversion, dargestellt in Abbildung 5.10 auf Seite 66, in allen Bereichen überlegen und wurde letztlich doch nur per Zufall entdeckt. Hätte die Software wie gewünscht funktioniert, so wäre vielleicht eine noch bessere Version machbar gewesen. Allerdings kann die beste Software nicht bereits durch die Berechnung eines einzelnen Punktes auf die Stabilität der zu erwartenden Kennlinie schließen.

6.2.3 Vergleich der erzeugten Geometrien

Da zur Erfüllung der Anforderungen bereits 3 Pumpen komplett durchgerechnet wurden, sollen in diesem Kapitel die Unterschiede bzw. Gemeinsamkeiten aufgezeigt werden. Denn alle 3 erbringen für den geforderten Volumenstrom von $0.04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ eine Förderhöhe von etwa 60 m und haben den annähernd selben Wirkungsgrad von $\sim 85\%$.

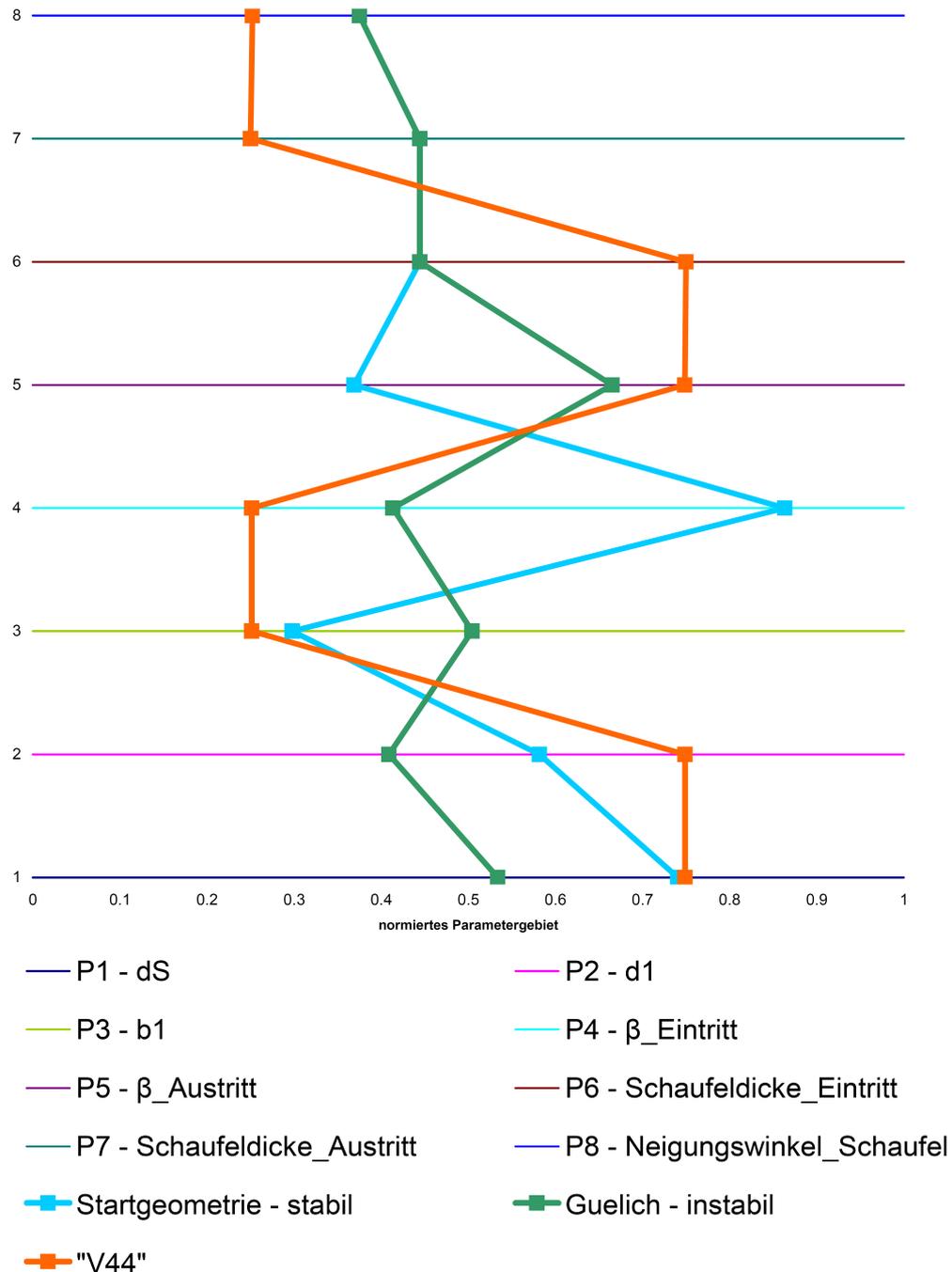


Abbildung 6.7: Parametervariationen der 3 errechneten Versionen

Betrachtet man allerdings die Abmessungen, so ist an dieser Stelle das Sprichwort „Viele

Wege führen nach Rom“ angebracht. Die Abmessungen wurden bewusst auf das bereits erwähnte Parametergebiet bezogen und zu Gunsten einer besseren Übersicht zusätzlich normiert.

6.2.4 Vergleich mit Referenzpumpe

Da viele Hersteller Messdaten und Kennlinien ihrer Pumpen zur Verfügung stellen, erfolgt an dieser Stelle ein Vergleich zwischen „V44“ und einer Radialpumpe mit ähnlichen Spezifikationen.

Um die benötigte Förderhöhe von 60 m zu erbringen, benötigt der Hersteller eine Pumpe mit einem Außendurchmesser von 265 mm. Dieser ist etwa 30 mm größer als d_2 von „V44“. Aus Vergleichsgründen wurde deshalb außerdem die Herstellerpumpe mit $d_2 = 235$ mm betrachtet.

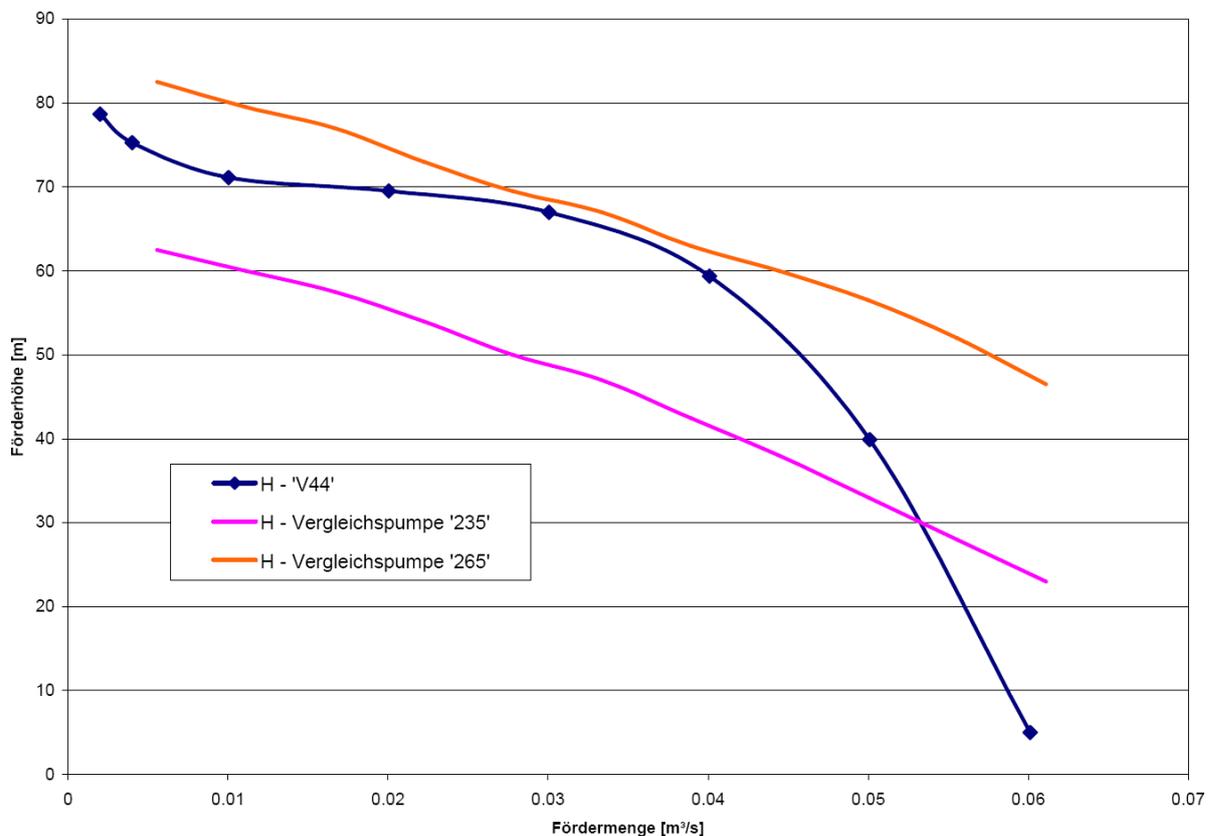


Abbildung 6.8: Vergleich der Förderhöhen

Abgesehen von einem massiven Förderhöhenverlust in Überlast ($Q > Q_{opt}$) ist die Herstellerpumpe mit $d_2 = 265$ mm der Variante „V44“ sehr ähnlich. Besonders auffällig ist der große Unterschied zwischen den beiden Herstellerpumpen von über 20 m Förderhöhe, bei einer Differenz des Außendurchmessers von lediglich 30 mm.

Laut Herstellerangaben ist das Kavitationsverhalten beider Varianten identisch. Da weder die Herstellerpumpe nachgerechnet wurde, noch Messwerte von „V44“ vorliegen, ist ein

zuverlässiger Vergleich äußerst schwierig. Betrachtet man allerdings die 2,3 und 5%igen NPSH-Kurven laut Histogrammauswertung, so lässt sich ein sehr ähnlicher Verlauf feststellen.

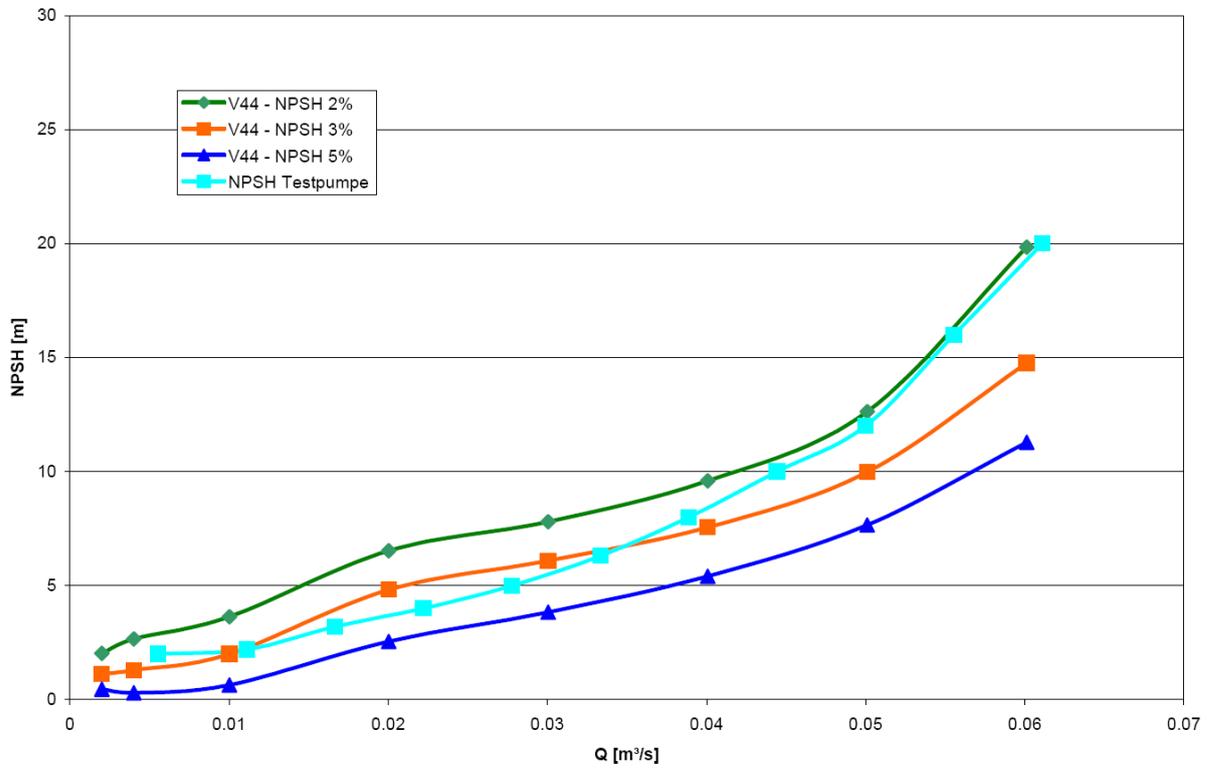


Abbildung 6.9: Vergleich des Kavitationsverhaltens

6.3 Einlaufbereich für 2 Francis Schachtturbinen

Der in Kapitel 4.3 bzw. 5.3.2 berechnete Turbineneinlauf ist, wie bereits erwähnt, schon seit über 60 Jahren in Betrieb. Aus diesem Grund durften im Zuge der Optimierungsmaßnahmen lediglich zusätzliche Einbauten, jedoch keine Änderungen der äußeren Abmessungen oder Ähnliches vorgenommen werden. Diese Vorgaben machten somit eine Optimierung der vorhandenen Geometrie deswegen unmöglich.

Aus diesem Grund wurde versucht, möglichst sinnvolle „innere“ Änderungen am Modell vorzunehmen, um die gewünschten Ziele:

- Minimierung des Luftmassenstromes \dot{m} durch die Turbinen
- Minimierung des Verluste bzw. des Verlustbeiwertes ζ

zu erreichen.

Da, wie bereits erwähnt, die Rechenzeiten leider ein limitierender Faktor waren, wurde eine Entscheidung in Bezug auf die folgenden – sehr einfachen – Änderungen getroffen.

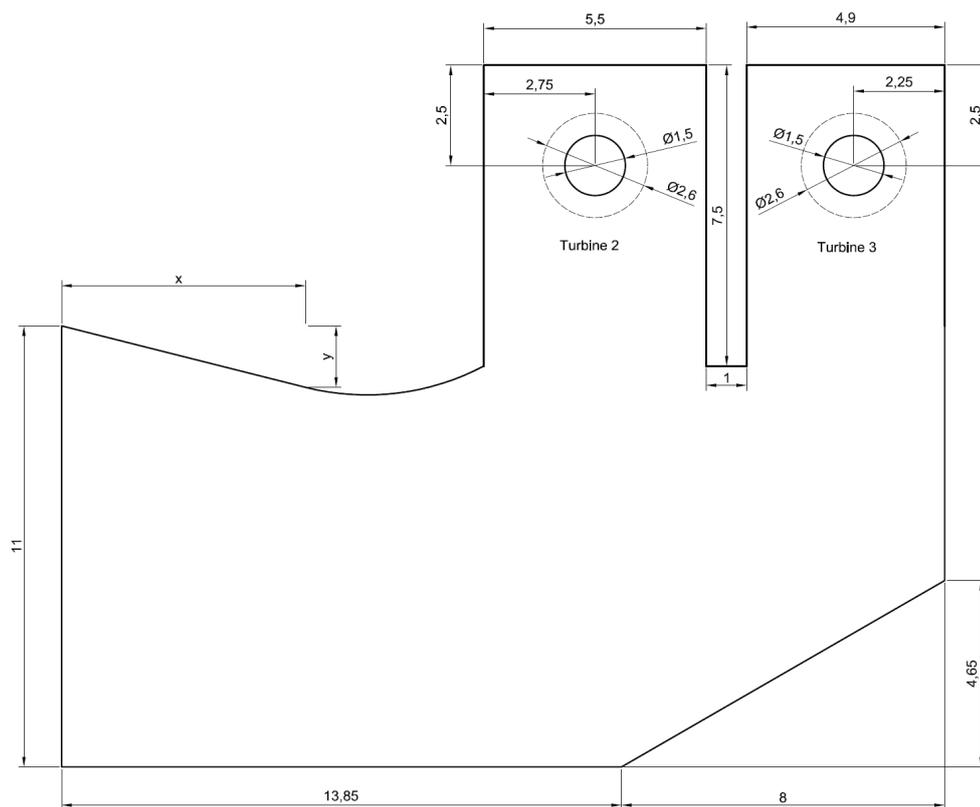


Abbildung 6.10: Optimierungsvariante „V1“

Der Gedanke bei beiden Varianten war, eine bessere Anströmung der Turbinen zu gewährleisten, um so den Lufteintrag zu minimieren. Da die Priorität der eingetragenen

Da sowohl „V1“ als auch „V2“ Vorteile erkennen ließen, war die Idee beide Einbaumaßen zu vereinen, um so eventuell die Vorteile aus beiden Varianten ausschöpfen zu können. Diese in Abbildung 6.12 dargestellte Variante „V3“ beinhaltet allerdings 4 Optimierungsparameter, was 25 CCD-Samples und damit eine reine Rechenzeit von etwa 2 Wochen ergab.

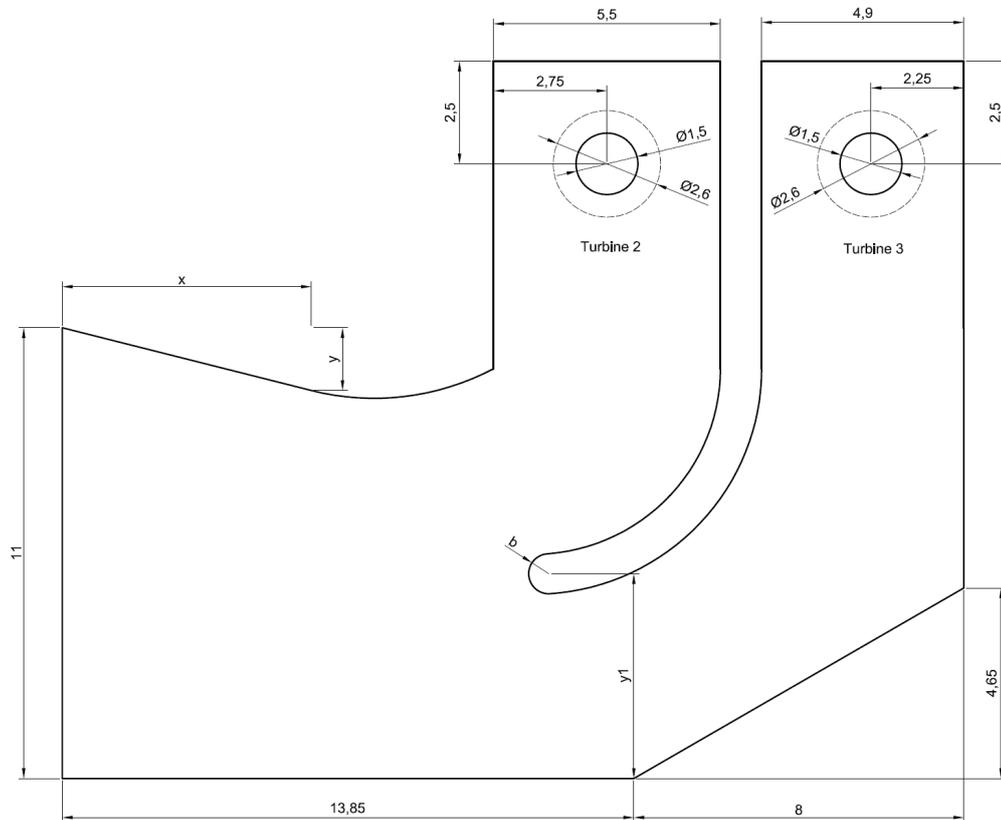


Abbildung 6.12: Optimierungsvariante „V3“

Die Resultate der Startwerte waren, abgesehen von ζ_{T3} , bereits sehr vielversprechend.

Tab. 6.6: Ergebnisse der Berechnungen der Variante V3 – linksdrehend

	ζ_{T2}	ζ_{T3}	$\dot{m}_{Luft,T2} [\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3} [\frac{kg}{s}]$
V3	6,154	14,262	-0,04712	-0,02178

6.3.1 Kritische Parameter

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden in diesem Kapitel lediglich die Einflüsse der Parameter auf „V3“ dargestellt und diskutiert. Sämtliche Darstellungen von „V1“ und „V2“ sind im Anhang angeführt.

Die Ergebnisse der Local-Sensitivity-Analyse für „V3“ sind in Abbildung 6.13 dargestellt und lassen sehr gut erkennen, dass der Eingabeparameter „b“ – innerhalb von WB als „P8-Ellipse“ bezeichnet – keinen merkbaren Einfluss hat.

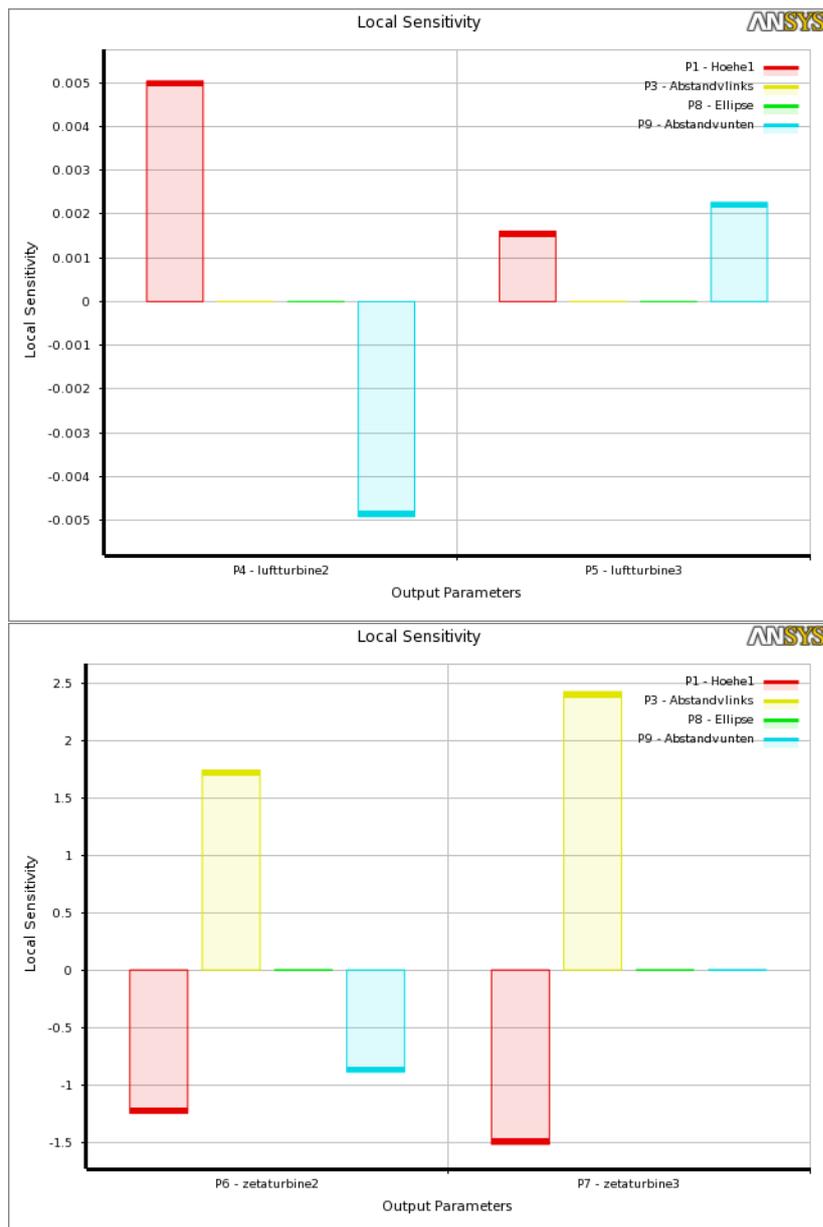


Abbildung 6.13: Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)

Der gegenläufige Einfluss des Parameters „P1-Hoehe1“, welcher dem Wert „ y “ in Abbildung 6.12 entspricht, lässt zwar auf den ersten Blick nichts Gutes vermuten, allerdings ist die austretende Luft mit einem negativen Vorzeichen behaftet. Aus diesem Grund ist damit zu rechnen, dass ein größeres „ y “ durchaus positiv sein könnte. Der Verlauf des Einflusses von „ y “ auf die relevanten Ausgabeparameter über das betrachtete Gebiet ist nach Abbildung 6.14 ersichtlich.

Wie bereits vermutet, wirkt sich ein größeres „ y “ durchaus positiv auf die zu minimierenden Werte aus (Massenstrom muss auf Grund des Vorzeichens allerdings maximiert werden). Lediglich der Luftmassenstrom durch Turbine 2 scheint bei $y = 1.5$ m ein Minimum zu erreichen.

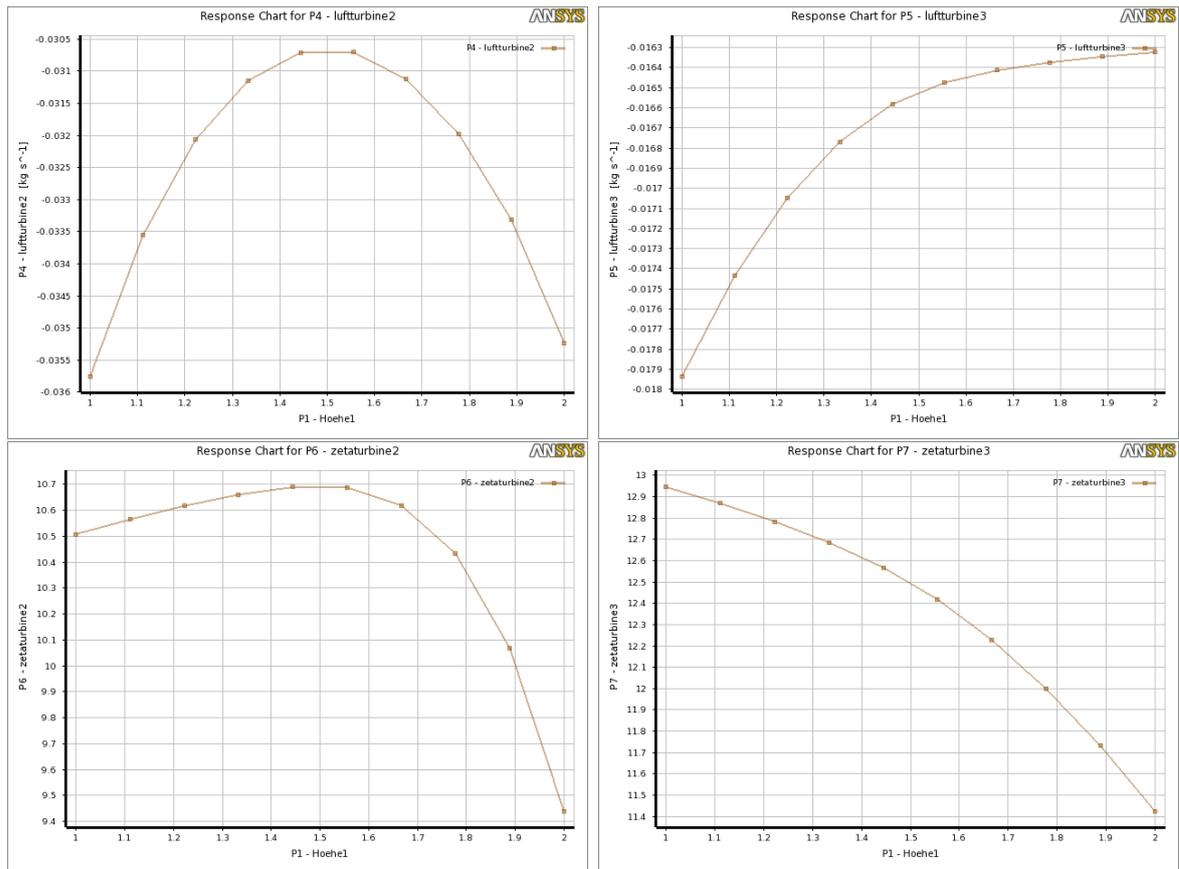


Abbildung 6.14: Einfluss von „y“ auf die Ausgabewerte

Der innerhalb von WB und in Abbildung 6.15 als „P3-Abstandlinks“ dargestellte Wert - im Weiteren als „x“ bezeichnet - hat auf die resultierende Luftmenge durch die Turbinen keinen Einfluss, wohl aber auf die Verlustbeiwerte. Nimmt ζ_{T3} annähernd linear mit x zu, so ist der Einfluss auf ζ_{T2} zuerst sehr stark, nimmt dann aber immer weiter ab.

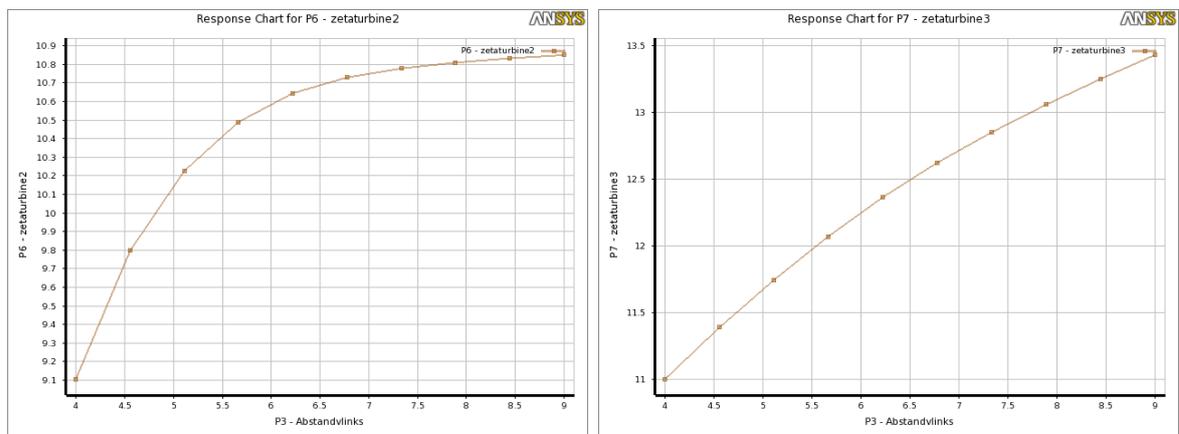
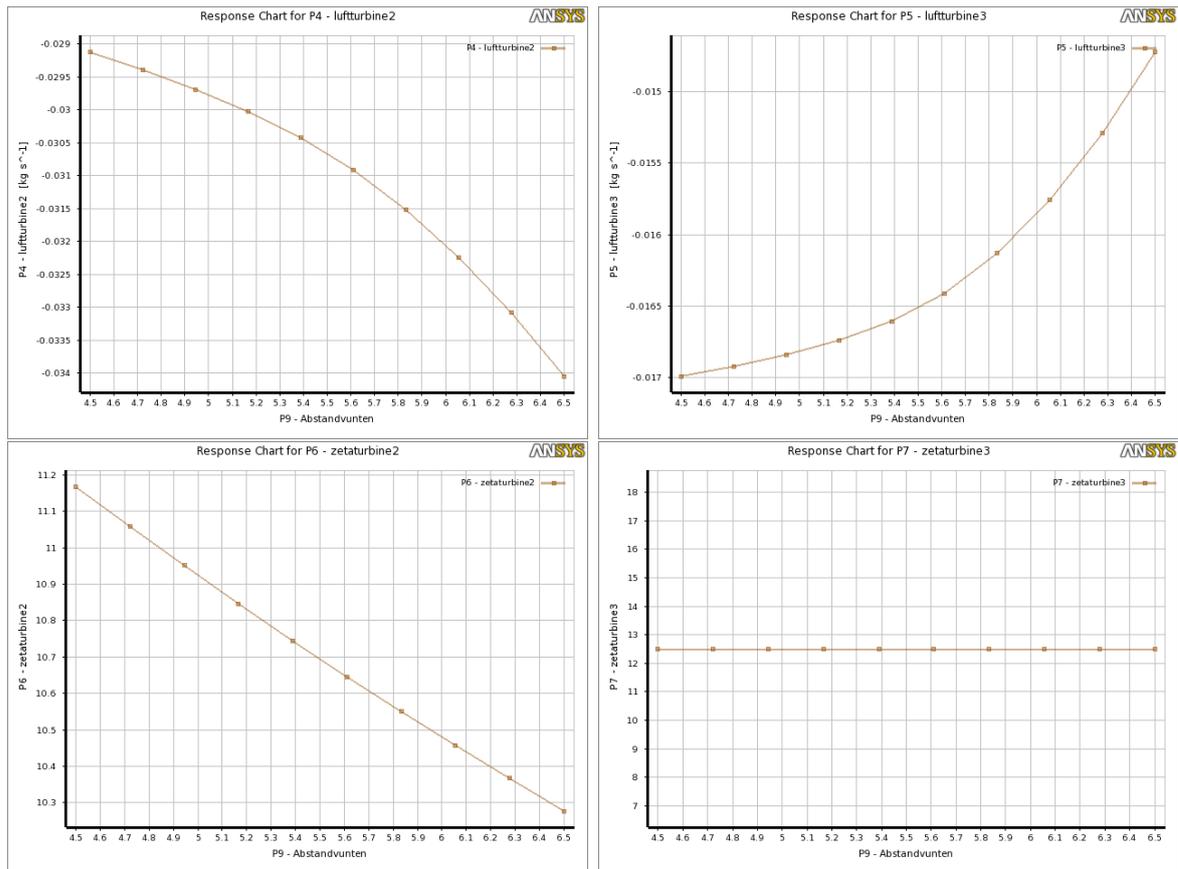


Abbildung 6.15: Einfluss von „x“ auf die Ausgabewerte

Abbildung 6.16: Einfluss von „ y_1 “ auf die Ausgabewerte

„ y_1 “ – in Abbildung 6.16 als „P9-Abstandsvunten“ deklariert, hat durchwegs einen positiven Einfluss auf Turbine 3. Die Auswirkungen eines steigenden „ y_1 “-Wertes auf Turbine 2 sind hingegen ambivalent. Denn, mit sinkendem ζ steigt bedauerlicherweise die durch die Turbine strömende Luftmenge merklich an.

6.3.2 Ergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten

Da NLPQL auch hier auf Grund einer Mehrziel-Suche keine Anwendung finden kann, bleiben die Möglichkeiten wieder auf die beiden Varianten:

- Screening
- MOGA

beschränkt.

Mit den bereits erwähnten Zielvorgaben wurden etliche Samples extrapoliert bzw. errechnet. Diese, nach dem Screening-Verfahren gewonnenen Werte, sind für Turbine 2 und 3 in den folgenden Abbildungen dargestellt.

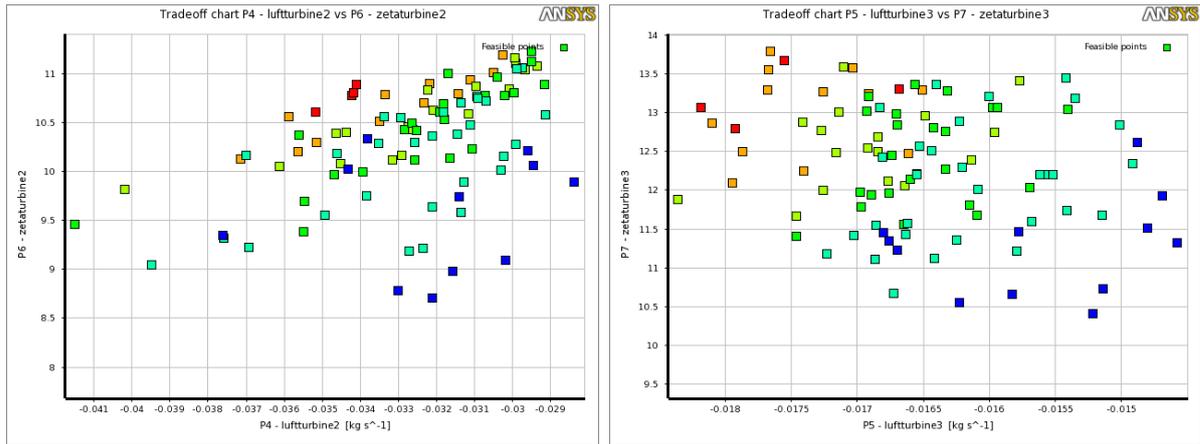


Abbildung 6.17: Nach dem Screening-Verfahren erstellte Samples

Die angestrebten Geometrien sollten sich dabei je nach Priorität möglichst rechts (Luftmengenminimierung) bzw. unten (Verlustminimierung) befinden. Da in diesem Fall der Luftmenge eine höhere Priorität als den Verlusten zugewiesen wurde, sind die „optimalen“ Kandidaten auf den ersten Blick zwar ein wenig verwunderlich, allerdings stellen diese doch den sinnvollsten Kompromiss dar.

Tab. 6.7: Screening-Ergebnisse der Optimierung von V3 – linksdrehend

	ζ_{T2}	ζ_{T3}	$\dot{m}_{Luft,T2} [\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3} [\frac{kg}{s}]$
Screening				
A	8,713	10,483	-0,032	-0,015
B	9,100	10,741	-0,030	-0,015
C	8,972	10,663	-0,0315	-0,016

Die Nachrechnung ergab in diesem Fall wieder nur sehr geringe Abweichungen von maximal 12%.

Tab. 6.8: Abweichung der nachgerechneten Screening-Ergebnisse in %

	ζ_{T2}	ζ_{T3}	$\dot{m}_{Luft,T2} [\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3} [\frac{kg}{s}]$
Screening				
A	-7.253	-2.820	-4.746	3.968
B	0.326	-11.548	7.752	9.329
C	-12.066	-10.676	5.468	5.225

Diese Genauigkeit konnten die mittels MOGA errechneten Kandidaten leider nicht aufweisen. Allerdings lag bereits bei der Betrachtung der Kandidaten der Verdacht nahe, dass der Algorithmus irgendwie zu versagen schien. Denn, die in unten stehender Tabelle angeführten Werte wären, zumindest den Verlustbeiwert betreffend, unschlagbar gewesen.

Tab. 6.9: MOGA-Ergebnisse der Optimierung von V3 – linksdrehend

	ζ_{T2}	ζ_{T3}	$\dot{m}_{Luft,T2}[\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3}[\frac{kg}{s}]$
MOGA				
A	5,954	8,824	-0,034	-0,015
B	6,526	9,036	-0,032	-0,015
C	6,619	9,013	-0,032	-0,016

Es kann somit festgehalten werden, dass auch in diesem Fall die „optimalen“ Versionen zuverlässiger mittels Screening vorhergesagt werden konnten. Die Genauigkeit der extrapolierten Werte war zwar nicht mehr so gut wie im Falle des Biegebalkens oder des Hosenrohres, allerdings immer noch sehr gut brauchbar.

6.3.3 Vergleich mit Startgeometrie

Wie aus der untenstehenden Tabelle klar ersichtlich, ist die optimierte Geometrie den anderen Versionen meist überlegen.

Tab. 6.10: Vergleich des „besten“ Kandidaten mit den Startwerten der unterschiedlichen Geometrien

	$\zeta_{T2}[-]$	$\zeta_{T3}[-]$	$\dot{m}_{Luft,T2}[\frac{kg}{s}]$	$\dot{m}_{Luft,T3}[\frac{kg}{s}]$
Optimum	8,713	10,483	-0,032	-0,015
Startgeometrie	10,481	12,063	-0,03231	-0,02211
V1	8,725	8,181	-0,04379	-0,04867
V2	7,379	15,038	-0,05941	-0,02230
V3	6,154	14,262	-0,04712	-0,02178

Lediglich die Startversion, welche ohne Simulation oder andere moderne Methoden vor über 60 Jahren entworfen wurde, liegt die Luftmenge betreffend gleich auf. Auch wenn die Verlustbeiwerte höher sind, sei auch hierzu gesagt, dass Erfahrung und ein gutes Gespür im Bereich der Strömungsmaschinen immer noch erstaunliche Resultate hervorbringen, welche mit modernen Verfahren zwar auch, allerdings nur mit entsprechendem Aufwand, zu erhalten sind.

- $x_{opt} = 4.142 \text{ m}$ ($x_{original} = 6.5 \text{ m}$)
- $y_{opt} = 1.965 \text{ m}$ ($x_{original} = 1.5 \text{ m}$)
- $b_{opt} = 0.768 \text{ m}$ ($x_{original} = 1 \text{ m}$)
- $y_{1,opt} = 5.278 \text{ m}$ ($x_{original} = 5.5 \text{ m}$)

Beim Betrachten der „optimierten“ Abmessungen ist kaum verwunderlich, dass „x“ am unteren und „y“ am oberen Ende des Parametergebietes angesiedelt sind. Denn bereits die Response-Surfaces ließen diese Aussage zu. Die Wahl von „y₁“ basiert vermutlich darauf, dass bereits „y“ zu Ungunsten der Luftmenge durch Turbine 2 festgelegt wurde und

ansonsten ein noch schlechterer Wert den Zielvorgaben widersprochen hätte.

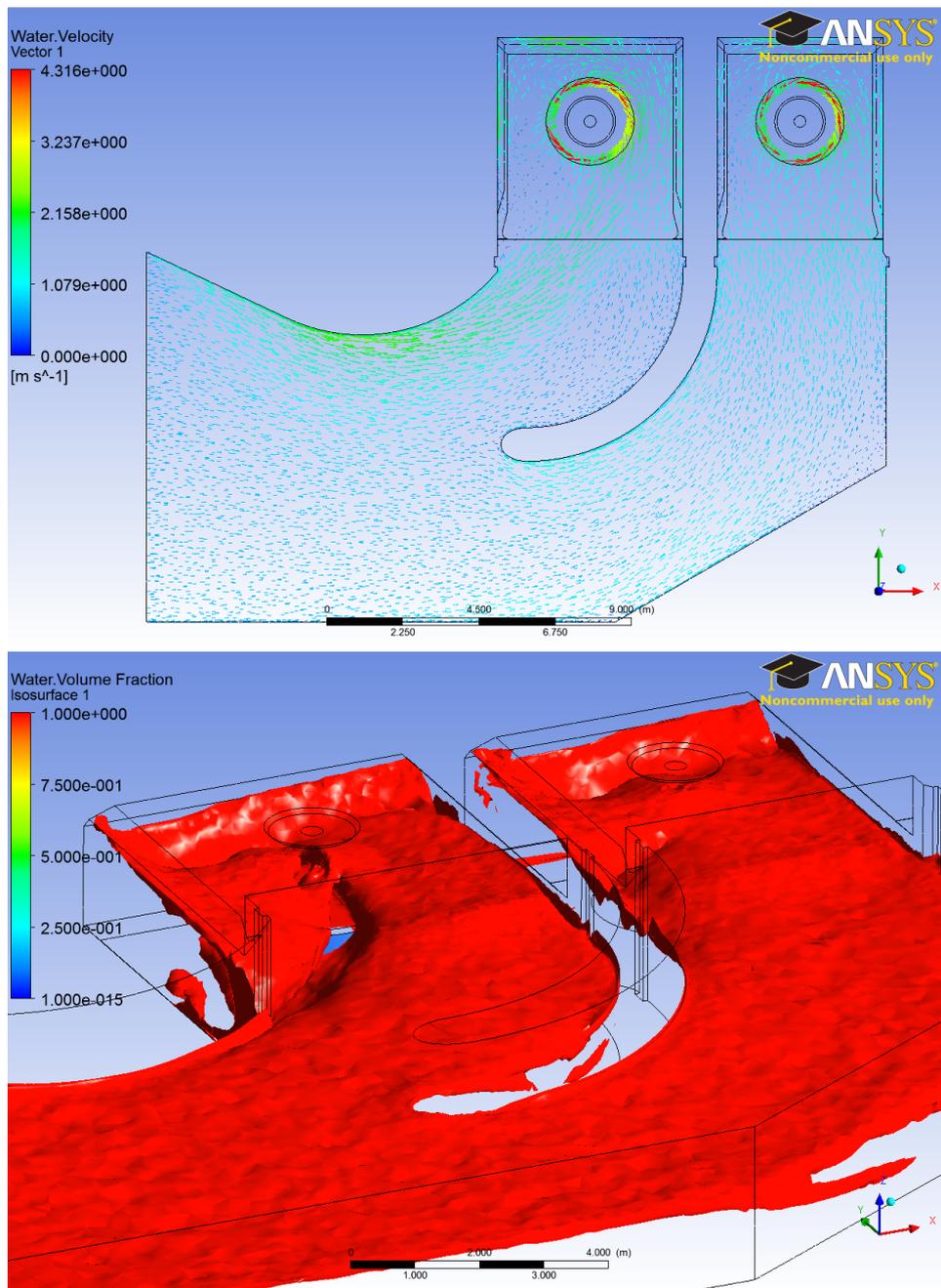


Abbildung 6.18: Ausbildung des Strömungsfeldes und der Wasseroberfläche der optimierten Version

In den obigen Abbildungen ist nochmals die Wasseroberfläche als 99%ige „Water Volume Fraction“ bzw. das Strömungsfeld in Leitschaufelmitte abgebildet. Hierbei fällt vor allem die durch den mittleren Einbau erzwungene, gleichmäßige Anströmung von Turbine 3 auf, was auch den geringen Lufteintrag erklärt.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die gegenständliche Diplomarbeit befasst sich mit der numerischen Optimierung von Hydraulischen Maschinen und Anlagenkomponenten. Ausgehend von der Berechnung, der Modellierung, der numerischen Simulation bis hin zur Auswertung und Optimierung wurden sämtliche dafür benötigten Schritte detailliert beschrieben. Im Folgenden werden die Schwerpunkte der einzelnen Kapitel nochmals kurz zusammengefasst und diskutiert.

Beginnend mit der einfachen Auslegung eines Hosenrohres erfolgte die Einarbeitung in die verwendete Software ANSYS Workbench. Dabei wurde die gesamte Geometrie in ANSYS DesignModeler erzeugt und vollständig parametrisiert. Diese Parametrisierung stellt das Kernstück der weiteren Optimierung dar. Denn damit ist es der Software möglich, selbstständig die Geometrie zu variieren, wieder zu vergittern und zu berechnen. Auch die Auswertung erfolgt für jeden Schritt vollautomatisch, sofern die Auswerteroutine einmal vorgegeben wurde.

Mit dieser Vorgehensweise konnte ein bereits vor einigen Jahren am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen ausgelegtes Hosenrohr hinsichtlich des Verlustbeiwertes ζ um knapp 30 % verbessert werden.

Darauf aufbauend wurde die Optimierung des Einlaufbereiches eines Wasserkraftwerkes vorgenommen. Da die hierfür benötigten Rechenzeiten auf Grund einer zweiphasigen Berechnung sehr hoch waren, konnten nur wenige Optimierungsparameter verwendet werden. Jedoch waren diese ausreichend, um eine Verringerung der Verluste von $\sim 10\%$ bei gleichzeitig reduzierter Luftmenge durch die Turbine zu erreichen.

Nachdem bereits in beiden Fällen äußerst positive Ergebnisse erzielt wurden und die Einarbeitung in die Software nahezu abgeschlossen war, wurde versucht eine Radialpumpe zu optimieren. Da einige Funktionen von ANSYS Workbench leider noch als „Beta-Features“ – also unfertig bzw. nicht getestet – implementiert waren, ergaben sich im Laufe dieser Arbeit doch mehrere Probleme.

So war neben der deutlich komplexeren Parametrisierung der Pumpengeometrie mitsamt Spirale vor allem ein unausgereiftes 3D-CAD-System – kurz BladeModeler – schuld an doch erheblichen Verzögerungen. Obwohl ursprünglich eine Pumpengeometrie mit vorgezogener Eintrittskante (u.a. aus Kavitationsgründen) vorgesehen war, dies jedoch die Software nicht zuverlässig erzeugen konnte, wurde stattdessen eine achsparallele Saugkante verwendet. Dies führte neben einem schlechteren Kavitationsverhalten auch zu einem niedrigeren Spitzenwirkungsgrad. Ein weiteres Problem mit der Lizenzverwaltung erlaubte es nicht, dass die Pumpengeometrie, obwohl korrekt parametrisiert, automatisiert abgerechnet wurde. Daher mussten sämtliche 64 Versionen manuell erzeugt, vergittert und anschließend berechnet werden. Dieser enorme Zeitaufwand war der Grund, weshalb für

die als Optimum gefundene Version „V44“ keine 2. Generation berechnet wurde. Obwohl alle Probleme dem ANSYS-Kundendienst mitgeteilt und zahlreiche Telefonate geführt wurden, konnte bis dato keine Lösung für diese Probleme gefunden werden. Trotz der geschilderten Umstände ist es gelungen, eine ausgezeichnete Geometrie zu generieren, welche alle typischen Merkmale einer „guten“ Pumpenkennlinie erfüllt.

Abschließend sei gesagt, dass die Nutzung dieser Software zusammen mit dem nötigen Wissen über deren Anwendung im Bereich der Strömungsmaschinen durchaus sinnvoll ist. Denn sobald die, durchaus zeitintensive Arbeitsvorbereitung abgeschlossen ist, entscheidet letztlich nur die Rechenkapazität darüber, wann die Ergebnisse fertig sind bzw. wieviele Generationen gerechnet werden können. Die Arbeitsvorbereitung nimmt allerdings auch mit zunehmender Routine bzw. dem Vorhandensein von Modellen deutlich ab, da eine Adaptierung wesentlich schneller erfolgen kann als die komplette Neuerstellung.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Möglichkeiten zur Entwicklung eines Serienproduktes	1
2.1	Bereiche des optimalen Wirkungsgrads für verschiedene Pumpenarten über der spezifischen Drehzahl n_q [2]	3
2.2	Geschwindigkeitsdreieck	4
2.3	Einteilung der Pumpen nach Gülich [1]	7
2.4	Spiralgehäuse [1]	8
2.5	links: Asymmetrischer Rohrverzweiger [6] – rechts: real ausgeführtes, sym- metrisches Hosenrohr	9
2.6	Gitter mit Blockstruktur [10]	12
2.7	Beispiel eines unstrukturierten Gitters mit strukturierter Randschicht [10]	12
2.8	Ablauf des Optimierungsvorganges	15
3.1	Ablauf einer Optimierung innerhalb von ANSYS Workbench	17
3.2	Meridionalkontur eines Pumpenlaufrades in ANSYS DesignModeler	19
3.3	Links: Schaufeln in 3D Ansicht – rechts: reduziertes Fluidmodell	20
3.4	Modell einer Radialpumpe in DesignModeler	21
3.5	Unstrukturiertes Netz für den gesamten Strömungsbereich	22
3.6	Förderhöhe und Massenstrom als Monitor-Points bei der Berechnung einer Pumpe	25
3.7	Geschwindigkeitsverteilung in einem Hosenrohr	27
3.8	Biegebalken	28
3.9	Unterschied zwischen CCD und OSFD bei Variation von 2 Parametern	29
3.10	Vergleich der Einflussparameter von CCD (links) und OSFD (rechts)	30
3.11	Einfluss der Eingabeparameter in 2D-Darstellung	31
3.12	Einfluss der Eingabeparameter in 3D-Darstellung	31
3.13	Optimierung mittels Screening	32
3.14	Lösungsraum mit deutlich erkennbarer Pareto-Front – blau entspricht sehr guten und rot sehr schlechten Kandidaten	33
4.1	Entwurf eines symmetrischen Hosenrohres nach [12]	37
4.2	Parametrisierte Geometrie eines symmetrischen Hosenrohres	38
4.3	Parametrisierte Geometrie eines asymmetrischen Hosenrohres	40
4.4	Langsamläufer ($n_q \sim 10 - 30$) nach Pfeleiderer [8]	41
4.5	Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen [1]	43
4.6	Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt [1]	47
4.7	Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt [1]	48
4.8	Spiralgehäuse nach [1]	50
4.9	Spiralgehäuse mit radialem Druckstutzen [1]	51

4.10	Verschneidungen an der Oberfläche der Spiralgeometrie im Bereich des Sporns	52
4.11	Vereinfachte Skizze des Einlaufbereiches	55
5.1	Abhängigkeit des Verlustbeiwertes von der Reynoldszahl	56
5.2	Vergleich symmetrisches/asymmetrisches Hosenrohr, beide Maschinen in Betrieb, $Q_{nenn} = 12.5 \frac{m^3}{s}$	57
5.3	Vergleich symmetrisches/asymmetrisches Hosenrohr, eine Maschine in Betrieb, $Q_{nenn} = 6.25 \frac{m^3}{s}$	58
5.4	Verlauf des ζ -Werte bzw. Verluste in Abhängigkeit vom Durchfluss für 1 Maschine (oben) und 2 Maschinen (unten)	59
5.5	Vergleich von ζ und h_v in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell am Beispiel des symmetrischen (oben) und asymmetrischen (unten) Hosenrohres beim Betrieb beider Maschinen	60
5.6	Pumpe mit Spirale, Zu- und Abströmrohr in CFX	61
5.7	Vergittertes Modell mit Darstellung der Randschichten	62
5.8	Konvergenzverhalten der Startgeometrie im Nennpunkt	64
5.9	Pumpengeometrie nach Gülich mit eindeutig instabiler Kennlinie	65
5.10	Pumpengeometrie nach Gülich mit stabiler Kennlinie	66
5.11	Kreiselpumpe mit instabiler (oben) und stabiler (unten) Kennlinie nach Pfeleiderer	67
5.12	Gitter des Einlaufbereiches mit ~ 400.000 Knoten	68
5.13	Konvergenzverlauf der Startgeometrie - linksdrehendes Vektorfeld	69
5.14	Unterschied im Strömungsbild des gesamten Modells in Abhängigkeit von der Drehrichtung – Ebene liegt auf halber Leitschaufelhöhe (oben – nach links drehend)	71
5.15	Oberfläche für „Water Volume Fraction“ = 0.99 (oben – linksdrehend)	72
6.1	Einfluss der Eingabeparameter für die symmetrische (oben) und asymmetrische Geometrie (unten)	75
6.2	Verlauf des Einflusses der Eingabeparameter für die symmetrische (links) und asymmetrische Geometrie (rechts)	76
6.3	Deutlich erkennbare Pareto-Fronten (oben – symmetrisch)	77
6.4	Druckverteilung an der Oberfläche der Schaufel – normiert	82
6.5	Ergebnisse der Optimierungsvarianten – NPSH 2%	82
6.6	Pumpenkennlinie des besten Kandidaten – „V44“	83
6.7	Parametervariationen der 3 errechneten Versionen	84
6.8	Vergleich der Förderhöhen	85
6.9	Vergleich des Kavitationsverhaltens	86
6.10	Optimierungsvariante „V1“	87
6.11	Optimierungsvariante „V2“	88
6.12	Optimierungsvariante „V3“	89
6.13	Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)	90
6.14	Einfluss von „y“ auf die Ausgabewerte	91
6.15	Einfluss von „x“ auf die Ausgabewerte	91

6.16	Einfluss von „ y_1 “ auf die Ausgabewerte	92
6.17	Nach dem Screening-Verfahren erstellte Samples	93
6.18	Ausbildung des Strömungsfeldes und der Wasseroberfläche der optimierten Version	95
A1	Ergebnisse der Optimierungsvarianten – NPSH 3% (oben) und NPSH 5% (unten)	104
B2	Nähere Betrachtung von Turbine 2 – linksdrehend (oben) – rechtsdrehend (unten)	105
B3	Oberfläche für „Water Volume Fraction“ = 0.97 (oben – linksdrehend) . .	106
B4	Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)	107
B5	Verlauf des Einflusses im betrachteten Parametergebiet	108
B6	Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)	109
B7	Verlauf des Einflusses im betrachteten Parametergebiet	110

Tabellenverzeichnis

3.1	Vergleich von CCD und OSFD	29
3.2	Vergleich von Optimierungsergebnissen mit nachgerechneten Werten . . .	35
4.1	Vergleich der Auslegungsparameter für eine Pumpengeometrie mit $n_q \sim 27$	49
4.2	Verlauf der Spiralabmessungen, aufgetragen über den Umfang	51
5.1	Ergebnisse der Berechnungen des Einlaufbereiches für beide Drehrichtungen	70
6.1	Vergleich von Optimierungsergebnissen	77
6.2	Abweichung der Optimierungsvorschläge mit nachgerechneten Werten in %	78
6.3	Prozentuelle Veränderungen der Optimierungsparameter im Vergleich zum Original	78
6.4	Bandbreite der Optimierungsparameter	80
6.5	Ergebnisse der Berechnungen des Einlaufbereiches für V1 und V2 – beide linksdrehend	88
6.6	Ergebnisse der Berechnungen der Variante V3 – linksdrehend	89
6.7	Screening-Ergebnisse der Optimierung von V3 – linksdrehend	93
6.8	Abweichung der nachgerechneten Screening-Ergebnisse in %	93
6.9	MOGA-Ergebnisse der Optimierung von V3 – linksdrehend	94
6.10	Vergleich des „besten“ Kandidaten mit den Startwerten der unterschiedlichen Geometrien	94

Literatur

- [1] Gülich Johann F.: *Kreiselpumpen*, 2. Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg 2004.
- [2] Jaberg Helmut: *Strömungsmaschinen Grundlagen und Vertiefung*, Vorlesung, TU-Graz 2008.
- [3] Menny Klaus: *Strömungsmaschinen*, 1. Auflage, Teubner, Stuttgart 1985.
- [4] Benigni, H. Jaberg, H. Penninger, G.: *Dimensioning and simulation of a pump with lowest possible specific speed*, The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary 2003.
- [5] Giesecke, J. Mosonyi, E.: *Wasserkraftanlagen*, 4. Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg 2005.
- [6] Idelchik I. E.: *Handbook of Hydraulic Resistance*, Second Edition, Springer, Berlin 1986.
- [7] Stepanoff A. J.: *Radial- und Axialpumpen*, Deutsche Übersetzung der 2. Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg 1959.
- [8] Pfeleiderer, C. Pettermann, H.: *Strömungsmaschinen*, 7. Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg 2005.
- [9] Lecheler Stefan: *Numerische Strömungsberechnung*, 1. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2009.
- [10] Ferziger, J.H. Perić, M.: *Numerische Strömungsmechanik*, 1. Auflage, Springer, Berlin-Heidelberg 2008.
- [11] Ansys Inc.: *Ansys Manuals, Release 12.1*, <http://ansys.com/>, Abfrage 28.10.2010.
- [12] Atrops, H.: *Stählerne Druckrohrverzweigungen, Entwurf und Berechnung*, Springer, Berlin-Heidelberg 1963.
- [13] Salisbury, A. G.: *Current concepts in centrifugal pump hydraulic design*, Centrifugal pumps – hydraulic design, Conference, London 1982.
- [14] Ansys Inc.: *ANSYS CFX-Solver Modelling Guide*, <http://ansys.com/>, Abfrage 22.12.2010.
- [15] Benigni, H., Yeung, H., Salisbury, T.: *Numerical Simulation of Low Specific Speed API Pumps in Part-Load Operation and Comparison with Test Rig Results*, Cranfield 2010.

- [16] Munz, C. D., Westermann, T.: *Numerische Behandlung gewöhnlicher und partieller Differenzialgleichungen*, Springer, Berlin-Heidelberg 2006.
- [17] Nagel, M. G.: *Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangunsymmetrischen Plattformen – Entwicklung, Anwendung, Validierung*, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der Universität der Bundeswehr, München 2004.
- [18] Ansys Inc.: *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, <http://ansys.com/>, Abfrage 14.12.2010.
- [19] Ansys Inc.: *Design Exploration*, <http://ansys.com/>, Abfrage 22.12.2010.

Anhang

A Pumpe

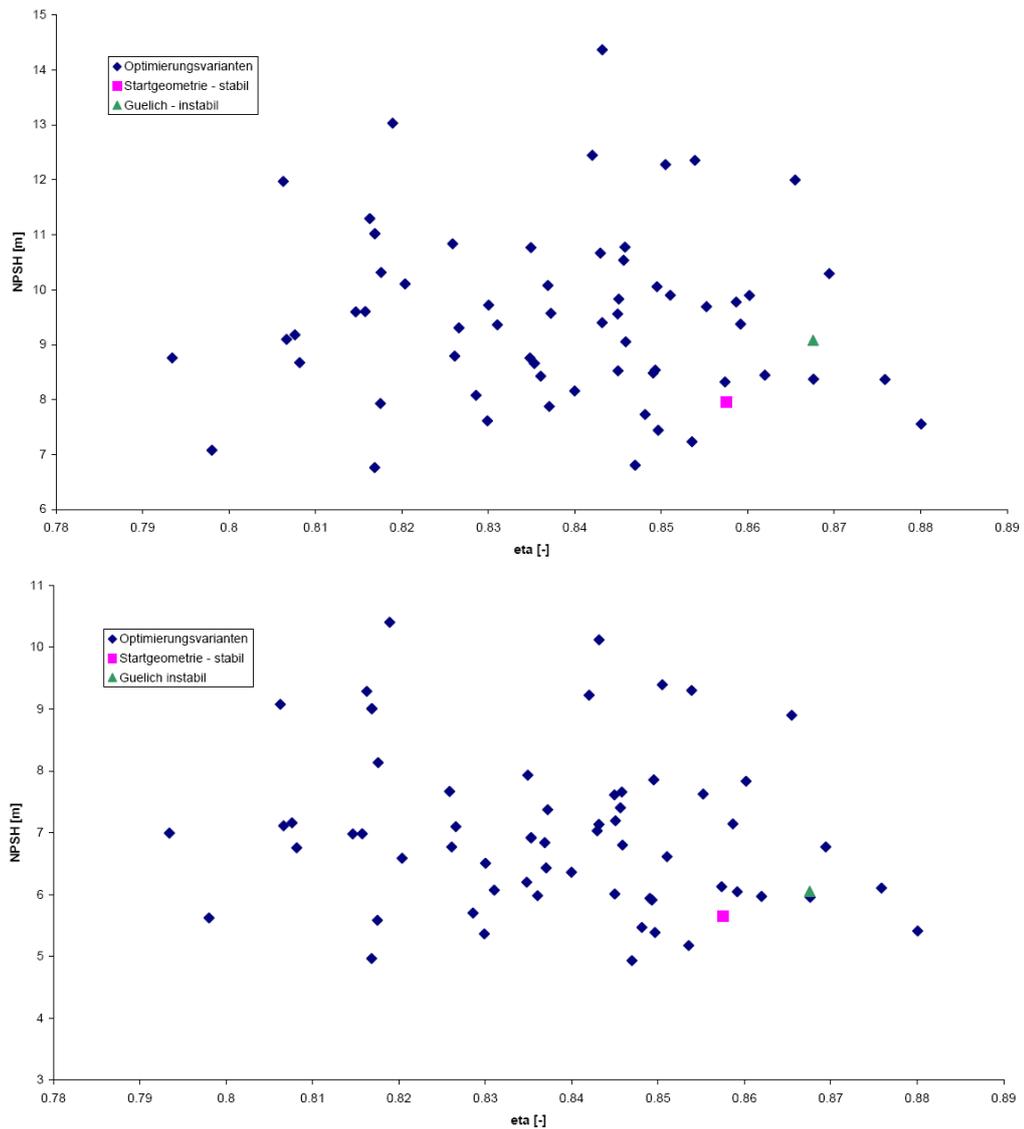


Abbildung A1: Ergebnisse der Optimierungsvarianten – NPSH 3% (oben) und NPSH 5% (unten)

B Einlaufbereich

B.1 V0

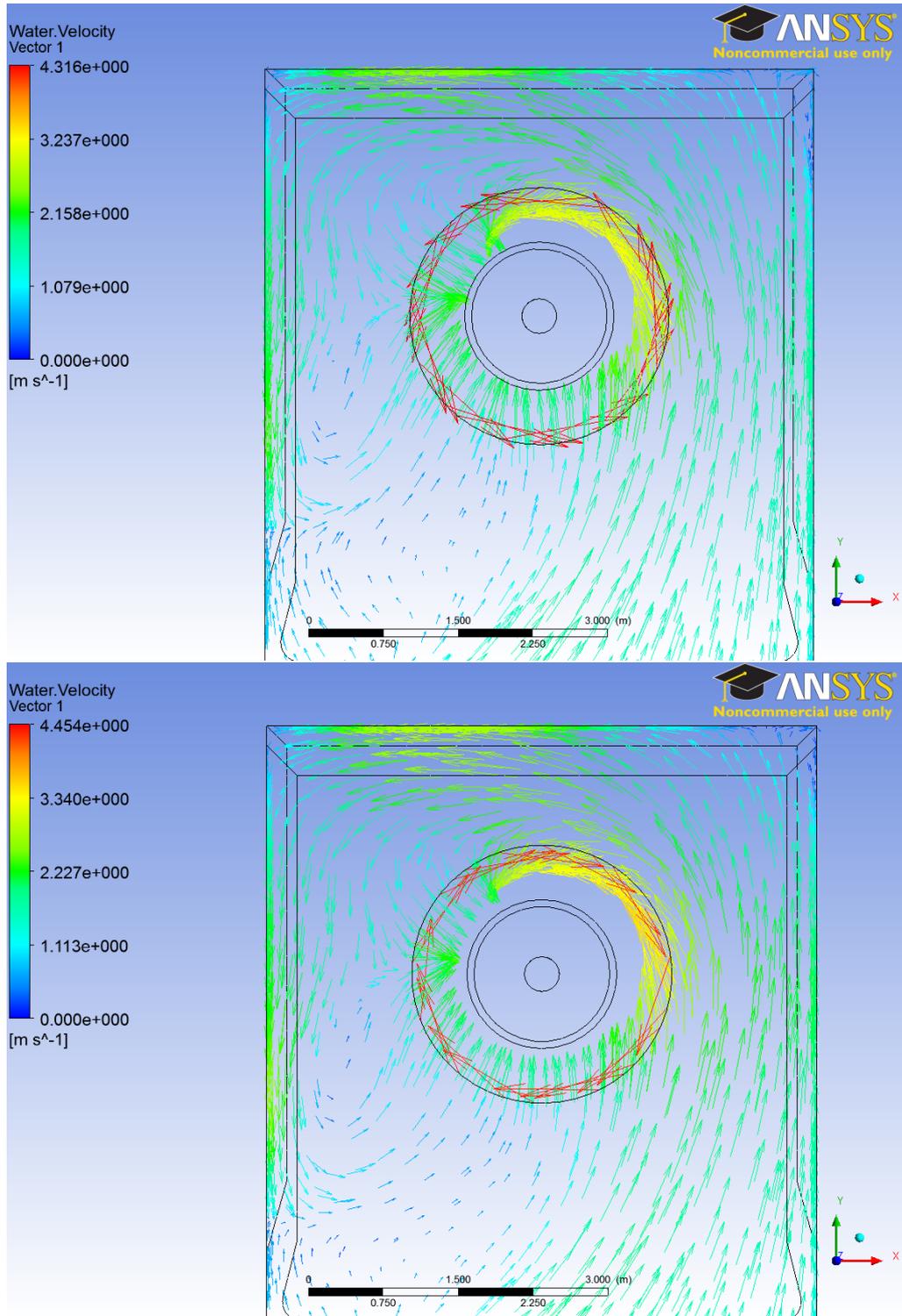


Abbildung B2: Nähere Betrachtung von Turbine 2 – linksdrehend (oben) – rechtsdrehend (unten)

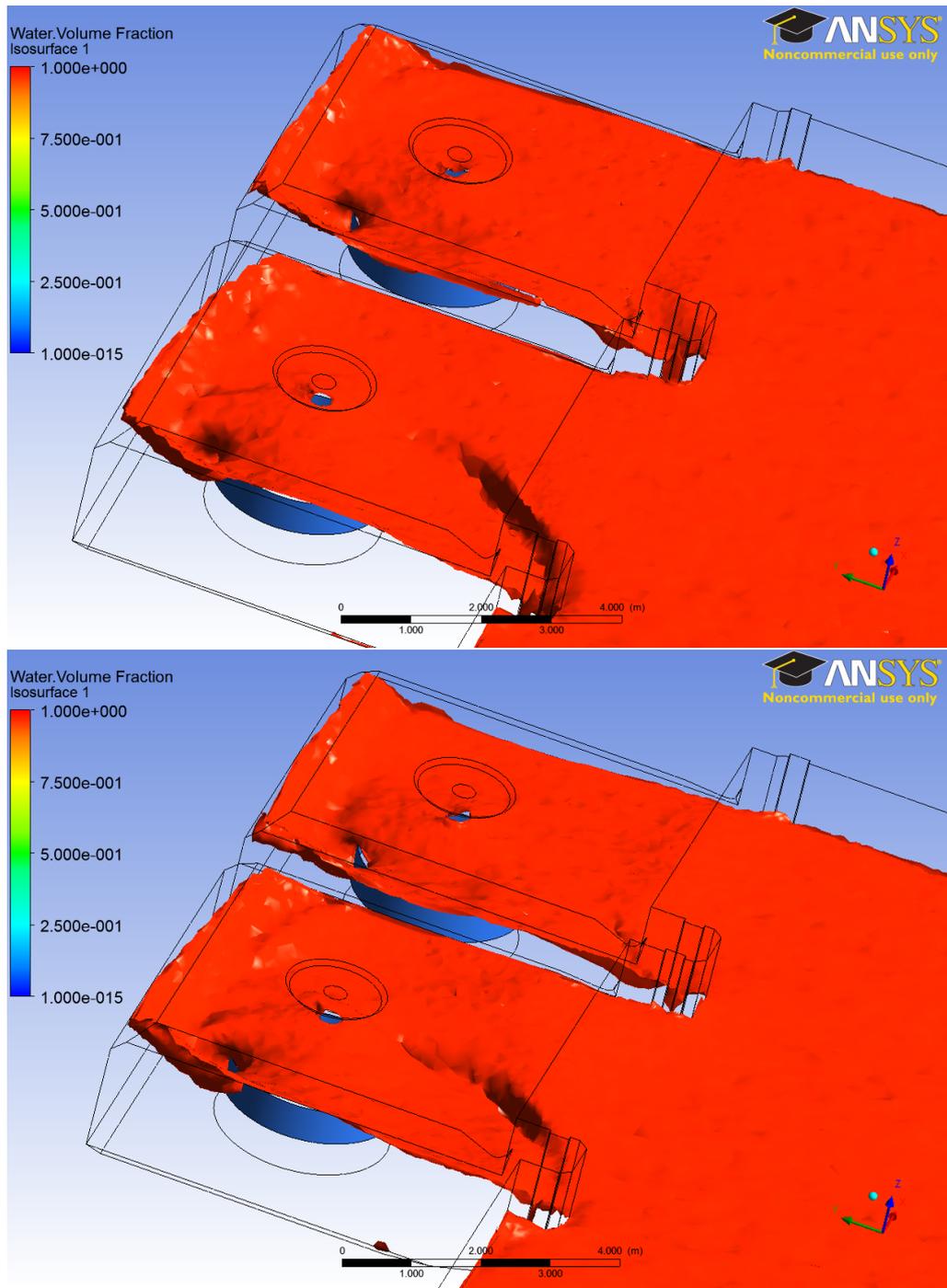


Abbildung B3: Oberfläche für „Water Volume Fraction“ = 0.97 (oben – linksdrehend)

B.2 V1

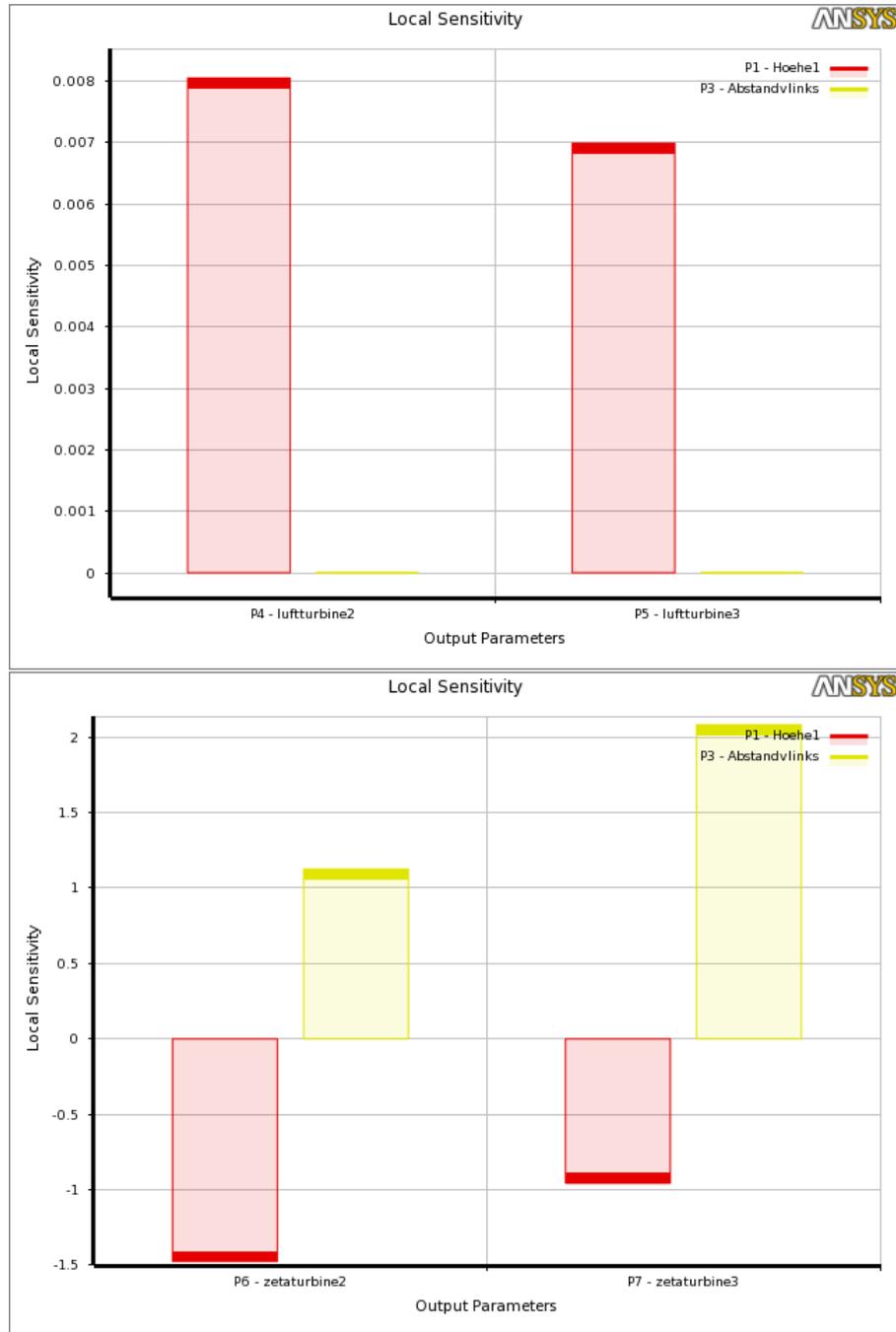


Abbildung B4: Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)

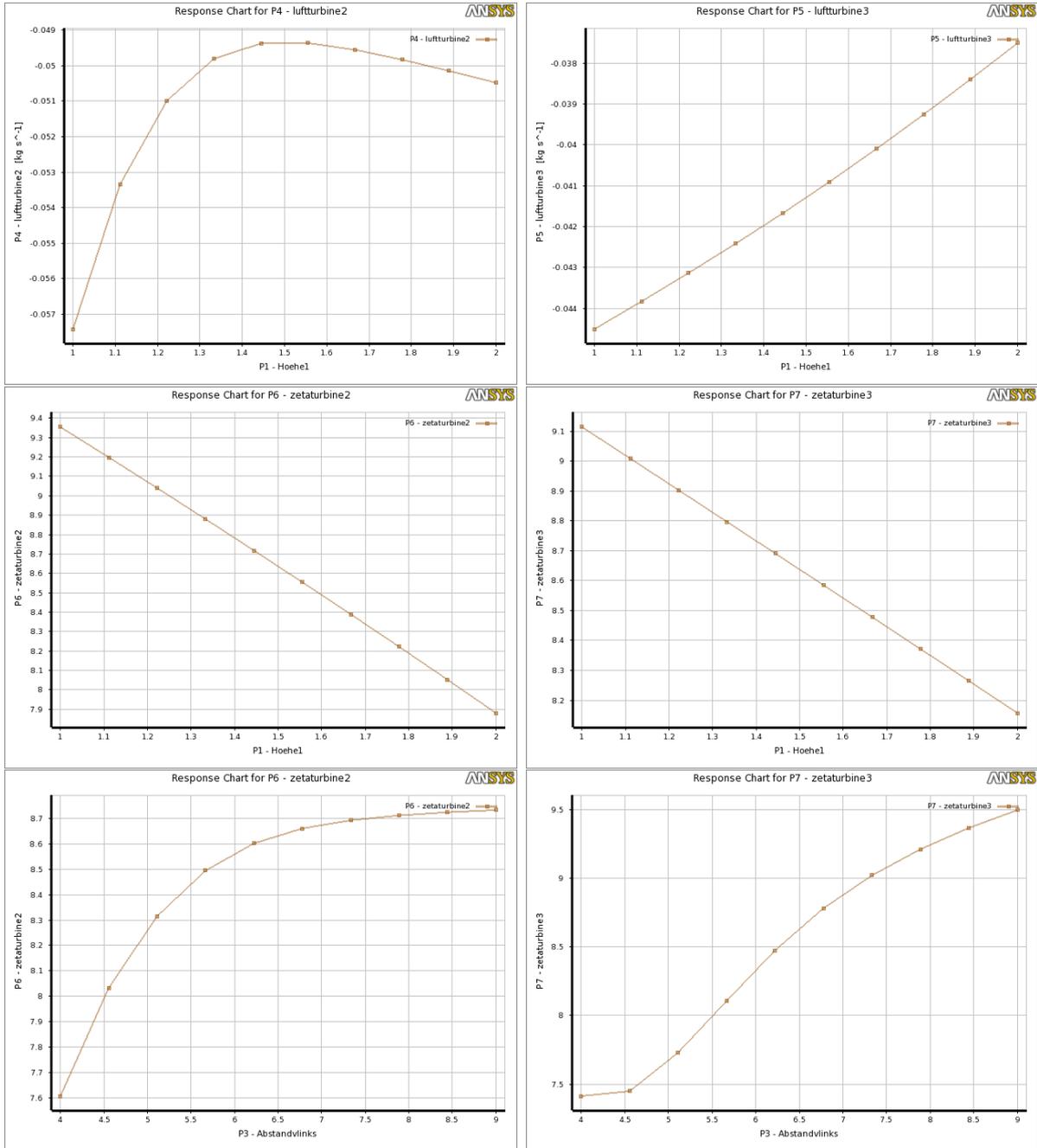


Abbildung B5: Verlauf des Einflusses im betrachteten Parametergebiet

B.3 V2

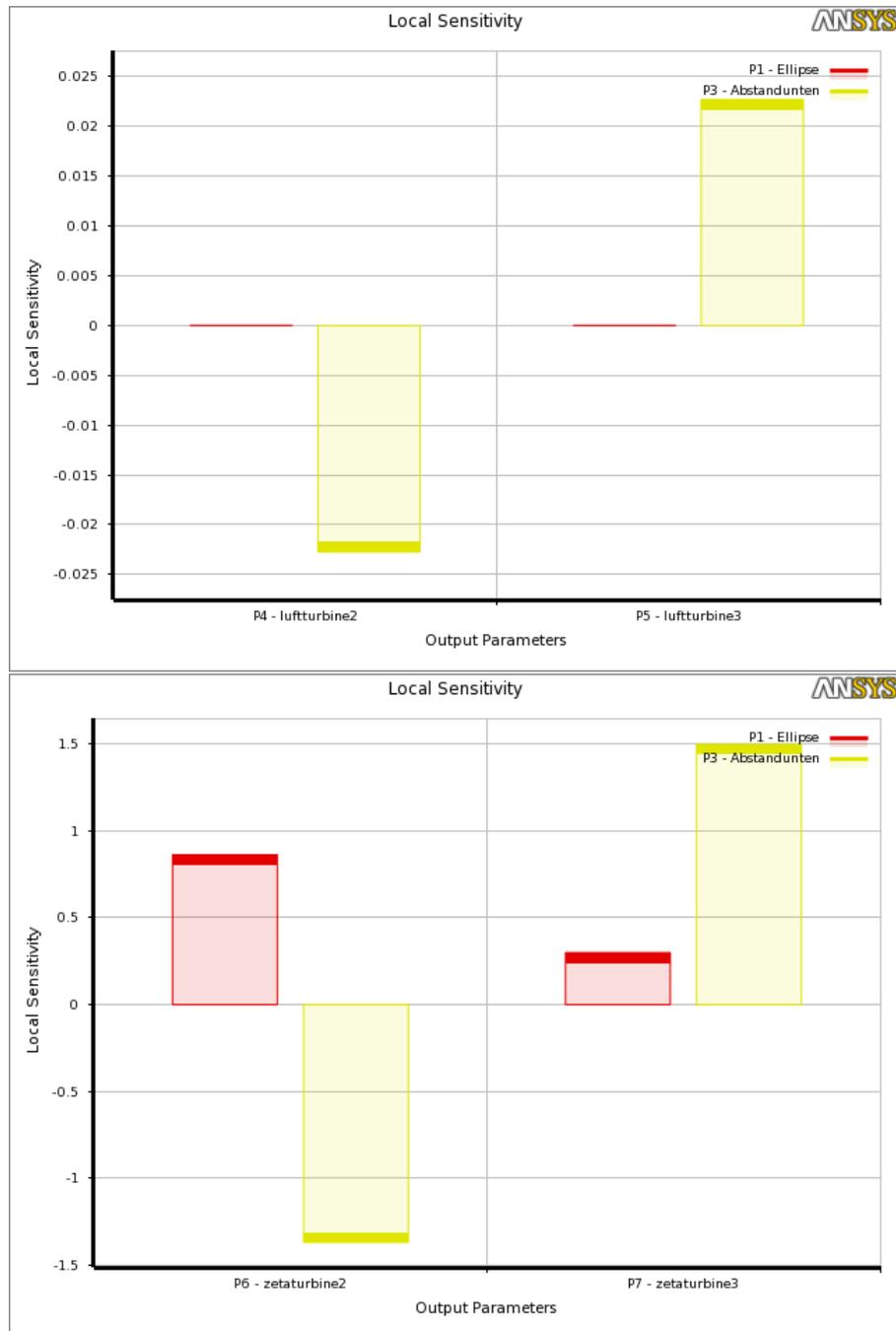


Abbildung B6: Einfluss der Eingabeparameter auf die Luftmenge (oben) und den Verlustbeiwert (unten)

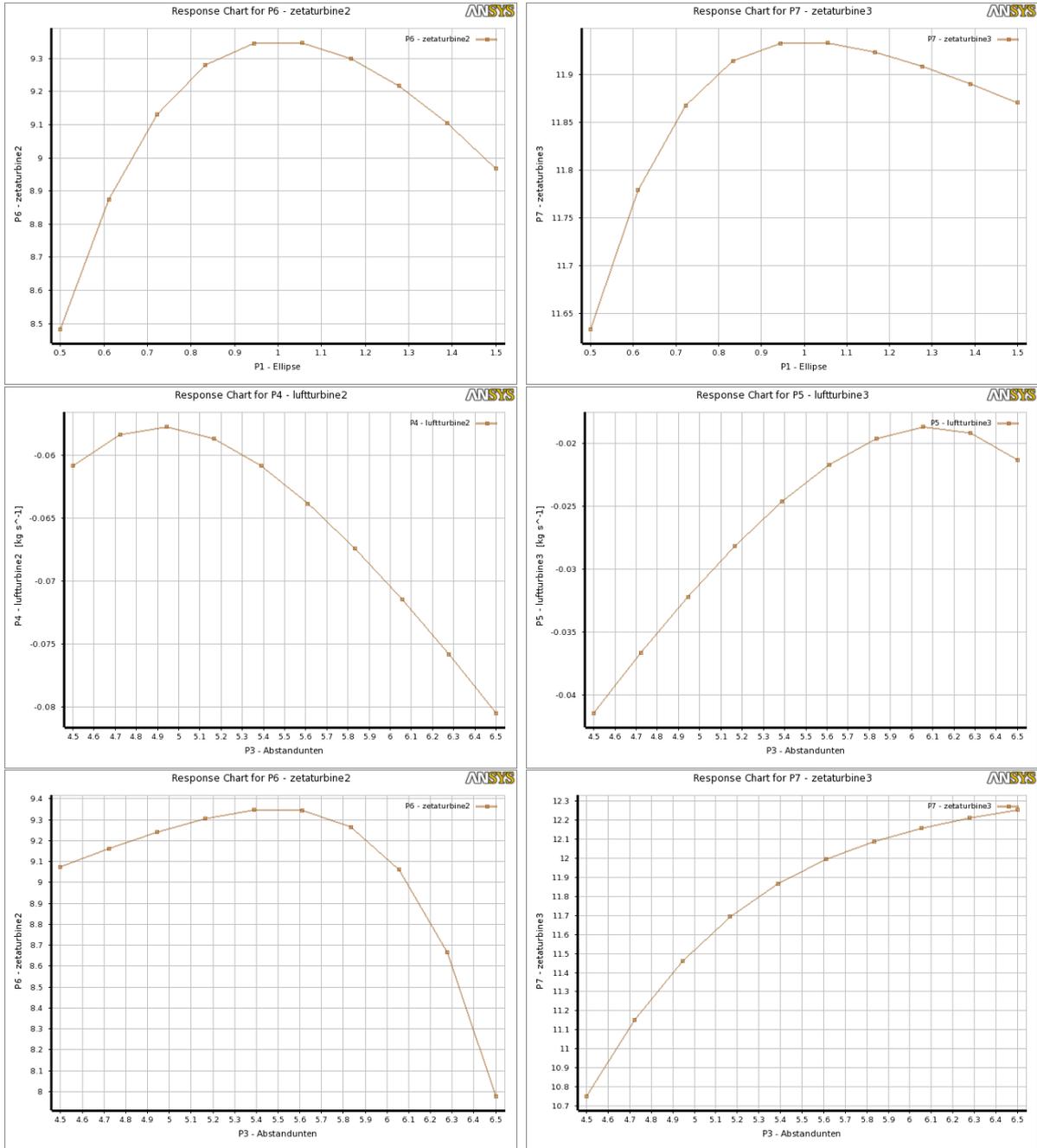


Abbildung B7: Verlauf des Einflusses im betrachteten Parametergebiet