

Aufbau eines Francisturbinenprüfstands

Diplomarbeit

von

Franziskus Rettenbacher



Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Technische Universität Graz

o. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Helmut Jaberg

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni

Graz, März 2010

Abstract

Die vorliegende Diplomarbeit behandelt die Fertigstellung und den Aufbau eines homologen Prüfstands für das Modell einer Francisturbine. Begonnen wurde mit einigen theoretischen Betrachtungen zum Thema Wasserturbinen allgemein, um im Anschluss detaillierter auf die Francisturbine, ihre Eigenschaften und Funktionsweise einzugehen. Zur Vervollständigung der aus Altbeständen bereits bestehenden Teile wurden neue Bauteile konstruiert, woraufhin die Anlage aufgebaut und in Betrieb genommen werden konnte. Des Weiteren wurden in dieser Arbeit die wichtigsten Arbeitsschritte bei Aufbau und Inbetriebnahme, so wie auch die verwendeten Messgeräte, deren technische Daten und ihre Implementierung beschrieben. Um die Funktionstüchtigkeit unter Beweis zu stellen wurden einige Testmessungen durchgeführt. Im Zuge dessen konnten interessante Kavitationserscheinungen aufgezeichnet und dokumentiert werden.

This diploma thesis is about the completion and construction of a homologous test facility for the model of a francis turbine. Some theoretical basics on hydro turbines are discussed with emphasis on the characteristics and the functionality of the francis turbine. New parts for the test bed were designed and produced, so that the installation could be completed and was started to run. The most important steps of the construction, the implementation and the start-up also was described within the text, as well as the measurement systems and their technical data. In order to proof the function of the test bed a test measuring was realized and logged; in course of these activities it was possible to consider and record interesting cavitation phenomena.

Vorwort

Das Besondere an dieser Diplomarbeit ist wohl ihre Vielseitigkeit. Die konkrete Arbeit beinhaltete sowohl Konstruktion und Berechnung von Bauteilen, das Verfassen des eigentlichen Textes als auch das Mitwirken bei der Durchführung des Projektes: Es galt, Informationen aus unterschiedlichsten Jahrzehnten zusammenzutragen und zusammenzufügen, Bestellungen zu tätigen, Zulieferfirmen zu kontaktieren und gegebenenfalls auch mit anzupacken. Es war notwendig – und dabei bereichernd – mit sämtlichen Mitarbeitern des Instituts zu kooperieren. Ich hatte mir immer gewünscht, mein Studium nicht mit einer rein technischen Diplomarbeit abzuschließen, und dies wurde mir hier am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen ermöglicht.

Mein Dank gilt Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni für die Betreuung der Arbeit, sowie dem Institutsleiter o. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Helmut Jaberg für die Möglichkeit, das Projekt wirklich in die Realität umsetzen zu können. Dies wäre mir jedoch unmöglich gewesen ohne die freundliche, überaus kompetente Unterstützung der anderen wissenschaftlichen Mitarbeiter des Instituts. Ich möchte hier auch den Mitarbeitern der Laborwerkstätte danken, die großzügig und kreativ über die zahlreichen Schönheitsfehler meiner Fertigungszeichnungen hinweggesehen und -gearbeitet haben. Dem Ein-Mann-EDV-Team Kurt Maass möchte ich für die Rettung meines Textes nach einem Computerabsturz danken. Besonderer Dank gilt auch Herrn Alfred Krisper, der mir einerseits fachlich mit Rat, und andererseits messender- und programmierenderweise mit Tat zur Seite stand. Auch Frau Mag^a Marion Gartlgruber möchte ich für die vielen Stunden danken, die sie korrigierend über meinem Text verbracht hat.

Ganz besonderen Dank möchte ich auch meinen Eltern aussprechen, die es mir ermöglicht haben, hier in Graz in aller Ruhe zu studieren, und dabei ein ausgesprochen schönes, entspanntes Studentenleben zu genießen.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	I
Vorwort	I
Inhaltsverzeichnis	II
Variablenverzeichnis	IV
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation	3
1.2 Aufgabenstellung.....	6
2 Allgemeines.....	7
2.1 Wasserturbinen im Überblick.....	7
2.1.1 Die spezifische Drehzahl.....	11
2.1.2 Dimensionslose Kennwerte	12
2.1.3 Kavitation	13
2.2 Die Francisturbine	17
2.2.1 Funktionsweise	17
2.2.2 Einsatzgebiete.....	20
2.3 Francisturbinen abseits vom Auslegungspunkt	22
2.3.1 Teillastbetrieb.....	22
2.3.2 Überlastbetrieb	26
3 Konstruktion und Berechnungen.....	29
3.1 Überprüfung der Wellenkonstruktion.....	29
3.1.1 Analytische Berechnung.....	29
3.1.2 FEM – Simulation	31
3.2 Überprüfung der Lagerung	32
3.2.1 Lastannahmen.....	33
3.2.1.1 Radialkraft	34
3.2.1.2 Axialkraft.....	36
3.2.1.3 Betriebsdrehzahl	38
3.2.2 Lagerlebensdauer.....	38
3.3 Saugrohr	40
3.3.1 Allgemeines zu Saugrohren.....	40
3.3.2 Ausführung des Saugrohrs	41
3.4 Auffangbehälter.....	46
3.4.1 Festigkeitsberechnungen der Deckplatten	47
3.4.2 Mantelfläche	48
4 Montage und Inbetriebnahme.....	50

4.1	Montage.....	50
4.1.1	Montage des Saugrohrs	50
4.1.2	Montage des Auffangbehälters.....	50
4.1.3	Fertigstellung.....	51
4.1.4	Dichtetest.....	51
4.1.5	Elektroinstallation	52
4.2	Inbetriebnahme.....	54
5	Messung	56
5.1	Datenerfassung.....	57
5.1.1	Statischer Absolutdruck	58
5.1.2	Differenzdruck.....	60
5.1.3	Wellenmoment und Drehzahl.....	61
5.1.4	Durchfluss	62
5.1.5	Leitapparatstellung	66
5.2	Datenverarbeitung	70
5.3	Messergebnisse.....	72
5.3.1	Muscheldiagramm.....	74
5.3.2	Kavitationserscheinungen.....	76
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	78
Tabellenverzeichnis.....		VIII
Abbildungsverzeichnis		IX
Literaturverzeichnis.....		X
Anhang		XII

Variablenverzeichnis

A	Strömungsquerschnitt [m ²]	(vgl. Kapitel 2)
α	Leitschaufelwinkel [°]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
b_2	Laufradbreite am Eintritt [mm]	(vgl. Kapitel 3.2.1)
β_a	Austrittswinkel Laufschaufel [°]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
β_e	Eintrittswinkel Laufschaufel [°]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
B	Magnetische Flussdichte [T]	(vgl. Kapitel 4.1.3)
c_1	Fließgeschwindigkeit am Turbineneintritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.1)
c_2	Fließgeschwindigkeit am Turbineneintritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.1)
c_m	Mittlere Fließgeschwindigkeit [m/s]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
c_{ua}	Absolute Umfangsgeschwindigkeit der Strömung am Austritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
c_{ue}	Absolute Umfangsgeschwindigkeit der Strömung am Eintritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
d_i	Platteninnendurchmesser	(vgl. Kapitel 3.4.1)
D	Elektrodenabstand [mm]	(vgl. Kapitel 4.1.3)
D_2	Durchmesser am Laufradaustritt [mm]	(vgl. Kapitel 3.2.1)
$D_{3,Bez}$	Turbinenbezugsdurchmesser [mm]	(vgl. Kapitel 2.1.2)
E	Elastizitätsmodul [N/mm ²]	(vgl. Kapitel 3)
F_a	Axialkraft auf das Laufrad [N]	(vgl. Kapitel 3.2.1.2)
F_r	Radialkraft auf das Laufrad [N]	(vgl. Kapitel 3.2.1.1)
g	Erdbeschleunigungskonstante [m/s ²]	(vgl. Kapitel 2)
H	Turbinenfallhöhe [m]	(vgl. Kapitel 2)
H_S	Saughöhe [m]	(vgl. Kapitel 2)
H_{vorh}	vorhandene Fallhöhe [m]	(vgl. Kapitel 2.3)
$h_{v,S}$	Verlusthöhe Saugrohr [m]	(vgl. Kapitel 2)
η_{norm}	Normierter Wirkungsgrad [-]	(vgl. Kapitel 5.3)
η_{opt}	Optimaler Wirkungsgrad [-]	(vgl. Kapitel 5.3)
η_T	Turbinenwirkungsgrad [-]	(vgl. Kapitel 2.1)
η_{tot}	Totaler Wirkungsgrad (inklusive der mechanischen Verluste) [-]	(vgl. Kapitel 5.3)
I	Flächenträgheitsmoment [mm ⁴]	(vgl. Kapitel 3.1.1)
M_{max}	Maximales Biegemoment [Nm]	(vgl. Kapitel 3.3.2)
μ	Querkontraktionszahl [-]	(vgl. Kapitel 3.4)
n	Betriebsdrehzahl [min ⁻¹]	(vgl. Kapitel 3.2.1.3)

n_k	Biegekritische Drehzahl [min^{-1}]	(vgl. Kapitel 3.1.1)
n_n	Nenndrehzahl [min^{-1}]	(vgl. Kapitel 1.1)
n_q	Schnellläufigkeit [min^{-1}]	(vgl. Kapitel 1.1)
$p_{abs,1}$	Statischer Differenzdruck gegenüber Vakuum am Eingang [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 2)
$p_{abs,2}$	Statischer Differenzdruck gegenüber Vakuum am Ausgang [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 2)
p_{amb}	Umgebungsdruck absolut [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 3.3.1)
p_d	Dampfdruck des Mediums [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 2.1.3)
p_k	Kritischer Druck (innen/außen) [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 3.4)
p_1	Statischer Druck am Turbineneintritt [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 2)
p_2	Statischer Druck am Turbinenausritt [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 2)
p_3	Statischer Druck am Laufradaustritt [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 3.3.1)
φ	Durchflusszahl [-]	(vgl. Kapitel 2.1.2)
ψ	Druckzahl [-]	(vgl. Kapitel 2.1.2)
Q	Volumendurchsatz der Turbine [m^3/s]	(vgl. Kapitel 1)
Q_{opt}	Durchsatz beim Wirkungsgradoptimum [m^3/s]	(vgl. Kapitel 2.3)
R_{memb}	Elektrischer Widerstand der Druckmessermembran [Ohm]	(vgl. Kapitel 4.1.1)
$R_{p0,2}$	Dehngrenze [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 3.4)
ρ	Dichte des Mediums [kg/m^3]	(vgl. Kapitel 2)
σ	Kavitationsbeiwert [-]	(vgl. Kapitel 2.1.3)
σ_{max}	Maximale Biegespannung [N/mm^2]	(vgl. Kapitel 3.3.2)
t	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	(vgl. Kapitel 4.2)
u_a	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades am Austritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
u_e	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades am Eintritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.2.1)
u_a	Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades am Austritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.1.2)
U_e	Messspannung [V]	(vgl. Kapitel 4.1.4)
v_3	Mittlere Fließgeschwindigkeit am Saugrohereintritt [m/s]	(vgl. Kapitel 2.1.3)
v_4	Mittlere Fließgeschwindigkeit nach dem Saugrohr [m/s]	(vgl. Kapitel 3.3.1)
W_{ax}	Axiales Widerstandsmoment [mm^3]	(vgl. Kapitel 3.3.2)
y_{max}	Maximale Durchbiegung [mm]	(vgl. Kapitel 3.3.2)
z	Geodätische Höhe [m]	(vgl. Kapitel 2)
ω_k	Kritische Winkelgeschwindigkeit [rad/s]	(vgl. Kapitel 3.1.1)

1 Einleitung

Unsere Welt sieht sich mit einer der größten Krisen seit langem konfrontiert. Genau genommen sind es zwei Krisen, die eng miteinander verknüpft sind: die Energiekrise und die Klimakrise. Die Notwendigkeit, zum einen auf fossile Energiequellen zu verzichten, und zum anderen generell Energie einzusparen, und zwar in großen Mengen, war noch nie dringlicher. [1]

Neben der verstärkten Forschung im Bereich neuer erneuerbarer und vor allem CO₂-freier Energiequellen scheint es auch sinnvoll zu sein, bewährte und saubere Methoden zur Energiegewinnung genauer unter die Lupe zu nehmen. Und zu diesen zählt zweifelsohne auch die Wasserkraft.

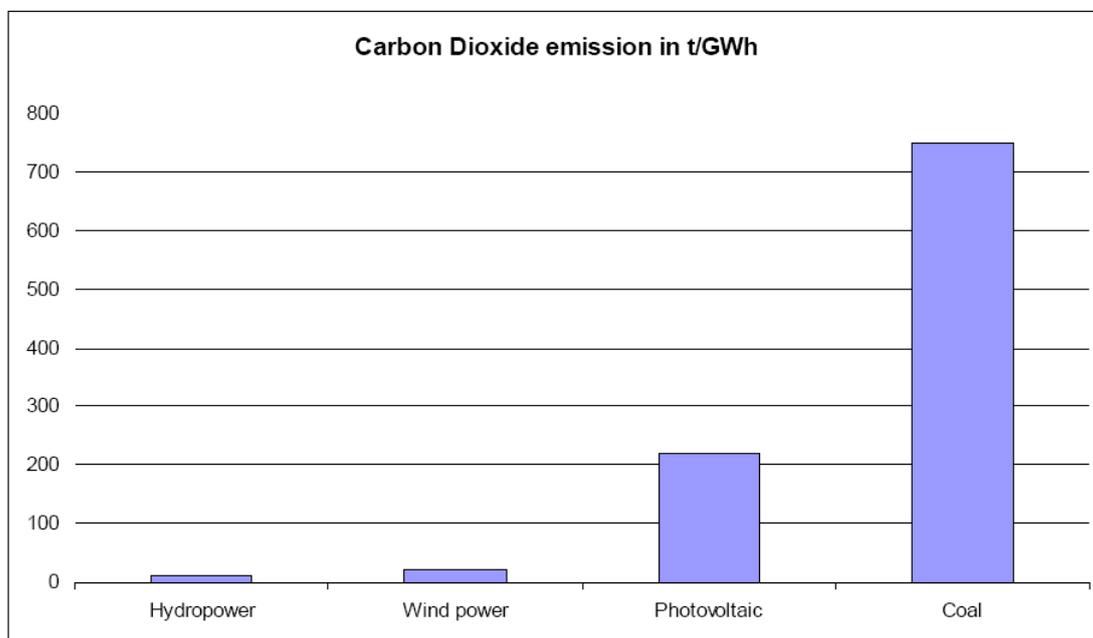


Abbildung 1.1 – CO₂-Emissionen unterschiedlicher Energiegewinnungstechnologien [36]

Die vielen Diskussionen rund um die Zerstörung von Natur durch die Errichtung von Wasserkraftwerken werden in vielen Fällen zwar sicher zu Recht geführt, allerdings muss man sich andererseits darüber im Klaren sein, dass die konsumierte Energie irgendwoher kommen muss. Bei den meisten anderen Energiegewinnungsmöglichkeiten wird die Schadenssumme aus Eingriffen in die Natur und Emissionsschäden wohl heftiger sein als sie es bei der Wasserkraftnutzung ist. Selbst wenn man die Eingriffe in die Natur als schrecklich empfindet, und selbst wenn sie es wirklich wären oder sind; Sicherlich sind sie ein geringeres Übel, als das Szenario, das uns gemäß vieler Vorhersagen durch die irreversible Veränderung des Weltklimas bevorzustehen droht. [2][3][4]

Zudem sind Pumpspeicherkraftwerke nach wie vor die einzige ernstzunehmende und ausgereifte Technologie zur Speicherung von Energie in Größenordnungen, wie sie zur Regulierung eines Stromnetzes notwendig sind. Insbesondere eines Stromnetzes, in das viele neue und innovative Kraftwerksformen einspeisen, die nicht auf Angebot und Nachfrage Rücksicht nehmen können (z.B.: Wind-, Sonnen-, Wellenenergie u.a.). Die in dieser Arbeit behandelte Wasserturbinenbauform, die Francisturbine, ist in diesem Zusammenhang von besonderer Bedeutung. [5]

Wasserkraft ist also auf zwei Ebenen wichtig für die nachhaltige Energiegewinnung: Zum einen zur direkten Energiegewinnung, zum anderen, um dem Netz die notwendige Flexibilität zu verleihen, die für die Integration anderer Alternativenenergien notwendig ist.

Meiner Ansicht nach zählen mit Vernunft und mit „Gefühl für Landschaft und Natur“ gebaute Wasserkraftanlagen zu den besten Möglichkeiten, einen Beitrag zur Bewältigung der Krise zu leisten. Der Neubau und die Optimierung bestehender Wasserkraftanlagen kann natürlich bei weitem nicht ausreichen um fossile Energieformen zu ersetzen. Jedoch werden bis zur Erschließung alternativer Energiequellen, die genügend Ertrag bringen um auf Wasserkraft verzichten zu können, noch Jahrzehnte vergehen. Und bis es soweit ist, wird man die Nutzung bereits vorhandener CO₂-freier Energiequellen forcieren müssen.

Angesichts dieser Aussichten scheint es eine gute Sache zu sein, an der Weiterentwicklung der Francisturbine zu arbeiten, ihre Wirkungsgrade noch höher zu treiben, ihre Einsatzgebiete zu erweitern und ihre Flexibilität zu steigern.

1.1 Ausgangssituation

Das Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der TU Graz besitzt eine Francis-Modellturbine, die in den 1980er Jahren vom damaligen Assistenten Dr. J.W. Kniely hydraulisch ausgelegt und von Mitarbeitern des Instituts konstruiert wurde. Ihre Geometrie wurde auch in Großanlagen verwendet und leistet dort gute Dienste. [6]



Abbildung 1.2 – Turbinenunterseite (eingebaut)

Technische Daten:

$$n_q = 82 \quad [U / \text{min}]$$

$$H = 16,23 \quad [m]$$

$$Q = 269 \quad [l / s]$$

$$n_n = 1280 \quad [U / \text{min}]$$

(Die angegebenen charakteristischen Kennwerte werden in Kapitel 2 erläutert.)

Anhand dieser Maschine wurden bereits einige weiterführende Arbeiten durchgeführt.

In den 1990er Jahren war sie in einem Turbinenprüfstand in Verwendung. Die Wellenlage in besagtem Prüfstand war horizontal, die Lagerung mit Hydrolagern realisiert und ein gerades Rundsaugrohr führte zum Unterwasserkessel.

Im Rahmen der Diplomarbeit von Ernst Hartl-Bachinger wurden mittels einer Zylindersonde Geschwindigkeitsmessungen im Saugrohr durchgeführt. [6]

Außerdem wurde im Rahmen der Diplomarbeit von Roberto Donizetti eine CFD-Simulation der Turbine wie sie von E. Hartl-Bachinger und A. Krisper vermessen wurde (d.h. in der oben beschriebenen, horizontalen Ausführung) durchgeführt. [7]

Auch eine CFD-Simulation der Turbine mit Ellbogensaugrohr wurde bereits von DI Jürgen Schiffer durchgeführt.

Das Vorhaben, einen homologen Prüfstand zu realisieren und die Maschine darin zu vermessen, wird derzeit in die Tat umgesetzt. Ein Großteil der Teile, die im horizontalen Prüfstand in Gebrauch waren, können dafür wieder verwendet werden: die Spirale und das Gehäuse sowie der obere, durchsichtige Teil des Saugrohrs. Die Lagerung und damit auch die Welle mussten hingegen neu gestaltet werden. Dies wurde von Gero Pretis im Rahmen eines Projekt konstruktiv durchgeführt. Die Befestigung und die benötigten Trägerkonstruktionen wurden von Alfred Krisper und Gero Pretis konstruiert.

Einige Informationen zum vorhandenen System (vgl. Abbildung 1.2):

- (1) Prüfstandshauptpumpe mit Motorgenerator 250 kW und Frequenzumwandler (FU) für stufenlose Drehzahlregelung
- (2) Versuchsmaschine
- (3) Energiedissipator (zur genauen Regelung der Förderhöhe, in beide Richtungen betreibbar)
- (4) Unterwasserkessel
- (5) MID Durchflussmessgerät
- (6) Motorgenerator 90 kW mit Frequenzumwandler (FU)
- (7) Richtungsumkehrvorrichtung (mit vier Klappen kreuzbare Zu- und Abströmung)

Des weiteren (nicht in Abbildung 1.2):

- Vakuumpumpe zur Beaufschlagung des Systems mit Unterdruck (bis zu 0,1 bar absolut)
- Druckluftsystem zur Beaufschlagung des Systems mit Überdruck (bis zu 6 bar absolut)

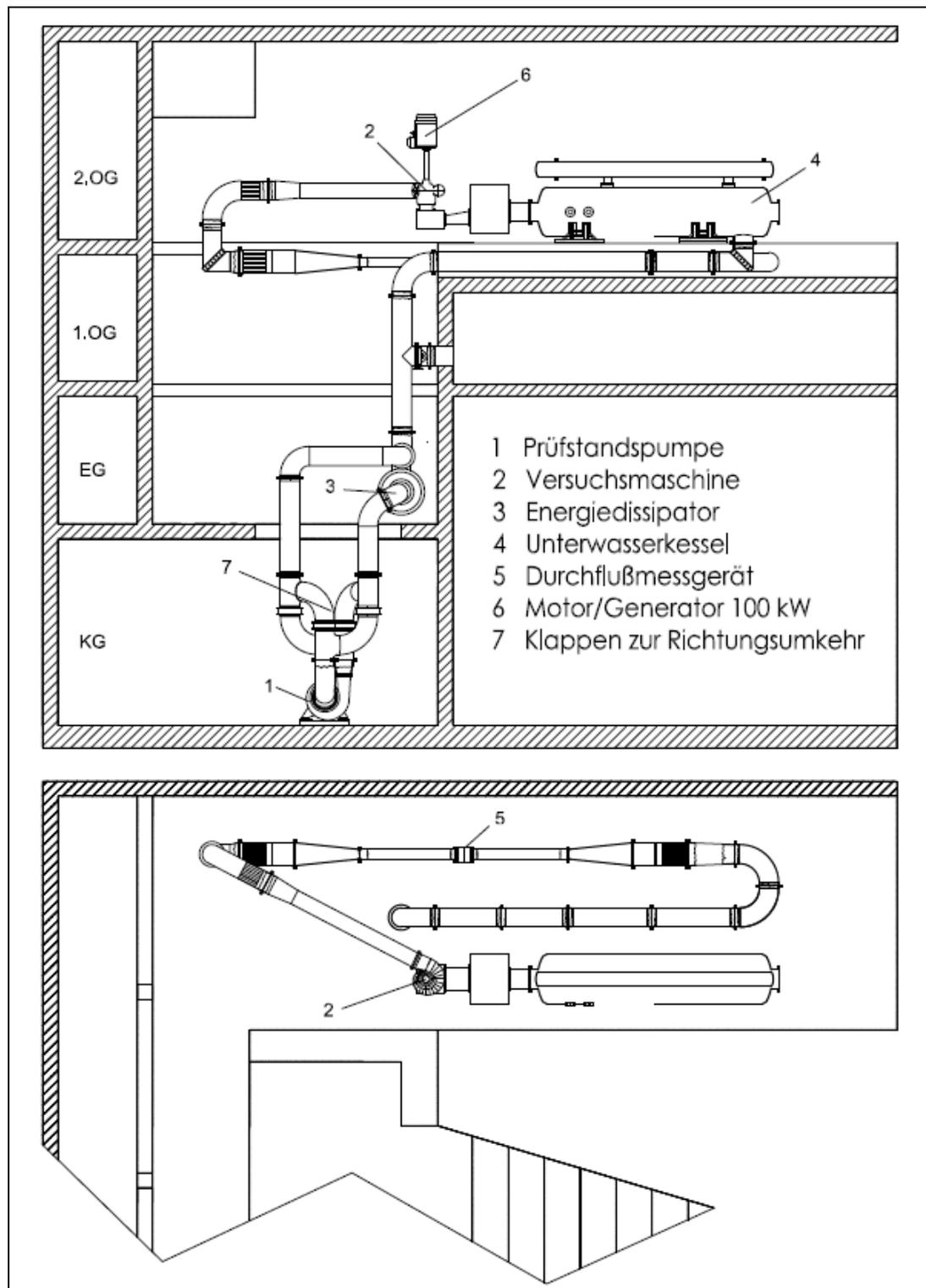


Abbildung 1.3 – Grund- und Aufriss des Versuchslabors inkl. der Francismaschine laut Plan

Durch die vier gekreuzten Klappen in der Pumpenzu- bzw. -ableitung und die flexible elektrische Ausrüstung kann die Pumpe als solche oder auch als Turbine eingesetzt werden, und das in beiden Richtungen des Kreislaufs. Selbiges gilt gegebenenfalls für die zweite Maschine im Kreislauf. Es handelt sich also um einen Prüfstand, an dem in allen vier Quadranten gearbeitet werden kann.

1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung lautete, den Prüfstand mit den noch notwendigen Komponenten zu vervollständigen; d.h. diese zu konstruieren und ,wo sinnvoll, Berechnungen zu deren Dimensionierung durchzuführen. Konkret handelte es sich um:

- ein Saugrohr bestehend aus
 - einem geradem Teil, das an den vorhandenen Plexiglaskonus anschließt;
 - einem Ellbogensaugrohr (Wechsel von Kreis- auf Rechtecksquerschnitt – 90° Umlenkung);
 - einem Kastensaugrohr;
- den Auffangbehälter zur Realisierung der plötzlichen Erweiterung (vollständige Verwirbelung der kinetischen Anteile) und dessen Verbindung zum Unterwasserkessel;
- den Trägern für die genannten Komponenten.

Das Zusammentragen der schon vorhandenen Daten und Informationen, das Organisieren der externen Fertigungsschritte, die Bestellung der benötigten Teile, und das Koordinieren der vielen mitwirkenden Personen waren organisatorische Aufgaben, die es im Rahmen dieser Arbeit zu bewältigen galt. Die bestehenden Konstruktionen waren zu überprüfen und gegebenenfalls anzugleichen. Beim Aufbau, bei der Inbetriebnahme und bei der Montage der Messgeräte des Prüfstands galt es mitzuwirken.

Zu guter letzt sollten noch Messungen durchgeführt werden, mit denen die Funktionstüchtigkeit der Anlage bestätigt werden kann.

2 Allgemeines

Genau genommen ist die Nutzung von Wasserkraft nichts anderes als Sonnenenergienutzung auf Umwegen. Die potentielle Energie des Wassers $E = m \cdot g \cdot h$ kann nur genutzt werden, wenn das Wasser immer wieder nach oben transportiert wird. Diesen Transport erledigt die Sonne, indem sie das Wasser verdunstet, welches später, nachdem es in gasförmigem Zustand aufgestiegen ist, in der Höhe kondensiert und anderen Orts, bevorzugt auf höherem geodätischem Niveau, wieder abregnet.

Wasserkraft wird von der Menschheit schon sehr lange genutzt; schon vor Jahrtausenden nutzte man die Energie von Flussläufen beispielsweise am Nil, am Euphrat und am chinesischen Hwangho. Textlich können schon im 3. Jhdt v. Chr. Schöpfwerke nachgewiesen werden [8]. Nach diesen einfachen Schöpfwerken wurden lange Zeit unterschiedliche Arten von Wasserrädern eingesetzt, um Mühlen, Hammerwerke und Fördermaschinen anzutreiben. Im 19. Jhdt. begann man nun, sich mit immer ausgetüftelteren Lösungen auseinanderzusetzen. So erfand der französische Ingenieur Benoit Fourneyron schon im Jahr 1833 eine Turbine, die in ihrem optimalen Betriebspunkt Wirkungsgrade um 85 % erreichte.

Nur wenige Jahre darauf, im Jahre 1849, erfand der US-amerikanische Ingenieur James B. Francis die Francisturbine, die in den folgenden Kapiteln noch detaillierter beschrieben wird.

Die Pelton-turbine und die Kaplan-turbine sind zusammen mit der Francisturbine die heute gängigsten Turbinenbauformen. Die drei Typen decken nahezu den gesamten Anforderungsbereich der Wasserkraftnutzung ab, wobei ca. zwei Drittel der weltweit installierten Wasserturbinen Francisturbinen sind.

2.1 Wasserturbinen im Überblick

Turbinen lassen sich in erster Linie anhand zweier Größen unterscheiden, die erklärt werden müssen, bevor man über die unterschiedlichen Typen sprechen kann:

Der Durchfluss Q

ist definiert durch das Volumen des Mediums, das die Maschine in einer Zeiteinheit durchströmt,

$$Q = c_m \cdot A, \quad \text{und wird gängigerweise in m}^3/\text{s} \text{ angegeben.} \quad (2.1)$$

Die Fallhöhe H

ist eine Energiehöhe, nämlich jene, die im Turbinenlaufrad aus dem Medium ‚entnommen‘ wird. Nach Bernoulli wird sie folgendermaßen definiert,

$$H = (z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} - h_{v,i} \quad [m], \quad (2.2)$$

wobei der erste Term die geodätische Höhendifferenz, der zweite die statische, der dritte die kinetische Druckhöhendifferenz und schließlich $h_{v,i}$ die inneren Reibungsverluste darstellt. Hierbei ist anzumerken, dass diese Formel 2.2 multipliziert mit $\rho \cdot g$ einer simplen Energiebilanz entspricht.

Eine weitere, in diesem Zusammenhang sehr bedeutende Formel ist die Turbomaschinenhauptgleichung, auch *Euler-Gleichung* genannt:

$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_e \cdot c_{ue} - u_a \cdot c_{ua}) \quad (2.3)$$

u_e und u_a bezeichnen jeweils die Umfangsgeschwindigkeiten des Laufrades bei Ein- und Austritt, c_{ue} und c_{ua} die Umfangskomponenten der Strömungsgeschwindigkeit bei Ein- und Austritt. Die Turbinenfallhöhe wird also durch einen Drallunterschied ausgedrückt. Diese Gleichung gilt unter der Annahme verlustfreier Strömung für ein Teilflutrad oder gemittelt für die gesamte Turbine, es sei denn diese wurde so ausgelegt, dass an jedem Teilflutrad die gleiche Höhe umgesetzt wird. [9]

Zusätzlich soll die offizielle in der Turbinennorm verwendete Definition angegeben werden. Es handelt sich nicht um eine durch Höhe ausgedrückte Energie, wie in der oben beschriebenen Gleichung 2.2, sondern um eine ‚echte‘ Energiegleichung. Im Englischen wird diese als: “Specific hydraulic energy of machine“ bezeichnet:

$$E = \frac{P_{abs1} - P_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2) \cdot g \quad (2.4)$$

ρ ebenso wie auch g werden hier als arithmetische Mittelwerte zwischen Stelle 1 und 2 definiert; p_{abs} ist ein statischer Druck gemessen gegenüber dem perfekten Vakuum; v ist die Strömungsgeschwindigkeit, auch c_m genannt. [10]

Auch im deutschsprachigen Raum wird diese Größe verwendet; man nennt sie üblicherweise Y spezifische Stutzenarbeit.

Die Leistung

Diese errechnet sich folgendermaßen:

$$P_T = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_T \quad (2.5)$$

g bezeichnet die herrschende Erdbeschleunigung, ρ die Dichte des Mediums, das die Turbine durchströmt, Q und H wurden oben definiert und η_T ist der Turbinenwirkungsgrad (beinhaltet nicht die in der Wellenlagerung und im Generator auftretenden Reibungsverluste).

Bevor speziell auf die Francisturbine eingegangen wird, sollen kurz die Eigenschaften der wichtigsten Turbinenarten beschrieben werden.

Die Pelton-turbine ist vor allem für jene Gegebenheiten günstig, wo es darum geht, relativ wenig Wasser mit großer Fallhöhe zu turbinieren. Die Kaplan-turbine hingegen ist für den entgegengesetzten Fall konzipiert, sehr große Wassermengen mit geringer Fallhöhe zu nutzen. Francismaschinen liegen zwischen diesen beiden Extremen (siehe Abb. 2.1).

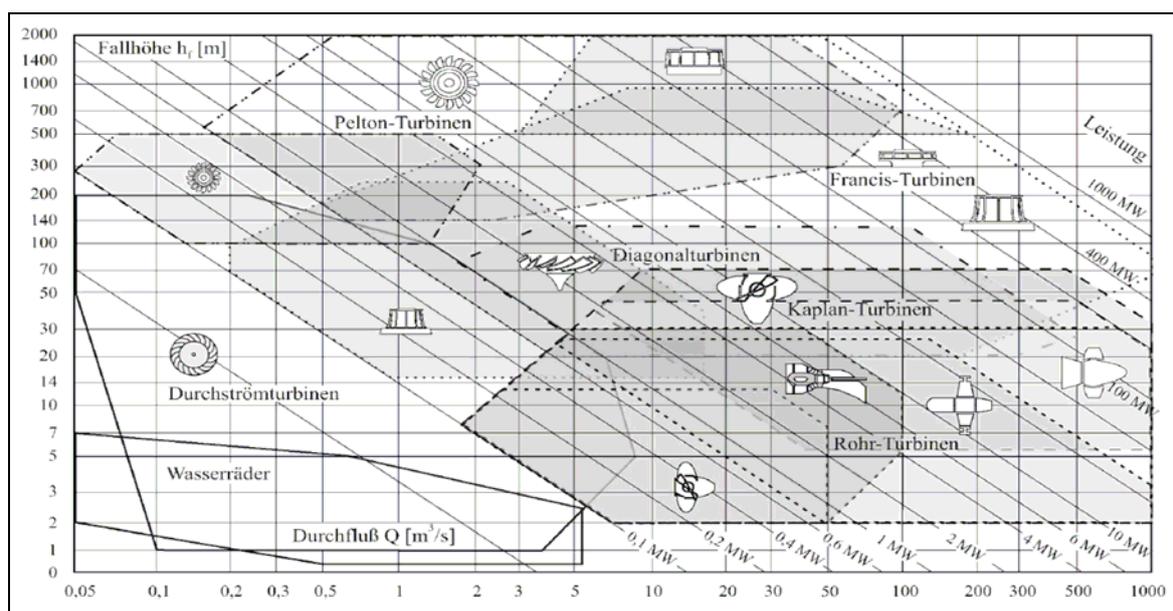


Abbildung 2.1 – Abgebauter Fallhöhe über durchgesetzter Wassermenge der verschiedenen Turbinenbauarten [11]

*Pelton*turbinen (siehe Abb. 2.3) sind in der Lage, Fallhöhen von bis zu 2000 m abzubauen und erreichen mittlerweile Spitzenleistungen von bis zu knapp 450 MW. Das Turbinenrad wird am äußersten Umfang tangential mit bis zu sechs Wasserstrahlen beschickt. Zum einen ist es mit den eingesetzten Düsen möglich, die Strahldicke und damit die Durchflussmenge frei einzustellen (bis zur Abschaltung), zum anderen kann die Turbine durch Deaktivierung von einzelnen Düsen geregelt werden. Diese doppelte Regelungsmöglichkeit macht die Pelton-turbine besonders flexibel. Folglich verläuft ihre Wirkungsgradkurve im Vergleich zu einfach geregelten Maschinen besonders flach (vgl. Abb. 2.2). Dies bringt im bevorzugten Anwendungsgebiet, dem Spitzenlastbereich, zahlreiche Vorteile mit sich [11]. Die potentielle Energie wird schon vor der Turbine in den Düsen vollständig in kinetische umgewandelt. Das hat zur Folge, dass an Turbineneintritt und -austritt der gleiche statische Druck herrscht. Pelton-turbinen zählen deshalb zur Gruppe der Gleichdruckmaschinen.

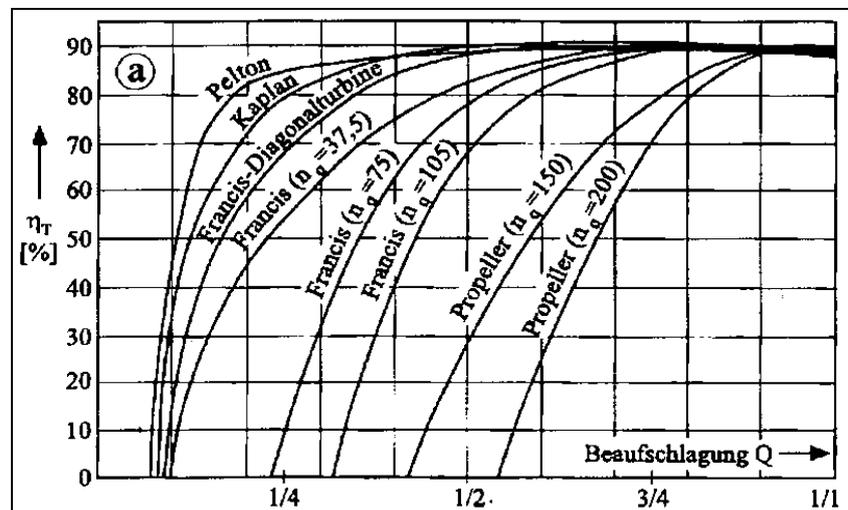


Abbildung 2.2 – Wirkungsgradkurven verschiedener Turbinentypen [11]

*Kaplan*turbinen sind bis zu Fallhöhen von ca. 80 m einsetzbar; meist werden sie mit großen Durchsätzen beaufschlagt. Die Turbine wird axial durchströmt und die Wellenlage kann sowohl vertikal als auch horizontal realisiert werden. Von der älteren, ebenfalls axial durchströmten Propellerturbine unterscheidet sich die Kaplanmaschine durch verstellbare Laufschaufeln. Dies hat große Vorteile im Bezug auf die Regelbarkeit: Die Wirkungsgradkurve verläuft viel weniger spitz, d.h. die Effizienz im Teillastbereich, abseits vom Optimum, kann stark verbessert werden (vgl. Abb. 2.2). [11]

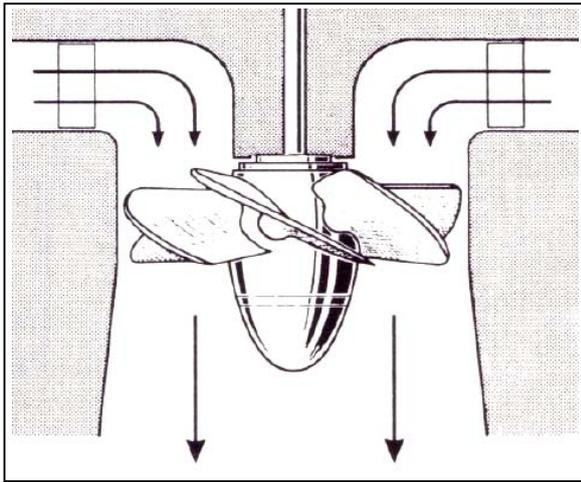


Abbildung 2.3 – Schema Kaplanmaschine [12]

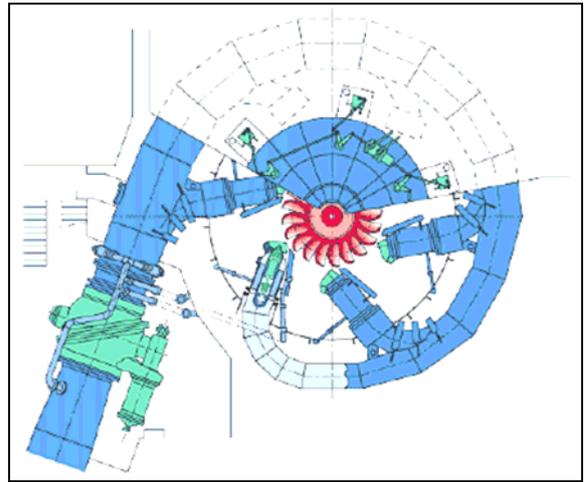


Abbildung 2.4 – Schema Peltonmaschine [13]

2.1.1 Die spezifische Drehzahl

Die gängigste Kenngröße zur Einteilung von Turbinen (und Pumpen) ist die spezifische Drehzahl n_q . Sie ist definiert als die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen, fiktiven Maschine, die mit einer Fallhöhe $H_1 = 1$ m und mit einem Durchfluss $Q_1 = 1$ m³/s betrieben wird. Aus dieser Definition kann unter Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze [9] folgende Formel errechnet werden:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.5)$$

Die ungefähren n_q -Bereiche, in denen sich die unterschiedlichen Turbinentypen bewegen, sind folgende: [11]

- Pelton: $n_q = 1 - 20$ [U/min]
- Francis: $n_q = 20 - 140$ [U/min]
- Kaplan : $n_q = 100 - 450$ [U/min]

Maschinen mit geringem n_q werden auch als Langsamläufer bezeichnet, solche mit hohem als Schnellläufer. Auch bezeichnet man Turbinen mit niedrigem n_q als weniger schluckfähig als solche mit hohem, da ihre Volumsdurchsätze Q geringer sind.

Aus Gleichung 2.5 und der Tatsache, dass jede Turbine ein bestimmtes n_q sowie *einen* bestimmten Auslegungspunkt, definiert durch H und Q , besitzt, wird klar, dass es auch genau *eine* Auslegungsdrehzahl n_{nem} , auch Nenndrehzahl genannt, geben muss.

2.1.2 Dimensionslose Kennwerte ([9], [11])

Bei der Beschäftigung mit Turbinen und Pumpen ist es oft sinnvoll und notwendig, dimensionslose Kennwerte einzuführen. Bei den in weiterer Folge beschriebenen Kennwerten ist es besonders praktisch, dass sie für eine Laufradgeometrie gelten, d.h. Maschinen ähnlicher Geometrie besitzen dieselben dimensionslosen Kennzahlen, egal wie groß sie ausgeführt sind. Besonders für Modellversuche, wie sie in unserem Prüfstand durchgeführt werden sollen, ist dies unverzichtbar.

Der vorkommende Durchmesser $D_{3,Bez}$ ist der Turbinenbezugsdurchmesser, er wird dort gemessen, wo der Kanal am engsten ist und beträgt in unserem Fall 250 mm.

- **Druckzahl ψ :**

Sie gibt das Verhältnis zwischen der spezifischen Stutzenarbeit, definiert als $Y = H \cdot g$, und der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt an:

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D_{3,Bez}^2}{60^2}} = 7156,52 \cdot \frac{H}{n^2 \cdot D_{3,Bez}^2} \quad (2.5)$$

- **Durchflusszahl φ :**

Sie gibt das Verhältnis zwischen Meridiangeschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit an:

$$\varphi = \frac{c_m}{u_2} = \frac{\frac{Q \cdot 4}{D_{3,Bez}^2 \cdot \pi}}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D_{3,Bez}} = 24,32 \cdot \frac{Q}{D_{3,Bez}^3 \cdot n} \quad (2.6)$$

Eigentlich ist auch die in Kapitel 2.1.1 beschriebene spezifische Drehzahl n_q eine dimensionslose Kennzahl. Aufgrund ihrer Bedeutung bei der Klassifizierung von Maschinen wurde für diese jedoch ein eigenes Kapitel eingeführt.

Auch die im folgenden Kapitel 2.1.3 beschriebene Kavitationskennzahl σ ist eine dimensionslose Kennzahl für geometrisch ähnliche Anlagen.

2.1.3 Kavitation ([9], [11], [14], [15])

In diesem Abschnitt wird die prinzipielle Problematik der Kavitation und ihre Bedeutung beschrieben. Detailliertere Ausführungen zu diesem Thema folgen im weiteren Textverlauf. Im Wesentlichen verweise ich auf Kapitel 2.3.

Der Begriff Kavitation leitet sich von dem lateinischen Adjektiv *cavus* – ‚hohl‘ ab (vgl. auch engl. *cave* – Höhle) und bezeichnet das Phänomen, welches auftritt, wenn in einem flüssigen Medium Bereiche gasförmigen Aggregatzustands entstehen, weil der statische Druck lokal unter den Dampfdruck absinkt. Nach Bernoulli geschieht dies meist an Stellen, an denen die Strömungsgeschwindigkeiten hoch sind, sei es lokal aufgrund von Verwirbelungen oder wegen generell höherer Meridiangeschwindigkeit. Des Weiteren ist die totale Energiehöhe von Bedeutung. Demnach ist der Bereich direkt nach dem Laufrad interessant, weil dort erstmals im Strömungsverlauf geringe Totalenergiehöhen herrschen und zudem erhebliche Strömungsgeschwindigkeiten herrschen. Eine kostspielige aber effektive Methode um gegen diese Problematik anzukämpfen ist es, die gesamte Maschine einfach tiefer zu installieren, um durch die Höhendifferenz zum Unterwasserspiegel den statischen Druck zu erhöhen. Kostspielig deshalb, weil große Volumina an Aushub anfallen, in besonders heiklen Fällen sogar mit Sprengungen verbunden sein können.

Warum ist Kavitation ein Problem? Zum Ersten ist damit eine starke Veränderung des Volumens verbunden, die mit einer deutlichen Änderung der Strömungsverhältnisse einhergeht. Bei sehr starker Kavitation kann es bis zur sogenannten Versperrung kommen, was bedeutet, dass der Durchfluss gegen Null geht. So kann Kavitation bei Pumpen im Extremfall sogar soweit gehen, dass das gesamte Laufrad mit Dampf ausgefüllt ist.

Zum Zweiten ist der gasförmige Zustand des Wassers unter solchen Bedingungen, d.h. so nahe am Dampfdruck, und das nur lokal, äußerst instabil: Schon kleine Erhöhungen des statischen Drucks führen zu schlagartiger Rekondensation und es bilden sich so genannte Microjets mit lokalen Druckspitzen jenseits von 1000 bar aus. Passiert dies in der Nähe von Bauteilen, kann es zu starken Erosionsschäden kommen.

Zum Dritten ist das Auftreten von Kavitation mit starker Geräuschentwicklung und kräftigen Vibrationen verbunden, die in weiterer Folge auch zu Beschädigungen führen können.

Quantitative Aussagen über Kavitation werden bei Turbinen üblicherweise mittels der dimensionslosen Kavitationskennzahl σ getroffen, welche folgendermaßen definiert ist:

$$\sigma = \frac{H_H}{H} \quad (2.7)$$

H stellt wie üblich die Turbinenfallhöhe und H_H die sogenannte Haltedruckhöhe dar:

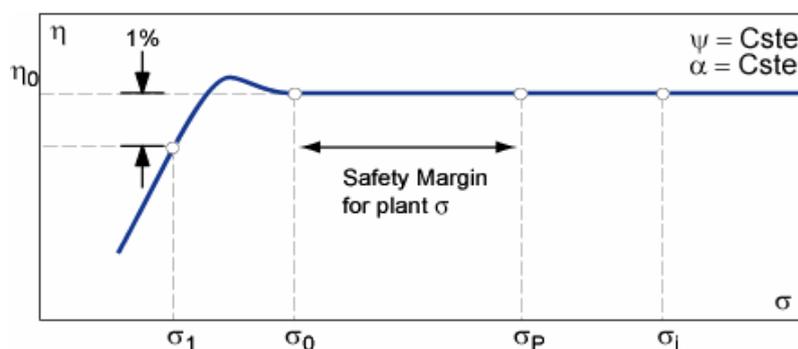
$$H_H = \frac{P_{abs}}{\rho \cdot g} + \frac{v_4^2}{2 \cdot g} + h_{v,S} - H_S - \frac{P_d}{\rho \cdot g} \quad (2.8)$$

Der Geschwindigkeits- und der Verlusthöherenterm werden üblicherweise vernachlässigt. Es ergibt sich:

$$H_H = \frac{P_{abs}}{\rho \cdot g} - H_S - \frac{P_d}{\rho \cdot g} \quad (2.9)$$

(Die Saughöhe H_S ist hier dann positiv, wenn die Turbine über dem Unterwasserspiegel liegt.)

In Worten ausgedrückt, bezeichnet H_H die Sicherheitsmarge, die zwischen dem an der Referenzstelle (meist am Laufradaustritt) herrschenden statischen Druck und dem Dampfdruck besteht. Es ist nicht gesagt, dass Kavitation als erstes genau an besagter Referenzstelle auftritt; deshalb ist der σ -Wert für eintretende Kavitation auch nicht gleich Null. Durch die Division durch H wird ein dimensionsloser Kennwert geschaffen, der für ähnliche Maschinen an ähnlichen Betriebspunkten gleich ist. Die am Prüfstand des Instituts zukünftig realisierten Kavitationsversuche werden also quantitative Aussagen bezüglich dieser Problematik bei geometrisch ähnlichen Großanlagen ermöglichen. Bei solchen Versuchen wird ein bestimmtes Kavitationskriterium willkürlich gewählt wie z. B. einsetzende Kavitation an der Eintrittskante (mit Quantifizierung) und es wird genau aufgezeichnet, bei welchen Betriebszuständen eben dieses eintritt.



**Abbildung 2.5 – Verlauf des Wirkungsgrades über σ
bei konstanter Leitapparatstellung und konstantem ψ [7]**

- $\sigma_i \dots$ σ -Wert, bei dem Kavitation einsetzt
- $\sigma_p \dots$ σ -Wert, die dem die Anlage betrieben wird
- $\sigma_0 \dots$ σ -Wert, bei dem die ersten Auswirkungen auf den Wirkungsgrad bemerkbar sind
- $\sigma_1 \dots$ σ -Wert, bei dem der Wirkungsgrad um 1% abgefallen ist

Kavitation in geringem Ausmaß tritt auch in häufig genutzten Betriebszuständen auf. Das sind beispielsweise Zustände, in denen der Fallhöhenabfall sich noch in Grenzen hält bzw. noch gar nicht messbar ist. In Abb 2.5 ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad üblicherweise sogar noch kurz ansteigt, bevor der kavitationsbedingte Einbruch folgt. Die starke Geräuschentwicklung ist meist das erste Anzeichen für beginnende Kavitation. Sofern die notwendigen Details bekannt sind, sollte man abwägen, ob der zu erwartende Schaden stärker zu bewerten ist oder, ob der gegebenenfalls entstehende energetische Mehrnutzen so groß ist, dass anfallende Reparaturen damit gedeckt werden können.

Kurz ein paar Bemerkungen zum Vergleich von Kavitation in Pumpen und Turbinen.

Bei Turbinen hält sich das Medium, bedingt durch die Durchströmungsrichtung vor dem Passieren der kritischen Zonen, nicht im Saugrohr auf, in dem verminderter Druck herrscht. Dieser Umstand wirkt sich hemmend auf die Bildung von Gaskernen aus. Allerdings wird eben diese Gaskernbildung durch die turbulenten Grenzschichten an Stütz-, Leit- und Laufschaufeln wiederum gefördert. Auch die Druckpulsationen, die durch das Vorbeibewegen der Lauf- an den Leitschaufeln entstehen, wirken sich kavitationsfördernd aus. [16]

Es gibt also bei Pumpen und bei Turbinen kavitationsfördernde und -hemmende Umstände.

Ebenfalls bedingt durch die Durchströmungsrichtung, dringen Kavitationsblasen im Turbinenbetrieb nicht selten bis ins Saugrohr vor, während diese im Pumpbetrieb meist innerhalb des Laufrades implodieren. Das Laufrad ist bei Turbinen demnach weniger kavitationserosionsgefährdet als bei Pumpen. Die Kavitationserosion bei Turbinen ist am stromabwärtsliegenden Ende von quasistationären Blasen am größten, und zwar immer dort, wo große Relativgeschwindigkeiten herrschen, wie z.B. nahe der Saugkante (Austrittskante) der Laufschaufel am äußeren Außendurchmesser. [9]

Man unterscheidet verschiedene Arten von Kavitation. Einige seien nachstehend erwähnt:

- *Eintrittskantenkavitation:*

Diese tritt direkt hinter der Laufschaufeleintrittskante an der Druck- oder Saugseite auf, je nach Betriebszustand (siehe Kapitel 2.3).

- *Flächenkavitation:*

Sie tritt normalerweise auf der Laufschaufelsaugseite auf und bildet sich flächig aus. Ursache sind lokale Druckminima ohne besondere Verwirbelungen (kein Stoß etc.).

- *Spaltkavitation:*

An Spalten zwischen rotierenden und stehenden Bauteilen entstehen ebenfalls sehr niedrige statische Drücke, aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeiten und den sich daraus ergebenden großen Geschwindigkeiten in der Spaltströmung. Besonders bei offenen Laufrädern kommt es zu schnellen Überströmungen von Hoch- zu Niederdruckzonen.

- *Kavitation im Saugrohr:*
 - Teillastzopf (siehe Kapitel 2.1.3 bzw. 2.3.1 und Abbildung 5.12)
 - Überlastzopf (siehe Kapitel 2.1.3 bzw. 2.3.2 und Abbildung 5.13)

2.2 Die Francisturbine

Referenzen: [11], [17]

Trotz vieler Optimierungsmaßnahmen hat sich an dem Prinzip der 1849 von Francis entwickelten Turbine nichts geändert. Sie zählt nach wie vor zu den am häufigsten verwendeten Maschinen der Wasserwirtschaft. Die erreichten Spitzenwirkungsgrade liegen bei über 90 %, die größten Maschinen erreichen Leistungen von bis zu 800 MW, und der sehr breite Förderhöhenbereich reicht von wenigen Metern bis zu jenseits von 600 m. Die größten Exemplare messen bis zu 10 m im Durchmesser und wiegen an die 450 t.

Es gibt Ausführungen mit horizontaler und solche mit vertikaler Welle. Die häufigere und modernere Bauform ist sicherlich die mit stehender Welle, nicht zuletzt, weil bei horizontaler Ausführung unterschiedliche Druckhöhen am Umfang wirken, was bei großen Maschinen einiges an Druckunterschied zwischen oben und unten liegendem Teil ausmacht. Dadurch kann es zu asymmetrischen Kavitations- und Belastungsproblemen kommen.

2.2.1 Funktionsweise

Das druckbeaufschlagte Wasser strömt durch eine Spirale (siehe Abb.2.6 und Abb.2.7), deren Aufgabe darin besteht, über den gesamten Umfang gleichmäßige Strömungsbedingungen zu schaffen. Das Wasser verlässt die Spirale durch den sogenannten Stüttschaufelring (in der Grafik nicht abgebildet), der seine Berechtigung primär aus strukturellen Gründen bezieht, aber dennoch strömungsleitend wirkt. Nach dem Stütz- folgt der Leitschaufelring; seine Aufgabe ist es, die Anströmrichtung für die Turbinenschaufeln zu definieren. Alle über den Umfang verteilten Leitschaufeln können synchron verdreht werden. In der Extremstellung ist der Leitschaufelapparat völlig verschlossen. Dadurch kann er neben seiner Regulierungsaufgabe auch die äußerst wichtige Aufgabe als Absperrorgan wahrnehmen.

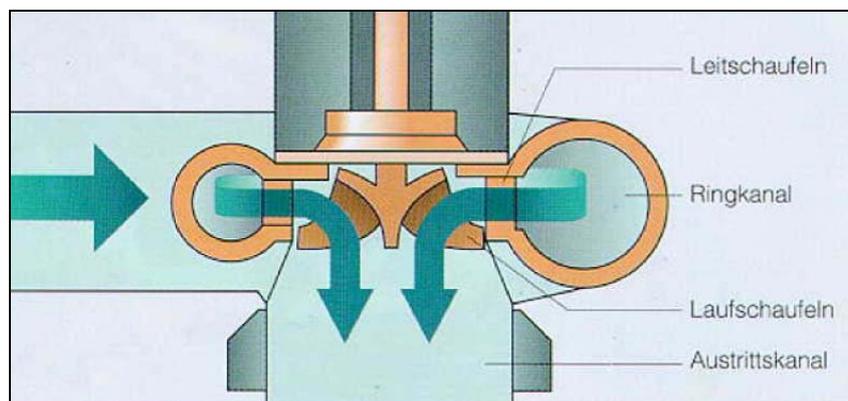


Abbildung 2.6 – Francisturbine schematisch



Abbildung 2.7 – Spirale und Leitapparat des Prüfstands

Nun hat die Strömung also durch die Umleitung in Leit- und Stützschaufeln und nicht zuletzt auch durch die Spirale einen starken Drall und folglich eine hohe kinetische Energie. Diese kinetische Energie und den statischen Druck gilt es, in der Turbine abzubauen und in Wellenarbeit umzusetzen. Da eine Druckdifferenz zwischen den Bereichen vor und nach dem Turbinenlaufrad besteht, gehört die Francisturbine zur Gruppe der so genannten Überdruckmaschinen oder auch Reaktionsmaschinen.

Die Strömung trifft radial auf die Turbine und wird um 90° umgelenkt, um an der Saugseite in den Austrittskanal zu gelangen. Die Turbine sollte nun möglichst viel von der vorher vorhandenen Energie aus dem Medium entnommen und über die Welle an den Generator abgegeben haben. Mit anderen Worten: am Laufradaustritt herrscht niedriger statischer Druck und die Strömung sollte so langsam wie möglich sein, was wiederum bedeutet, dass sie drallfrei sein sollte, was für den Auslegungspunkt auch gut realisierbar ist. Drallfreie Abströmung schlägt sich selbstverständlich spürbar positiv auf den Wirkungsgrad nieder, was auch in Gleichung 2.3, der Euler'schen Gleichung, klar erkennbar ist.

Um die Strömungsverhältnisse bei Zu- und Abströmung auf das Laufrad und von selbigem weg (siehe Abb. 2.4) zu veranschaulichen, werden üblicherweise Geschwindigkeitsdreiecke verwendet. In ihnen

werden die Geschwindigkeiten eingezeichnet und je nach Bedarf auch in ihre Komponenten zerlegt (siehe Abbildung 2.5).

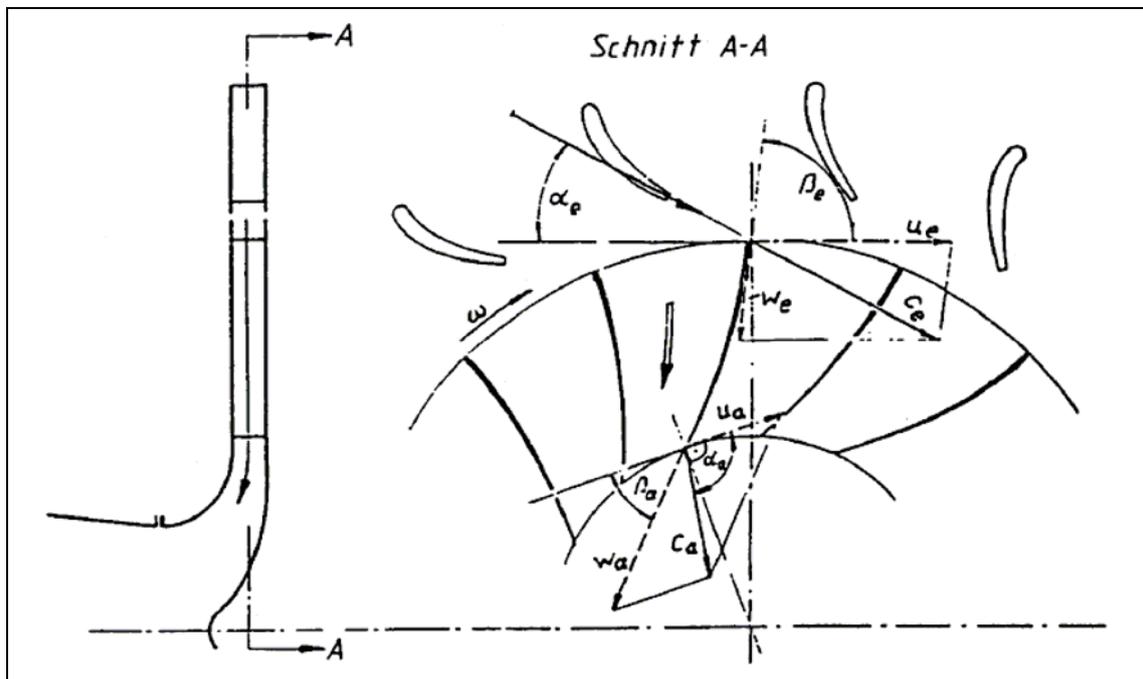
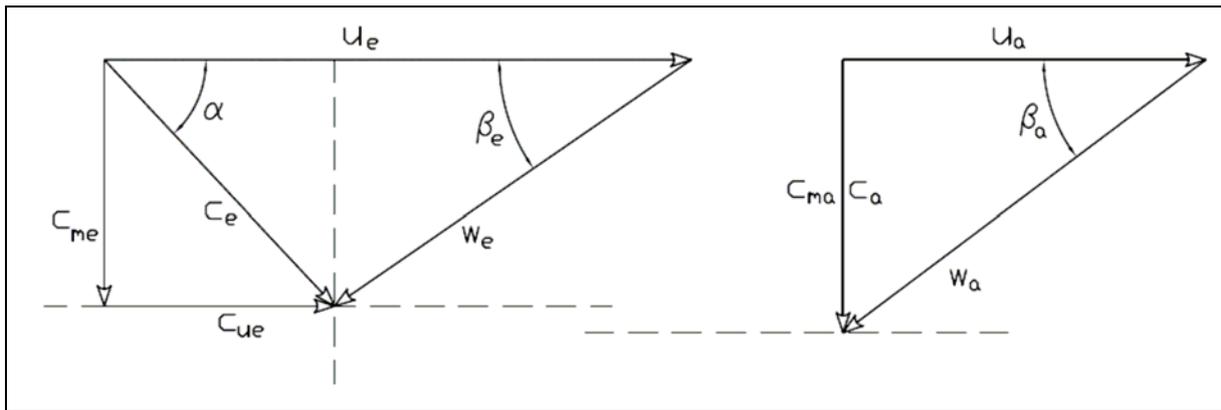


Abbildung 2.8 – Strömungsgeschwindigkeiten am Beispiel einer langsamläufigen Radialturbinen [18]

c	...	Geschwindigkeit des Mediums absolut
u	...	Tangentialgeschwindigkeit des Laufrades
w	...	Geschwindigkeit des Wassers relativ zum Laufrad
c_u	...	Umfangskomponente der Mediumsgeschwindigkeit
c_m	...	Komponente in Gesamtströmungsrichtung des Mediums
α	...	Winkel der drallbehafteten Strömung (quasi Leitradwinkel)
β_e	...	Winkel der Zuströmung zur Laufschaufel
β_a	...	Winkel der Abströmung von der Laufschaufel

Die Indices $_e$ und $_a$ bezeichnen Eintritt und Austritt in das bzw. aus dem Laufrad.



**Abbildung 2.9 – Geschwindigkeitsdreiecke einer Francisturbine
für Ein- und Austritt im Auslegungspunkt**

Solche Dreiecke gelten immer nur für eine Stromlinie. Weiters ist es für eine solche Betrachtung notwendig, von rotationssymmetrischer Strömung auszugehen. In dem in Abb. 2.7 dargestellten Betriebspunkt ist die Abströmung drallfrei, wie man am nicht vorhandenen c_{ua} erkennen kann. Die Eulergleichung (Formel 2.3) vereinfacht sich folgendermaßen:

$$H \cdot g = u_e \cdot c_{ue} \quad (2.10)$$

Bis das Wasser die Anlage verlässt, muss noch das Saugrohr passiert werden. Das Saugrohr ist nichts anderes als ein Diffusor, in dem man versucht, die Restgeschwindigkeit der Strömung direkt nach dem Laufrad möglichst ohne Verluste in statischen Druck umzuwandeln. Am Ende des Saugrohrs herrscht Umgebungsdruck, und durch die plötzliche Erweiterung in den Unterwasserbereich wird die gesamte kinetische Restenergie unwiederbringlich verwirbelt. Gute Saugrohrauslegung zählt zu den kniffligen Aufgaben im Kraftwerksbau, da verzögerte Strömungen eher zu Ablösungen neigen als beschleunigte (vgl. Kap. 3.3).

2.2.2 Einsatzgebiete

Der Einsatzbereich von Francisturbinen ist sehr ausgedehnt. Exemplare niedriger Schnellläufigkeit können teils wie Peltonturbinen, Exemplare höherer Schnellläufigkeit können statt Kaplanmaschinen eingesetzt werden.

Bei Hochdruckanwendungen wird man vor allem dann zur Francismaschine greifen, wenn das zu turbinierende Wasser verunreinigt ist (z.B. mit Sand), da bei Peltonturbinen die Abrasion durch sandhaltiges Wasser besonders stark ausgeprägt ist. Dieses Problem tritt bei Verwendung einer Francisturbine nicht in derselben Heftigkeit auf. Auch liegt der Spitzenwirkungsgrad bei Francismaschinen meist um 1-2 % höher, allerdings in einem engeren Q-Bereich (vgl. Abbildung 2.2).

Im Mittel- und Niederdruckbereich hat man die Wahl zwischen Francis- und Kaplananlagen. Mittlerweile werden in solchen Fällen fast nur noch Kaplananlagen eingesetzt. Die Möglichkeit zur Doppelregelung, und die damit einhergehende flache Wirkungsgradkurve, führt zu einer eklatant höheren Energieausbeute.

Man kann also sagen, dass mit den momentanen Regelungsmöglichkeiten der Einsatz von Francisanlagen dort sinnvoll ist, wo ein sehr gleichmäßiges Wasserangebot vorhanden ist, und natürlich in denjenigen Fällen, in denen aus Gründen des H/Q -Verhältnisses keine andere Bauart den Anforderungen gerecht werden kann. Es besteht natürlich immer die Möglichkeit, durch die Verwendung mehrerer Maschinen das genannte Verhältnis pro Maschine zu verändern, doch diese Lösungen sind im Regelfall teurer in der Anschaffung. Nimmt man diese Mehrkosten in Kauf, ist übrigens auch Regelung durch An- und Abschalten von einzelnen Maschinen möglich (je nach vorhandener Wassermenge).

Wie schon in der Einleitung (Kapitel 1) erwähnt wurde, sind Pumpspeicherkraftwerke von großer, ja sogar wachsender Bedeutung. Und genau dort liegt ein weiteres wichtiges Einsatzgebiet von Francisanlagen: als *Pumpturbinen*. Der große Vorteil liegt darin, dass ein und dieselbe hydraulische Maschine sowohl zum Turbinieren als auch zum Pumpen eingesetzt wird, was stark reduzierte Investitionskosten mit sich bringt. Nichtsdestotrotz werden nicht selten Turbine und Pumpe separat ausgeführt; bei der Verwendung von Freistrahlturbinen ist es beispielsweise gar nicht anders möglich. Bei geringen Fallhöhen können auch Axialmaschinen als Pumpturbinen eingesetzt werden, ab einer gewissen Höhe sind jedoch nur noch Francisanlagen geeignet.

Die Unterschiede zwischen Turbinen und Pumpen stellen natürlich Erschwernisse für die Auslegung von Pumpturbinen dar. So ist z.B. die Krümmung der Laufschaufel anders gerichtet, weil das Medium im Pumpbetrieb einer typischen Turbinenschaufelgeometrie nicht folgen würde können. Überall dort, wo im Turbinenbetrieb beschleunigte Strömungsverhältnisse herrschen, sind sie im Pumpbetrieb verzögert. Da Verzögerung gemächlicher vor sich gehen muss, um nicht zu einer Ablösung zu führen, müssen die Kanäle, und damit natürlich das Laufrad als solches, größer ausgeführt werden. Die Spirale wirkt im Pumpbetrieb als Diffusor. Weil es dort leicht zu Ablösungen kommen kann, sollte diese bei Pumpturbinen besonders gewissenhaft entworfen werden. Ein- und Austrittskanten sind im Pump- und Turbinenbetrieb vertauscht. Dem sollte zugunsten eintrittsseitiger Kavitationsvermeidung Rechnung getragen werden. Auch ist es wichtig, eine sorgfältige Ermittlung der Lauf- und Leitschaufelanzahl durchzuführen, um Vibrationen im Betrieb und Probleme beim Anfahren zu vermeiden [19].

Aus all diesen (und anderen, hier nicht erwähnten) Gründen folgt, dass der Optimalpunkt ein und derselben Maschine ein anderer ist, je nachdem ob sie als Pumpe oder als Turbine eingesetzt wird. Folglich weist die Maschine beim Pumpbetrieb in der Turbinenauslegungsdrehzahl einen 3 – 4 % niedrigeren Wirkungsgrad auf. Je nach Ausführung kann dies kompensiert werden, indem man

Umschaltgetriebe, Drehmomentwandler, Polumschalter (bewirken eine Veränderung der Polpaarzahl des Motor-Generators) oder Frequenzumwandler einsetzt, um die Maschinendrehzahl variieren zu können. Natürlich bedeutet jedes weitere Glied in der Kette höhere Kosten sowie auch energetische Verluste.

Pumpturbinen können natürlich auch mehrstufig (mehrere Maschinen in Serienschaltung) ausgeführt werden. Für eine solche Lösung ist Folgendes ins Treffen zu führen: Der Druckanstieg pro Stufe und damit die Laufraddurchmesser fallen geringer aus, was große Erleichterungen seitens der Konstruktion bringt. Im einstufigen Fall muss das Laufzeug (Laufrad und Welle) den größeren hydraulischen Kräften durch den höheren Druck sowie auch den maschinendynamischen Mehrbelastungen durch die größeren Abmaße standhalten, was meist dickere Laufschaufeln erfordert, was sich wiederum auf die hydraulische Effizienz negativ auswirkt. Gegen die mehrstufige Ausführung spricht, dass eine mehrstufige Maschine mit der gleichen Förderhöhe ein deutlich geringeres Schluckvermögen aufweist. Außerdem gibt es auch bei mehrstufigen Maschinen konstruktiv erschwerende Umstände, wie z.B. die Leitradsteuerung auf engem Raum oder die Zwischenleitungen von einer Stufe zur nächsten.

Einstufige Francispumpturbinen sind mittlerweile mit Pumpförderhöhen von bis zu 700 m im Einsatz, an Maschinen mit bis zu 1000 m Förderhöhe wird derzeit geforscht. [20]

2.3 Francisturbinen abseits vom Auslegungspunkt

Ebenfalls gebräuchlich für die Bezeichnung der Betriebszustände abseits vom Auslegungspunkt ist der englische Begriff „Off-design behaviour“.

Die Francisturbine reagiert auf die genaue Einhaltung der Auslegungsverhältnisse empfindlicher als andere Turbinenbauformen, da sie üblicherweise nur durch das Leitrad regelbar ist. Was passiert also, wenn zu viel oder zu wenig Wasser durch die Turbinen strömt? Die Variation der Fallhöhe ist ein seltenerer Fall, auf den in dieser Arbeit nicht eingegangen wird.

2.3.1 Teillastbetrieb

Mit dem Kennwert

$$q^* = \frac{Q}{Q_{opt}} \quad (2.11)$$

bezeichnet man den Grad der Abweichung des Betriebspunktes vom Optimalpunkt. Ist $q^* < 1$, so spricht man von Teillastbetrieb. Aus Gleichung (2.1) folgt, dass im Falle einer Durchflussreduktion

c_m geringer werden muss. Geht man von unveränderter Leitradstellung aus, wie es z.B. bei Maschinen ohne verstellbaren Leitapparat oder als Zwischenzustand bei der Verstellung vorkommt, so bleibt die Richtung der Strömung gleich und der sie beschreibende Vektor verändert lediglich seinen Wert. Am Laufradeintritt hat dies den Verlust der stoßfreien Zuströmung sowie einen geringeren Drall, ausgedrückt durch c_{ue} , zur Folge. Der Abströmwinkel von der Schaufel ändert sich nicht, dementsprechend stellt sich ein Gleichdrall (in gleicher Richtung mit der Laufradrotation) in der Abströmung ein. Abb. 2.10 veranschaulicht diesen Zustand:

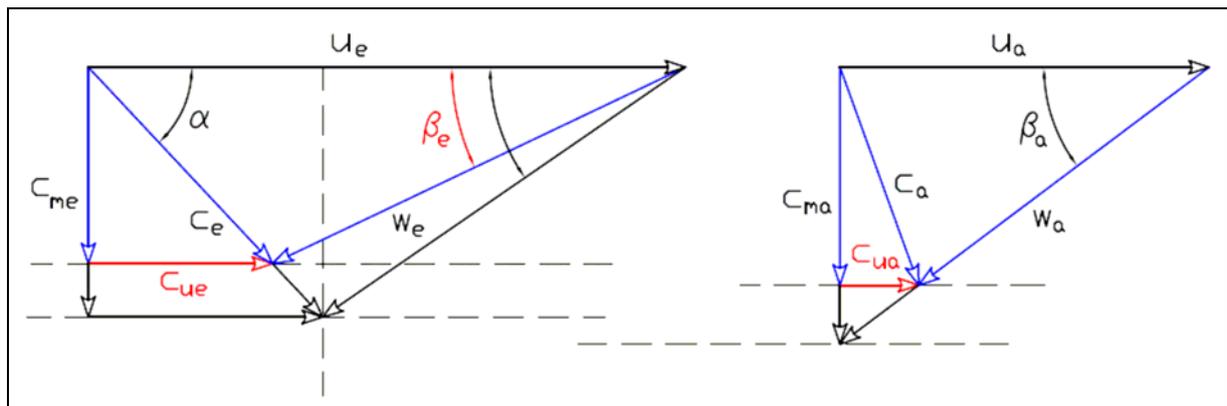


Abbildung 2.10 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb ohne Regelung

Es ist deutlich zu erkennen, dass es sich nicht um eine reine Q -Änderung handelt; nach Gleichung 2.3 muss die Änderung der beiden c_u auch eine Veränderung der Fallhöhe H zur Folge haben.

Solche Strömungsverhältnisse treten jedoch normalerweise nicht stationär auf, da es so gut wie keine Turbinen mehr gibt, die ohne einen verstellbaren Leitapparat ausgeführt sind, nicht zuletzt deshalb, weil dieser auch als Verschlussorgan genutzt werden kann (wenn auch nur kurzzeitig). Außerdem wäre ein solcher Betriebszustand nur dann stationär möglich, wenn die tatsächlich vorhandene Fallhöhe H_{vorh} auch der von der Turbine abgearbeiteten Fallhöhe H entspräche.

Durch die Verstellung der Leitschaufeln wird die Turbinenkennlinie H/Q steiler oder flacher (vgl. Abbildung 5.8), und die Laufradanströmung verändert sich. Ziel dieser Verstellung kann es sein, eine reine Q -Veränderung zu erzielen, also H wieder auf H_{opt} bzw. H_{vorh} einzustellen, oder man versucht, eine stoßfreie Anströmung zu erzielen. Beides ist prinzipiell realisierbar. (Hierbei sei angemerkt, dass die vorhandene Fallhöhe H_{vorh} im Regelfall eine gegebene Größe ist. D.h. es ist eine gewisse Höhendifferenz zwischen Ober- und Unterwasser vorhanden. Beim Öffnen oder Schließen des Leitrades wird sich also aus der Fallhöhe, die bereit steht, ein gewisser Durchfluss einstellen. An einer Prüfstandsanlage wie derjenigen, über die das Institut verfügt, können hingegen alle Größen frei gewählt werden.)

Wie oben bereits angemerkt, gelten Betrachtungen dieser Art immer nur für eine Stromlinie, d.h. eine Optimierung, z.B. in Bezug auf den Anströmwinkel, wird nicht für jedes Teilflutrad gleichermaßen möglich sein, es sei denn, es handelt sich um eine rein radial angeströmte Maschine.

In Abbildung 2.11 ist gut zu erkennen, dass durch die Variation des Leitschaufelwinkels α der Eintrittsdrall erhöht wird, also die abgesunkene Fallhöhe H wieder ansteigt (vgl. Gleichung 2.3). Gleichzeitig wird auch der Eintrittswinkel β_e wieder erhöht, der Eintrittsstoß reduziert bzw. verschiebt sich. Die Abströmungsverhältnisse bleiben unverändert, d.h. die Abströmung ist noch immer drallbehaftet.

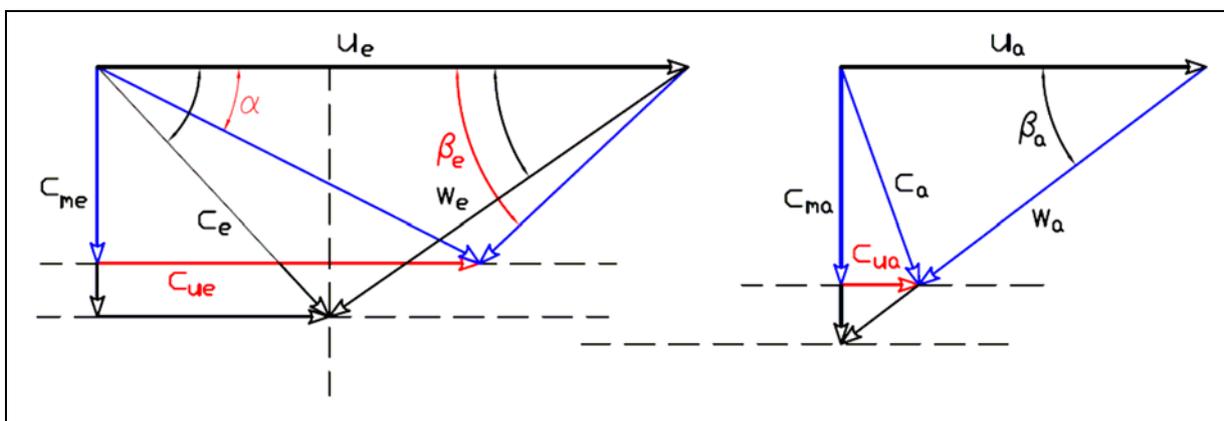


Abbildung 2.11 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb mit Leitradregelung

Nach Raabe passiert die Eintrittskantenkavitation im Teillastbereich normalerweise auf der Saugseite [9], d.h. um die Fallhöhe aufrecht zu erhalten, wird das Leitrad so stark nachgestellt, dass β_e verglichen mit dem Auslegungspunkt größer wird. Somit entsteht ein Eintrittsstoß solcher Art, dass die Strömung an der Saugseite der Laufschaufeln kavitiert. Der Unterdruckbereich und die damit verbundene Ablöse findet ja naturgemäß auf der stoßabgewandten Seite statt. Zunächst bildet sich eine quasistationäre Blase aus; bei weiterer Steigerung des Anstellwinkels bildet sich eine ‚Straße‘ von im Kern kavitierenden Wirbeln circa in der Mitte des Kanals. Der erosive Schaden ist im ersten Fall gravierend, da Microjets auf die Laufschaufeln treffen. Implodieren die Blasen im Medium und nicht in der Nähe der Schaufeln, beschränkt sich der Schaden meist auf Lärmbelästigung und Vibrationen (vgl. Kapitel 2.1.3).

Eine weitere, gut bekannte und typische Erscheinung im Teillastbetrieb ist der sogenannte Teillastzopf – ein rotierender, korkenzieherförmiger Kavitationsschlauch, der sich mit einem gewissen Schlupf gegenüber der Turbine (ca. 60 bis 75 %) vom Saugmund ausgehend den Strömungskanal abwärts windet (vgl. Abbildung 5.12). Er entsteht im Nabantotwasser infolge des Dralls in der Abströmung. Die durch diesen Kavitationszopf entstehenden Erschütterungen können beträchtlich sein, weshalb der

Betrieb in solchen Bereichen des Einsatzspektrums ohne Hilfsmaßnahmen dauerhaft nicht möglich ist. Man behilft sich mit dem Einblasen von Luft im Entstehungsbereich oder mit Leiteinrichtungen, die den Drall in der Strömung hemmen. [16]

Auch in dem hier behandelten Prüfstand ist die Beobachtung dieses Phänomens bestens möglich, da genau in diesem Bereich das Saugrohr aus Plexiglas gefertigt ist.

Neben der Leitradregelung können Francisturbinen auch durch Variation der Drehzahl geregelt werden. Damit ist es möglich, den Drall in der Abströmung zu vermeiden (zumindest im Mittel über den ganzen Strömungsquerschnitt), was große Effizienzvorteile mit sich bringt. Das Leitrad muss dementsprechend mitgeregelt werden, man spricht dann auch von Doppelregelung. Die Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 2.12 stellen einen Teillastbetriebspunkt dar, bei dem der Gleichdrall am Austritt durch Reduktion der Drehzahl vermieden wird. (Man beachte die reduzierten Umfangsgeschwindigkeiten, die Meridiangeschwindigkeiten sind gleich wie im in Abbildung 2.11 dargestellten Fall.) Ein solcher Betriebspunkt ist strömungsmäßig nicht ganz so perfekt wie hier dargestellt wird, da die Strömungsverhältnisse nicht an allen Teilfluträdern optimal eingestellt werden können. Selbst wenn dies in vereinfachenden geometrischen und strömungstechnischen Überlegungen zutrifft, kommt immer noch der Effekt zum Tragen, dass die Meridiangeschwindigkeit nicht über den Radius konstant ist. Dem kann beim Auslegen für einen Betriebspunkt Rechnung getragen werden, sofern die Verteilung bekannt ist. Die Verteilung wird sich bei variierendem Durchfluss jedoch aufgrund der Krümmereffekte in Radialmaschinen – oder eben auch in Halbaxialmaschinen – verändern. Die Geometrie kann also letztlich wieder nur für einen bestimmten Durchfluss ausgelegt werden. Es gibt also nach wie vor nur eine optimale Drehzahl. Trotz all dieser Einwände: Die positiven Effekte einer Drehzahlregelung sind enorm.

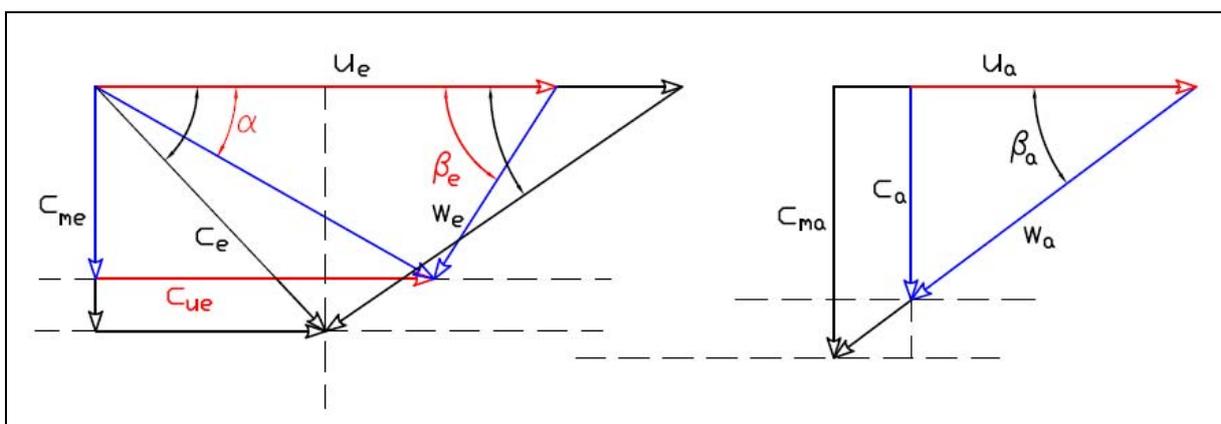


Abbildung 2.12 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb mit Doppelregelung

Die Leistungselektronik hat in den letzten Jahrzehnten sehr große Fortschritte gemacht. Die Wirkungsgrade von Frequenzumwandlern (FU), wie sie für die Drehzahlregelung verwendet werden, erreichen mittlerweile ca. 98 %. Durch die höhere hydraulische Effizienz mit Drehzahlregelung kann

der Gesamtwirkungsgrad um 10 - 15 % gesteigert werden [11]. Auch ist es in einigen Fällen sinnvoll, auf Getriebe zu verzichten, die ja ebenfalls Verluste verursachen und außerdem mehr Wartung erfordern, ganz abgesehen von den hohen Anschaffungskosten.

Trotz all dieser positiven Argumente bleibt ein drehzahlvariables System kostenintensiv und rentiert sich folglich nur an Standorten mit stark und häufig wechselndem Wasserdarbot und variierender Fallhöhe.

2.3.2 Überlastbetrieb

Analog zum Teillastbetrieb nennt sich jener Betriebsbereich, in dem $q^* > 1$ ist, Überlastbetrieb. Viele der auftretenden Effekte bilden sich in ähnlicher Form bzw. aus ähnlichen Gründen aus, wie es in Kapitel 2.3.1 beschrieben wurde. Dieses Kapitel fällt deshalb etwas kompakter aus.

Wird der Durchsatz erhöht steigt die Leistung zuerst an, allerdings geht der Wirkungsgrad aufgrund der schlechteren Strömungsverhältnisse zurück. Steigt Q an, so folgt aus Gleichung 2.1, dass c_m ansteigen muss. Ohne jegliche Regelung ergeben sich Zu- und Abströmverhältnisse, wie sie in Abbildung 2.13 zu erkennen sind.

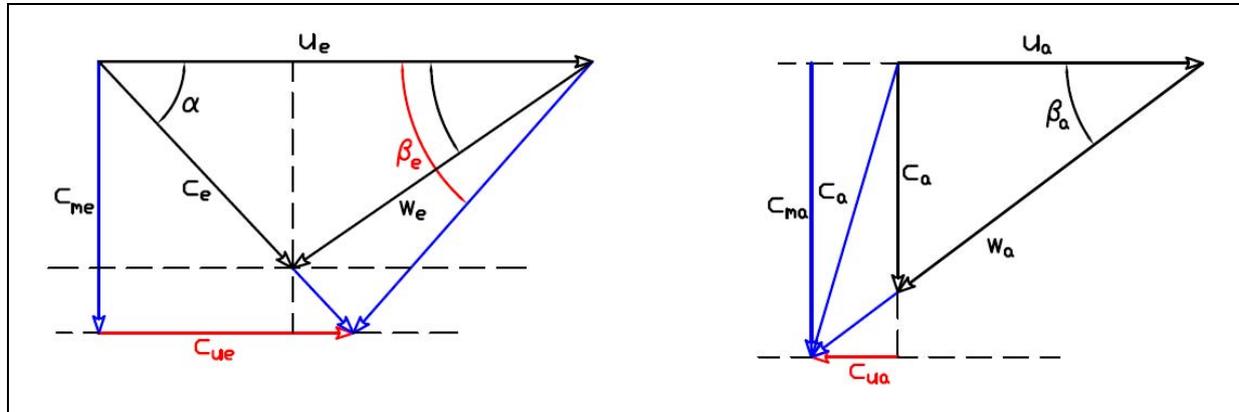


Abbildung 2.13 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb ohne Regelung

Beim Eintritt in das Laufrad ist der Drall größer als bei Q_{opt} , da der Vektor der Zuströmung sich ja nur in seiner Länge, nicht aber in seiner Richtung verändert. c_{ue} muss also ansteigen. Der stoßfreie Eintritt ins Laufrad ist nicht mehr gegeben, es bildet sich ein druckseitiger Stoß aus. Am Laufradaustritt bildet sich im Gegensatz zum Gleichdrall bei Teillast ein Gegendrall aus, was an einem negativen c_{ua} erkennbar wird. Da der Drall in der Abströmung in der Euler'schen Gleichung negativ eingeht, siehe Gleichung 2.3, erhöht ein solcher Gegendrall die Fallhöhe H .

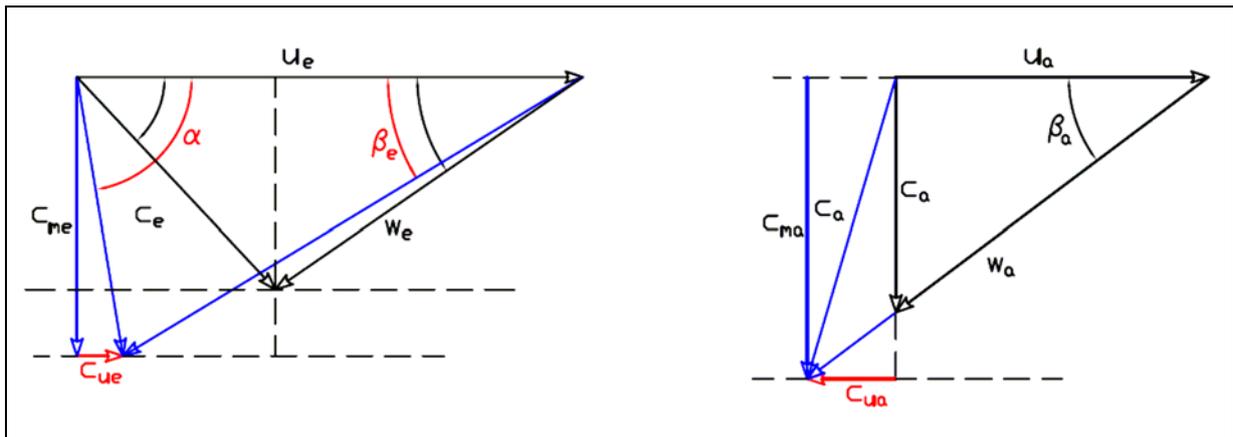


Abbildung 2.14 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb mit Leitradregelung

Durch Regelung mit dem Leitrad kann der Eintrittswinkel verändert werden. Wie auch im Teillastbetrieb kann das Ziel sein, den Eintrittsstoß zu beseitigen oder aber, die Fallhöhe konstant zu halten (vgl. Abbildung 2.14). Raabe stellt fest, dass die Eintrittskantenkavitation bei den meisten Maschinen im Überlastbereich bei gleich bleibender Fallhöhe an der Druckseite stattfindet [9]. Damit dies der Fall ist, muss der Stoß saugseitig stattfinden; der Eintrittswinkel β_e wird also kleiner sein als im Auslegungspunkt.

Ähnlich dem Teillastzopf bildet sich ein Überlastzopf aus. Dieser ist jedoch nicht korkenzieherförmig, sondern gerade und befindet sich in der Mitte des Saugrohrs. Auch diese Erscheinung ist mit viel Lärm und Vibrationen verbunden, allerdings hat sie gegenüber dem Teillastzopf den Vorteil, dass sie unbewegt ist, also nicht durch die eigene Rotation Teile des Kanals berühren kann. (vgl. Abbildung 5.13)

Selbstverständlich kann auch im Überlastbereich unter Zuhilfenahme von Drehzahlregelung einiges erreicht werden. Der Gegendrall kann variabel eingestellt und wenn erwünscht beseitigt werden (vgl. Abbildung 2.15). Ebenfalls lässt sich gut erkennen, dass bei drallfreier Abströmung die Anströmung nicht optimal sein kann, da nach der Euler'schen Gleichung, Gleichung 2.3, um H konstant zu halten bei höherem u_e , c_{ue} kleiner werden muss. Auch bei der Doppelregelung kann nach unterschiedlichen Kriterien geregelt werden. Für optimalen Wirkungsgrad muss die Zuströmung möglichst stoßfrei und die Abströmung möglichst drallfrei erfolgen.

(Die Geschwindigkeitsverhältnisse in der behandelten Francisturbine sind nicht so, wie es in den Skizzen hier dargestellt wird. Diese sind aufgrund der Anschaulichkeit allgemein gehalten und entsprechen eher einer Maschine mit niedrigerem n_q .)

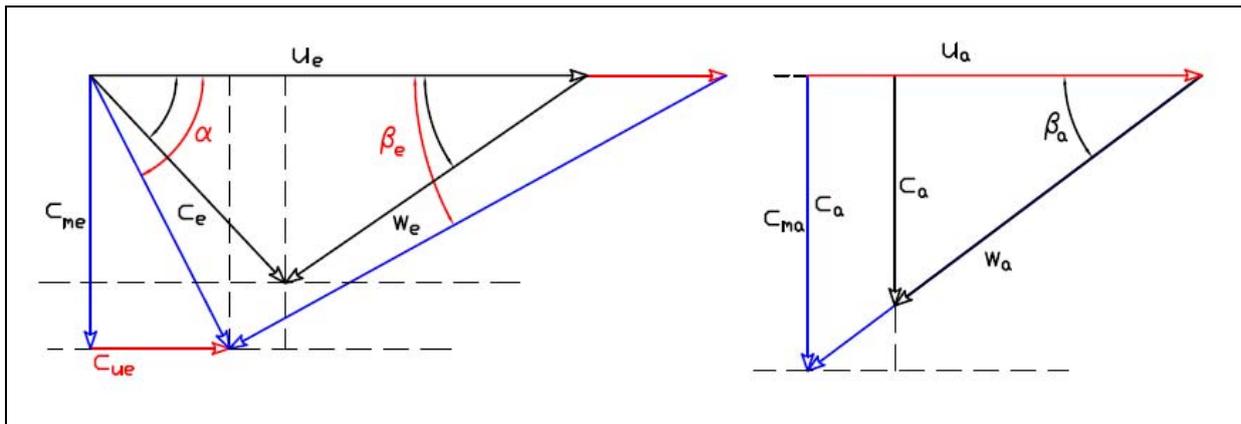


Abbildung 2.15 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb mit Doppelregelung

Am Ende dieses Kapitels ist darauf hinzuweisen, dass sich die Strömungsverhältnisse abseits des Auslegungspunktes nicht nur am Laufrad verändern. Selbstverständlich sind auch andere Bauteile betroffen, es sind dies etwa:

- Saugrohre; sie werden üblicherweise für eine bestimmte Wassermenge / einen bestimmten Durchfluss ausgelegt. Weicht diese/r von der Auslegung ab, kommt es zu negativen Auswirkungen (vgl. Kapitel 3.3).
- Die Geometrie der Spirale ist ebenfalls für einen bestimmten Durchfluss gemacht. Durch die Beaufschlagung mit abweichenden Durchflussmengen ergeben sich Asymmetrien in der Laufradanströmung. In weiterer Folge verändern sich die hydraulischen Kräfte auf das Laufrad (vgl. auch Kapitel 3.2.1.1).
- Durch das Verdrehen der Leitschaufeln kann es an diesen zur Ausbildung eines Eintrittsstoßes kommen, der möglicherweise Kavitation zur Folge hat. Je nach Verdrehrichtung kann dies auf beiden Seiten des Leitrades auftreten.

3 Konstruktion und Berechnungen

3.1 Überprüfung der Wellenkonstruktion

Die bereits konstruierte Turbinenwelle soll auf ihre *biegekritische Drehfrequenz* überprüft werden.

3.1.1 Analytische Berechnung ([21])

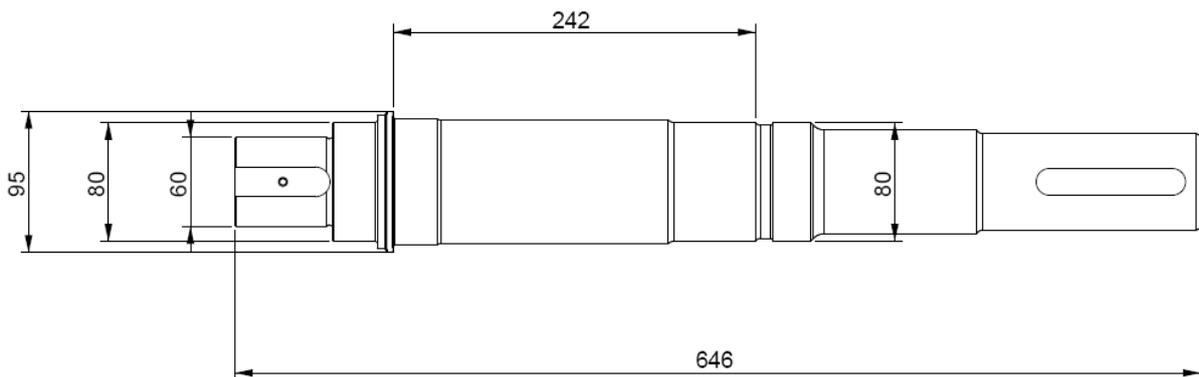


Abbildung 3.1 – Aufriss der Turbinenwelle

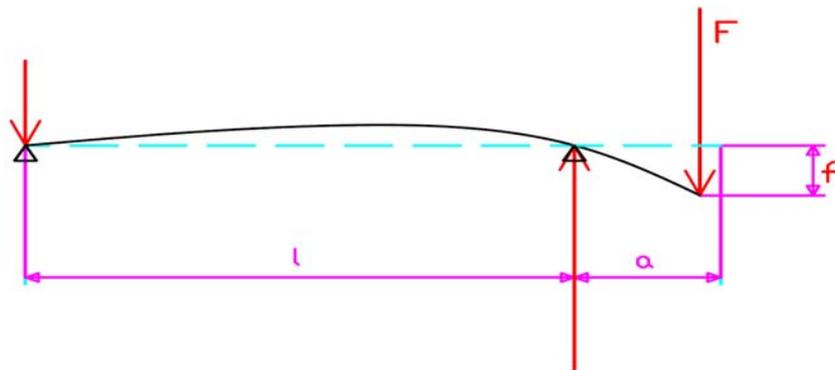


Abbildung 3.2 – Schematische Darstellung der Welle mit Laufrad/Biegelinie

Zu den Randbedingungen:

(Die tatsächlichen Kraftangriffspunkte sind nicht bekannt.)

- Für l wird 204 mm angenommen, das ist der Abstand der Kugellagermittelebenen.
- Für a wird 100 mm angenommen; damit ist man zweifellos auf der sicheren Seite.
- F ist die Gewichtskraft der Turbine, deren Masse $\sim 28\text{kg}$ beträgt.
- Die Materialeigenschaften für das Wellenmaterial 42CrMo4 sind bestens bekannt.

Um die Sache zu vereinfachen, berechnet man für zwei einfachere Fälle je eine kritische Frequenz, um diese im Nachhinein auf folgende Weise zu addieren:

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\varpi_0^2} + \frac{1}{\varpi_1^2} \quad (3.1)$$

Mit ϖ_1 wird die kritische Drehzahl für gewichtsbehaftete Scheibe mit gewichtsloser Welle bezeichnet, mit ϖ_0 eben diese für die gewichtsbehaftete Welle ohne Last am freischwingenden Ende.

$$\varpi_0 = \sqrt{\frac{\pi^4 \cdot E \cdot I}{l^4 \cdot \rho \cdot A}} \quad (3.2)$$

Obige Formel setzt eine glatte massebehaftete Welle ohne Absätze oder aufgesetzte Scheiben voraus. Diese Vereinfachung wird getroffen und die Berechnung mit einem Durchmesser über die gesamte Länge von 70 mm durchgeführt.

$$\varpi_0 = \sqrt{\frac{\pi^4 \cdot 210000 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot \frac{0,07^4}{64}}{0,204^4 \cdot 7800 \cdot \frac{0,07^2 \cdot \pi}{4}}} = 21534,7 \quad \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Für die Berechnung von ϖ_1 muß zuerst die maximale Durchbiegung f der Welle berechnet werden. Für den beschriebenen Fall gilt:

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot (l + a)}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.3)$$

$$f = \frac{28 \cdot 9,81 \cdot 100^2 \cdot (204 + 100)}{3 \cdot 210000 \cdot \pi \cdot \frac{70^4}{64}} = 0,0012 \quad [mm]$$

Mit Hilfe der Durchbiegung lässt sich die Steifigkeit c der Welle berechnen, mit deren Hilfe ϖ_1 berechnet werden kann:

$$c = \frac{F}{f}; \quad \varpi_1 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.4/3.5)$$

$$\varpi_1 = \sqrt{\frac{m \cdot g}{f}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,0012 \cdot 10^{-3}}} = 2953,5 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Nach Gleichung (3.1) ergibt sich in Summe eine biegekritische Drehfrequenz von:

$$\varpi_k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{21535^2} + \frac{1}{2954^2}}} = 2926,6 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Das entspricht einer Turbinendrehzahl von $n_k = \frac{30}{\pi} \cdot \varpi_k = 27947 \text{ U/min}$. Dieser Wert ist bei weitem höher als die Nenndrehzahl $n_n = 1280 \text{ U/min}$ und die Durchgangsdrehzahl, die maximal $2,2 \cdot n_n$ ([11]) beträgt. Auch von der maximalen Generator Drehzahl, die 3000 U/min bei 50 Hz beträgt, ist n_k weit entfernt.

Im Bezug auf Biegeresonanz ist die Welle also mehr als sicher ausgelegt!

3.1.2 FEM – Simulation

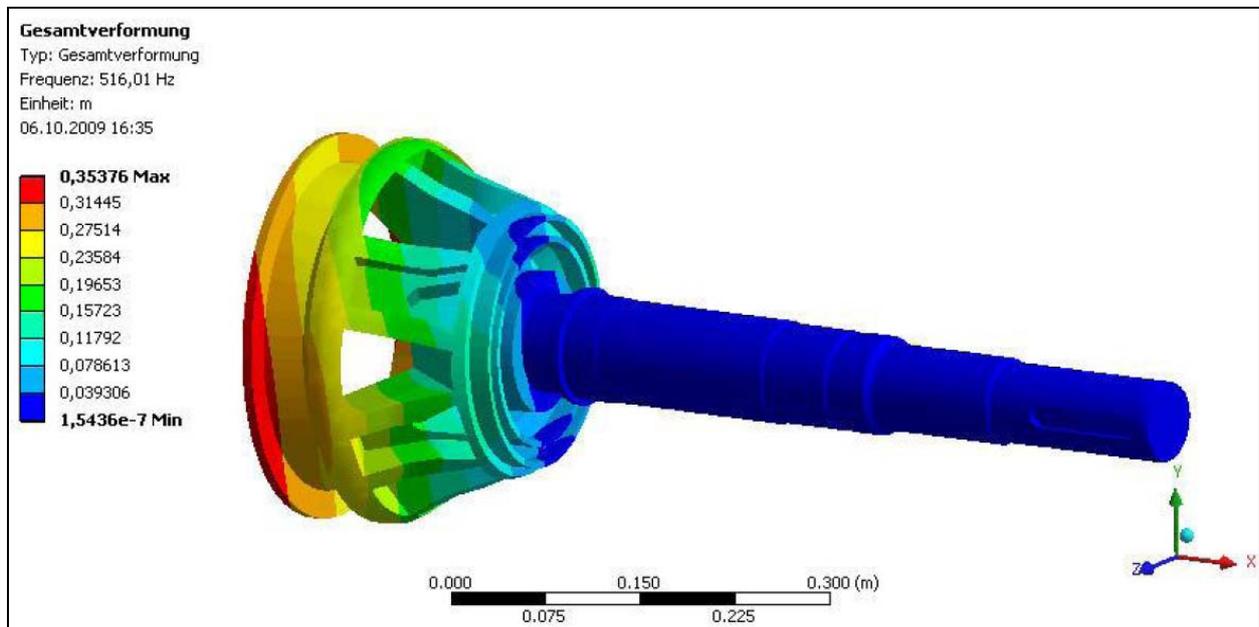


Abbildung 3.3 – Grafische Darstellung der ersten Eigenform

Zur Absicherung und Bestätigung der näherungsmäßigen Berechnung ist es ratsam, eine Simulation mittels Finite-Elemente-Methoden (FEM) durchzuführen.

Dazu ist es notwendig, das gesamte Laufzeug mehr oder weniger fein in 3D zu modellieren. Für die Welle ist dies weiters kein Problem, beim Turbinenlaufrad gestaltet sich das Erstellen eines solchen Modells allerdings etwas schwieriger. Für diese Simulation wurde es für ausreichend erachtet, ein Modell zu erstellen, das geometrisch einigermaßen mit dem Original übereinstimmt, dieselbe Masse aufweist (um sicher zu gehen, eine etwas höhere), und dessen Massenverteilung ähnlich ist (vgl. Abbildung 3.3). Auch die Materialparameter können entsprechend ausgewählt werden.

Das Ergebnis von 516 Hz entspricht einer Drehzahl von 30960 U / min .

Somit bestätigt auch diese Berechnungsmethode, dass die Welle bezüglich ihrer Eigenfrequenz hinlänglich dimensioniert ist.

3.2 Überprüfung der Lagerung

Lagerungen von Francisturbinen sind klassischerweise als Gleitlagerungen mittels Hydrolagern ausgeführt. Dies bietet sich an, da Wasser unter Druck vorhanden ist. Hydrolager sind nahezu reibungsfrei und außerdem, sofern sie angemessen betrieben und gewartet werden, sehr langlebig. Das ist ein besonders schlagkräftiges Argument, da in großen Kraftwerksanlagen der Austausch der Turbinenlagerung mit sehr hohem Aufwand verbunden ist. Besonders die Verwendung von modernen, selbstschmierenden Werkstoffen hat hervorragende Auswirkungen auf die Lebensdauer.

Erst der jüngere Fortschritt in den Materialwissenschaften und die großen Verbesserungen seitens der Fertigungsqualität machten es möglich, Wälzlagerungen herzustellen, deren Einbau in Erwägung zu ziehen Sinn machte. Dennoch sind Wälzlagerungen in dieser Branche eher selten.

Anders natürlich bei Modellprüfständen, da hier die erforderlichen Standzeiten deutlich geringer sind, und auch der Austausch eines Lagers mit weitaus geringerem Zeit- und Geldaufwand möglich ist.

Bei unserer Maschine sind Rillenkugellager mit beidseitigen Dichtscheiben vorgesehen. Es folgt eine Abschätzung von deren Lebensdauer und eventuelle Alternativen.

Abbildung 3.4 zeigt die Ausführung der Wellenlagerung im neuen Prüfstand. Das turbinennahe Lager ist als Loslager ausgeführt. Das weiter entfernt liegende Lager nimmt die Axialkräfte auf. Die für das statische Gleichgewicht erforderlichen Distanzen können Abbildung 3.1 entnommen werden.

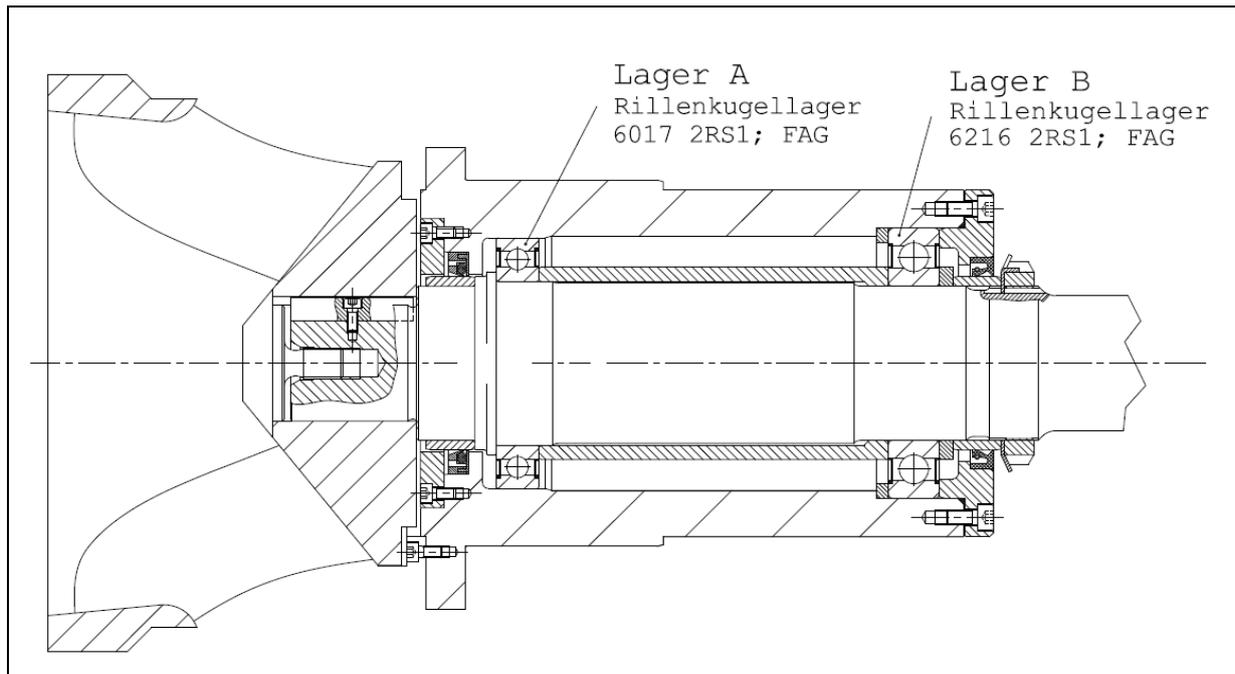


Abbildung 3.4 – Wellenlagerung

3.2.1 Lastannahmen

Da die gesamte Prüfstandsanlage für 4-Quadrantenbetrieb geeignet ist, soll auch die Modellturbine als Pumpe verwendet werden können. Die axialen Belastungen sind bei Pumpen und Turbinen ähnlich groß, die radialen sind jedoch im Pumpbetrieb tendentiell größer als beim Turbinieren. Deshalb wird im Folgenden die Modellturbine als Pumpe betrachtet.

Für die Dimensionierung von Lagern sind radiale und axiale Kräfte entscheidend. Ausgehend vom bekannten Auslegungspunkt der Turbine und vom zu erwartenden Lastbereich, in dem die Anlage betrieben werden soll, müssen Belastungsannahmen (siehe Tab.3.1) getroffen werden, mit deren Hilfe eine zu erwartende Lebensdauer errechnet werden kann.

Tabelle 3.1 – Lastkollektiv des Prüfstands

	Q [l/s]	H [m]	Zeitanteil
Fall 1: $Q_{opt} - H_{opt}$	270	16	25%
Fall 2: $Q_{min} - H_{max}$	80	40	10%
Fall 3: $Q_{min} - H_{opt}$	80	16	25%
Fall 4: $Q_{max} - H_{opt}$	350	16	25%
Fall 5: $Q_{max} - H_{max}$	350	40	15%

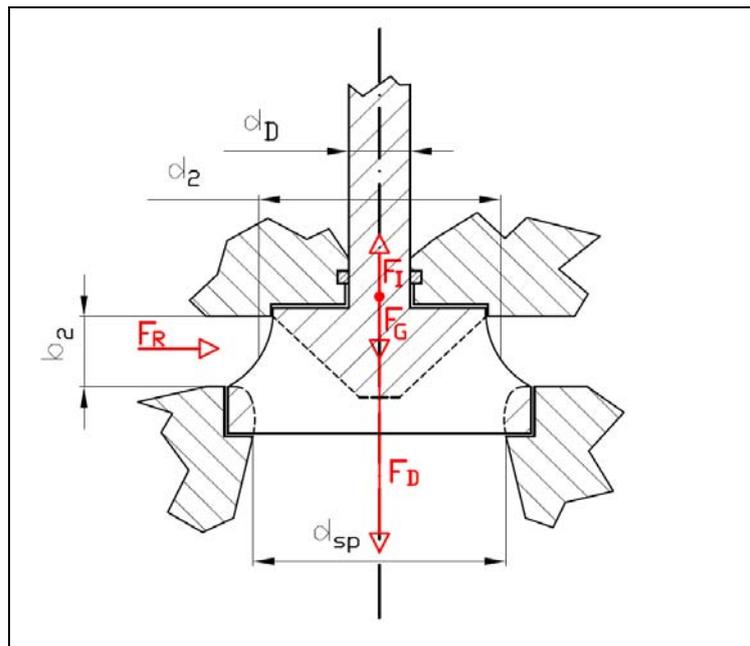
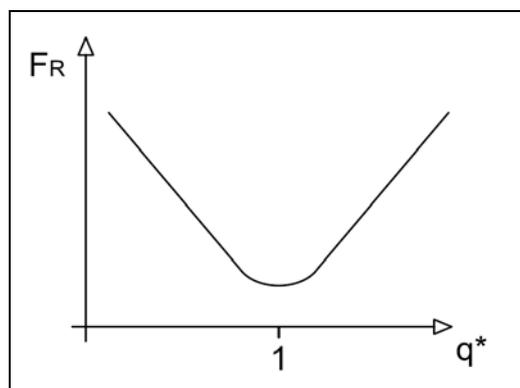


Abbildung 3.5 – Kräfte am Laufrad

3.2.1.1 Radialkraft

In einer Kreiselpumpe treten – idealisiert betrachtet – eigentlich keine Radialkräfte auf. Die Zuströmung vom Leitrad ins Spiralgewand sollte ja rotationssymmetrisch erfolgen. Die Realität zeigt jedoch ein anderes Bild. Die Radialkraft ist minimal im Bereich der optimalen Fördermenge [22]. Je weiter der Betriebspunkt von seinem Optimum entfernt ist, was durch die Kennzahl q^* ausgedrückt wird (vgl. Kapitel 2.3), desto größer werden die hydraulischen Kräfte in radialer Richtung (vgl. Abbildung 3.6).

Abbildung 3.6 – Radialkraft als $f(q^*)$

Dies passiert aus folgendem Grund: Bei verändertem Durchfluss ändert auch die Strömung in der Spirale ihre Geschwindigkeit, was zur Folge hat, dass die Anströmung des Sporns nicht mehr stoßfrei

erfolgt. Bei $q^* > 1$ bildet sich aufgrund der Falschanströmung ein Staubereich und somit höherer Druck am dünnen Ende der Spirale aus; oberhalb des Sporns kommt es zu Unterdruckgebieten, gegebenenfalls sogar zur Ablösung. Entgegengesetzt äußert sich der Effekt im Falle von $q^* < 1$ (siehe Abbildung 3.7). Die variierte statische Druckverteilung über den Umfang hat eine Radialkraft zur Folge.

[23]

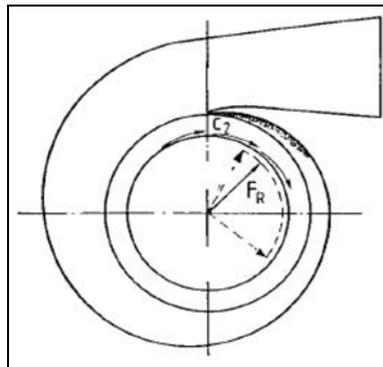


Abbildung 3.7 – Unterdruckbereich auf Spornrückseite und resultierende Radialkraft bei Teillast [23]

Die Druckverteilung über den Umfang ist instationär. Die Radialkraft wird in einen statischen und einen dynamischen Anteil aufgeteilt. Für die Lagerlebensdauerberechnung wird der Einfachheit halber die Summe beider Werte verwendet.

Berechnung: [23]

- *Statischer Anteil*

Die folgenden Formeln sind durchwegs empirisch ermittelt worden.

$$F_R = k_R \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_2 \quad (3.6)$$

wobei der Laufradaustrittsdurchmesser (Pumpbetrieb!) $d_2 = 244 \text{ mm}$ (gemittelt, weil halbaxial) und die Laufradbreite (projiziert) $b_2 = 95 \text{ mm}$ beträgt (siehe Abbildung 3.5).

$$k_R = (k_{R0} - k_{R,opt}) \cdot (1 - q^{*2}) + k_{R,opt} \quad (3.7)$$

k_R ist der sogenannte Radialschubbeiwert. Sowohl k_{R0} als auch $k_{R,opt}$ müssen mit viel Spielraum abgeschätzt werden, teils mit Hilfe von Diagrammen und teils aus einem möglichen Zahlenbereich ohne weitere Anhaltspunkte. Folgende Annahmen werden getroffen: $k_{R,opt} = 0,06$; $k_{R0} = 0,3$.

$q^* = \frac{Q}{Q_{opt}}$ q^* gibt an, wie weit der betrachtete Betriebspunkt vom optimalen entfernt ist (vgl. Kapitel 2.3).

- *Dynamischer Anteil*

So wie die anderen k-Werte wird auch dieser aus einem vorgegebenen Bereich ausgewählt. Dessen Bestimmung erfolgt weder besonders optimistisch noch besonders pessimistisch: $k_{R,instat} = 0,1$. Dieser Wert wird zum oben errechneten k_R hinzuaddiert.

Mit diesen Formeln ergeben sich aus dem Lastkollektiv (vgl. Tabelle 3.1) folgende Werte:

Tabelle 3.2 – Radialschubbeiwerte

	q^*	k_R
Fall 1: $Q_{opt} - H_{opt}$	1	0,16
Fall 2: $Q_{min} - H_{max}$	0,3	0,38
Fall 3: $Q_{min} - H_{opt}$	0,3	0,38
Fall 4: $Q_{max} - H_{opt}$	1,3	0,21
Fall 5: $Q_{max} - H_{max}$	1,3	0,21

3.2.1.2 Axialkraft

Die Axialkraft in einer Francisturbine setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Druckkräfte resultierend aus den Druckdifferenzen zwischen Saug- und Druckseite sowie aus dem Differenzdruck zur Atmosphäre.
- Impulskraft durch die Umlenkung des Mediums.
- Gewichtskraft im Falle einer vertikalen Turbinenwelle

Die *Impulskraft* ist für jedes beliebige Q leicht zu bestimmen:

$$F_I = m \cdot a = \dot{m} \cdot v = \rho \cdot Q \cdot v = \rho \cdot \frac{Q^2}{A} \tag{3.8}$$

$$Q = 350 \text{ l/s (sehr großzügig angenommen)}$$

$$A = \frac{0,262^2 \cdot \pi}{4} = 0,054[m^2] \text{ am Eintrittsquerschnitt}$$

$$\underline{F_I = 2275 \text{ N}}$$

Die *Gewichtskraft* beträgt nach einer Massenberechnung für die Welle aus proE und nach Abwiegen der Turbine:

$$\underline{F_g = 9,81 \cdot (22 + 30) = 410 \text{ N}}$$

Die *Druckkräfte* exakt zu bestimmen, gestaltet sich um einiges schwieriger. Vorausgesetzt wird, dass die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite bekannt ist. Dem ist aber nicht so. Man kennt zwar die Förderhöhen der Turbine/Pumpe, kennt aber nicht die jeweils herrschenden statischen Drücke, die hier entscheidend sind. Man könnte mithilfe der geometrischen Daten Geschwindigkeitsdreiecke erstellen und die Strömungsgeschwindigkeiten bestimmen. Damit wäre es möglich, den kinetischen Druckanteil zu bestimmen und in weiterer Folge für ein ΔH_{tot} das zugehörige ΔH_{stat} . Dies müsste für jeden weiteren Betriebspunkt wiederholt werden. Zusätzlich wäre es notwendig, die Verlusthöhen von Spirale und Saugrohr abzuziehen.

In den Radseitenräumen bilden sich gewisse Druckverläufe, je nachdem wie sie gestaltet sind, d.h. wie die Spalten bemessen sind, ob sie durchströmt sind etc.

Für Großanlagen ist es zweifellos sinnvoll, diese Kräfte möglichst exakt abzuschätzen. Im behandelten Fall jedoch werden wir uns – wie auch bei den Radialkräften – darauf beschränken, empirische Faustformeln für die Grobabschätzung zu verwenden.

Für die komplexeren Berechnungen, wie sie oben kurz beschrieben wurden, sind viele Annahmen zu treffen, weshalb zu bezweifeln ist, ob das Ergebnis der Realität letzten Endes besser entspricht als jenes aus den einfachen Faustformeln.

Außerdem ist es mit modernen Mitteln der CFD-Simulation möglich, die hydraulischen Kräfte auf das Laufrad zu ermitteln, was genannte Berechnungen an Genauigkeit vermutlich übertreffen würde.

Wie sich in weiterer Folge herausstellen wird, sind die Anteile von Impuls und Gewicht an der Axialkraft recht gering, abgesehen davon, dass der Impuls achsschubmindernd wirkt (siehe Abbildung 3.5) und folglich seine Vernachlässigung die Sicherheit der Berechnung erhöht. Beide können also vernachlässigt werden. Dies erübrigt sich jedoch, da die verwendeten Überschlagsformeln für eine Gesamtaxialkraft gelten und nicht für den Druckanteil alleine.

Berechnung: [23]

$$F_a = \rho \cdot g \cdot H \cdot f_{ha} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{sp}^2 - d_D^2) \quad (3.9)$$

wobei die zwei benötigten Durchmesser in Abb. 3.9 erläutert sind und $d_{sp} = 275$ [mm] sowie $d_D = 90$ [mm] betragen.

$$f_{ha} = \left(\frac{n_q}{220} \right)^{0,17} = 0,85 \quad (3.10)$$

ist ein Faktor, der den Grad der ‘‘Halbaxialitat’’ als Funktion der Schnellläufigkeit beschreibt. Es gilt: je näher die Turbine an der Axialmaschine desto höher ist die Schnellläufigkeit.

Somit ist alles vorhanden, um die axialen und die radialen Kräfte auf unser Laufrad zu berechnen. Dies wurde in MS Excel durchgeführt, mit folgenden Ergebnissen:

Tabelle 3.3 – Kräfte auf das Laufrad für verschiedene Belastungsfälle

	F _A [N]	F _R [N]
Fall 1: Q _{opt} - H _{opt}	7038	575
Fall 2: Q _{min} - H _{max}	17596	3445
Fall 3: Q _{min} - H _{opt}	7038	1378
Fall 4: Q _{max} - H _{opt}	7038	752
Fall 5: Q _{max} - H _{max}	17596	1879

3.2.1.3 Betriebsdrehzahl

Mit zu den Lastannahmen für die Lagerdimensionierung gehört natürlich auch die Drehzahl der Maschine. Die Drehzahl hat großen Einfluss auf die oben berechneten hydraulischen Kräfte, da je nach Art der Regelung andere Q- bzw. H-Werte zustande kommen. Jedoch bestimmt, abgesehen von diesen komplexeren Zusammenhängen, die Drehzahl die Anzahl der Lastwechsel im Lager auch direkt und ist somit ein linearer Faktor für die Lagerlebensdauer.

Der Prüfstand wird sowohl mit Drehzahlen über als auch mit Drehzahlen unter der Nenndrehzahl betrieben werden. Demzufolge wird für die folgenden Berechnungen $n = n_n = 1280 \text{ U / min}$ angenommen.

3.2.2 Lagerlebensdauer [24]

Mit den oben getroffenen Lastannahmen und den zeitlichen Anteilen an der Gesamtbetriebsdauer können mittlere Belastungen berechnet werden:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n F_i^3 \cdot p_i} \quad (3.11)$$

wobei n die Anzahl der Lastfälle und p den jeweiligen Zeitanteil in Prozent darstellen.

Wir erhalten aus der Gleichung 3.11:

$$F_{ma} = 13367 \text{ N} \quad \text{und}$$

$$F_{mr} = 2289 \text{ N} .$$

Nach Aufstellung von statischen Gleichgewichten (aus vorhandenen Konstruktionen zu entnehmen) ergeben sich die jeweiligen Lagerkräfte. Die Axialbelastung wird nur von einem Lager aufgenommen.

Die Lagerlebensdauerberechnung erfolgt nach Methoden , die von den jeweiligen Herstellern in ihren Produktkatalogen veröffentlicht werden. Im vorliegenden Fall wurde ein SKF-Lagerkatalog verwendet, wobei sich die Formeln von denen anderer Hersteller kaum unterscheiden. In dieser Arbeit soll darauf nicht im Detail eingegangen werden. Bei Interesse verweise ich auf die Lagerkataloge der verschiedenen Wälzlagerhersteller.

1. Lager A:

Das näher an der Welle liegende Loslager erreicht in der einfachen Rillenkugellagerausführung eine zu erwartende Lebensdauer von **> 400000 Betriebsstunden**. Das ist für einen Prüfstand, der nicht im Non-Stop-Betrieb verwendet werden soll, ein mehr als ausreichender Wert.

2. Lager B:

In der geplanten Ausführung als Rillenkugellager wird eine Lebensdauer von knapp über **1600 Betriebsstunden** errechnet, was durchaus an der Schmerzgrenze liegt.

Eine Alternative stellt ein sogenanntes Vierpunktlager dar. Eine Weiterentwicklung der Schrägkugellager, die in der Lage sind, axiale Belastungen in höheren Ausmaßen aufzunehmen als Rillenkugellager. Dieses Modell erreicht eine Lebenserwartung von über 10000 Betriebsstunden. Sicher ein wesentlich besserer Wert.

Trotzdem wurde beschlossen, das Rillenkugellager zu verwenden, und zwar mit folgender Begründung:

Es gibt diese in einer Ausführung mit RS-Dichtscheiben auf beiden Seiten, die es ermöglichen, das Lager mit einer lebenslang ausreichenden Schmierfettpackung zu versehen. Dies hat wiederum zur Folge, dass die Lagerung als wartungsfrei zu betrachten ist. Beim Vierpunktlager wäre es notwendig, entweder eine Umlaufölschmierung oder Vorrichtungen zur Fettschmierung mittels Schmiernippel und Fettableitung einzubauen – ein Mehraufwand beträchtlichen Ausmaßes.

Der mit hoher Wahrscheinlichkeit notwendige Austausch des Lagers wird also in Kauf genommen.

3.3 Saugrohr [14], [25]

3.3.1 Allgemeines zu Saugrohren

Wie schon oben kurz erwähnt, ist das Saugrohr einer Turbine ein sehr wichtiger Bauteil. Schlechte Saugrohrgeometrien können durchaus mehrere Wirkungsgradpunkte Verlust bedeuten. Die Verlusthöhe eines Saugrohrs wird nach Bernoulli wie folgt berechnet:

$$\frac{p_3}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + h_s = \frac{p_{amb}}{\rho \cdot g} + \frac{v_4^2}{2 \cdot g} + h_{v,s} \quad (3.12)$$

$$h_{v,s} = \frac{p_3 - p_{amb}}{\rho \cdot g} + \frac{v_3^2 - v_4^2}{2 \cdot g} + h_s \quad (3.13)$$

Die Verluste im Saugrohr entstehen durch Ablösungen und Verwirbelungen im Saugrohr selbst sowie durch die Verwirbelung der restlichen Strömungsgeschwindigkeit am Ende des Rohres, wenn das behutsame Öffnen in einer plötzlichen Erweiterung endet. Wie aus den beiden obigen Gleichungen 3.12 und 3.13 ersichtlich ist, wird in einem Diffusor kinetischer in statischen Druck gewandelt. Am Ende des Saugrohrs muss p_{amb} erreicht sein. Vernünftige Werte für die Strömungsgeschwindigkeit am Ende des Saugrohrs bewegen sich im Bereich um 1 [m/s]. Jede Saugrohrenendgeschwindigkeit des Mediums $> v_4$ muss hier verwirbeln. Hierin besteht ein großer Teil des Verlustes h_v . Hohe Saugrohrverluste schlagen sich letztendlich in erhöhtem Druck am Saugrohreintritt, d.h. am Laufradaustritt, nieder, was wiederum zur Folge hat, dass am Turbinenlaufrad weniger Fallhöhe abgebaut werden kann.

Je größer der Anteil der Fallhöhe an der Gesamtleistung eines Kraftwerks (geringes n_q), desto geringer ist naturgemäß die Relevanz des Saugrohrs. Bei einer Gesamtfallhöhe von 10 m bedeutet jedoch eine Verlusthöhe von 0,5 m Wirkungsgradeinbußen von 5 %. Dies gilt allerdings nicht so bei z.B. einer Francisturbine mit niedrigem n_q .

Ellbogensaugrohre sind mit einem 90°-Krümmer ausgestattet (daher auch der Name), um die Strömung aus der vertikalen Richtung wieder in die Horizontale zu bringen; bei Turbinen mit vertikaler Welle ist diese Umlenkung unvermeidbarer. Dies erschwert die Umstände, da nun verlangsamt *und* umgelenkt werden muss. Man löst das in guten Saugrohren so, dass nicht beides am selben Ort zur gleichen Zeit geschieht. Die sukzessive Erweiterung des Querschnitts wird im Krümmerebereich angehalten und danach wiederaufgenommen. Oft kann sich eine Beschleunigung in der

kritischen Zone stabilisierend auf die Saugrohrströmung auswirken. Die Kurve in Abbildung 3.8 zeigt den Querschnittsflächenverlauf über der Länge des Strömungskanals. Bis zum lokalen Maximum „1“ wird die Strömung verzögert, dann folgt Beschleunigung, um nach Erreichen des lokalen Minimums „0,8“ bis zur Austrittsgeschwindigkeit verzögert zu werden.

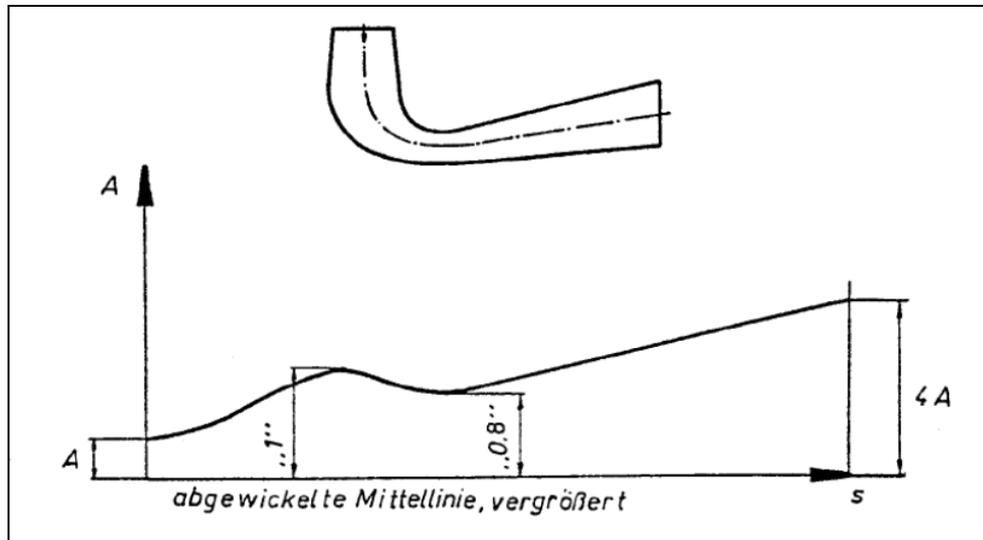


Abbildung 3.8 – QS-Verlauf eines Saugrohrs über der Meridianlänge (Fließstrecke) [25]

Prinzipiell werden Saugrohre nur nach Q und nicht nach H ausgelegt. Es ist für diesen Bauteil nicht relevant, ob im Turbinenlaufrad viel oder wenig Fallhöhe abgebaut wird; entscheidend sind die Strömungsgeschwindigkeiten.

3.3.2 Ausführung des Saugrohrs

Der wichtige Bereich des Saugrohrs war im alten Aufbau gerade ausgeführt, also in der benötigten Form noch nicht vorhanden. Es sollte das Modell einer in der Praxis bewährten Saugrohrgeometrie verwendet werden.

Das Saugrohr kann praktischerweise in drei Abschnitte aufgeteilt werden:

- Konischer Teil mit Kreisquerschnitt;
- Krümmer 90° mit Querschnittsübergang von Kreis zu Rechteck;
- Kastensaugrohr mit Rechtecksquerschnitt.

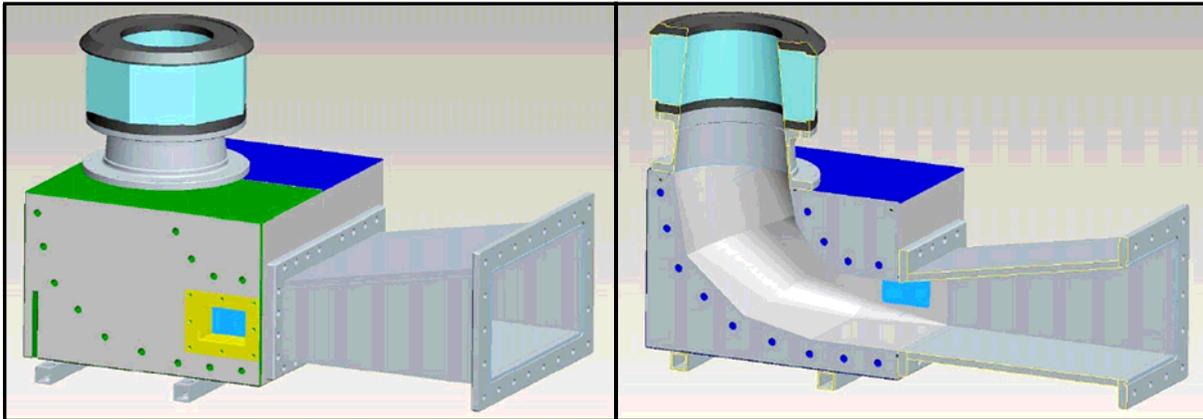


Abbildung 3.9 – Saugrohr in Voll- und Schnittansicht

Konus mit Kreisquerschnitt:

Der erste, obere Teil des Saugrohrs stammt aus dem Bestand des horizontalen Francisprüfstandes. Es handelt sich hierbei um einen aus Plexiglas gefertigten Rohrabschnitt. Speziell in dieser sensiblen Zone der Turbinenabströmung ist es wichtig, in das Saugrohr einblicken zu können. Damit ist es möglich, unterschiedliche Kavitationserscheinungen (z.B. Teillastzopf) zu beobachten (vgl. Abbildung 5.12). Außerdem können durch Plexiglas Lasermessungen durchgeführt werden. Aus diesem Grund wurde der Rohrabschnitt so zwischen zwei Metallringen (in Abbildung 3.9 dunkel) befestigt, dass im Material keinerlei Spannungen entstehen, die den Brechungsindex des Materials verändern könnten, was zu einer Verfälschung der Messergebnisse führen würde. Die Metallringe sind zwecks Korrosionsschutz mit Schutzlack angestrichen.

Direkt am oben beschriebenen Teil wird nun ein neues Bauteil angeschlossen: ein simpler, hohler Stahlkonus aus verzinktem Baustahl mit exakt demselben Öffnungswinkel (11°) wie das darüber liegende Plexiglasteil, das unten mittels einer Flanschverbindung direkt mit dem Krümmer verschraubt wird.

Während des Aufbaus hat es sich als sinnvoll erwiesen, die Durchgangslöcher im unteren Flansch als Langlöcher (kreisbogenförmig) auszuführen, da schon eine geringe Winkelabweichung – woher auch immer sie rühren mag – eine große Abweichung zumindest eines Flanschs am Auffangbehälter hervorruft, und zwar sowohl bezüglich der Position als auch bezüglich der Parallelität. Diese Langlöcher erleichtern die Einstellung des Krümmers und ermöglichen das koaxiale Einrichten der Ausgangsöffnung des Auffangbehälters und der Öffnung des Unterwasserkessels. Am Träger des Saugrohres sollen die Durchgangslöcher so großzügig bemessen werden, dass auch dort der nötige Spielraum entsteht (vgl. Kapitel 4.1.2).

Krümmer:

Hier handelt es sich sicher um den konstruktiv komplexesten Teil des Saugrohres. Abgesehen von der 90° -Umlenkung der Strömung wird in diesem Abschnitt auch der Strömungsquerschnitt kontinuierlich

von kreisrund auf rechteckig verändert. DI Dr. Reinhold Logar konstruierte den Krümmer als Schweißkonstruktion, bestehend aus vier Schüssen. Ein Saugrohr mit einer solch geringen Anzahl an Schüssen ist einfach und günstig zu fertigen, was eine Verwendung für Kleinwasserkraft möglich macht.

Es kamen Bedenken auf, dass im Krümmerbereich eine geschweißte Ausführung nicht genau genug würde ausfallen können und die Nachbearbeitung von Teilen dieser Größe und mit derartigen Oberflächenkonturen ist kompliziert. Man entschied sich also, zwei Halbschalen aus dem vollen Aluminiumblock fräsen zu lassen. Die in diesem Fertigungsverfahren realisierbare Oberflächengüte und die Maßgenauigkeit entsprachen den Vorstellungen der Institutsleitung. Kosten- aber auch qualitätsmäßig ist diese Lösung sicher höher positioniert als die Stahlschweißkonstruktion.

Aluminium bietet sich als Werkstoff deshalb an, weil aufgrund der geringeren Härte der verwendeten Knetlegierung viel kürzere Bearbeitungszeiten erreicht werden können als beispielsweise bei Stählen. Material- plus Fertigungskosten kommen also in Summe günstiger als bei der Verwendung von Stahl. Auch die Fertigung aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) wurde in Erwägung gezogen, kam aber im Kostenvoranschlag fast auf den doppelten Preis, ganz abgesehen von den Nachteilen bei der Nachbearbeitung und der Befestigung. GFK ist bei spanender Bearbeitung aufgrund der Faserstruktur weniger praktisch, als es Metalle sind; im Alublock können hingegen Bohrungen jeglicher Form und Anzahl angebracht werden, und das auch im Nachhinein. Kunststoffe wie Plexiglas oder andere Thermoplaste sind in höheren Qualitätsstufen ebenfalls teurer.

Die zwei Hälften wurden mittels dreizehn langer Gewindestangen, die durch beide Teile reichen, verbunden. Die Dichtungen gegeneinander sowie gegen die anschließenden Teile wurden mit herkömmlichen O-Ringen ausgeführt. Dazu sind zwei Ringe verbunden mit zwei einzelnen Stücken notwendig. O-Ringe miteinander zu verkleben ist eine gebräuchliche Methode.

Bei dieser Ausführung ist es ein Leichtes, die benötigten Träger am Bauteil zu befestigen. Für die Aufnahme der vertikalen Kräfte wurden die zwei Blöcke auf zwei Stahlformrohre (St32, 50x50x5) geschraubt, die wiederum am Träger befestigt wurden. Die vertikalen Kräfte werden über eine Stahlklammer (St32), die in jeweils eine Nut pro Halbschale eingreift, in beide relevanten Richtungen aufgenommen.

Die beiden Krümmerhalbschalen wurden bei der Heldeco Fertigungstechnik Gmbh in Auftrag gegeben, inklusive aller vorgesehenen Bohrungen, Gewinde und Nuten für Dichtung und Befestigung. Die erreichte Oberflächengüte und Maßgenauigkeit entsprachen den Erwartungen.

Die Übergänge von einem Schuss zum nächsten sind in der großen Ausführung (Kraftwerk) scharfkantig. Dort stoßen einfach zwei Bleche, oder Betongusschüsse aufeinander. In unserem Fall war ein entsprechend scharfer Übergang nicht realisierbar. Für die Strömung sind kontinuierliche Übergänge zwar vorteilhaft, aber es entspricht nicht der Realität. Die Kontur wurde im Schlichtgang mit einem 30mm-Fräskopf bearbeitet, was Übergangsradien von 15 mm zur Folge hatte, d.h.zu rund in

nicht tolerierbarem Ausmaß! Durch die Verwendung eines 10mm-Fräskopfes konnten besagte Radien auf 5 mm reduziert werden. Noch kleinere Fräsköpfe gibt es zwar, man erreicht mit ihnen und dem verwendeten Fräsautomat aber keine Konturen, die so tief wie in dieser Konstruktion eingesenkt sind. Aus Gründen der Festigkeit bzw. der Schaftlänge ist deren Einsatz nicht möglich. 5 mm gelten als akzeptable Ungenauigkeit.

Nach landläufiger Meinung ist Aluminium, aufgrund der Aluminiumoxidschicht, die sich bereits durch den Atmosphärensauerstoff an der Oberfläche ausbildet, resistent gegen Korrosion. Diese ist sehr hart und schützt das darunter liegende "reine" Aluminium. Das ist durchaus korrekt, allerdings zeigten die Erfahrungen mit anderen Teilen aus Aluminium (Modelle von Abschlussorganen), dass dieser Schutz für den dauerhaften Einsatz im Wasser nicht ausreichend ist. Es kommt zum Aufquellen und Zersetzen der Teile. Beim Eloxal-Verfahren (elektrolytische Oxidation von Aluminium) wird durch das Anlegen von Spannung die Oxidschicht um ein vielfaches verdickt. Die Schichtdicke beträgt ohne Behandlung 0,1 – 0,5 μm und kann durch genanntes Verfahren bis zum Tausendfachen vergrößert werden. [26]

In der letzten ebenen Seitenfläche jeder Halbschale wurde je ein Fenster eingeplant. Diese Fenster aus 20 mm dickem Plexiglas sollen in weiterer Folge den Einsatz von Lasermessgeräten zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung über den Strömungsquerschnitt ermöglichen. Diese Messungen könnten sich mit besagten Fenstern jedoch als problematisch herausstellen, da erstens die Lasereindringtiefe begrenzt ist und zweitens die zwei notwendigen Laserstrahlen durch das niedrige Verhältnis von Fenstergröße zu Eindringtiefe in einem sehr flachen Winkel aufeinandertreffen, beides sind erschwerende Umstände. Gegebenfalls muss der Krümmer nachbearbeitet werden, und Fenster müssen an anderen Stellen implementiert werden.

Kastensaugrohr:

Der nunmehr rechteckige Strömungsquerschnitt wird weiter aufgeweitet. Die Breite wird konstant gehalten, die Höhe wird gesteigert. Der Öffnungswinkel beträgt $10,4^\circ$. Bei einem Nenndurchfluss von $Q = 269 \text{ l/s}$ ergibt sich eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von $c_m = 1,46 \text{ m/s}$ am Austritt.

Ausgeführt wurde dieser Teil, wie in Abbildung 3.9 ersichtlich, so einfach wie möglich: zwei rechteckige und zwei trapezförmige Blechplatten, verschweißt mit zwei Anschlussflanschen. Die Platten müssen gut aufeinander passen, damit in den Ecken des Strömungskanals keine Spalten entstehen.

Ebenso wie der Rundkonus, wurde auch dieser Teil aus S235JRG2, herkömmlichem Baustahl, gefertigt und nach dem Verschweißen aus Gründen des Korrosionsschutzes verzinkt.

Gerade Platten sind geometrisch nicht besonders gut dafür geeignet, Drücken standzuhalten. Da die Anlage dem Betrieb mit 5bar Überdruck gewachsen sein soll, wurden im Folgenden die maximale Durchbiegung der größten Platte (nämlich der oberen) und die maximale Biegespannung eruiert.

Die folgenden Berechnungen wurden laut Formeln von Kunz [27] durchgeführt.

Mit den Abmessungen von 620 x 610 x 20 [mm] kann die Platte als quadratisch angenommen werden:
 $a = 615 \text{ mm}$

Für die Berechnung werden die Formeln für allseitig starr eingespannte Platten verwendet.

- *Spannungsmaximum* σ_{\max}

Das maximale Biegemoment - und aufgrund der Geometrie damit auch die größte Biegespannung - tritt jeweils in der Mitte jeder Seite auf.

$$M_{\max} = 0,308 \cdot \frac{p \cdot a^2}{6} \cdot a = 5970282 \quad \text{Nmm} \quad (3.14)$$

$$W_{ax} = \frac{I}{z} = \frac{\frac{a \cdot s^3}{12}}{\frac{s}{2}} = \frac{a \cdot s^2}{6} = 41000 \quad \text{mm}^3 \quad (3.15)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{ax}} = 145,6 \quad \text{N/mm}^2 \quad (3.16)$$

Die Dehngrenze von S235JR bzw. St. 37 liegt bei 235 N/mm². Die Sicherheit beträgt also $S = 1,61$.

- *Maximale Durchbiegung* y_{\max}

Wenn auch festigkeitstechnisch weniger relevant als die Spannungsspitzen, wird dennoch die Durchbiegung in Plattenmitte berechnet.

$$y_{\max} = 0,0138 \cdot \frac{p \cdot a^4}{E \cdot s^3} = 0,59 \quad \text{mm} \quad (3.17)$$

Sollte es Bedenken geben, ist es jederzeit möglich, die Platten durch das Aufschweißen von rechteckigen Stahlblechen zu versteifen.

3.4 Auffangbehälter

Nach dem Saugrohr folgt bei Turbinen in Originalgröße das Unterwasser. Also eine plötzliche Erweiterung des Strömungsquerschnitts, die eine sehr geringe Strömungsgeschwindigkeit zur Folge hat. Prinzipiell wäre es durchaus möglich, beim Modellversuch auf ein gesondertes Bauteil, das diesen Bereich verkörpert, zu verzichten, weil der große Unterwasserkessel dazu geeignet ist (siehe Abbildung 1.2). Man muss nur das Saugrohr direkt an ihn anschließen. Auf diese einfache und praktikable Art und Weise wurde dies auch beim Vorgängerprüfstand gelöst. Beim homologen Prüfstand ist das aber auf diese Weise nicht möglich, weil das Ende des Saugrohrs ja rechteckig und der Flansch des Unterwasserkessels kreisförmig ist.

Man beschloss also, einen großen Behälter in den Kreislauf einzubauen, der sowohl das Unterwasser darstellt als auch die beiden inkompatiblen Querschnitte miteinander verbindet.

Der Behälter besteht aus zwei 30 mm starken Deckplatten (siehe Kapitel 3.4.1) aus brenngeschnittenem Grobblech S355, bereits komplett mit den notwendigen Öffnungen versehen, und einer zylindrischen Mantelfläche aus eingerolltem Grobblech S235JR mit der Dicke von 8 mm . Die Deckplatten wurden in den Mantel mit je einer kräftigen Kehlnaht innen und außen eingeschweißt. Die Auswahl der Werkstoffe wurde mit den Festigkeitsberechnungen in Kapitel 3.4.1 und 3.4.2 argumentiert.

Für die Verbindung des Auffangbehälters mit zu- und abführenden Leitungsteilen wurden Flansche aufgeschweißt; allerdings erst während der Montage, um ein wenig Spielraum für die Korrektur von Montage- und Fertigungsungenauigkeiten und etwaigen Irrtümern zu schaffen. Die Ausnehmungen in den Deckplatten konnten so der jeweiligen tatsächlichen Lage der Flansche angepasst werden. Auch könnte gegebenenfalls eine gewisse Parallelitätsabweichung ausgeglichen werden.

Die abflusseitige Verbindung wurde axial verschiebbar ausgeführt, mittels einer O-Ring-Dichtung in einer 45° -Nut. Dafür wäre eine Oberflächenbearbeitung des $\varnothing 500\text{ mm}$ -Rohres notwendig gewesen, was bei Abmessungen dieser Größenordnung sehr kostspielig ist. Es wurde beschlossen, die Teile händisch zu bearbeiten, und die axial verschiebbare Verbindung so zu belassen. Nur im Falle von Undichtigkeit, soll sie im Nachhinein verschweißt werden.

Abmessungen: $d_a = 1300\text{ mm}$

$l = 1000\text{ mm}$

Aufgrund der großen Abmessungen wurde es für sinnvoll befunden, das Bauteil an den vermuteten Schwachstellen bezüglich seiner Festigkeit zu überprüfen.

Die folgenden Unterkapitel beinhalten einige Festigkeitsberechnungen.

3.4.1 Festigkeitsberechnungen der Deckplatten

- *Erforderliche Plattendicke*

Diese kann mittels Näherungsformeln wie folgt ermittelt werden [27]:

s	[mm]	Plattendicke
$C = 0,4$	[-]	Berechnungsfaktor, der sich aus dem Verhältnis Plattendicke zu Behälterwandstärke ergibt
$d_i = 1284$	[mm]	Durchmesser der Platte
$p = 0,5$	[N/mm ²]	Druck
$K = R_{p0,2} = 355$	[N/mm ²]	Materialwert, hier die Dehngrenze von S355
$S = 2$	[-]	Sicherheit
$\mu = 0,3$	[-]	Querkontraktionszahl von Stahl [21]

$$s = C \cdot d_i \cdot \sqrt{\frac{p}{K/S}} \quad (3.20)$$

$$s = 0,4 \cdot 1284 \cdot \sqrt{\frac{0,5}{355/2}} = 27,3 \quad mm$$

Mit einer Wandstärke von 30 mm sind die Wände also ausreichend dimensioniert. Außerdem ist zu bedenken, dass diese Formeln für volle Kreisplatten gelten, in diesem Fall aber Ausnehmungen für den Strömungskanal vorhanden sind. Zusätzlich sind noch Flansche zur Aufnahme des Kastensaugrohrs sowie der Abströmungsleitung auf die Platten aufgeschweißt; diese wirken naturgemäß festigkeitserhöhend, ähnlich wie Versteifungsrippen.

- *Maximale Durchbiegung*

Diese lässt sich ebenfalls unter der Annahme einer durchgehenden Platte konstanter Dicke ermitteln (für einen real nicht vorhandenen Plattenmittelpunkt) [27]:

$$y_{\max} = \frac{p \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^4}{64 \cdot Y} \quad (3.21)$$

$$Y = \frac{E \cdot s^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad (3.22)$$

Gleichung 3.22 in 3.21 eingesetzt ergibt:

$$y_{\max} = \frac{0,5 \cdot 642^4}{64 \cdot \left(\frac{210000 \cdot 30^3}{12 \cdot (1 - 0,28^2)} \right)} = 2,6 \quad mm$$

3.4.2 Mantelfläche

Bei der Dimensionierung der Mantelfläche ist der hohe Innendruck im Betriebsfall des Überdrucks weniger relevant, da es nicht zu Biegebelastungen kommt. Eine Belastung dieser Art wird in einer runden Hülle allein durch Zugspannungen aufgenommen, was das Material keinesfalls an seine Grenzen zu bringen vermag. Der kritische und zu betrachtende Betriebszustand ist hier der Unterdruckbetrieb: Durch die Druckbeaufschlagung von außen besteht nämlich die Gefahr der Einbeulung.

Für die Berechnung kritischer Außendrucke p_k , bei denen ein dünnwandiger Behälter elastisch einbeult, gibt es verschiedene Ansätze. Bei der hier verwendeten Methode sind abgesehen von der Geometrie

$r = 650$	[mm]	Außenradius,
$l = 920$	[mm]	Zylinderlänge,
$s = 8$	[mm]	Wandstärke,

natürlich das Material, das in Form der Querkontraktionszahl μ einfließt, und auch der Lastfall ausschlaggebend, d.h. ob auf die Hülle rein radiale oder radiale *und* axiale Belastungen wirken. Eine zusätzliche axiale Belastung steigert naturgemäß das Einbeulrisiko. Zur Sicherheit wurden beide Berechnungen durchgeführt:

- *Radiale Belastung* [27]

Mit den oben genannten Daten lässt sich eine fiktive Anzahl von Einbeulwellen n ermitteln:

$$n^2 = \frac{\pi \cdot r}{l} \cdot \sqrt[4]{36 \cdot (1 - \mu^2) \cdot \left(\frac{r}{s} \right)^2} = 47,87 \quad (3.23)$$

n gibt näherungsweise jene Wellenzahl an, bei der p_k ein Minimum wird:

$$p_k = \frac{E}{(n^2 - 1) \cdot \left[1 + \left(\frac{n \cdot l}{\pi \cdot r} \right)^2 \right]^2} \cdot \frac{s}{r} + \frac{E}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \left[n^2 - 1 + \frac{2 \cdot n^2 - 1 - \mu}{\left(\frac{n \cdot l}{\pi \cdot r} \right)^2 - 1} \right] \cdot \frac{s^3}{r^3} \quad (3.24)$$

$$p_k = 2,55 \quad N / mm^2$$

$$p_k = 25,5 \quad [bar]$$

Da die Erdatmosphäre nur 1 bar = 0,1 N/mm² Druck auf unseren Behälter ausüben kann, wurde mit einer Wandstärke von 8 mm ausreichend sicher dimensioniert.

- *Radiale und axiale Belastung* [28]

Aus folgender empirisch erprobten, vereinfachten Formel nach Meincke lässt sich der kritische Außendruck auch ohne explizites Berechnen einer Wellenzahl ermitteln:

$$p_k = \frac{0,05 \cdot E}{(1 - \mu^2)} \cdot \left(0,2 + \frac{r}{l} \right) \cdot \left(\frac{s}{r} \right)^2 \quad (3.25)$$

$$p_k = 1,58 \quad [N / mm^1]$$

$$p_k = 15,8 \quad [bar]$$

Auch dieser Ansatz bestätigt die mehr als ausreichende Überdimensionierung der Konstruktion.

4 Montage und Inbetriebnahme

In folgendem Kapitel wird die Vorgehensweise beim Aufbau des Prüfstands und dessen Inbetriebnahme beschrieben.

4.1 Montage

Man begann mit dem Trägersystem für den Motorgenerator und die Turbinenspirale. Der Motorgenerator wurde montiert und die Spirale mit Turbine und Lagerung unterhalb befestigt. Auf eine hinreichend exakte Wellenausrichtung für die verwendete Kupplung, Modulflex® der Firma HBM, ist hier besonders zu achten. Aber nicht nur die Lage der beiden Wellen zueinander, sondern auch der Abstand derselben zum Trägersystem ist von Bedeutung, da der Stator der Momentenmesswelle T12 (vgl. Kapitel 5.1.3) konzentrisch mit dem Rotor montiert werden muss. Bei der erst viel später stattfindenden Montage des Stators hat sich die Wellenlage als hinreichend genau herausgestellt. Wäre dies nicht der Fall gewesen, hätte man entweder an einer der Trägerplatten des Messwellenstators ein wenig Material abtragen oder im entgegengesetzten Fall dünne Plättchen unterlegen müssen.

4.1.1 Montage des Saugrohrs

Als Erstes wird der Plexiglaskonus an die Spirale angeschlossen. Die recht langen Schrauben, die durch das ganze Teil geführt werden, machen eine De- bzw. Montage bei eingebautem Ellbogensaugrohr unmöglich, da dieses nicht weit genug abgesenkt werden kann. Nun wurde der schon zusammengefügte Krümmer mit angehängtem Kastensaugrohr auf seinen Träger gehoben und dort befestigt, allerdings an einer tieferen als der endgültigen Position.

Es folgte der Einbau des runden Stahlkonus, der entweder zuerst am Krümmer oder zuerst am Plexiglaskonus befestigt werden kann. Danach wird der Unterteil mit den Einstellschrauben angehoben und mit ‚sanfter Gewalt‘ soweit eingerichtet, bis ein stufenfreier Übergang der Kanalstücke gewährleistet ist. Erst dann rastet die Zentrierung ein bzw. lassen sich die Positionierstifte einfügen.

4.1.2 Montage des Auffangbehälters

Die vorher gefertigten Träger des Auffangbehälters wurden an den vorhergesehenen Stellen auf den Hauptträgern aufgelegt. Der Behälter wurde mit dem Hallenkran daraufgehoben und die eingerollten Stahlbänder zwischen Träger und Behälter gelegt. Die Einbauhöhe wurde am Unterwasserkessel ausgerichtet und durch Unterlegen von Blechstücken eingestellt unter der Annahme, dass sich die beiden Stahlbänder nach dem Anschweißen der Außenträger und nach dem Entfernen der Unterlegsbleche spannen, und der Behälter sich noch senkt, was auch wie erwartet eintrat.

Danach wurde das Kastensaugrohr mit dem Auffangbehälter verbunden. Die Montage des behälterseitigen Flansches ließ zwar konstruktionsbedingt einigen Spielraum offen, dieser reichte jedoch nicht aus, um den auftretenden Versatz, sowohl in Bezug auf den Winkel, als auch auf die axiale Position, auszumerzen. Der Grund dafür lag in einer marginalen Winkelabweichung zwischen Turbine und Alukrümmen. Es wurde entschieden, am runden Stahlkonus die normalen Durchgangslöcher zu Langlöchern auszuweiten, mit dem Effekt, den Krümmen, und damit auch den ganzen daran angeschlossenen Kanal, am Unterwasserkessel ausrichten zu können. Leider war es auch notwendig, den schon an die Bodenträger angeschweißten Saugrohrträger nochmals zu lösen und in passender Position zu fixieren.

Beiderseits wurden nun die Flansche an den Behälter angepasst, vorfixiert und im demontierten Zustand festgeschweißt. Der saugrohrseitige war zu tief, so dass die per Brennschnitt gefertigte Öffnung noch mit dem Winkelschleifer nach unten vergrößert werden musste.

Ein weiteres Problem stellte die Unrundheit und die unzureichende Oberflächengüte des Abflussrohres dar. Die vorgesehene axialverschiebbare Dichtung setzt für gewöhnlich hohe Güte in Bezug auf genannte Rundheit und Oberfläche voraus. Die vorhandenen Rohre besaßen selbige keineswegs. Aber durch Aufschweißen und händisches Abschleifen sowie unter Zuhilfenahme von Silikon beim Abdichten konnte letztlich gute Dichtheit erzielt werden.

4.1.3 Fertigstellung

Das Verlegen der Druckleitung vom Prüfstandsteigrohr bis zur Spirale fiel für die Mitarbeiter der Institutswerkstatt unter die Kategorie Routinetätigkeit; dementsprechend wird hier nicht mehr weiter darüber berichtet.

Ein Bericht über die Montage der Messeinrichtungen findet sich in Kapitel 5.1.

Es ist wichtig, die Messeinrichtungen bereits vor der erstmaligen Inbetriebnahme anzubringen. Beim Betreiben der Anlage sind die Informationen über die wichtigsten Betriebsparameter wie Fallhöhe, Absolutdruck, Drehzahl und Drehmoment von großer Bedeutung und die Steuerung ist ohne ihre Kenntnis nur schwer möglich.

4.1.4 Dichtetest

Nach dem erfolgreichen Zusammenbau folgt das Befüllen der Anlage, um deren Dichtheit zu überprüfen. Hierzu werden die Entlüftungsventile geöffnet und die Wasserhauptleitung geöffnet bis das System bis ca. zur halben Höhe der Obertrommel des Unterwasserkessels gefüllt ist. Unter atmosphärischem Druck gab es keine undichten Stellen, nachdem das System jedoch - nach Schließen der Entlüftungsventile - mit Überdruck beaufschlagt wurde, konnte man an einigen Stellen Leckage feststellen. Kleine Undichtigkeiten in Schweißnähten waren schnell behoben: Mit Körner und

Hammer wurde die Schweißnaht lokal bearbeitet und der existierende Mikrokanal durch Verformung entfernt.

Die Leckage an den Dichtungsstellen bereitete dagegen größere Komplikationen, da sie zum Einen eine erneute Demontage notwendig machte und zum Anderen die Ursache meist schwierig feststellbar ist. Zwei Stellen waren betroffen, beide im Bereich des Altbestands, nämlich am Turbinendeckel und zwischen Spirale und Plexiglassaugrohr.

Das Wasser musste also abgelassen und die Maschine bis zum Leitapparat zerlegt werden – ein nicht zu unterschätzender Zeitaufwand. Die Lagerbuchsen von drei Leitschaufeln, bei denen man die undichte Stelle vermutete, wurden neu abgedichtet. Eine erneute Kalibration des Leitapparats (vgl. Kapitel 5.1.5) war notwendig. Der betroffene O-Ring im Saugrohrbereich wurde durch einen dickeren ersetzt. Nun wurde erneut zusammgebaut und ein erneuter Dichtetest durchgeführt, der erfreulicher ausfiel, auch wenn immer noch keine vollständige Dichtheit gewährleistet werden konnte.

Am Turbinendeckel stellte man erneut Leckage fest, allerdings stellte sich heraus, dass das Wasser nicht bei der Lagerung der Leitschaufeln entwich, sondern an eingeschlagenen Positionierstiften vorbeisickerte. Leicht zu beheben durch Einkleben derselben.

Bei der O-Ring-Dichtung unter der Spirale war das Problem trotz des dickeren Dichtungsringes noch nicht behoben. Aus Zeitgründen beschloss man, die geringfügige Leckage vorerst in Kauf zu nehmen und das Problem im Zuge des nächsten notwendigen Demontagevorgangs zu beheben. Es wird wohl notwendig werden, die Bauteile auf etwaige Beschädigungen zu untersuchen, die Teile sofern notwendig zu ersetzen, oder – etwas weniger elegant, aber einfach – Silikon zu Hilfe zu nehmen. Da die betroffene Verbindung bei der Demontage nicht zwingend gelöst werden muss, ist es empfehlenswert, mit Silikon zu arbeiten.

Beim notwendigerweise schon mehrmals durchgeführten Auseinander- und Zusammenbau stellte sich heraus, dass es praktisch gewesen wäre, eine Möglichkeit zum Entfernen des Aluminiumkrümmers vorzusehen, ohne ihn nach dem Absenken erneut anheben zu müssen. Die fix mit dem Träger verschweißten Gewindestangen erschwerten die Demontage. Auch wenn man auf die Gewindestangen nicht verzichten wollte, gäbe es die Möglichkeit, die Axialabstützung mit Schrauben und Anschlägen und damit lösbar zu gestalten. Der Krümmer könnte dann mitsamt dem Kastensaugrohr entlang der Unterwasserkessel- bzw. Auffangbehälterachse entfernt werden, ohne dass er nennenswert angehoben werden müsste.

4.1.5 Elektroinstallation

Das Verlegen der Leitungen, sowohl derer, die Messsignale übertragen, als auch derer, die Leistung zu- und abführen, benötigte mehr Platz und Zeit als man zuvor angenommen hatte. Die Kabelkanäle und Leitungsführung schon in der maschinenbaulichen Konstruktion zu berücksichtigen, hätte das Anschließen sicher beschleunigt und erleichtert. Beispielsweise hätte das Leistungskabel im Inneren

des hohen Generatorträgers geführt werden können. Die im Nachhinein angefügte Lösung ist aber durchaus auch praktikabel und solide.

Auch soll darauf hingewiesen werden, dass Kabel, gegen die landläufige Meinung, im Falle beispielsweise eines Kurzschlusses beträchtlichen Kräften ausgesetzt sind und deshalb fest verzurrt werden müssen. Beim Verlegen ist es außerdem wichtig, die Beeinflussung der Messleitungen durch die Leistungsverkabelung infolge von induktiven Effekten zu unterbinden. Man verlegt sie deshalb in gebührendem Abstand oder schirmt sie wenn nötig mit Metallstegen oder Käfigen von einander ab.

Bereits beim Einsatz der Steuerzentrale bei anderen Aufbauten hatte sich herausgestellt, dass die zwei Maschinendrehzahlen nicht ausreichend exakt einstellbar waren. Die Steuerung war mittels Drehpotentiometern ausgeführt, deren Stellgenauigkeit, aber nicht ausreichte. Die vorhandenen Potentiometer wurden gegen 10-Gang-Potentiometer ausgetauscht, die durch die Verwendung von Vorschaltgetrieben eine deutlich höhere Stellgenauigkeit ermöglichen. Die Feinheit der Drehzahlregelung ist nun für den 90 kW-Motorgenerator ausreichend und für die Hauptpumpe sehr hoch.



Abbildung 4.1 – Francisturbinenprüfstand nach der Fertigstellung

4.2 Inbetriebnahme

Die Anlage war nun bereit zu Inbetriebnahme. Aus Erfahrung ist bekannt, wie beim Anfahren der Maschinen vorzugehen ist:

Zuerst wird der Motorgenerator an der Turbine angeschaltet, wobei darauf zu achten ist, dass die Rotationsrichtung der Turbinendrehrichtung entspricht. Es stellt sich ein geringer Durchfluss entgegen der Turbinendurchströmungsrichtung ein. Die Turbine arbeitet als schlechte Pumpe und nimmt Leistung auf anstatt diese zu generieren

Wenn die Turbine eine Drehzahl von einigen hundert Umdrehungen erreicht hat, wird die Hauptpumpe in Rotation versetzt. Der Durchfluss reduziert sich und wechselt schließlich die Richtung. Auch sinkt das Moment am Motorgenerator ab, bis es nach Nulldurchgang das Vorzeichen wechselt; damit ist der Turbinenbetrieb erreicht.

Wird zuerst die Hauptpumpe eingeschaltet, setzt der Motorgenerator der Kanalströmung nichts entgegen und man läuft Gefahr, dass die Turbine ‚durchgeht‘, d.h. die Turbinendrehzahl steigt rasant an und ist nicht kontrollierbar. Geht man wie oben beschrieben vor sind beide Maschinen bestens unter Kontrolle.

Es ist darauf zu achten, dass das Moment am Generator 300 Nm nicht übersteigt. Man bewegt sich dann nämlich auf einen Betriebsbereich zu, in dem das Turbinenmoment das Bremsmoment des Generators übersteigt. (Welches Moment das tatsächliche Maximum ist konnte nicht eruiert werden.) Auch dann kann die Maschine durchgehen. Möglichkeiten zur Regulierung gibt es mehrere. Das Bremsmoment sinkt wenn:

- die Turbinendrehzahl erhöht,
- die Pumpendrehzahl reduziert oder
- der Energiedissipator geschlossen wird.

Leider hat sich herausgestellt, dass der verwendete Motorgenerator dem Leistungspotential der Turbine in einigen Bereichen des möglichen Betriebsspektrums nicht gewachsen ist. Die Generatorleistung von 90 kW erreicht dieser bei einer Drehzahl von 3000 U/min. Das Optimum der Turbine liegt jedoch bei 1280 U/min. Dieser Optimalpunkt ist gerade noch erreichbar; erhöht man nun aber den Durchfluss bei gleichbleibender Drehzahl, steigt die Leistung über die vom Generator umsetzbare an.

Eine sinnvolle Aufrüstung der Anlage bestünde in einem Motorgenerator, der schon bei niedrigeren Drehzahlen höhere Leistungen umsetzen kann.

Beim Einstellen der gewünschten Betriebspunkte waren die Messungen, die an dieser Maschine in den 1990er Jahren durchgeführt wurden, eine äußerst praktische Orientierung. Die vorhandenen Betriebsdaten stellten sich als gut entsprechend dar, was natürlich über detaillierte Unterschiede im Betrieb,

besonders bezüglich der Maschineneffizienz, keine Aussage zulässt. Mit Hilfe von Diagrammen, auf denen einerseits die Drehzahl n in Abhängigkeit der dimensionslosen Kenngröße ψ für unterschiedliche Fallhöhen, andererseits n über φ für unterschiedliche Durchflüsse, und schließlich ψ über φ für unterschiedliche Leitapparatstellungen dargestellt sind, kann man sich problemlos durch das Turbinenkennfeld bewegen, ohne den Überblick über die doch zahlreichen Steuerparameter zu verlieren.

Die überschlagsmäßige Abschätzung des totalen Wirkungsgrades η_{tot} für einige Betriebspunkte belegte, dass auch ohne die noch ausstehende Kalibration einigermaßen vernünftige Werte angezeigt und gemessen werden. Einer Testmessung stand also nichts mehr im Weg.

5 Messung

Mit einem Vier-Quadranten-Prüfstand ist es prinzipiell möglich, eine Vielzahl an Versuchen zu realisieren: Messungen des Wirkungsgrades, Kavitationsversuche, Analyse der Geschwindigkeitsverteilungen, Versuche zu Wanddrücken, Schwingungsmessungen uva.

In der Grundausrüstung soll nur eine Basismessausrüstung eingebaut und angeschlossen werden, die bei Bedarf beliebig erweiterbar ist.

Es gibt Größen, die man zu erlangen versucht; diese müssen aber nicht diejenigen sein, die sich direkt messen lassen. Es geht beim Messen darum, eine Informationskette herzustellen, mit deren Hilfe man zu den Werten kommt, die man wissen will. Und das möglichst ohne zu große Abweichungen, denn bei jeder Umwandlung der Information geht ein bisschen an Genauigkeit, an Information verloren. Als Beispiel ist nachstehend die Ermittlung der Fallhöhe angeführt:

Δp_{stat}	Am Anfang der Kette steht eine statische Druckdifferenz.
ΔR_{memb}	Die beiden Drücke werden auf je einer Seite von ein- und derselben Membran aufgebracht; aufgrund ihrer Materialeigenschaften verändert sich der elektrische Widerstand dieser Membran infolge der sich einstellenden Biegung.
Digitalsignal	Diese Widerstandsdifferenz wird in ein digitales Signal umgewandelt.
ΔA	Ein D/A-Wandler analogisiert dieses Signal wiederum in ein Stromsignal.
ΔV_1	Das Stromsignal wird mit einer Widerstandsschaltung zu einem Spannungssignal umgewandelt.
ΔV_2	Ein Verstärker verändert das Spannungssignal zu einem weiteren Spannungssignal, das letzten Endes im Computer zur Verarbeitung bereit steht.

Da die Turbinenfallhöhe aber eine Differenz von Totalenergiehöhen ist, diese jedoch nicht gemessen wird, muss sie aus der gemessenen statischen Druckdifferenz Δp_{stat} und dem Durchfluss Q errechnet

werden (vgl. Gleichung 2.2). Kritisch muss aber auch hier angemerkt werden, dass auch dies nur dann zulässig ist, wenn man den korrekten, gemittelten statischen Druck (vgl. Abbildung 5.2) ermittelt. Es ist also auch von großer Bedeutung, die Messgeräte richtig anzubringen.

Tabelle 5.1 – Erwünschte und gegebene Messgrößen

Gewünschte Ergebnisgrößen		Gemessene Größen	
Durchfluss	Q	Durchfluss	Q
Fallhöhe	H	Statische Druckdifferenz der Turbine	Δp
Drehzahl	n	Drehzahl	n
Wirkungsgrad	η	Wellenmoment	M
Wellenleistung	P	Absolutdruck	p_{abs}
Kavitationsbeiwert	σ	Leitradwinkel	α
Leitradwinkel	α		

5.1 Datenerfassung

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie man oben angeführte Werte ermittelt – mit Hilfe welcher Geräte, an welcher Stelle und auf welche Weise. Abbildung 5.1 zeigt den Prüfstand in schematischer Form und bezeichnet jene Stellen, an denen die Messungen durchgeführt werden.

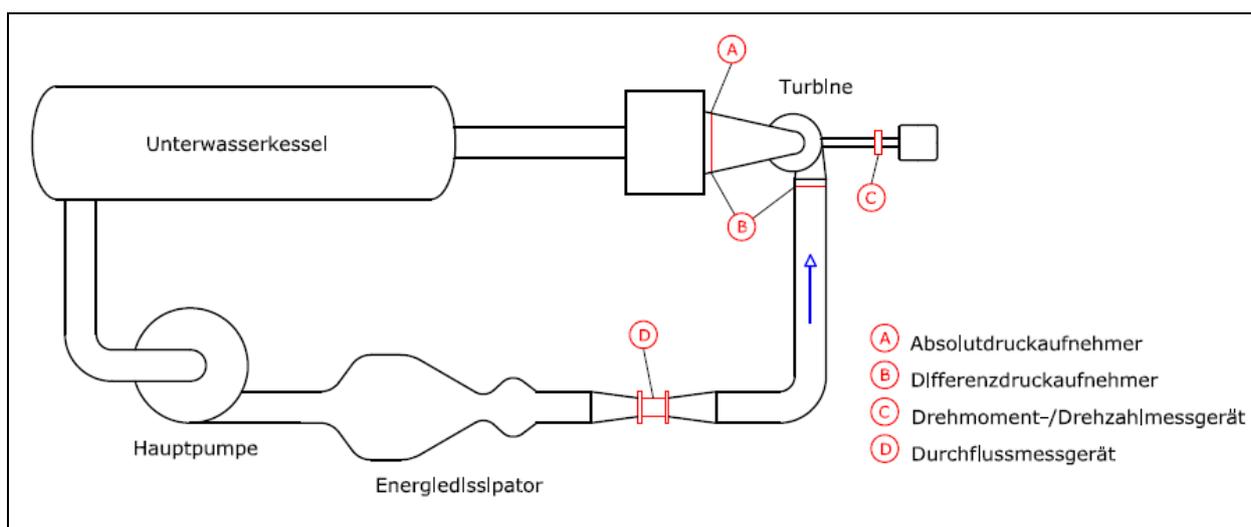


Abbildung 5.1 – Prüfstand schematisch mit Messstelle

5.1.1 Statischer Absolutdruck

Wie bereits theoretisch in Kapitel 2.1.3 erläutert, ist der statische Druck im System vor allem für die Betrachtung der Kavitationsproblematik relevant. Folglich macht es Sinn, diesen Druck an jener Stelle zu ermitteln, an der Kavitation ein Thema ist: am Laufrad. Die Druckmessung im Laufrad selbst oder in seiner unmittelbaren Nähe ist jedoch kompliziert. Deshalb misst man den statischen Druck üblicherweise an einem immer gleich bleibenden Referenzpunkt und geht davon aus, dass der Druck an diesem nahen Punkt auch ein Maß für den Druck im Laufrad ist. Wir messen ihn an der in Abbildung 5.1 mit **A** gekennzeichneten Stelle. Die Messbohrungen an dieser Stelle können parallel auch für die Messung des Differenzdrucks (siehe Kapitel 5.1.2) verwendet werden.

Am Kastensaugrohr werden an einem bestimmten Querschnitt nahe dem Austritt in den Auffangbehälter über den Umfang verteilt zehn Messbohrungen angebracht und mit einer Ringleitung verbunden (siehe Abbildung 5.2). Der Druck in dieser Ringleitung ist somit der gemittelte statische Druck an der Wand des Strömungskanals. Dieser Druck ist allerdings nicht gleich dem statischen Druck innerhalb der Strömung. Man sollte sich dieses Fehlers bewusst sein. Eine Messung des tatsächlichen statischen Druckes ist ungleich aufwändiger; zwar kann man mit Sonden in der Strömung direkt messen, doch auch zwischen Sonde und Strömung kommt es zu Wechselwirkungen, die das Ergebnis verfälschen. Auch soll hier darauf hingewiesen werden, dass das Strömungsprofil und damit die lokalen Geschwindigkeitsunterschiede natürlich auch Auswirkungen auf den statischen Druckverlauf haben. Ausgegangen wird von einem regelmäßigen Geschwindigkeitsprofil, wobei diese Annahme vor allem bei Messungen im Teil- und Überlastbereich sicher kritisch zu betrachten ist. Auch werden Fehler, die von einem etwaigen inhomogenen Strömungsprofil herrühren, durch die Mittelung des Drucks über den ganzen Umfang des Kanals weitgehend unterbunden.

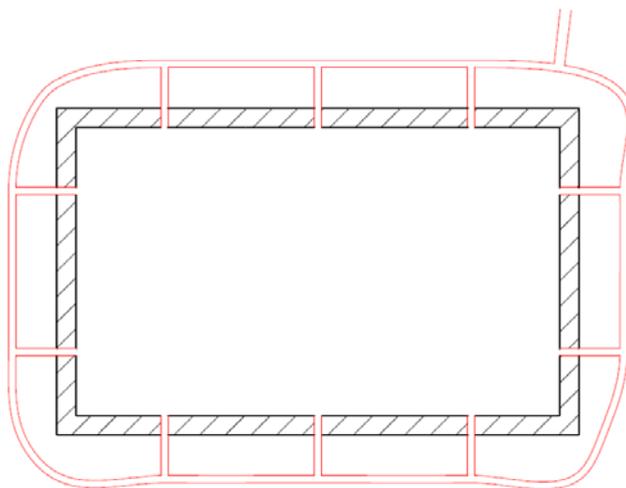


Abbildung 5.2 – Ringleitung zur Mittelung des Druckes

Der gemittelte Druck wird mit folgendem Gerät gemessen:

Rosemount 3051CA2 [29]

ist ein Membranmanometer, bei dem die Messmembran elektrisch, mechanisch und thermisch isoliert ist, um unerwünschte Umwelteinflüsse möglichst gering zu halten. Durch die Verformung der Polysiliziummembran wird deren Elektroresistivität verändert. Gemessen wird genau genommen ein Differenzdruck, allerdings gegen eine evakuierte Kammer – der Differenzdruck wird also zum Absolutdruck. Zusätzlich ist das Gerät mit einem Temperaturfühler ausgestattet, der die tatsächliche Temperatur ermittelt und den vom Fühler gegebenen Wert bereits messzellenintern korrigiert. Ebenfalls noch in der Messzelle wird das Signal außerdem digitalisiert, um danach mit einem Mikrocomputer weiter verarbeitet werden zu können. Das Signal

wird dabei diagnostiziert, gedämpft und linearisiert.

Mittels dieses elektronischen Features können Einheiten und sonstige Konfigurationen sowie auch druckabhängige Messstarts und -stops eingestellt werden. Die gemessenen Werte werden mittels eines Displays am Gerät angezeigt.

Das Ausgangssignal des Druckmessers ist wiederum analog. Das Gerät muss selbstverständlich mit Strom versorgt werden.

Technische Daten:

- *Eingang:* 10,5 – 55 V Gleichstrom
- *Ausgang:* 4 – 20 mA druckproportional (intern linearisiert)

*Messbereich und Sensorgrenzen:***Tabelle 5.2 – Einsatzbereich RM3051CA2**

Minimale Messspanne	Messbereichs- und Sensorgrenzen	
	obere	untere
0,1 [bar abs.]	10 [bar abs.]	0 [mbar abs.]

Messabweichung: $\pm 0,075$ % der eingestellten Messspanne

5.1.2 Differenzdruck [29]

Zur Messung eines Differenzdruckes werden naturgemäß zwei Messstellen benötigt. In Abbildung 5.1 sind diese beiden Stellen mit **B** gekennzeichnet. So wie bei der Messung des Absolutdruckes werden auch hier statische Drücke an der Kanalwand gemessen. Die auftretenden Fehler sind gleicher Art wie oben bereits beschrieben, werden aber in Kauf genommen. (Am Rande soll aber bemerkt werden: Wären an den zwei Messstellen die Strömungsquerschnitte ident und die Strömungsprofile regelmäßig, ergäbe die Messung der Totaldruckdifferenz denselben Wert wie eine Differenzmessung der statischen Drücke, da der kinetische Druck dort wie da der gleiche wäre.)

Am Eintritt in die Spirale wird auf die gleiche Art (siehe Abbildung 5.2) ebenfalls eine Ringleitung mit vier Messbohrungen über den kreisrunden Umfang installiert.

Rosemount 3051PD3.

Dieses Messgerät unterscheidet sich von dem in Kapitel 5.1.1 beschriebenen RM3051CA2 optisch überhaupt nicht. Auch die Funktionsweise ist weitgehend gleich. Es gibt nur zwei gravierende Unterschiede:

1. Da Differenzdruck gemessen werden soll, gibt es zwei Anschlüsse, die jeweils zu einer Seite der Messmembran führen, um diese mit Druck zu beaufschlagen. Die Messzelle muss also anders ausgestaltet werden und beinhaltet keine evakuierte Kammer.
2. Das P in der Typenbezeichnung steht für Präzision. Es handelt sich demnach um ein Gerät der Referenzklasse, das eine höhere Genauigkeit bzw. eine geringere Messabweichung aufweist. (Die Herstellung unterscheidet sich nicht; aus allen hergestellten Geräten werden bei Kalibrierungs- und Qualitätssicherungsprozessen P-Typen ausgesucht.)

Technische Daten:

- *Versorgungsspannung:* 10,5 – 55 [V] Gleichstrom
- *Ausgang:* 4 – 20 [mA] druckproportional (intern linearisiert)

Messbereich und Sensorgrenzen:

Tabelle 5.3 – Einsatzbereich RM3051PD3

Minimale Messspanne	Messbereichs- und Sensorgrenzen	
	obere	untere
250 [mbar]	2480 [mbar]	- 2480 [mbar]

Messabweichung: $\pm 0,05$ % der eingestellten Messspanne

5.1.3 Wellenmoment und Drehzahl [30], [31]

Über die Turbinenwelle wird die Energie abgeleitet, die die Strömungsmaschine der Wasserströmung entzieht. Es ist also naheliegend dort zu messen, was die Turbine leistet. Dafür sind Wellenmoment und Drehzahl notwendig, doch davon mehr in Kapitel 5.2.

Früher und vielerorts auch noch heute wurde und wird das Wellenmoment gemessen, indem man die Kraft misst, mit der der Generator festgehalten wird. Multipliziert mit dem herrschenden Hebel ist somit das Moment bekannt, das naturgemäß dasselbe sein muss wie das an der Turbine wirkende. Eine sehr bewährte und exakte Methode, allerdings ist die zeitliche Auflösung, aufgrund der großen dämpfenden Massen, sehr gering.

Stand der Technik für die Momentmessung sind Messwellen, die auf DMS (Dehnmessstreifen) Technologie basieren. Dehnmessstreifen bestehen aus Materialien, deren elektrische Eigenschaften sich unter Krafteinwirkung bzw. der daraus folgenden Dehnung verändern. Auch eine Verdrillung in Folge eines Moments kann damit detektiert werden. Diese Methode bringt außerdem konstruktiv große Vorteile: Auf die komplizierte Generatorlagerung und -abstützung kann gänzlich verzichtet werden. Dort, wo auch zuvor schon eine Kupplung notwendig war, kann nun die Messwelle zwischengeschaltet werden (siehe Abbildung 5.1 C). Bezüglich der Messauflösung hat diese Technologie ebenfalls einen großen Vorsprung, wie aus der Gerätebeschreibung noch hervorgehen wird.

Die Messung der sehr relevanten Größe Drehzahl soll ebenfalls kurz angesprochen werden. Früher eruierte man dieses durch die Nutzung der Zentrifugalkraft unter Verwendung von Gyrometern oder mit ähnlichen Methoden. Das Zählen von Umdrehungen hat den großen Vorteil, dass man dabei keinerlei Einfluss auf das System nimmt. Man kann auf unterschiedliche Art und damit mit unterschiedlicher Genauigkeit Rotationsgeschwindigkeiten mittels ‚Zählen‘ ermitteln: über induktive Impulse, Unterbrechung von Lichtstrahlen etc.

HBM T12 [31]



Der digitale Drehmomentaufnehmer **T12** der Firma **HBM** misst sowohl das über ihn geleitete Drehmoment als auch die Drehzahl der Welle.

Mittels DMS wird das Moment gemessen, die Drehzahl wird optisch mit einer Infrarotleuchte und einer Schlitzscheibe ermittelt.

Das Signal der DMS wird intern temperaturabhängig korrigiert, mehrfach gefiltert und analysiert. Damit ist es möglich, eventuelle Störungen anzuzeigen und den Benutzer darauf hinzuweisen. Mit der integrierten Drehzahlmessung ist auch ein direktes Ausgeben der Wellenleistung möglich ($P_w = \omega \cdot M$). Mit diesem Gerät ist eine

Abtastrate von 6 kHz realisierbar, was in vorliegendem Fall jedoch nicht voll ausgenutzt wurde.

Weiters verfügt das Gerät über eine Vielzahl von Schnittstellen:

CANbus, Profibus, Frequenz/Impulsausgang, Analogausgang, Frequenzausgang

Technische Daten:

- *Versorgungsspannung:* 18 - 30 V Gleichstrom
- *Ausgangssignale:*
 - 1) Frequenzausgang: 4 - 16 kHz / 24 - 96 kHz
 - 2) Spannungsausgang: -10,2 bis +10,2 [V]
 - 3) Impulsausgang: 5 V 2 Rechteckssignale 90° Phasenversatz

Die Signale 1 und 2 sind dem Moment zugeordnet, die Nummer 3 der Drehzahl.

Messbereiche und Genauigkeit:

Tabelle 5.4 – Daten Momentmessung HBM T12

	Momentmessung			Linearitätsabweichung
	Min	Max		[%]
Input	-1	1	[kNm]	
Output	4	16	[kHz]	0,02
	24	96	[kHz]	0,02
	-10,2	10,2	[V]	0,05

Bei der Drehzahlmessung kann die Anzahl der Inkremente und damit die Anzahl der Impulse pro Umdrehung eingestellt werden: 360, 180, 90, 60, 45, 30. Es ist eine minimale Drehzahl von 2 U/min notwendig, damit ausreichende Signalqualität erreicht wird.

5.1.4 Durchfluss [32], [33], [34]

Schon immer bereitete die Messung von Durchflüssen besondere Schwierigkeiten. Naheliegend und auch sehr genau ist die Methode, die in einer gewissen Zeit durch ein System geflossene Menge an Medium aufzufangen und mittels Volums- oder Gewichtsmessung zu bestimmen. Zur Kalibrierung wird dies noch heute getan, ist jedoch mit großen Aufwand verbunden und, nebenbei bemerkt, für kontinuierliche Messungen, vor allem in geschlossenen Kreisläufen, keine nutzbare Option.

Es gibt eine Vielzahl an Messmethoden und -geräten, von denen nachstehend die wichtigsten und gängigsten (wenn auch bereits historischen) kurz angeführt und erklärt werden sollen:

- *Flügelradanemometer:*
Eine kleine Strömungsmaschine, ähnlich einem Propeller, wird in das strömende Medium gehalten; die Drehzahl des Propellers ist ein Maß für die Durchflussgeschwindigkeit, von der wiederum auf die Durchflussmenge geschlossen werden kann (siehe Gleichung 2.1).
- *Messblende:*
Die Strömung wird durch eine Verengung geleitet. Dies verursacht eine Druckdifferenz vor und nach dem Element. Wenn die genaue Geometrie der Verengung bekannt ist, kann auf die Strömungsgeschwindigkeit geschlossen werden.
- *Venturirohr:*
Es funktioniert nach ähnlichen Gesetzmäßigkeiten wie eine Messblende, verursacht jedoch geringere Strömungsverluste.
- *Messsonden:*
Mit Sonden unterschiedlicher Art lassen sich die Geschwindigkeiten in der Strömung bestimmen, z.B. Pitotrohr, Staudrucksonde.

All diese Methoden nehmen Einfluss auf die Strömung. Eine Verengung, wie bei Blende oder Venturirohr, verursacht erhöhte Strömungsverluste; eine Sonde oder ein Flügelrad staut die Strömung lokal, nämlich genau dort, wo gemessen wird, ab. Das macht die Messungen kompliziert – gründliche Kalibrierungen sind notwendig.

Folgende Messmethoden greifen in geringerem Ausmaß in die Strömung ein:

- *Ultraschall-Doppler-Messung:*
Eine akustische Welle wird in das strömende Medium geschickt und an anderer Stelle wird ihre Frequenz bestimmt. Je schneller das Medium strömt, desto stärker hat sich die Frequenz verändert. Wie oben bereits erwähnt, kann von der Geschwindigkeit problemlos auf den Durchfluss geschlossen werden.
- *Magnetisch-induktive Durchflussmessung:*
Das elektrisch leitfähige Medium durchströmt ein senkrecht auf die Fließgeschwindigkeit ausgerichtetes magnetisches Feld. Das Faraday'sche Induktionsgesetz besagt, dass die positiven und negativen Ladungsträger im Medium in Folge der wirkenden magnetischen Kräfte voneinander getrennt werden. Es entsteht ein elektrisches Potential, das gemessen

werden kann. Die gemessene Spannung ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit (vgl. Abbildung 5.3).

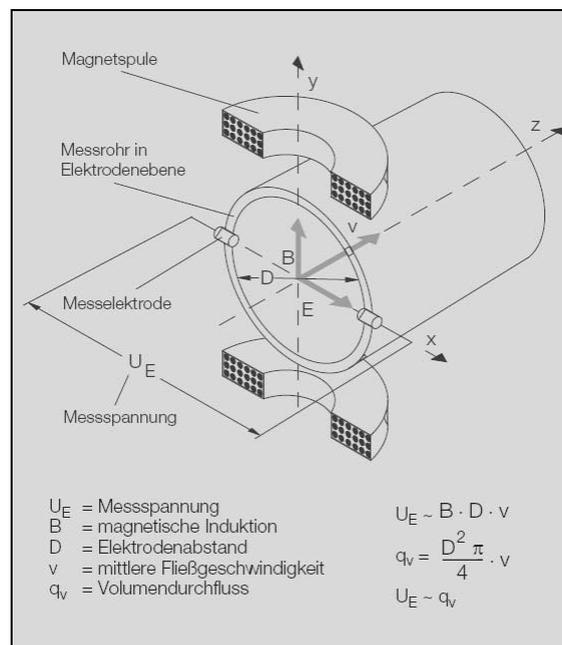


Abbildung 5.3 – Messprinzip MID [34]

Wie aus den Formeln in Abbildung 5.3 ersichtlich, besteht eine direkte, strenge Proportionalität zwischen Durchfluss und abgenommener Spannung. Alle anderen oben beschriebenen Messmethoden greifen andere physikalische Größen, wie z.B. den Druckunterschied oder die Drehzahl, ab, die dann erst gewandelt oder umgerechnet werden muss. Die Fehlerwahrscheinlichkeit und die Fehlerhöhe wird auf diese Weise naturgemäß erhöht.

$$U_E = k \cdot B \cdot D \cdot v \quad (5.1)$$

$$Q = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v = \frac{D \cdot \pi}{4 \cdot k \cdot B} \cdot U_E \quad (5.2)$$

Folglich gilt: $Q \sim U_E$

Der Prüfstand des Instituts ist mit einem solchen MID (Magnetisch Induktiven Durchflussmessgerät) bestückt. Im Folgenden wird das Gerät detaillierter beschrieben.

ABB FSM4000:

Das FSM 4000 ist ein hochpräzises MID-Durchflussmessgerät, einsetzbar für die Messung der Strömungsgeschwindigkeit von Flüssigkeiten unterschiedlicher Zähigkeit bis hin zu Breien u.ä. (z.B. Lebensmittelindustrie, pharmazeutische Produktion u.v.m.). Die Mindestleitfähigkeit des Mediums liegt bei $20 \mu S/cm$. Das von uns vermessene Medium, nämlich Leitungswasser, erfüllt diese Anforderung mit Leichtigkeit: $500 \mu S/cm$. Für reines Wasser träfe dies nicht zu, da es eine Leitfähigkeit von nur $0,5 \mu S/cm$ besitzt. Zudem sind Messgeräte dieses Typs nicht für alle Temperaturbereiche geeignet. Der FSM 4000 ist von $-40^{\circ}C$

bis $+130^{\circ}C$ einsetzbar. Auch muss eine gewisse Mindestfließgeschwindigkeit vorhanden sein.

Für unsere Vorhaben ist dies jedoch nicht weiter von Relevanz. Sehr wohl von Relevanz sind aber die vom Hersteller für eine zu erreichende Genauigkeit geforderten Ein- und Auslaufstrecken. Die Messung funktioniert zwar bestens für turbulente und laminare Strömung, und das unabhängig vom Strömungsprofil. Stehende Verwirbelungen und Rückströmgebiete, wie sie beispielsweise nach Krümmern auftreten, können jedoch nicht akzeptiert werden. Dies ist auch der Grund für den auf den ersten Blick etwas seltsam anmutenden Einbau unseres MID im Prüfstand (vgl. Abbildung 1.2). Für die Realisierung der geforderten Vorlaufstrecken (in beide Richtungen) war es notwendig, nach Erreichen des zweiten Stockwerks nach rechts abzubiegen, 180° umzulenken und erst nach Gleichrichter und gemächlicher Beschleunigung den MID zu durchströmen. Und das in beide Richtungen. Damit sind nicht zu verachtende Strömungsverluste verbunden, was sich auf die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems niederschlägt. Die dort verpuffende Energie fehlt gegebenenfalls an der Testmaschine.

Neben dem Messaufnehmer, wie er oben abgebildet zu sehen ist, besteht das Messsystem noch aus dem Messumformer, der die Spannungsversorgung, die Signalverarbeitung und die Datenspeicherung sowie auch die gesamte Kommunikation kontrolliert. Dieser wird im Gegensatz zu den meisten anderen Messsystemen mit herkömmlichem Netzstrom versorgt.

Tabelle 5.5 – Spezifikationen FSM 4000

		Messbereich			Messwertabweichung
		Min	Max		[%]
Input		0 ... 0,5	0 ... 10	[m/s]	0,5
Output analog	DC - analog	0	20	[mA]	
		4	20	[mA]	
		0	10	[mA]	
		2	10	[mA]	
	Impulsausgang	0	5	[kHz]	
		(24[V] Rechtecksimp.)			
Output digital		HART - Protokoll			
		Profibus - PA-Protokoll			
		Foundation Fieldbus			

Wie oben bereits erwähnt, sollen die Messungen in beide Durchströmungsrichtungen möglich sein. Laut Gerätespezifikation kein Problem, man muss jedoch bedenken, dass sich schon leicht veränderte Strömungsverhältnisse auf die Ergebnisse auswirken können. Deshalb wäre es für hochpräzise Messungen, wie beispielsweise Abnahmemessungen, notwendig, den MID zu kalibrieren, und zwar in beiden Richtungen und unter Verwendung des Eichbehälters.

Im Rahmen seiner Anschaffung wurde das FSM 4000 beim deutschen Eichamt in Göttingen geeicht. Erwartungsgemäß lag die Genauigkeit innerhalb der vom Hersteller angegebenen Grenzen. Wie bereits aus den obigen Ausführungen schon ersichtlich, kann nicht davon ausgegangen werden, dass die Messung in unserem System genauso fehlerarm ist.

Für erste Messungen mit dem homologen Francisprüfstand ist die Genauigkeit der Durchflussmessung allerdings mehr als ausreichend.

5.1.5 Leitapparatstellung

Der Leitapparat ist die Regeleinrichtung der Francis-Turbine. Wie schon in Kapitel 2.2.1 ausführlich beschrieben wurde, wird der Drall in der Turbinenzuströmung maßgeblich von den Leitschaufeln beeinflusst. Die zwanzig identischen Schaufeln können zur Verstellung synchron verdreht werden, sodass jede einzelne im gleichen Winkel zur jeweils dazugehörigen Tangente des Leitschaufelringes steht. Dadurch sollen die rotationssymmetrischen Zuströmungsverhältnisse hergestellt werden.

Um besagten gleichen Leitschaufelwinkel zu gewährleisten, müssen die Schaufeln eingestellt werden. Dies wurde erreicht, indem jede Schaufel vom Verstellhebel gelöst, die Abströmkante exakt auf den Gehäuse ring ausgerichtet und hinterher wieder arretiert wurde.

Somit ist die Symmetrie gegeben. Nun gilt es, den Winkel zu erfahren. Betrachtet man den Leitapparat (vgl. Abbildung 2.7), so stellt sich heraus, dass dies nicht ohne weiteres möglich ist. Abhilfe schuf man mit einer zeichnerischen Lösung:

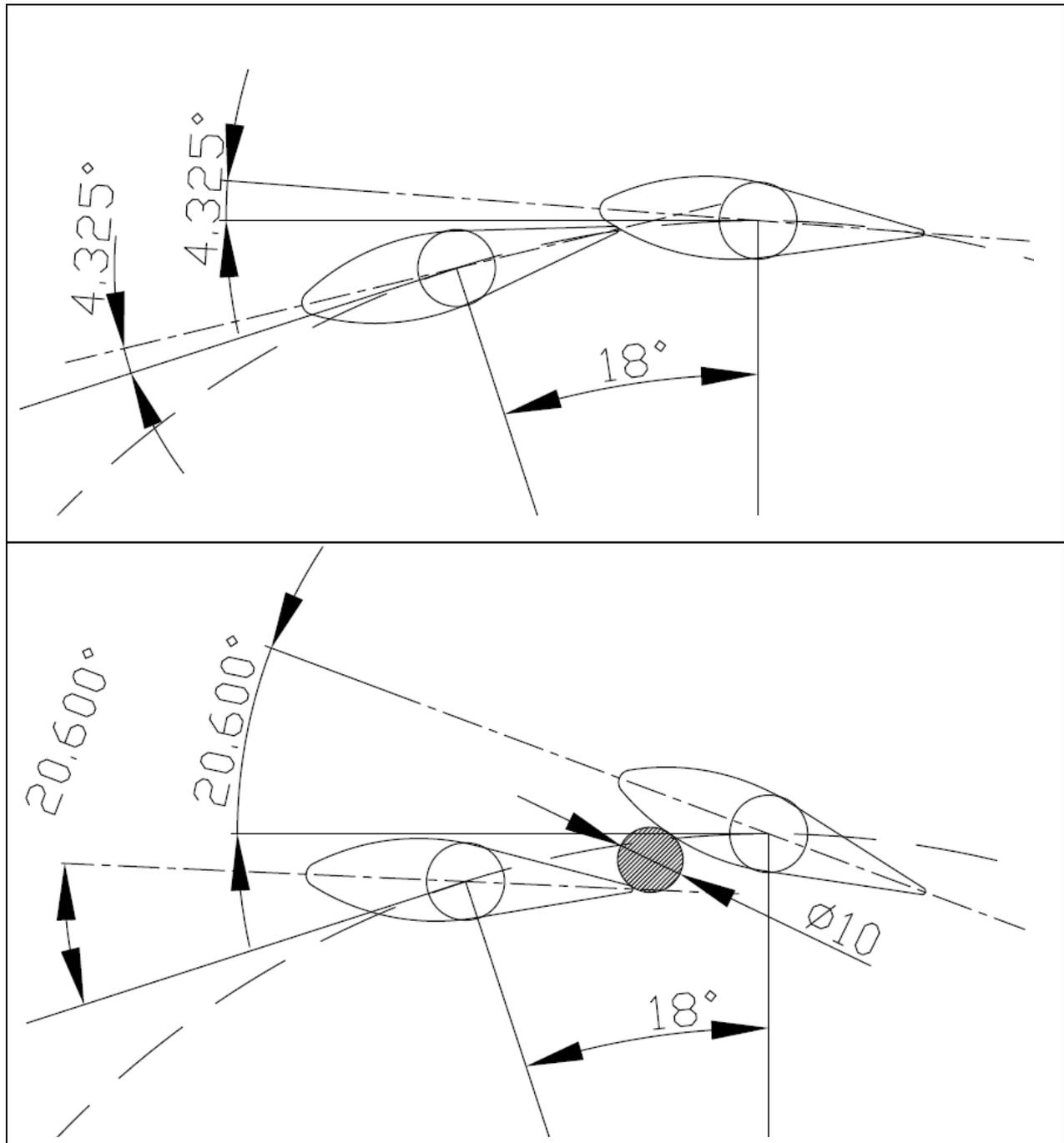


Abbildung 5.4 – 2 von 10 Zeichnungen zur Eruierung des Leitschaufelwinkels

Zwei Schaufeln wurden entsprechend der Einbausituation exakt gezeichnet. Der zwischen ihnen herrschende Mindestabstand ist, sofern einer existiert (nicht so im verschlossenen Zustand), mit Lehren messbar. Aus den entsprechenden Zeichnungen kann nun vom Mindestabstand auf den Leitschaufelwinkel geschlossen werden. In Abbildung 5.4 sind zwei der zehn verwendeten Zeichnungen zu sehen. Neun Lehren mit exakten Durchmessern a_0 wurden für die Durchführung der Kalibration angefertigt (vgl. Tabelle 5.6).

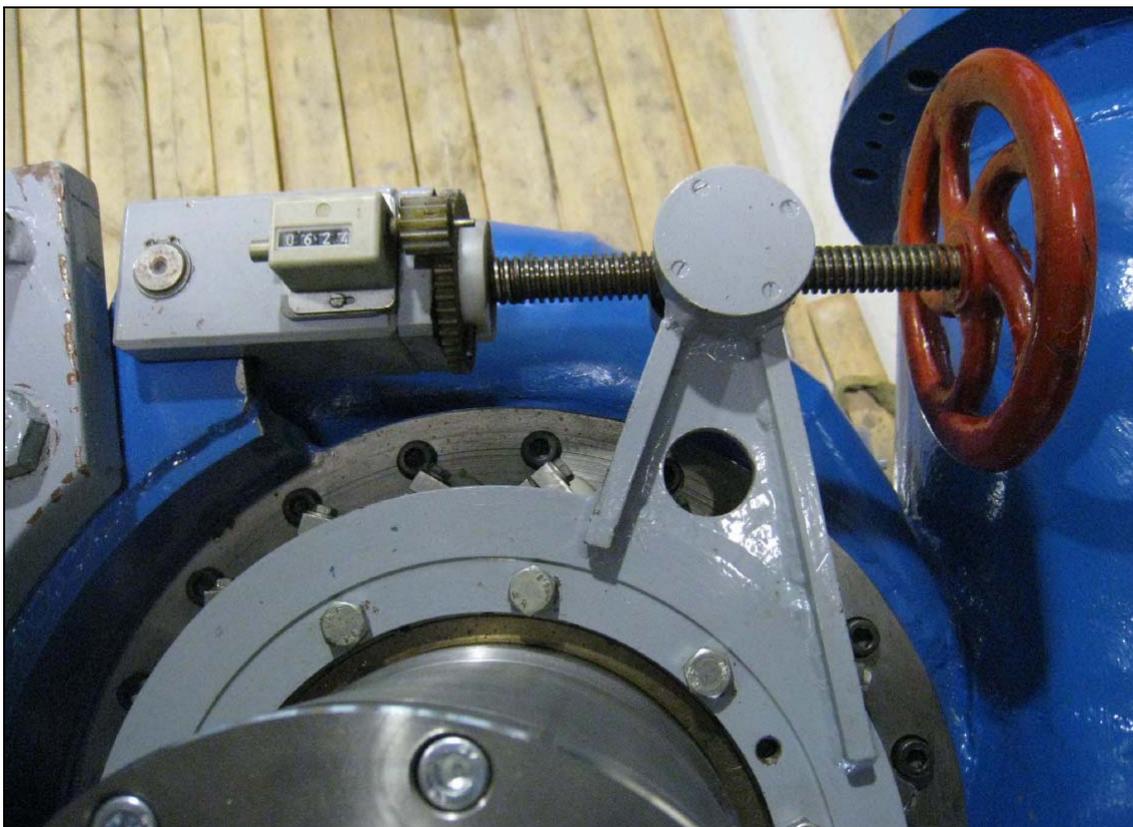


Abbildung 5.5 - Leitradverstellung mit Zählwerk

An der Verstellspindel des Leitapparates ist ein Zählwerk angebracht (vgl. Abbildung 5.5). Ziel war es nun, die Zahlen an der Zählwerksanzeige mit den entsprechenden Leitschaufelwinkeln zu verknüpfen. Man würde so mit Hilfe von zehn Stützstellen eine Funktion $x(\alpha)$ generieren können, und damit durch Interpolation für jeden beliebigen Leitschaufelwinkel α einen entsprechenden Zähler x erhalten. Jede definierte Stellung, angefangen bei der Nullstellung, wurde also mit den Lehren eingestellt und der dazugehörige Wert abgelesen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.6 Zu sehen:

Tabelle 5.6 – Leitschaufelwinkel – Mindestabstand – Zählerstand

α	a_0	Zählerstand
4,325	0	10000
12,4	5	9701
16,55	7,5	9627
20,6	10	9561
25	12,5	9498
29,3	15	9434
33,8	17,5	9368
38,3	20	9303
43,25	22,5	9231
48,1	25	9152

Die daraus entstehende Funktion $y(\alpha)$ sieht aus wie folgt:

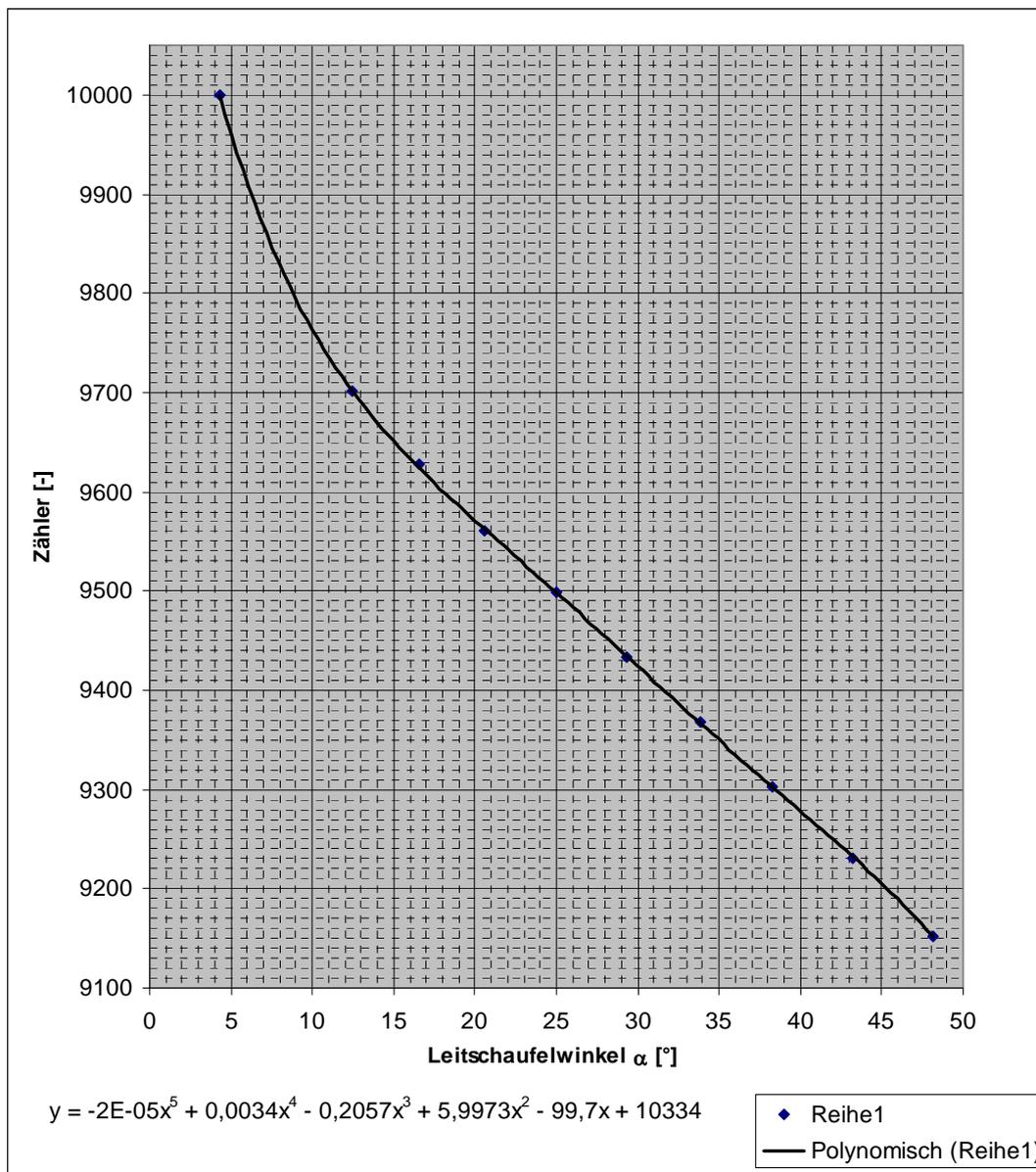


Abbildung 5.6 – Diagramm und Funktion $x(\alpha)$

Die Stützstellen wurden in MSExcel[®] zu einem Polynom 5. Ordnung interpoliert, mit dessen Hilfe die erwünschten Leitapparatstellungen mit Leichtigkeit eingestellt werden können. Die hier angegebenen Koeffizienten – vor allem die der höheren Ordnungen – sind nicht ausreichend exakt angegeben. MSExcel[®] gibt diese nicht genauer aus. Um per Berechnung zu arbeiten, wäre es notwendig, die Koeffizienten genauer zu kalkulieren. Das Arbeiten mit der grafischen Funktion funktionierte allerdings einwandfrei. Der Datentransfer von der Zählwerksanzeige zum Rechner und umgekehrt muss manuell erfolgen. Das ist jedoch kein großes Hindernis, da üblicherweise viele Messpunkte für eine vorerst gleich bleibende Leitschaukelstellung erstellt werden, die Verstellung ist also nicht laufend von Nöten.

5.2 Datenverarbeitung

Die erfassten Signale (vgl. Kapitel 5.1) werden nun weiterverwendet, sowohl zum Regeln und Überwachen der Anlage als auch für die Versuchsauswertung. Alle für uns relevanten Daten laufen im Schaltpult der Firma EAM zusammen. Betriebsdaten der Versuchsmaschine, der Hauptpumpe, des Energiedissipators, sowie der Systemdruck und die Wassertemperatur werden angezeigt und können auch als Eingangsparameter für die Automatikregelung verwendet werden (siehe Abb. 5.8)

Sämtliche Signale werden in der Steuerzentrale außerdem in einheitliche Spannungssignale, 2 – 10 V, umgewandelt und an den Trennverstärker der Firma DEWETRON weitergeleitet. Hier abermals variiert, gelangen sie letztendlich in den Rechner, um unter Verwendung der Software DIAdem[®] erfasst und verarbeitet zu werden.

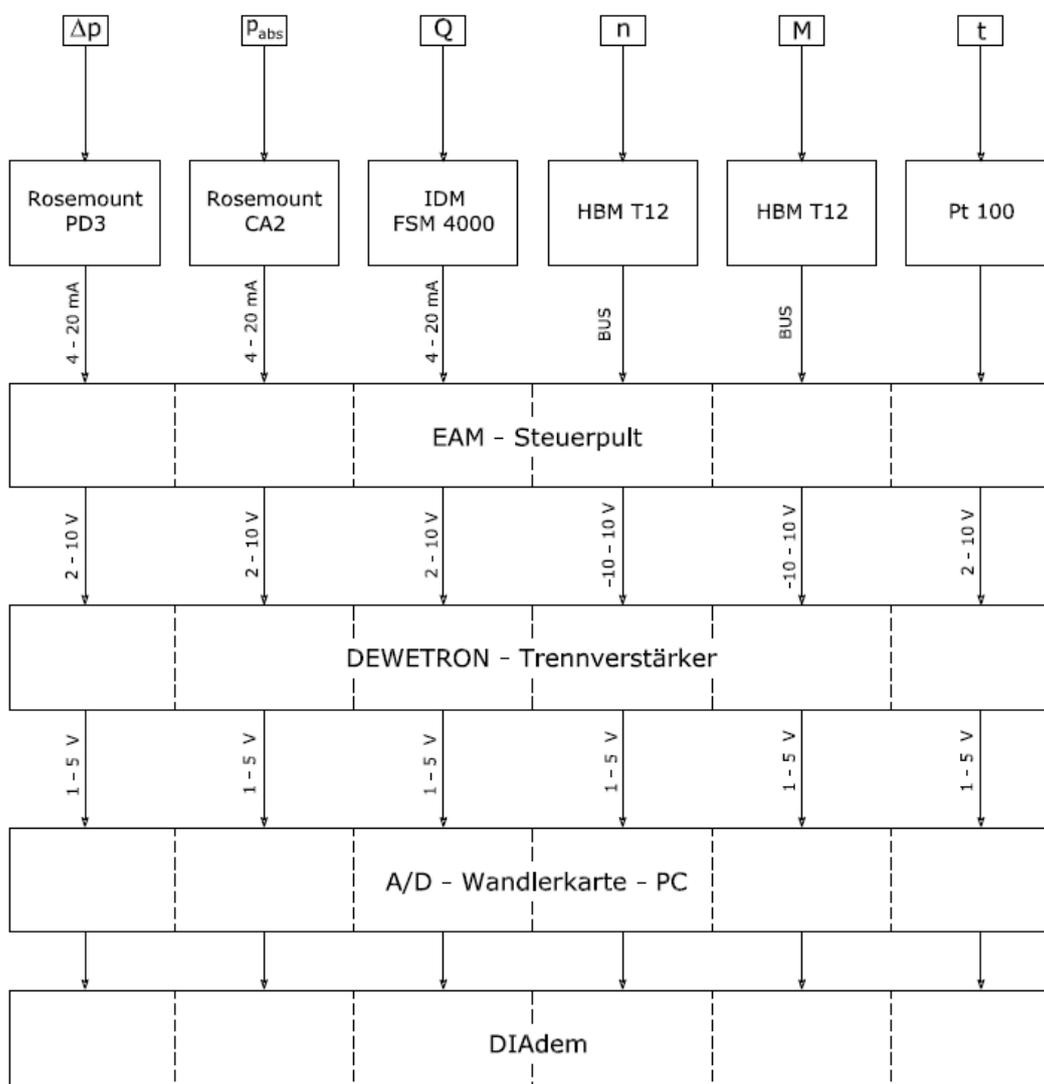


Abbildung 5.7 – Schema der Messsignale

In Abbildung 5.7 ist die Verschaltung der Signale schematisch dargestellt, von den Messgeräten bis zum Rechner.



Abbildung 5.8 – Steuerzentrale und Datenerfassungssystem

Abbildung 5.8 zeigt die Steuerzentrale (rechts), den Trennverstärker und den Messcomputer (links).

Ausgehend von der Steuerzentrale können fast alle relevanten Maschinen gesteuert werden: die Hauptpumpe, der Motorgenerator der Versuchsmaschine, der Energiedissipator, die Vakuumpumpe, das Überdruckventil etc. Nicht zentral steuerbar ist der Leitapparat (vgl. Kapitel 4.1.5).

Details über die Verwendung und Programmierung des Messprogramms in DIAdem[®] sind der Diplomarbeit von Georg Lichtenegger zu entnehmen, der sich mit der Implementierung der damals neu eingeführten Software beschäftigt hat [35].

5.3 Messergebnisse

Um die Funktionstüchtigkeit des Prüfstands zu überprüfen, sollte abschließend noch eine Testmessung durchgeführt werden. Außerdem wollte man versuchen, interessante Phänomene wie Teil- und Überlastzöpfe zu generieren und zu beobachten.

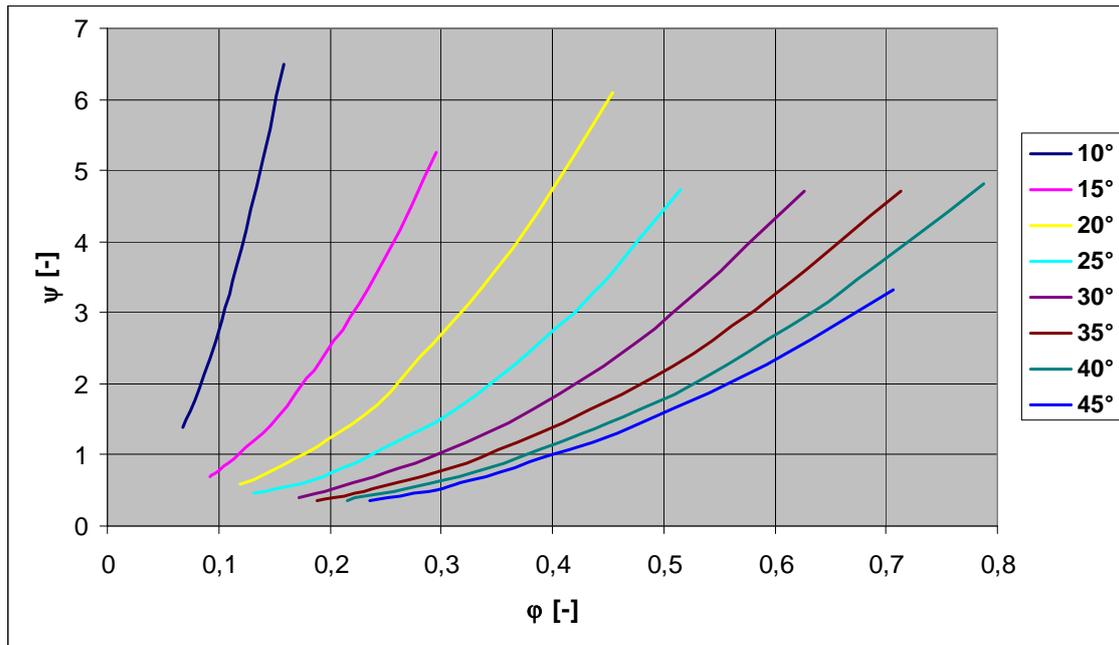


Abbildung 5.9 – Kurvenschar: Turbinenkennlinien für unterschiedliche Leitapparatstellungen

Es wurde entschieden, über das ganze Einstellspektrum verteilt 8 verschiedene Leitapparatstellungen einzustellen und die Turbinenkurven von unten nach oben abzufahren. Aus Berechnungen von A. Krisper und auch aus einigen Testläufen war bereits bekannt, dass es, aufgrund der knapp bemessenen Generatorleistung, nicht möglich sein würde, die Kurven mit konstanter Nenndrehzahl n_{nenn} zu messen (vgl. Kapitel 4.2). Stattdessen sollte mit einer konstanter Fallhöhe von $H = 10$ m gearbeitet werden und durch die Variation der Drehzahl ein Vermessen von ähnlichen Betriebspunkten, den dimensionslosen Kenngrößen ψ und φ folgend, durchgeführt werden (vgl. Kapitel 2.1.2).

Für jeden Messpunkt wurde nach der Stabilisierung des Betriebszustandes eine Messung mit der Dauer von 10 s durchgeführt. Je nach eingestellter Abtastfrequenz, wurden in dieser Zeitspanne 2000 oder 10000 Werte aufgezeichnet, die dann arithmetisch gemittelt und zu den gewünschten Outputgrößen umgerechnet wurden.

Die für den Test relevanten Größen sind α , ψ , φ , und η_{tot} . Die in Abbildung 5.8 dargestellte Kurvenschar entspricht der einer typischen Francismaschine. Die Kurven $\psi(\varphi)$ sind definitionsgemäß Parabeln 2. Ordnung. Die gemessenen Kurven entsprechen dieser Forderung gut.

Abbildung 5.9 zeigt für dieselben Leitapparatstellungen, wie sie in Abbildung 5.8 angegeben sind, den Verlauf des normierten Wirkungsgrades η_{norm} über φ .

$$\eta_{norm} = \frac{\eta_{tot}}{\eta_{tot,opt}} \quad (5.3)$$

Durch die Einführung von η_{norm} wird die quantitative Preisgabe des Wirkungsgrades vermieden, die qualitative Aussage jedoch nicht beeinträchtigt.

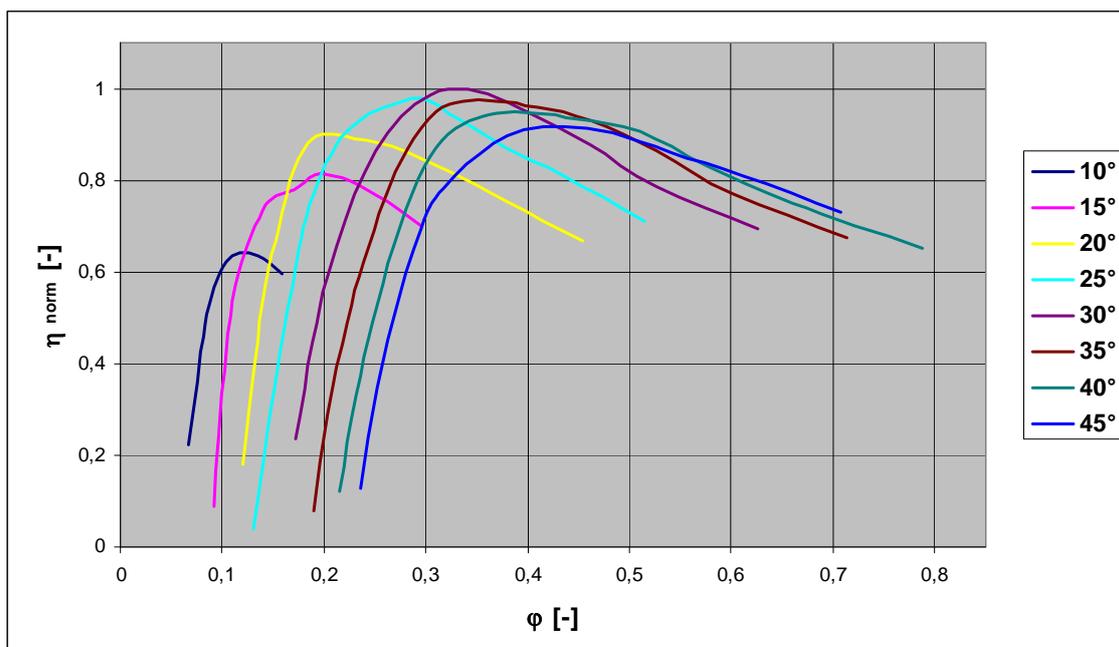


Abbildung 5.10 – Kurvenschar: normierter Wirkungsgrad über der Durchflusszahl φ für verschiedene Leitapparatstellungen

Auch diese Kurvenschar weist auf eine adäquate Messung hin. Die Kurve für $\alpha = 15^\circ$ weist kurz vor dem Hochpunkt eine Unregelmäßigkeit auf. Aus Zeitgründen konnte dieser Erscheinung nicht nachgegangen werden, obwohl die nochmalige Überprüfung der betroffenen Messpunkte interessant gewesen wäre.

5.3.1 Muscheldiagramm

Abbildung 5.10 stellt eine Auswertung der drei Größen φ , ψ und η_{norm} in einem sogenannten Muscheldiagramm dar. Zur Darstellung der dritten Dimension werden die Punkte auf den φ/ψ -Kurven, die den gleichen Wirkungsgrad haben, miteinander verbunden. Diese bilden dann geschlossene Konturen wie unten abgebildet (ohne φ/ψ -Kurven). Anders formuliert: Die dreidimensionale Funktion, die mittels der gegebenen Größen generiert wurde, wird mit Ebenen konstanten Wirkungsgrades geschnitten, und die Schnittkurven werden anschließend in einem Diagramm dargestellt (ähnlich Höhenlinien in topographischen Landkarten).

Die Beschriftungen in den Muschelkurven stehen für η_{norm} der jeweiligen Linie.

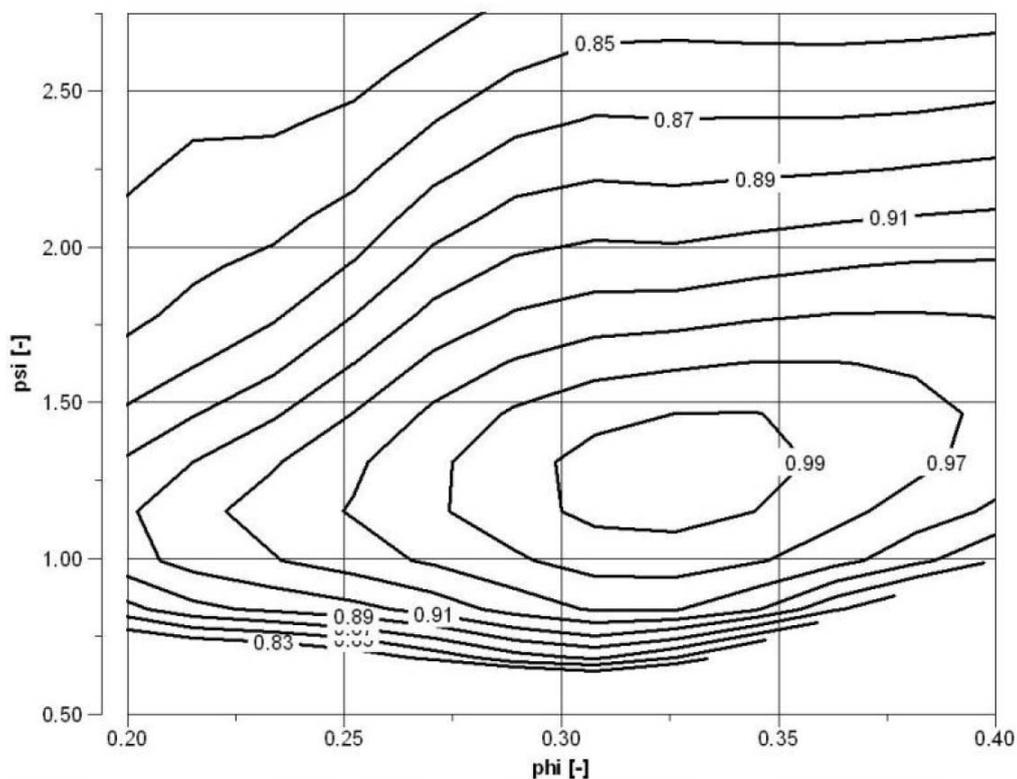


Abbildung 5.11 – Muscheldiagramm nach Messdaten

Das in Abbildung 5.10 dargestellte Muscheldiagramm verläuft flach, d.h. dass über einen großen φ -Bereich gute Wirkungsgrade erzielt werden können.

Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, wurde bereits eine numerische Simulation der behandelten Turbine mit ebendiesem Ellbogensaugrohr von J. Schiffer durchgeführt. Abbildung 5.11 zeigt das Muscheldiagramm, das mit den damals errechneten Daten erstellt wurde. Trotz noch nicht durchgeführter Kalibrierung ist die Übereinstimmung über weite Bereiche sehr zufriedenstellend.

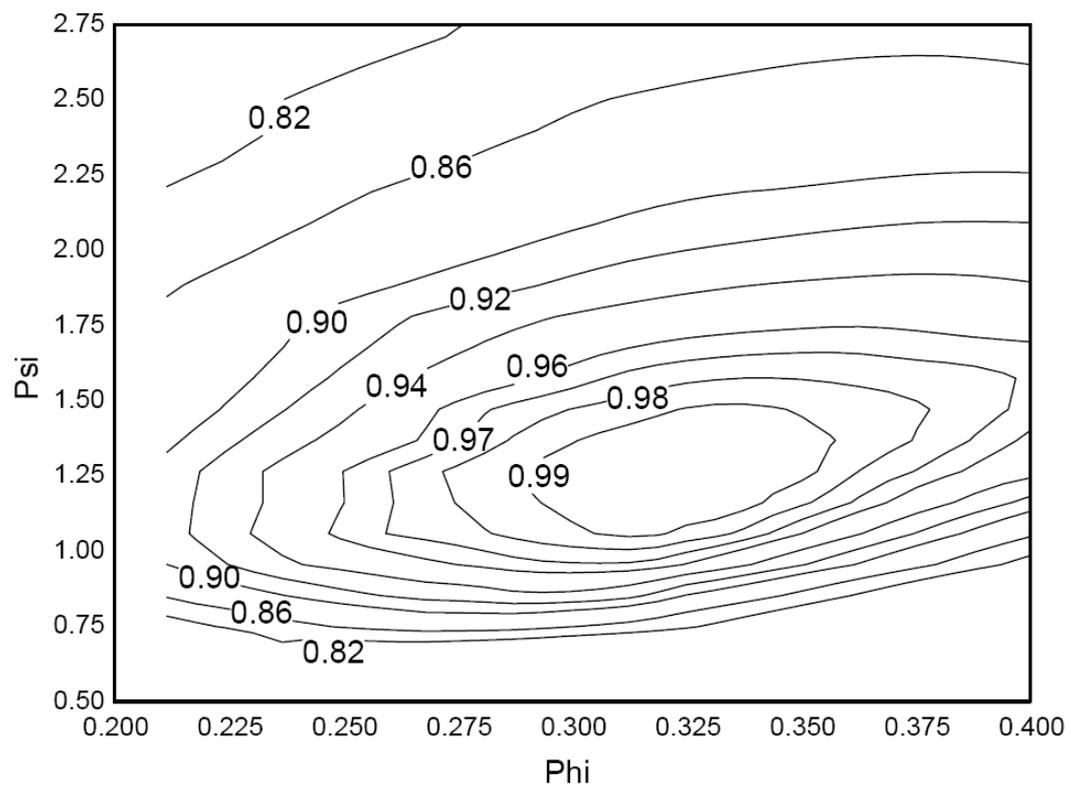


Abbildung 5.12 – Muscheldiagramm nach Simulationsdaten

5.3.2 Kavitationserscheinungen

Auch das Generieren und Beobachten von Teillast- und Überlastzopf im Zuge der durchgeführten Versuche brachte befriedigende Ergebnisse.

Abbildung 5.12 zeigt einen sehr schön ausgebildeten, typischen Teillastzopf, der sich bei nachfolgend angeführten Betriebsparametern eingestellt hat.

$$\alpha = 23^\circ$$

$$n = 950 \quad U / \text{min}$$

$$H = 10 \quad m \quad \psi = 1,27$$

$$Q = 154 \quad l / s \quad \varphi = 0,25$$

$$p_{abs} = 0,5 \quad bar$$

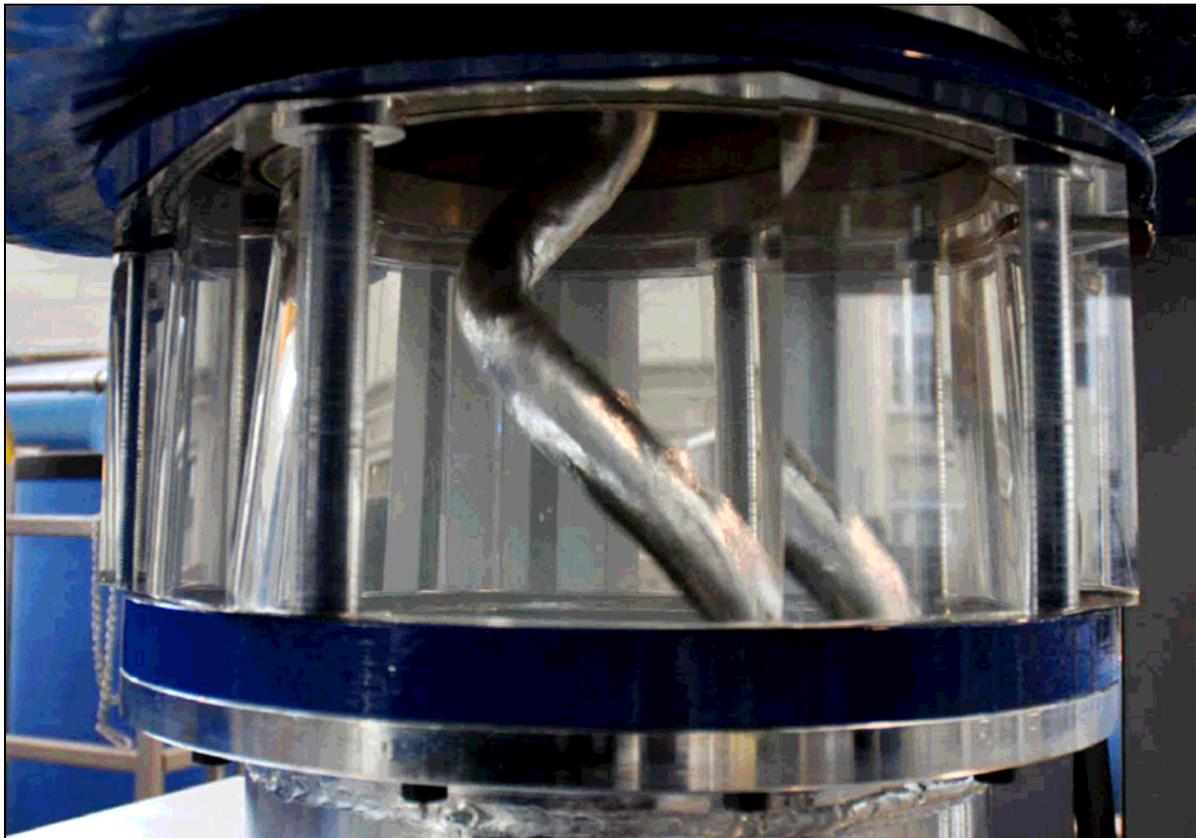


Abbildung 5.13 – Teillastzopf

Ein deutlich ausgebildeter Überlastzopf ist in Abbildung 5.13 zu sehen. Er hat sich bei folgenden Betriebsparametern eingestellt:

$$\alpha = 38^\circ$$

$$n = 1000 \quad U / \text{min}$$

$$H = 10 \quad m \quad \psi = 1,15$$

$$Q = 250 \quad l / s \quad \varphi = 0,39$$

$$p_{abs} = 0,45 \quad \text{bar}$$



Abbildung 5.14 – Überlastzopf

Die oben dargestellten Messergebnisse in Kombination mit den Bildern der Anlage in Betrieb sollten die Funktionstüchtigkeit der Anlage ausreichend unter Beweis stellen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Diplomarbeit behandelte die Fertigstellung des Projektes ‚Homologer Prüfstand einer Francisturbine‘ am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen. Es wurden die noch fehlenden Teile für den Saugrohrbereich der Turbine entworfen, konstruiert und gefertigt. Im Speziellen handelte es sich um den Krümmer, das anschließende Kastensaugrohr und die folgende plötzliche Erweiterung sowie die benötigten Trägersysteme.

Der Turbinenprüfstand wurde aufgebaut und in Betrieb genommen. Nach dessen Fertigstellung wurden Testmessungen und einige Kavitationsexperimente durchgeführt.

Für einen sinnvollen Versuchsbetrieb der gebauten Anlage ist es unbedingt noch notwendig, die verwendeten Messgeräte zu kalibrieren. Vor allem die Messergebnisse des Drehmoments werden stark angezweifelt, obwohl die Wirkungsgradmessungen mit denen der Messung aus dem Jahr 1992 gut übereinstimmen. Die für das Kalibrieren notwendigen Gerätschaften sind zum Großteil schon vorhanden. Auch der MID sollte kalibriert werden, zumal im Institutslabor eigens für diesen Zweck ein Eichbehälter installiert wurde. Schließlich sollten auch die Druckaufnehmer einer erneuten Kalibration unterzogen werden, die üblicherweise mit den institutseigenen, sehr genauen Drehkolbenmanometern durchgeführt wird. All diese Arbeiten sind zeitintensiv und außerdem sehr gewissenhaft durchzuführen und würden sich gut für eine weiterführende Diplomarbeit eignen.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 – Lastkollektiv des Prüfstands.....	33
Tabelle 3.2 – Radialschubbeiwerte	36
Tabelle 3.3 – Kräfte auf das Laufrad für verschiedene Belastungsfälle.....	38
Tabelle 5.1 – Erwünschte und gegebene Messgrößen.....	57
Tabelle 5.2 – Einsatzbereich RM3051CA2.....	59
Tabelle 5.3 – Einsatzbereich RM3051PD3	60
Tabelle 5.4 – Daten Momentmessung HBM T12	62
Tabelle 5.5 – Spezifikationen FSM 4000.....	66
Tabelle 5.6 – Leitschaufelwinkel – Mindestabstand – Zählerstand	68

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 – CO ₂ -Emissionen unterschiedlicher Energiegewinnungstechnologien.....	1
Abbildung 1.2 – Turbinenunterseite (eingebaut)	3
Abbildung 1.3 – Grund- und Aufriss des Versuchslabors inkl. der Francismaschine laut Plan.....	5
Abbildung 2.1 – Abgebaute Fallhöhe über durchgesetzter Wassermenge der verschiedenen Turbinenbauarten.....	9
Abbildung 2.2 – Wirkungsgradkurven verschiedener Turbinentypen	10
Abbildung 2.3 – Schema Kaplan turbine	11
Abbildung 2.4 – Schema Peltonturbine.....	11
Abbildung 2.5 – Verlauf des Wirkungsgrades über σ	14
Abbildung 2.6 – Francisturbine schematisch	17
Abbildung 2.7 – Spirale und Leitapparat des Prüfstands	18
Abbildung 2.8 – Strömungsgeschwindigkeiten am Beispiel einer langsamläufigen Radialturbine	19
Abbildung 2.9 – Geschwindigkeitsdreiecke einer Francisturbine.....	20
Abbildung 2.10 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb ohne Regelung	23
Abbildung 2.11 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb mit Leitradregelung	24
Abbildung 2.12 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Teillastbetrieb mit Doppelregelung	25
Abbildung 2.13 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb ohne Regelung	26
Abbildung 2.14 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb mit Leitradregelung.....	27
Abbildung 2.15 – Geschwindigkeitsdreiecke bei Überlastbetrieb mit Doppelregelung	28
Abbildung 3.1 – Aufriss der Turbinenwelle.....	29
Abbildung 3.2 – Schematische Darstellung der Welle mit Laufrad/Biegelinie	29
Abbildung 3.3 – Grafische Darstellung der ersten Eigenform	31
Abbildung 3.4 – Wellenlagerung	33
Abbildung 3.5 – Kräfte am Laufrad.....	34
Abbildung 3.6 – Radialkraft als $f(q^*)$	34
Abbildung 3.7 – Unterdruckbereich auf Spornrückseite und resultierende Radialkraft bei Teillast.....	35
Abbildung 3.8 – QS-Verlauf eines Saugrohrs über der Meridianlänge (Fließstrecke)	41
Abbildung 3.9 – Saugrohr in Voll- und Schnittansicht	42
Abbildung 5.1 – Prüfstand schematisch mit Messstelle.....	57
Abbildung 5.2 – Ringleitung zur Mittelung des Druckes.....	58
Abbildung 5.3 – Messprinzip MID	64
Abbildung 5.4 – 2 von 10 Zeichnungen zur Eruierung des Leitschaufelwinkels.....	67
Abbildung 5.5 - Leitradverstellung mit Zählwerk.....	68
Abbildung 5.6 – Diagramm und Funktion $x(\alpha)$	69
Abbildung 5.7 – Schema der Messsignale 70	
Abbildung 5.8 – Kurvenschar: Turbinenkennlinien für unterschiedliche Leitapparatstellungen.....	72
Abbildung 5.9 – Kurvenschar: normierter Wirkungsgrad über der Durchflusszahl φ für verschiedene Leitapparatstellungen 73	
Abbildung 5.10 – Muscheldiagramm nach Messdaten	74
Abbildung 5.11 – Muscheldiagramm nach Simulationsdaten.....	75
Abbildung 5.12 – Teillastzopf.....	76
Abbildung 5.13 – Überlastzopf.....	77

Literaturverzeichnis

- [1] Canadella, J.; Le Quéré, C.; Raupacha, M.; Fielde, C.; Buitenhuis, E.; Ciais, P.; Conway, T.; Gillett, N.; Houghton, R.; Marland, G.: *Contributions to accelerating atmospheric CO₂ growth from economic activity, carbon intensity, and efficiency of natural sinks*. In: *Proceedings of the National Academy of Sciences*. 2007.
- [2] Cazenave, A.; Nerem, R. S.: *Present-day sea level change: observations and causes*, in: *Reviews of Geophysics*, 27. Juli, 2004.
- [3] Gore, A.: *Eine unbequeme Wahrheit*, Riemann Verlag, München 2006.
- [4] Wissenschaftlicher Beirat der Bundesregierung Globale Umweltveränderungen: *Die Zukunft der Meere – zu warm, zu hoch, zu sauer*. Sondergutachten, Berlin 2006.
- [5] Raabe, J.: *Hydro Power, The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic and Electrical Equipment*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1985.
- [6] Hartl-Bachinger, E.: *Untersuchung einer Francis-Modellturbine*, Diplomarbeit an der TU Graz, 1992.
- [7] Donizetti, R.: *Numerical Simulation of a Francis turbine*, interner Bericht Institut für hydraulische Strömungsmaschinen, TU Graz 2008.
- [8] Tönsmann, F.: *Berichtsband zur Tagung Geschichte der Wasserkraftnutzung*, Koblenz 1982.
- [9] Raabe, J.: *Hydraulische Maschinen und Anlagen*, 2. Auflage, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1989.
- [10] International Standard: IEC 60193, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*, 2nd Edition, Nov. 1999.
- [11] Giesecke, J.; Mosonyi, E.: *Wasserkraftanlagen*, 2. Auflage, Springer-Verlag 1998.
- [12] www.comeniussek-salzwedel.de, 16. Okt. 2009.
- [13] www.voithhydro.de, 28. Nov. 2009.
- [14] Jaberg, H.: *Hydraulische Strömungsmaschinen*. Vorlesungsskriptum, TU Graz 2005.
- [15] Schiffer, J.: *Numerische Simulation einer Kaplan-S-Turbine*, Diplomarbeit an der TU Graz 2007.
- [16] Dziallas, R.: *Francismaschinen bei Teil- und Überlast. Hydraulische Strömungsmaschinen*. Diskussionstagung Freiburg 1963. VDI Verlag, S.53.
- [17] www.power.alstom.com, 23. Okt. 2009.
- [18] Jaberg, H.: *Einführung in den Maschinenbau und Technikfolgenabschätzung*, Unterlagen zur Vorlesung. TU Graz 2006.
- [19] Tanaka, H.: *Special design considerations for ultra high head pump-turbines*. In: *Hydropower and Dams I* 1994, Heft 6, Seite 107-112.
- [20] Miyagawa, K.; Namba, T.; Ikeda, K.; Matsushita, H.; Watanabe, S.: *Development of Runner with Splitter Blades for High Head Reversible Pump-Turbine*, *Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symposium*, August 6-9, Charlotte, North Carolina, USA 2000.

- [21] Künne, B.: *Köhler/Rögnitz Maschinenteile1*, 9.Auflage, Teubnerverlag 2003.
- [22] Meier-Grottrian, J.: *Untersuchungen der Radialkraft auf das Laufrad einer Kreiselpumpe bei verschiedenen Spiralgehäuseformen*. Strömungsmaschinentagung Braunschweig 14./16. 3. 73. VDI-Bericht 193, S. 159-164 und [V, 85].
- [23] Gülich, J. F.: *Kreiselpumpen – Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*, 2. neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag 2004.
- [24] SKF *Hauptkatalog*, 1994.
- [25] Ziegler G.: *Grundlagen der Strömungsmaschinen*, Vorlesungsskriptum, TU Graz.
- [26] www.heuberger.at, 17. Nov. 2009.
- [27] Kunz, A.: *Formelsammlung Teil 1 – Formeln der Festigkeitslehre*, 3. überarbeitete Ausgabe , 1981.
- [28] Meincke, H.: *Berechnung und Konstruktion zylindrischer Behälter unter Aussendruck*, Konstruktion 11 (1959) S.131-138.
- [29] Rosemount® Measurement: *Modell 3051C Smart Messumformer für Druck und Differenzdruck – Bedienungsanleitung*.
- [30] www.hbm.com, 14. Dez. 2009.
- [31] HBM: *Montageanleitung digitaler Drehmomentaufnehmer T12*.
- [32] www.abb.com, 14. Dez. 2009.
- [33] www.msr.uni-bremen.de, 14. Dez. 2009.
- [34] ABB: *Datenblatt und Bedienungsanleitung MID FSM4000*
- [35] Lichtenegger, G.: *Implementierung eines neuen Messdatenerfassungs- und Verarbeitungssystems zur experimentellen Untersuchung von Turbomaschinen*, Diplomarbeit an der TU Graz 2000.
- [36] Ruprecht, A.: *Die künftige Rolle der Wasserkraft* , 6. Seminar Kleinwasserkraft - Praxis und aktuelle Entwicklung, IHS - Universität Stuttgart, 2007

Anhang