



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

Diplomarbeit

Experimentelle Untersuchung zur Leerlaufdrehzahl einer Pumpturbine

unter der Leitung von

Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr.techn. Anton Maly, BSc

E302 – Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

der Technischen Universität Wien

zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

Christian Kulhanek, BSc

Eidesstattliche Erklärung

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

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

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

Wien, April 2024

.....
(Christian Kulhanek, BSc)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mir gerade in der letzten Phase meines Studiums, nämlich im Rahmen der Erstellung meiner Diplomarbeit unterstützend zur Seite standen.

Ein großer Dank gebührt dabei meinem Betreuer, Herrn Senior Scientist Dipl.-Ing. Dr. techn. Anton Maly, der mir bei der Recherche und Verfassung zur Seite stand und mir im Zuge vieler Austauschgespräche die Thematik schrittweise näherbringen konnte. Durch seine eigene Begeisterung für das Fachgebiet Strömungsmaschinen konnte er mir den Umgang mit der Materie sehr gut vermitteln und auftauchende Fragen meinerseits stets beantworten. Ich konnte sowohl auf menschlicher, fachlicher als auch akademischer Ebene sehr viel von ihm lernen. Danke vielmals für die tolle Begleitung im Rahmen des Schreibprozesses.

Mein besonderer Dank gilt weiters, meiner Familie, meiner Freundin, sowie meinen Studienkollegen, die mich während des Studiums und insbesondere in den letzten Monaten sehr unterstützt haben. Sie waren mir in vielerlei Hinsicht eine große Stütze, fanden stets motivierende Worte und standen mir bei Bedarf immer zur Seite. Vielen Dank dafür.

Kurzfassung

Die Gewinnung von Energie aus erneuerbaren Energiequellen spielt eine immer größere Rolle in unserem Alltag und trägt so dem Nachhaltigkeitsgebot Rechnung. Eine der größten Herausforderungen hierbei ist jedoch die notwendige Speicherung der erzeugten Energie, um Engpässe zu überwinden. Hier spielt nun die Pumpspeichieranlage eine wesentliche Rolle, da mit dieser Energie (Wasser) zwischen einem Ober- und Unterbecken transportiert wird und je nach Richtung Energie erzeugt (bis in den MW Bereich) oder Energie in Form von potenzieller Energie gespeichert wird.

Mit dem Hintergrundwissen der immer größeren Nachfrage nach der Speicherung und der allgemeinen Erzeugung von Energie, wird den Maschinen immer mehr abverlangt und man möchte das Maximum aus jedem Energieerzeuger herausholen. Eine Gefahrenquelle birgt der Lastabwurf bei Betrieb der Anlage, der im Falle eines Kurzschlusses im Kraftwerk zustande kommen kann. Infolgedessen das Beschleunigen der Maschine auf Durchgangsdrehzahl. Dies hat nicht nur wirtschaftliche Auswirkungen, sondern die Anlage wird auch sehr großen dynamischen Belastungen ausgesetzt.

In dieser Arbeit wird das Verhalten der Durchgangsdrehzahl (Runaway Speed) bei Lastabwurf auf einem Pumpturbinenmodell am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien untersucht. Es wird mittels Abschätzungsformeln aus der Literatur eine Erhebung der möglichen Durchgangsdrehzahl durchgeführt, mit dieser, anschließend jene Durchgangsdrehzahl abgeschätzt werden soll, die sich für das Modell unter Einhaltung jeglicher Grenzen ergibt. Diese Abschätzung soll in weiterer Folge mit den erhobenen Messwerten in Bezug auf Genauigkeit, Komplexität und Abweichungen voneinander untersucht und beurteilt werden.

Die Arbeit gliedert sich in zwei praktische Bereiche. Einerseits soll ausgehend von erhobenen Messwerten aus dem Vier-Quadranten-Kennfeld im Turbinenbetrieb eine Gegenüberstellung der Durchgangsdrehzahl in Relation zu den Drehzahlen bei maximalem Wirkungsgrad erfolgen. Andererseits soll die Synchronisationskurve der Maschine sowie die Charakteristiken der Durchgangsdrehzahl erfasst werden. Weiters wird im Zuge der Runaway-Kurve eine Sensibilitätsanalyse der Drehzahlen durchgeführt.

Abstract

Generating energy from renewable sources is playing an increasingly important role in our everyday lives, helping to meet the challenge of sustainability. However, one of the biggest challenges is the need to store the generated energy in order to overcome bottlenecks. This is where pump storage systems plays a key role, as it transports energy (water) between an upper and a lower reservoir and, depending on the direction, generates energy (up to the MW range) or stores energy in the form of potential energy.

Against the backdrop of an ever-increasing demand for energy storage and generation in general, more and more is being demanded of the machines and the desire is to get the maximum out of each energy generator. One source of danger is a black out of the generator, which can occur in the event of a short circuit in the power plant. This has not only economic consequences, but also exposes the system to very high dynamic loads and accelerations up to runaway speed.

This thesis investigates the behaviour of the runaway speed during load shedding of a pump turbine model at the Institute of Power Engineering and Thermodynamics at the Vienna University of Technology. Using estimation formulae from the literature, a survey of the possible runaway speeds is carried out, which is then used to estimate the runaway speed that results for the model within all limits. This estimate will then be analysed and evaluated in terms of accuracy, complexity and deviation from the measured values.

The work is divided into two practical areas. On the one hand, a comparison of the runaway speed with the speeds at maximum efficiency is to be made on the basis of the measured values from the four-quadrant map during turbine operation. On the other hand, the synchronisation curve of the machine and the characteristics of the runaway speed will be recorded. Finally, a sensitivity analysis of the speeds along the runaway curve is carried out.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	10
1.1	Einführung Wasserkraft	10
1.2	Pumpspeicherkraftwerke	11
1.2.1	Zwei-Maschinensatz	12
1.2.2	Drei-Maschinensatz	12
1.3	Zielsetzung	14
1.4	Theoretische Grundlagen	15
1.4.1	Dimensionslose Kennzahlen und Kenngrößen	15
1.4.2	Leitapparatverstellung	18
1.4.3	Vier-Quadranten Kennfeld	18
1.4.4	Definition der Durchgangsdrehzahl	21
1.4.5	Geschwindigkeitsdreieck	22
2	Abschätzung der Durchgangsdrehzahl einer Modell-Pumpturbine	24
2.1	Abschätzungen aus der Literatur	24
2.1.1	Faktorbehaftete Abschätzung nach [1, 12, 14, 15]	24
2.1.2	Abschätzung nach [17]	25
2.1.3	Abschätzung nach [11]	25
2.1.4	Abschätzung aus Studien nach [4, 10]	26
2.1.5	Abschätzung nach [18]	26
2.1.6	Abschätzung nach [19]	27
2.1.7	Abschätzung nach [20]	29
2.1.8	Abschätzung nach [21]	29
2.2	Abschätzung der Durchgangsdrehzahl	30
2.2.1	Abschätzung mittels Wertebereich	30
2.2.2	Durchgangsdrehzahlverlauf mittels der Formeln	32
2.3	Resümee aus der Kalkulation der Durchgangsdrehzahl	35
3	Versuchsaufbau und Instrumentierung	37
3.1	Prüfstand der Technischen Universität Wien	37
3.1.1	Laufgrad	39
3.1.2	Leitapparat	39

3.1.3	Saugrohr	39
3.2	Instrumentierung.....	39
3.2.1	Druck	40
3.2.2	Durchfluss	41
3.2.3	Drehmoment	42
3.2.4	Drehzahl	42
3.2.5	Leitapparatöffnung	43
3.3	Grenzbetrachtung der Anlagenkomponenten	44
3.3.1	Zusammenfassung	44
4	Messablauf.....	45
4.1	Vier-Quadranten Kennfeld.....	45
4.1.1	Erhobene Messgrößen und Messablauf	45
4.2	Durchgangsdrehzahl	46
4.2.1	Erhobene Messgrößen der Vorbetrachtung	46
4.2.2	Messablauf.....	51
5	Messergebnisse und Interpretation	53
5.1	Durchgangsdrehzahlkennlinie nach IEC [8].....	53
5.2	Verhältnis zwischen der Durchgangsdrehzahl und der Drehzahl im Bestpunkt der Anlage.....	56
5.3	Vergleich der literarischen Abschätzung mit den experimentell ermittelten Messergebnissen	59
5.4	Trendlinie der Durchgangsdrehzahl.....	61
5.5	Evaluierung der Linearität der Durchgangsdrehzahlkennlinie	63
5.5.1	Betrachtung des dynamischen und totalen Druckverlusts	63
5.5.2	Betrachtung der Druckzahl ψ	68
5.6	Sensibilitätsverhalten des Drehzahlfaktors.....	69
5.7	Gegenüberstellung der anliegenden Momente der Modellmaschine.....	74
5.8	Durchfluss über Leitapparatöffnung	76
6	Zusammenfassung und Ausblick	78
	Literaturverzeichnis	80
A	Literarische Abschätzung der Durchgangsdrehzahl (PTC Mathcad Prime)	82
B	Ergebnisse der literarischen Abschätzung nach Formel (2.3, 2.4, 2.12, 2.15)	86

Inhaltsverzeichnis

C	Extrapolation der Durchgangsdrehzahl in absoluten Zahlen	87
D	Durchgangsdrehzahlkennlinie ($H = [5-50] \text{ m}$).....	88
E	Normierte Darstellung der Abschätzungsformeln (nach IEC).....	92
F	Veranschaulichung des Druckverlaufes am Laufrad	93
G	Sensibilitätsanalyse des Drehzahlfaktors	94
H	Ergebnisse der Momente	95
I	Normierte Darstellung von T_{ED} über n_{ED} bei unterschiedlichen Höhen	97
J	Normierte Darstellung von Q_{ED} über a bei unterschiedlichen Höhen	98

Nomenklatur

Symbol	Bezeichnung	Einheit
n_R	Durchgangsdrehzahl, Leerlaufdrehzahl	min^{-1}
n_N	Nenndrehzahl	min^{-1}
n_s	Spezifische Drehzahl (leistungsbezogen)	min^{-1}
n_q	Spezifische Drehzahl	min^{-1}
a	Leitapparatöffnung	mm
α_0	Leitapparatwinkel	°
β_{1b}	Laufraudeintrittswinkel	°
G	Strukturkonstante	-
d_1	Laufraddurchmesser (niederdruckseitig)	m
d_2	Saugrohrdurchmesser	m
n_{11}	Einheitsdrehzahl	-
Q_{11}	Einheitsdurchfluss	-
c_1	Geschwindigkeit am Spiraleintritt	ms^{-1}
c_2	Geschwindigkeit am Saugrohraustritt	ms^{-1}
u_1	Umfangsgeschwindigkeit am Spiraleintritt	ms^{-1}
w_1	Relativgeschwindigkeit am Spiraleintritt	ms^{-1}
c_{m1}	Meridiangeschwindigkeit	ms^{-1}
c_{u1}	Geschwindigkeitskomponente der Umfangsrichtung	ms^{-1}
p_1	Statischer Druck am Spiraleintritt	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
p_2	Statischer Druck am Saugrohraustritt	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
Δp_{12}	Differenzdruck Spiraleintritt-Saugrohraustritt	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
Q_1	Volumenstrom am Spiraleintritt	m^3s^{-1}
q^I, q^{II}	Volumenstrom Spaltwasser	m^3s^{-1}
T_G	Abzugebende Moment am Generator	$\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
T_W	Verlustmoment aufgrund der elektrischen Wicklung	$\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
T_{LR}	Verlustmoment aufgrund der Lagerreibung	$\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
T_T	Aufnehmendes Laufradmoment	$\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$
T_m	Gemessenes Wellenmoment	$\text{kgm}^2\text{s}^{-2}$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

I	Trägheitsmomente	kgm^2
ω	Winkelgeschwindigkeit	s^{-1}
P	Leistung	$\text{kgm}^2\text{s}^{-3}$
H	Förderhöhe	m
H_{max}	Maximale Bruttofallhöhe	m
$H_{opt,(P,T)}$	Fallhöhe im Bestpunkt der Pumpe/Turbine	m
H_{Wmax}	Maximale Oberwasserspiegel	m
T_{Wmax}	Maximale Unterwasserspiegel	m
H_{Netto}	Nettofallhöhe	m
H_{Brutto}	Bruttofallhöhe	m
H_V	Verlustfallhöhe	m
ρ	Dichte	kgm^{-3}
g	Fallbeschleunigung	ms^{-2}
μ_{sw}	Korrekturfaktor für die Geschwindigkeitsverteilung	-
μ_{sh}	Korrekturfaktor für den Druckverlust am Maximum	-
ψ	Druckzahl	-
p_{tot}	Totaler Druckverlust	Pa
p_{dyn}	Dynamischer Druckverlust	Pa
p_{stat}	Statischer Druckverlust	Pa

1 Einleitung

Der global kontinuierlich steigende Energiebedarf steht heutzutage im starken Kontrast zu Umweltzeichen. Globalisierung und Digitalisierung stehen im Zielkonflikt mit der Notwendigkeit Treibhausgas zu verringern. Um diesen Zielkonflikt entgegenzuwirken und den erhöhten Energiebedarf decken zu können, gewinnt Erneuerbare Energie immer mehr an Bedeutung. Aufgrund dieses Trends, immer mehr Erneuerbare Energie zu generieren, kann unter allen erneuerbaren Energieträgern die Wasserkraft in technischer Hinsicht punkten, da sie in Österreich eine hohe Verfügbarkeit über das ganze Jahr vorweisen kann und auch die Umwelt global gesehen nur minimalst belastet. [1]

1.1 Einführung Wasserkraft

Mit Stand 2022 deckt die Wasserkraft bis zu 67% der heimischen Stromerzeugung und stellt somit in diesem Bereich den wichtigsten Energieträger dar. [2] Eines der flexibelsten Wasserkraftwerke, in Hinsicht auf die Speicherung und Erzeugung von Energie, ist das Pumpspeicherkraftwerk. Die Rentabilität einer Pumpspeicheranlage zeigt sich, wenn sie in Zeiten niedriger Strompreise zur Turbinierung genutzt wird und bei steigenden Preisen das Wasser von Becken zu Becken durch die Pumpe befördert wird. Der Sinn dahinter ist, zu Spitzenbedarfszeiten den Strom zu erzeugen und zu Schwachlastzeiten diesen billig zu speichern. [1]

Eine Pumpspeicheranlage ist dadurch gekennzeichnet, dass sie das Wasser in Zeiten wo ein Überschuss an Strom in den örtlichen Stromnetzen bzw. billige Strompreise vorliegen in ein Speicherbecken pumpt und so als potenzielle Energie gespeichert werden kann. Ist wieder ein Bedarf an Strom vorhanden, wird der Höhenunterschied (potenzielle Energie) zwischen den beiden Speicherbecken genutzt, um mit der Turbine elektrischen Strom zu erzeugen.

Weitere positive Aspekte eines Pumpspeicherkraftwerks sind nach [1]:

- Verwertung von Überschussstrom aus dem Grundlastbereich (Unterstützung der Laufkraft- und Wärmekraftwerke)
- Bereitstellung von schnell einsetzbaren Leistungsreserven (bessere Betriebssicherheit)
- Schnelle Aufnahme von Überschussleistung beim Ausfall einzelner Verbraucher
- Phasenausgleichsbetrieb bzw. Phasenschiebbetrieb
- Ausgleich (tages-, wochen- oder jahresweise) zwischen Energieüberschuss und Energiebedarf im regionalen Netz
- Schnelle Regelbarkeit bei Leistungsschwankungen
- Überbrückung von längeren Trockenzeiten durch Wasserreservoirs

Kommt es zu Schwankungen der Frequenz, Spannung und des Phasenwinkels so sollte dies durch eine aktive Regelung der Wirkleistung, Blindleistung und der Sicherstellung des synchronen Betriebs der Anlage erfolgen. All diese geforderten Systemdienstleistungen werden durch ein großes Speichersystem wie ein Pumpspeicherkraftwerk (PSP-Werk) erfüllt. Die Anforderungen an PSP-Werke haben sich aufgrund der Einflüsse erneuerbarer Energiequellen verändert. Dies liegt einerseits an den volatilen Einspeisungen und andererseits an den durch Förderungen bedingten Wettbewerbsverzerrungen. Die Zeiten, in denen nachts, niedrige Strompreise eingespeist und zu Mittag (Spitzenzeiten) erwirtschaftet (turbiniert) wurde, sind vorbei. Der Trend geht immer mehr zu einer hohen Anzahl von Start-Stopp-Zyklen pro Tag, um auch am „Intraday“ Markt ein Wort mitreden zu können. Dadurch wird ein vermehrtes Augenmerk auf Flexibilität, Dynamik und schnelle Umschaltzeiten gelegt, gepaart mit weiten Regelbereichen (idealerweise von 0 -100 % sowohl beim Pumpen als auch beim Turbinieren). [3]

Aufgrund dessen sind die Turbinen gezwungen nicht am Bestpunkt (best efficiency point (BEP)) zu operieren, sondern unter Bedingungen (Lastveränderungen, schnelle Start-Stop-Zyklen, Notfallabschaltungen sowie Zeiten von totalen Lastabwürfen), auf diese sie nicht ausgelegt wurden. Wenn die Bedingungen des Netzes (Frequenz und die Spannung) stark variieren und die Bereiche der Anwendungen überschreiten, kann sich der Turbinengenerator schnell vom Versorgungsnetz trennen. Daraus resultiert eine unerwartete Notabschaltungen und den Lastabwurf des Maschinensatzes, wodurch der Generator kein Drehmoment mehr aufnehmen kann. [4]

1.2 Pumpspeicherkraftwerke

Pumpspeicherwerke bestehen grundsätzlich, wie in Abbildung 1 ersichtlich, aus einem Ober- und Unterbecken sowie einem verbindenden Druckleitungssystem mit einer Kraftwerkszentrale. Das Nutzwasser wird anfangs vom Unterbecken in das Oberbecken gepumpt, in dem es Strom aus dem Netzwerk speist und so in potenzielle Energie umformt. Beim umgekehrten Weg, von Ober- in Unterbecken wird es der Turbine zugeleitet (turbiniert), dort in mechanische Energie umgewandelt und anschließend über einen Generator wieder in elektrische Energie verwandelt. Eine Pumpspeicheranlage ist, abhängig vom gewählten Maschinensatz, entweder mit einer Pumpturbine oder mit einer Pumpe und Turbine ausgestattet. Unter reinen Pumpspeicherwerken versteht man jene, bei denen dem Oberbecken keine natürlichen Zuflüsse zufließen abgesehen von Niederschlägen. Pumpspeicherwerke sind keine Energieerzeuger, sie sind aber in Verbindung mit Laufkraftwerken und thermischen Kraftwerken sehr effizient, da sie den Nacht- und Wochenendstrom speichern können, dieser dann in Spitzenzeiten wieder ins Netz gespeist wird. Reine Pumpspeicherkraftwerke haben grundsätzlich die Aufgabe, überschüssigen Strom in Form von potenzieller Energie zu speichern. Dies erfolgt meist nachts und am

Wochenende, wenn die Stromkosten geringer sind. Die Turbinen werden dann untertags verwendet, um Strom zu produzieren. Neben reinen Pumpspeicherkraftwerken gibt es auch solche, die einen natürlichen Zufluss zum Oberbecken nutzen. [5]

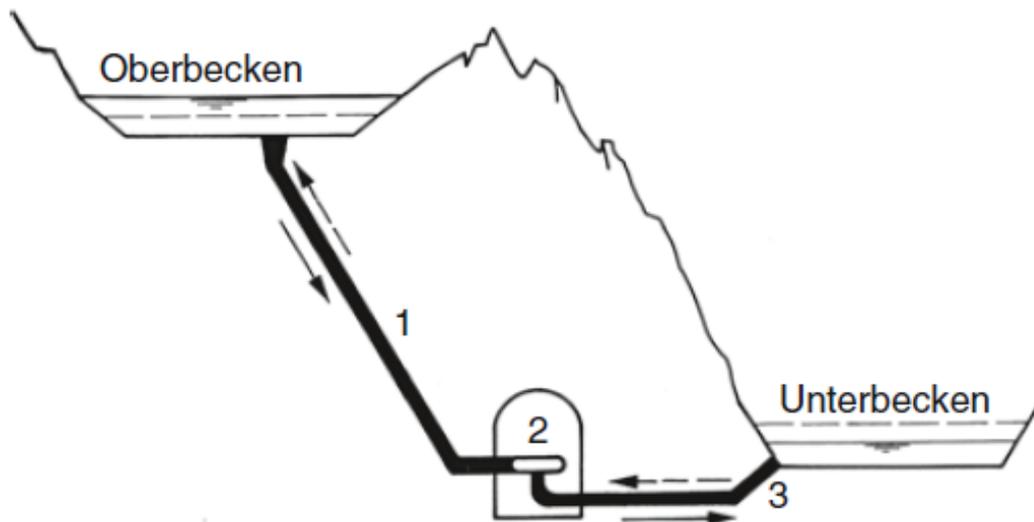


Abbildung 1: Längsschnitt durch ein Pumpspeicherwerk bzw. Umwälzwerk [5]

Anlagenteile sind: 1. Oberwasser-Druckleitung (Druckstollen oder/und -schacht); 2. Zentrale mit Pumpen- und Turbineneinheiten; 3. Unterwasser-Druckstollen

Eine weitere Differenzierung erfolgt im Krafthaus, wobei hier eine Unterscheidung der Maschinensätze stattfinden kann. Die gängigsten Unterscheidungen sind in einem Zwei-Maschinensatz und einem Drei-Maschinensatz.

1.2.1 Zwei-Maschinensatz

Bei einem zweiteiligen Maschinensatz sitzen ein Motorgenerator und eine Pumpturbine auf einer Achse. Als Pumpturbine verwendet man hier vorwiegend eine Radialpumpe, die in umgekehrter Drehrichtung als Francisturbine arbeitet. [5] In Abbildung 3, Grafik (VI) ist eine schematische Darstellung eines Zwei-Maschinensatzes ersichtlich.

1.2.2 Drei-Maschinensatz

Bei einem dreiteiligen Maschinensatz wie in Abbildung 2 ersichtlich, sitzt die Turbine und die Pumpe auf der gleichen Achse. Der Generator kann bei dieser Anordnung auch als Motor verwendet werden. Mittels der Kupplung wird verhindert, dass bei einem Tausch von Pump- in Saugbetrieb die Pumpe entleert werden muss. [5] Zusätzlich ist noch ein Anfahrwandler notwendig für das Anfahren bzw. Wechseln der Betriebsart. Turbinenseitig werden vorrangig Pelton- oder Francisturbinen eingesetzt, dies ist abhängig von der Förderhöhe. Bei großen Distanzen zwischen Oberwasser- und Unterwasserbecken

kommen vorrangig Peltonturbinen zum Einsatz. Bei dieser Anordnung ist eine spezielle Betriebsart möglich, nämlich der hydraulische Kurzschluss. Hierbei wird die Turbine regulierend eingesetzt, um den Unterschied zwischen erforderlicher Pumpleistung und der im Verbrauchernetz zu viel zur Verfügung stehenden elektrischen Energie auszugleichen. Der sogenannte hydraulische Kurzschluss ist auch zwischen mehreren Maschinen innerhalb einer Anlage möglich, wenn die erforderlichen Einbauten vorhanden sind. [6] Die Wahl, ob man einen zweiteiligen oder dreiteiligen Maschinensatz verwendet, ist abhängig von Förderhöhe, der Wassermenge und den betrieblichen Anforderungen. [5]

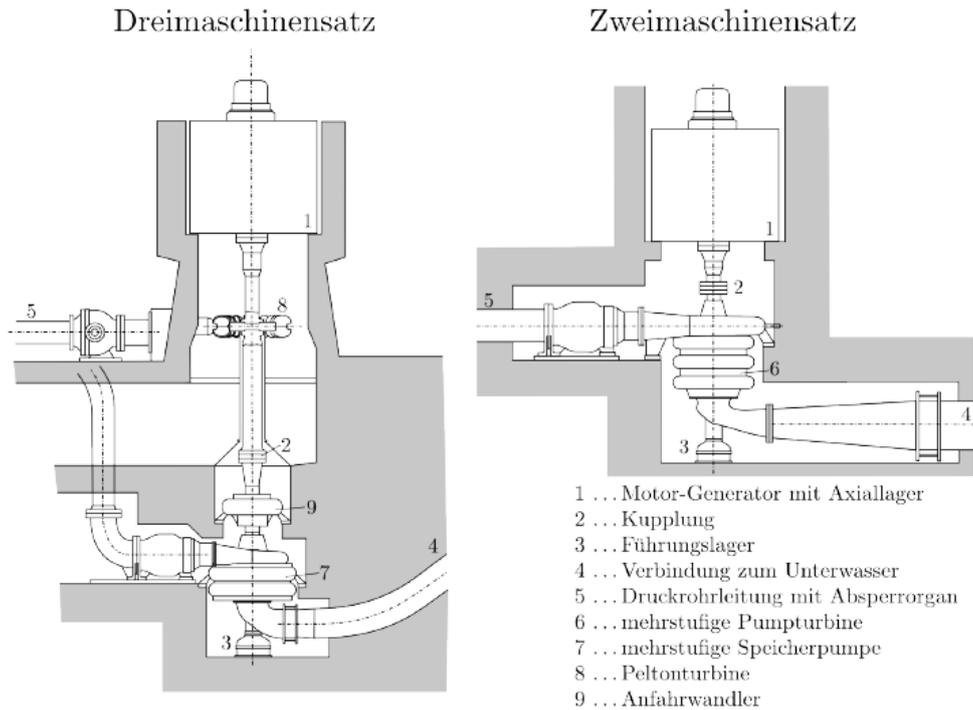


Abbildung 2: Anlagenkonzept eines Dreimaschinensatz (links) und eines Zweimaschinensatz (rechts) [6]

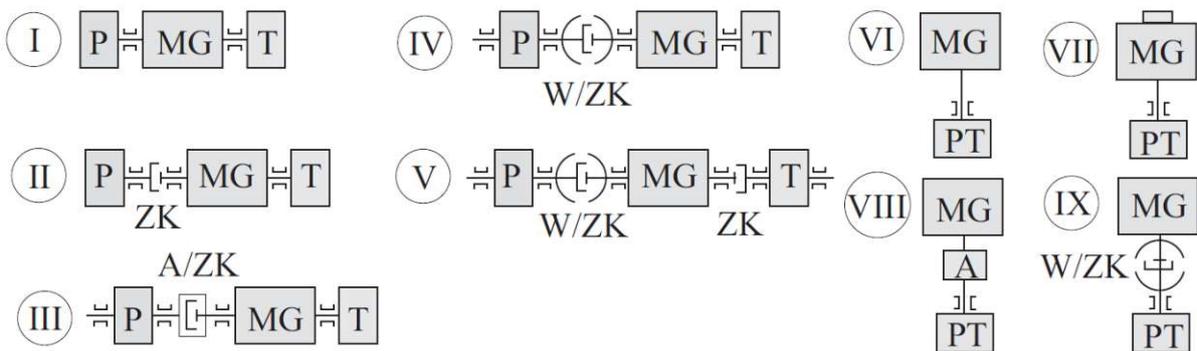


Abbildung 3: Schematische Darstellung der Anordnung von Maschinensätzen für Pumpspeicherkraftwerke [1]

(Bauteile: P Pumpe, T Turbine, MG Motorgenerator, W Wandler, ZK Zahnkupplung, A Anwurf turbine)

1.3 Zielsetzung

Die im Rahmen dieser Arbeit zu erstrebende Ziele lassen sich in folgende vier Bereiche einteilen:

1. Literarische Abschätzung der Durchgangsdrehzahl

Zunächst sollte mittels einer Literaturrecherche erhoben werden, welche Abschätzungsformeln es für die Durchgangsdrehzahl gibt und inwiefern sind diese für die Pumpturbine umsetzbar. Ausgehend von dieser Erhebung, soll zunächst eine Abschätzung der Durchgangsdrehzahl für den Prüfstand der Technischen Universität Wien erfolgen mit einer Förderhöhe $H = 30 \text{ m}$ und gegebenen n_{ED} und Q_{ED} im Bestpunkt der Anlage.

2. Voranalyse und Grenzbetrachtung der Anlagenparameter

Aufbauend auf die literarische Recherche soll nun eine Erhebung der maschinellen Grenzen durchgeführt werden. Dabei sollen sämtliche Anlagenteile sowie verbaute Messinstrumente bezüglich ihrer messtechnischen als auch baulichen Grenzwerte erfasst werden, um in weiterer Folge die fortführende Vorgehensweise bei den Versuchen zu planen.

3. Darstellung der Charakteristik des Pumpturbinenprüfstandes

Im Zuge dieses Schrittes sollen für eine konstante Förderhöhe mehrere Leitapparatöffnungen angefahren werden, um Erkenntnis über den Wirkungsgradverlauf zu erhalten. Die Erhebung der Kennlinien erfolgt sowohl durch historische Daten als auch durch Ergänzung mittels eigener Messungen. Im Zuge dessen soll eine Gegenüberstellung der Durchgangsdrehzahl in Relation zu den Drehzahlen bei maximalem Wirkungsgrad erfolgen.

4. Erhebung der Durchgangsdrehzahl des Prüfstandes

Grundlage für die Erhebung der Durchgangsdrehzahl ist das Kapitel 2 (Voranalyse und Grenzbetrachtung der Anlagenparameter). Ausgehend von diesem Kapitel findet zunächst eine Betrachtung aller möglichen Messbereiche statt. Gefolgt von einer erneuten Analyse verwendbarer historischer Daten, auf diese aufbauend mittels der Grenzbetrachtung der Anlagenparameter (Kapitel 2) und Extrapolation dieser, neue mögliche Messpunkte evaluiert werden. Anschließend soll die Synchronisationskurve der Maschine sowie die Charakteristiken der Durchgangsdrehzahl erfasst werden.

Weiters wird im Zuge der Runaway-Kurve eine Sensibilitätsanalyse der Drehzahlen durchgeführt wobei man hier auf den Unterschied von tatsächlichen $T_{ED} = 0$ und der Annahme das bei unbestromten Motorgenerator $T_{ED} = 0$ ist eingeht. Zuletzt soll der lineare Verlauf der Kennlinie jener bei [7] aufgekommen ist im n_R/a Diagramm beleuchtet werden.

1.4 Theoretische Grundlagen

Das nachfolgende Kapitel dient als Erläuterung der Begrifflichkeiten der einzelnen theoretischen Grundlagen diese in der folgenden Arbeit verwendet werden.

1.4.1 Dimensionslose Kennzahlen und Kenngrößen

Die im Zuge von Modellversuchen bei unterschiedlicher Stellung der Regulierorgane gemessene Modellgrößen werden auf eine geometrisch ähnliche, fiktive Einheitsturbine umgerechnet, um einen einheitlichen und praxisgerechten Vergleich zwischen verschiedenen Turbinen ziehen zu können. Nachfolgend werden die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen sowie Kenngrößen erläutert. [1]

- **Durchflussfaktor Q_{ed}**

Der Durchflussfaktor nach IEC 60193 [8] ist eine dimensionslose Kennzahl und wird auf eine Turbine mit einem Laufraddurchmesser $D = 1 \text{ m}$ und einer spezifischen Energie $E = 1 \text{ J/kg}$ bezogen. Q_1 ist hierbei der Durchfluss am Spiraleintritt der Turbine.

$$Q_{ed} = \frac{Q_1}{D^2 E^{0.5}} \quad (1.1)$$

- **Drehzahlfaktor n_{ed}**

Der Drehzahlfaktor nach IEC 60193 [8] ist eine dimensionslose Kennzahl und bezieht sich auf einen Laufraddurchmesser $D = 1 \text{ m}$ und auf eine spezifischen Energie $E = 1 \text{ J/kg}$.

$$n_{ed} = \frac{nD}{E^{0.5}} \quad (1.2)$$

- **Drehmomentfaktor T_{ed}**

Der Drehmomentfaktor nach IEC 60193 [8] ist ebenfalls eine dimensionslose Kennzahl einer Vergleichsmaschine mit einem Laufraddurchmesser $D = 1 \text{ m}$, einer Dichte $\rho = 1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ und auf eine spezifischen Energie $E = 1 \text{ J/kg}$ bezogen. Hierbei ist T_m das am Laufrad anliegende Drehmoment.

$$T_{ed} = \frac{T_m}{\rho D^3 E} \quad (1.3)$$

- **Spezifische Drehzahl n_q**

Unter der spezifischen Drehzahl in $[min^{-1}]$ versteht man jene Drehzahl, die sich bei einer Förderhöhe von $H = 1\ m$ und einem Durchfluss von $Q_1 = 1\ \frac{m^3}{s}$ einstellt. Sie wird verwendet, um die einzelnen Turbinen in Kategorien bezüglich der Laufgruppe zu unterteilen. [1]

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q_1}}{H^{0.75}} \quad (1.4)$$

- **Spezifische Drehzahl (leistungsbezogen) n_s**

Die spezifische Drehzahl n_s gibt es auch mit Bezug auf die Turbinenleistung P anstatt auf den Durchfluss Q einer geometrisch ähnlichen Turbine. Die spezifische Leistung bezieht sich auf eine Förderhöhe von $H = 1\ m$ und eine Leistung $P = 1\ kW$. [1]

$$n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (1.5)$$

- **Spezifische Stutzenarbeit Y**

Die spezifische Stutzenarbeit Y bezeichnet die Differenz der spezifischen Energie des Arbeitsmediums zwischen Druck- und Saugstutzen einer Strömungsmaschine. Die Einheit dieser Kennzahl ist kJ/kg . In der Formel wird c als die mittlere Geschwindigkeit des Fluids und Δz als der Höhenunterschied zwischen Druck- und Saugseite bezeichnet. [6]

$$Y = \frac{p_D - p_S}{\rho} + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2} + g * \Delta z \quad (1.6)$$

- **Leistung P**

Die von der Turbine abgegebene Leistung P_T ergibt sich als Produkt aus Massenstrom \dot{m} , spezifische Stutzenarbeit Y und Wirkungsgrad η . [6]

$$P_{Turbine} = \dot{m} * Y * \eta \quad (1.7)$$

- **Wirkungsgrad η**

Der Gesamtwirkungsgrad ist definiert als Nutzen zu Aufwand. Wichtig sind hierbei die Bilanzgrenzen zu definieren. Im Falle einer Turbine ist es die Leistung, die an der Welle abgeführt wird, gebrochen durch die zugeführte Leistung an der Turbine. Bei einer Modellmaschine bilanziert man grundsätzlich vor der Lagerung. [6]

$$\eta_{Turbine} = \frac{\text{an der Welle abgeführte Leistung}}{\text{der Turbine zugeführte Leistung}} \quad (1.8)$$

- **Druckzahl ψ**

Die dimensionslose Druckzahl beschreibt das Verhältnis zwischen der spezifischen Stutzenarbeit und der Rotationsgeschwindigkeit am Austritt. [6]

$$\psi = \frac{2 * Y}{u_2^2} = \frac{2 * g * H}{u_2^2} \quad (1.9)$$

1.4.2 Leitapparatverstellung

Die Aufgabe des Leitapparats liegt darin, der vorbeikommenden Strömung den notwendigen Drall für die Laufschaufeln zu liefern, das Laufrad zu verschließen sowie den Durchfluss zu regeln. Hierbei wird vermerkt darauf geachtet, dass der Durchfluss am Laufradeintrittsquerschnitt gleichmäßig auf den Umfang verteilt wird. Die Leitschaufeln sind zumeist symmetrisch gerade oder gebogene Tragflügel die gleichmäßig auf einem Kreis schwenkbar angeordnet sind. [6] Die Leitschaufeln definieren hierbei hauptsächlich den absoluten Durchflusswinkel am Laufradeintritt und wie die Strömung auf das Laufrad trifft. [9]

Wie in Abbildung 4 ersichtlich, wird der Leitapparatwinkel α_0 jeweils vom vollständig geschlossenen Leitapparat (linke Leitschaufeln in Abbildung 4) bei einer Öffnung von 0° bzw. $a = 0 \text{ mm}$ weggezählt. Die Leitschaufelöffnung a ist definiert als der kürzeste Abstand zwischen zwei adjustierten Leitschaufeln. R_d ist hierbei jener Durchmesser, an diesem die einzelnen Leitschaufeln angebracht wurden und ihren Schwenkpunkt besitzen.

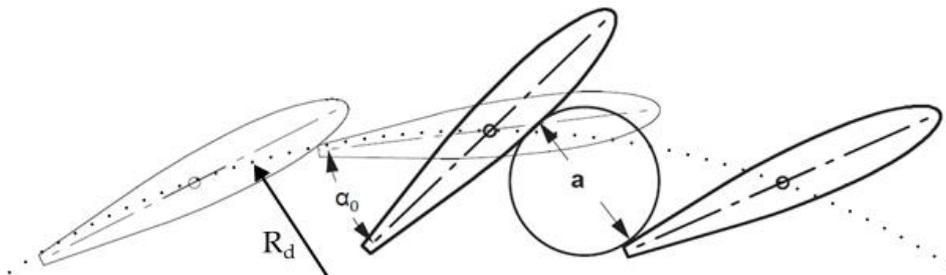


Abbildung 4: Verdeutlichung der Leitapparatverstellung α_0 angelehnt an [6], eigene Adaptierung

1.4.3 Vier-Quadranten Kennfeld

Die Charakterisierung einer Pumpturbine erfolgt grundsätzlich mittels eines Vier-Quadranten Kennfeldes. Eine Möglichkeit der Darstellung ist in einem Q_{ed}/n_{ed} -Diagramm (siehe Abbildung 5) wobei eine weitere Darstellungsmöglichkeit die Auftragung von n_{ed} auf der Abszisse und T_{ed} auf der Ordinate ist. Das Kennfeld beinhaltet vier Quadranten die durch die x-Achse (Drehzahlfaktor) und die y-Achse (Durchflussfaktor bzw. Drehmomentfaktor) begrenzt werden. Außerdem beinhaltet das Diagramm verschiedene Kennlinien der Leitapparatöffnung a und die Kennlinie der Durchgangsdrehzahl (Runaway Curve).

Jeder Quadrant des Diagramms repräsentiert eine unterschiedliche Betriebsweise der Pumpturbine. Unterschieden wird in vier Quadranten, nämlich Quadrant I: Turbinen-Betrieb; Quadrant II: Pumpenbremse; Quadrant III: Pump-Betrieb und Quadrant IV: reversibler Pumpbetrieb (Turbinenpumpe). Der erste Quadrant, jener der den Turbinen-Betrieb darstellt, wird mittels der Kennlinie der Durchgangsdrehzahl

(Runaway Curve) getrennt. Entlang dieser Kennlinie ist der Drehmomentfaktor T_{ed} gleich Null. Diese Linie wird neben Runaway Curve auch als *Speed no Load* bezeichnet. Der Bereich oberhalb der Runaway Curve besitzt ein Drehmoment T größer als Null unterhalb ist das Drehmoment T kleiner als Null.

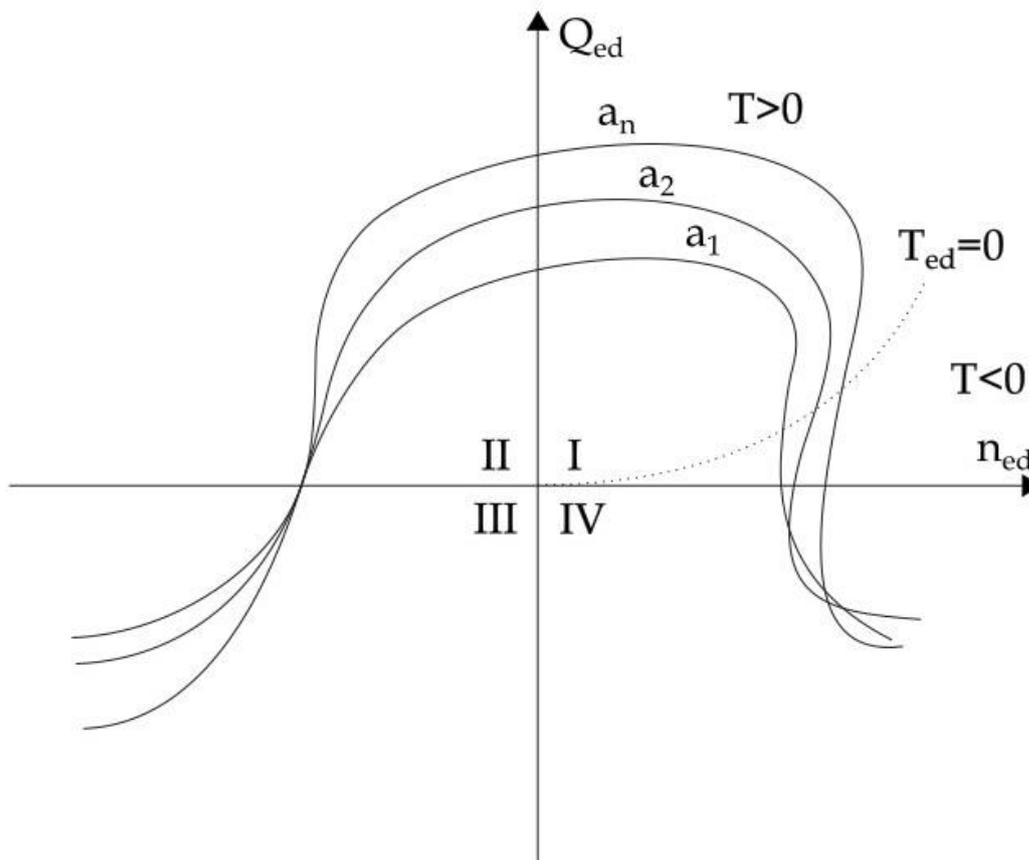


Abbildung 5: Q_{ed}/n_{ed} Kennfeld einer Pumpturbine für verschiedene Leitschaufelstellungen a nach [8]

Prinzipiell wird aufgrund des Vorzeichens der Drehzahl n unterschieden, ob es sich hierbei um einen Pumpenbetrieb (positives Vorzeichen) oder Turbinenbetrieb (negatives Vorzeichen) handelt. Wie aus Tabelle 1 zu entnehmen ist, kann man in den Quadranten I und IV von einem Turbinenbetrieb und in Quadranten II und III von einem Pumpenbetrieb sprechen.

Tabelle 1: Betriebsbereiche einer Pumpturbine mit den jeweiligen anzunehmenden Vorzeichen der Betriebsgröße

Quadrant	Betriebsart	Drehzahl n	Durchfluss Q	Drehmoment T	mech. Leistung P_{mech}	hydr. Leistung P_{hydr}	Wirkungsgrad η
I	Turbinenbetrieb	+	+	+	+	+	+
I	Leerlauf	+	+	0	0	+	+
I	Turbinenbremse	+	+	-	-	+	-
II	Pumpenbremse	-	+	+	-	+	-
III	Pumpbetrieb	-	-	+	-	-	+
IV	Turbinenpumpe	+	-	-	-	-	+

In dieser Arbeit wird hauptsächlich der erste Quadrant (Turbinenbetrieb) des Kennfelds verwendet. In diesem Fall wird die Anlage von der Druck- zur Saugseite durchflossen und der Durchfluss Q , die Drehzahl n sowie die Förderhöhe H nimmt ein positives Vorzeichen an. Hierbei wird wie eingangs schon erwähnt die potenzielle Energie in kinetische Energie umgewandelt (aufgrund des Höhenunterschieds von Oberwasserbecken zur Pumpturbine) und diese wird verwendet, um das Laufrad anzutreiben und so mechanische Energie im Generator zu erzeugen.

Vollständigkeitshalber ist in der nachfolgenden Abbildung das 4-Quadranten Kennfeld in der Ausführung von T_{ED} als Ordinate und n_{ED} als Abszisse ersichtlich.

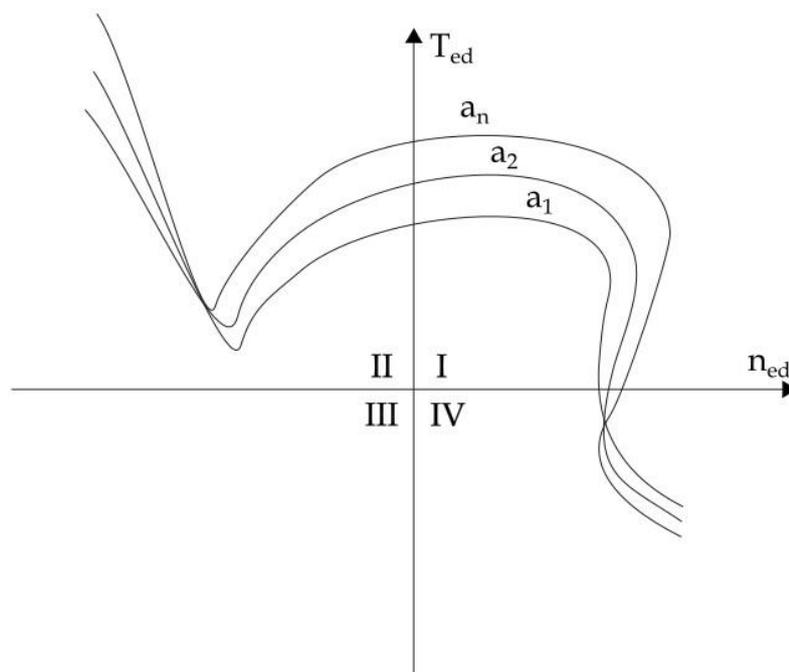


Abbildung 6: Vier-Quadranten Kennfeld, alternative Darstellung nach [8]

1.4.4 Definition der Durchgangsdrehzahl

Wie bereits im Abschnitt 1.4.3 erläutert, ist die Durchgangsdrehzahl jener Punkt, bei dem das Drehmoment des Generators den Wert Null annimmt. In der nachfolgenden Abbildung sind die einzelnen Momente, die auf den Strang einer Pumpenturbine wirken ersichtlich.

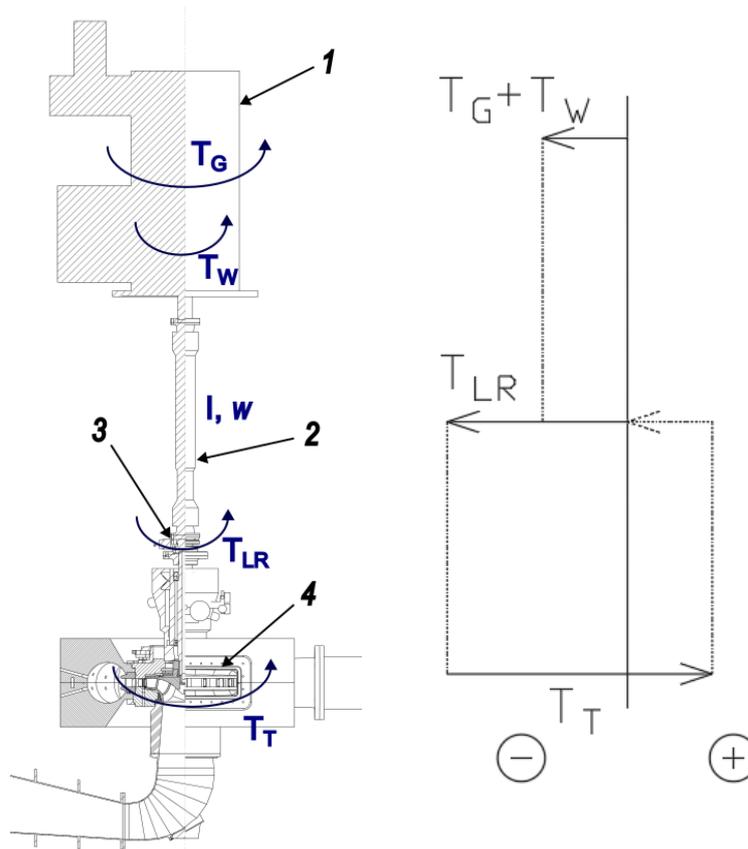


Abbildung 7: links: Momente am Maschinensatz:1 Motorgenerator, 2 Welle, 3 hydrostatische Lager, 4 Laufrad; rechts: Momentenverlauf am Maschinensatz

$$T_T = T_{LR} + T_G + T_W + I * \frac{d\omega}{dt} \quad (1.10)$$

In Formel 1.10 ist das Momentengleichgewicht am Abtriebsstrang zu sehen. Im Falle eines Lastabwurfs wird das Generatormoment T_G gleich Null und es verbleibt das Moment am Laufrad T_T , die Lagerreibungsverluste T_{LR} , die Verluste aufgrund der elektrischen Wicklungen T_W sowie die Trägheitsmomente I der einzelnen Massen mit der jeweiligen Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$. Nachdem es zum Lastabfall gekommen ist, beschleunigt die Welle samt Laufrad solange, bis die Durchgangsdrehzahl erreicht wird. Dies ist jener Punkt bei dem die zeitliche Änderung der Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\omega}{dt}$ zu Null wird. Im Fall einer vereinfachten Betrachtung, bei diesem ein reibungsfreies

System angenommen wird, wird infolgedessen auch das Moment am Laufrad schlussendlich zu Null (die Effizienz der Turbine wird nahezu Null und die potenzielle Energie ist vollständig in hydraulische oder andere Verluste transformiert). [10, 11] In Abbildung 7 ist linkerseits ein Schnitt des Antriebstranges mit den wirkenden Momenten ersichtlich und auf der rechten Seite der Verlauf der Momente. Hierbei ist erkennbar, dass sich das Moment am Laufrad T_T aus der Summe von Generator-, Lagerreibungs- und Wicklungsverlustmoment zusammensetzt und in entgegengesetzte Richtung wirkt.

Die Leerlaufdrehzahl (speed no load) ist die Drehzahl, die sich einstellt, wenn das Drehmoment gleich Null ist. Die Durchgangsdrehzahl (runaway speed) bezeichnet die maximale Drehzahl, die sich im Moment einstellt, wenn ein Kurzschluss auftritt und daraufhin ein abrupter Lastabfall erfolgt. Auch in diesem Fall nimmt das Drehmoment einen Wert von Null an. Kommt es dabei auch zu einem Versagen der Regler und Notverschlussorgane, so ereignet sich ein sogenanntes Durchgehen der Maschine, bei dem die vorhandene Energie vollständig in Verluste (Wärme, Schall) umgewandelt wird. Die dabei entstehenden Belastungen auf die hydraulische Maschine (Turbinenläufer) sowie den Generator müssen hierbei solange getragen werden, bis die Regelung wieder einsetzt. [1, 12] Die Belastungen entstehen, da kontinuierlich Energie von der Turbine geliefert wird jedoch keine Lastabnahme stattfinden kann. Aufgrund dieses Verhaltens steigt die Nenndrehzahl signifikant an, bis die Durchgangsdrehzahl erreicht wird. Dabei kommt es zu starken Schwingungen der Turbine, wenn es bei Teillast zu einem vollständigen Lastabwurf kommt. [13]

Wie bereits im oberen Abschnitt erwähnt, liegt es im Auge des Betrachters bei welchem Null gewordenen Moment (Generator- oder Laufradmoment) man von der Durchgangsdrehzahl spricht. In der IEC 60193 [8] wird grundsätzlich von der Durchgangsdrehzahl gesprochen, wenn das Drehmoment am Laufrad zu Null geworden ist. Hier in dieser Arbeit möchte ich festlegen, dass sobald der Generator nicht mehr bestromt wird und dessen Moment T_G zu Null geworden ist, von der Durchgangsdrehzahl gesprochen wird. Wichtig ist dies für den experimentellen Teil dieser Arbeit, da bei dieser Annahme dennoch ein Moment an dem Laufrad anliegen wird. Zurückzuführen ist dies auf Verluste der Wicklungen und auf elektrische Verluste.

1.4.5 Geschwindigkeitsdreieck

Für die Auslegung eines Laufrades sind die Geschwindigkeitskomponenten an der Ein- und Austrittsseite von großer Bedeutung. In Abbildung 8 ist das Geschwindigkeitsdreieck jeweils auf der Laufradeintritts- als auch auf der Laufradaustrittsseite ersichtlich. Die gestrichelte Linie in roter Farbe kennzeichnet die jeweilige Bilanzierungsgrenze an der Ein- und Austrittsseite des Laufrades. Ersichtlich ist auf der Eintrittsseite zunächst die Umfangsgeschwindigkeit u_1 die einen Anströmwinkel von α_1 (Leitapparatwinkel) hat. Normal zur Komponente der

Umfangsgeschwindigkeit befindet sich die Relativgeschwindigkeit w_1 . Geschlossen wird das Geschwindigkeitsdreieck mit der Komponente der Absolutgeschwindigkeit c_1 . β_1 kennzeichnet hier den Strömungswinkel auf der Laufradeintrittsseite. [6, 14]

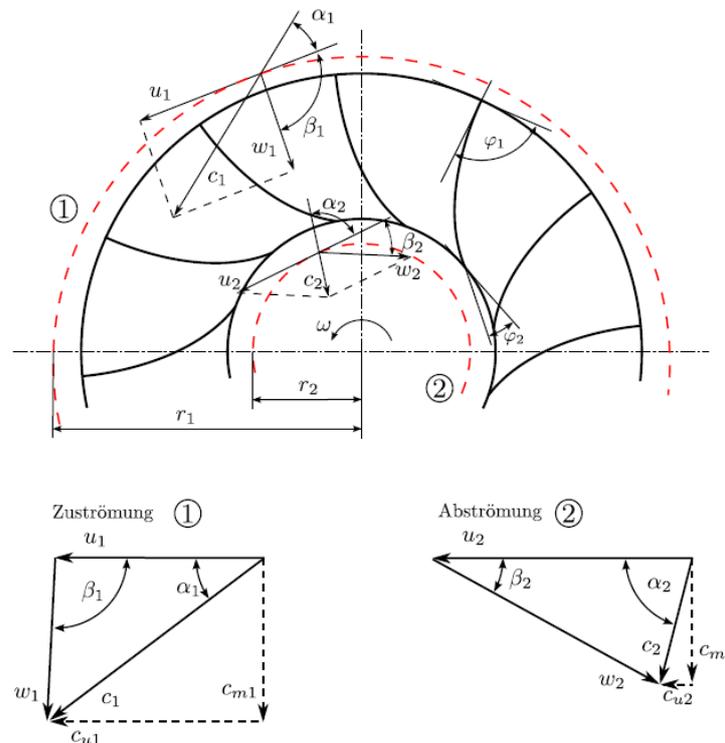


Abbildung 8: Darstellung der auftretenden Geschwindigkeitskomponenten an der Laufradeintritts- und Laufradaustrittsseite [6]

Die zuvor genannten Geschwindigkeitskomponenten treten auf der Laufradaustrittsseite in selber Art auf, jedoch mit unterschiedlichen Winkeln und Größen. Die absolute Geschwindigkeit c wird durch die vektorielle Addition von w und u gebildet und diese bilden in Summe ein Parallelogramm, dass durch die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten vervollständigt wird. Wie in der oberen Grafik in Abbildung 8 ersichtlich, kann die Komponente der Absolutgeschwindigkeit erneut in zwei vektorielle Größen aufgeteilt werden. Zunächst in die Meridiangeschwindigkeit c_m sowie in die Geschwindigkeitskomponente der Umfangsrichtung c_u . Wird nun unter einer vereinfachten Annahme gefordert, dass die Strömung der Turbine eine drallfreie Abströmung im Bestpunkt besitzt, so wird $c_{m_2} = c_2$. Im Zuge dessen wird die Komponente der Umfangsgeschwindigkeit am Austritt zu Null ($c_{u_2} = 0$). [6, 14]

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.11)$$

$$c_2 = c_{m_2} + c_{u_2} \quad (1.12)$$

$$c_{m_2} = \frac{Q}{A_2} \quad (1.13)$$

2 Abschätzung der Durchgangsdrehzahl einer Modell-Pumpturbine

Im folgenden Kapitel wurden mittels einer literarischen Recherche Abschätzungsformeln für die Ermittlung der Durchgangsdrehzahl erfasst und zusammengetragen. Anschließend sollen die einzelnen Formeln in Bezug auf Genauigkeit, Komplexität und Abweichungen voneinander untersucht und beurteilt werden.

2.1 Abschätzungen aus der Literatur

Grundsätzlich wird bei der Abschätzung der Durchgangsdrehzahl wiederum in die verschiedenen Turbinentypen (Francis-, Kaplan-, Pelton- und Pumpturbine) unterschieden und auch teilweise Unterscheidungen je nach Einbauart und Laufverhältnis (Langsam-, Normal- und Schnellläufer) getroffen.

2.1.1 Faktorbehaftete Abschätzung nach [1, 12, 14, 15]

Für den Fall einer Francisturbine gilt laut [1] folgende Durchgangsdrehzahl:

$$n_R = k_d * n_N \quad (2.1)$$

Faktor k_d befindet sich meist zwischen 1,6 bis 2 und in seltenen Fällen auch bei 2,2. Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel (2.1) ursprünglich als n_d bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Dies betrifft auch die Nenndrehzahl n_N , diese ursprünglich nur als n bezeichnet wurde.

In [15] wird die Durchgangsdrehzahl der Francisturbine in zwei Kategorien unterschieden. Einerseits in Langsamläufer, bei diesem der multiplikative Wert mit der Nenndrehzahl gleich 1,6 ist und andererseits für Schnellläufer, bei dem der Faktor 2,1 beträgt. Weitere Erfahrungswerte laut [14] bezüglich einer Abschätzung der Durchgangsdrehzahl ist bei langsam- und normallaufenden Francisturbinen ein Faktor von 1,8 und bei Schnellläufer 2,0 bis 2,1. Eine weitere faktorbehaftete Abschätzung ist nach Ramos [16]. Dieser stieß im Zuge seiner Doktorarbeit mit dem Thema „Simulation and control of hydrotransients at small hydroelectric power plants“ auf folgende Abschätzung der Durchgangsdrehzahl. Für radiale Pumpturbinen bei einer Nenndrehzahl von 500-1500 U/min nimmt der Faktor einen Wert von 1,8-2,2 an.

Die einzelnen Faktoren basieren grundsätzlich auf Erhebungen aus bestehenden Großanlagen, Erfahrungsberichte sowie aus experimentellen Untersuchungen.

2.1.2 Abschätzung nach [17]

Eine weitere Abschätzung ist mittels einer Berechnung aufgrund empirischer Korrelationen. Da sich zumeist die Berechnung der hydraulischen Verluste in der Turbine als auch die Bestimmung der Leerlauf- und Widerstandskennlinien als schwierig erweist, werden diese oft aufgrund statischer Korrelationen abgeschätzt, sofern keine Messungen vorhanden sind. Hierbei werden die Förderdaten im Wirkungsgradmaximum bei Turbinenbetrieb auf den Bestpunkt im Pumpenbetrieb bezogen. Daraus entsteht folgende Formel zur Berechnung der Leerlaufdrehzahl (n_R) bezogen auf die Pumpe:

$$\frac{n_R}{n_N} = \left(\frac{n_{q,P}}{12}\right)^{0,19} \left(\frac{H}{H_{opt,P}}\right)^{0,5} \quad (2.2)$$

Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel (2.2) ursprünglich als n_L bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Bei der Förderhöhe ist zu beachten, dass hier jene Höhe eingesetzt werden muss, die sich bei dem jeweiligen Betriebspunkt entweder bei Lastabwurf bei Turbinenbetrieb oder bei Ausfall eines Pumpenantriebs einstellt.

2.1.3 Abschätzung nach [11]

Eine weitere Annäherungsformel für die Durchgangsdrehzahl liefert das Buch „Water and Power Resources Service“. In Tabelle 2 sind neben den Anwendungsgrenzen auch die Abschätzungen der Durchgangsdrehzahl für die einzelnen Turbinentypen aufgezeigt entsprechend der Formel (1.4).

$$n_R = n_N * \left(1,5 + 4,6 \frac{n_q}{1000}\right) \quad (2.3)$$

Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel (2.3) ursprünglich als N_e bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Dies betrifft auch die Nenndrehzahl n_N , diese ursprünglich nur als N bezeichnet wurde sowie die spezifische Drehzahl n_q (ursprünglich N_q).

Tabelle 2: Einsatzbereiche von verschiedenen Turbinen [11]

S. No	Type of hydraulic turbine	H (mWG)	$H_{min}/H_{BE}-H_{max}/H_{BE}$ %	P_{BE} (MW)	$P_{min}/P_{BE}-P_{max}/P_{BE}$ (%)	Runaway speed of rotation N_e/N
1	Francis vertical	10-250	50-150	0.25-15	50-115	1.8-2.2
2	Francis horizontal	10-250	50-250	0.25-2	50-115	1.8-2.2
3	Francis open flume	2-11	90-110	0.25-2	50-115	1.8-2.2
4	Axial flow propeller	2-20	55-110	0.25-15	30-115	1.8-2.2
5	Kaplan vertical	2-20	45-150	1-15	10-115	2.4-2.2
6	Axial flow tube (adjustable blades, fixed guide vanes)	2-18	65-140	0.25-15	45-115	2.4-2.2
7	Axial flow tube (fixed blades, adjustable guide vanes)	2-18	55-140	0.25-15	35-115	2.0-2.4
8	Bulb (horizontal)	2-20	45-140	1-15	10-115	2.4-2.8
9	Rim (horizontal)	2-20	45-140	1-8	10-115	2.4-2.8
10	Axial flow tube with geared transmission	2-18	55-140	0.25-2	45-115	2.0-2.4
11	Cross-flow	6-200	50-125	0.25-2	10-115	1.8-1.9
12	Pelton	70-1000	85-125	0.15-15	15-115	1.9
13	Turgo	40-200	60-125	0.1-2	25-115	1.9

2.1.4 Abschätzung aus Studien nach [4, 10]

Im Zuge einer experimentellen Untersuchung nach [4] wurden an einem Francisturbinenlaufrad transiente Druckmessungen durchgeführt, wobei die Fälle der Notabschaltung, totaler Lastabfall und Durchgang des Generators näher betrachtet wurden. Fokus lag hierbei an der Messung der Drücke unter Vollast, Teillast und dem Bestpunkt die in den oben genannten Fällen an dem Laufrad anliegen. Hierbei stieß man auf eine Durchgangsdrehzahl bei Vollast, die um 174% höher ist als die Nenndrehzahl.

Bei einer weiteren Studie [10], veröffentlicht in der IOP Conference Series, ist ein Francisturbinenmodell für eine Mikro-Wasserkraftwerk in Nepal gebaut worden um an diesem Performancemessungen unter verschiedenen Betriebsbedingungen (verschiedene Drehzahlen, Lastabfall) durchzuführen. Hierbei wurde auch die Durchgangsdrehzahl ermittelt, die das 1,8 fache der Nenndrehzahl betrug.

2.1.5 Abschätzung nach [18]

Zhang stellte mittels der Kombination der Energiegesetze und den Drehimpulsen (Euler) um das Laufrad Hauptgleichungen für die Berechnung der Durchgangsdrehzahl, hydraulischer Wirkungsgrad und Wirbelverlust einer

Francisturbine auf. Für die Ermittlung dieser Formeln wird die genaue Geometrie/Design des Laufrades sowie die Einstellungen wie Drehzahl und Leitschaufelwinkel α_1 verwendet. Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel 2.4 ursprünglich als $n_{11,R}$ bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Die Durchgangsdrehzahl wird mit der folgenden Formel berechnet.

$$n_R = \frac{\phi}{\sqrt{2 \frac{d_1^2}{d_2^2} + \mu_{sh} \left(\phi - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_{1b}} - 1 \right)^2}} \quad (2.4)$$

$$\phi = \frac{1}{\mu_{sw} G} \frac{d_1^2}{d_2^2} + \frac{\tan \alpha_1}{\varphi_N} \quad (2.5)$$

$$\varphi_N = \frac{d_1}{\pi b} \frac{\dot{Q}_{11,N}}{n_{11,N}} \quad (2.6)$$

$$G = 4 \frac{G_{II}}{G_I} \quad (2.7)$$

In Zuge dieser Abschätzung kann man für vereinzelt Parameter laut [18] Vereinfachungen annehmen. Diese sind wie folgt:

$$\mu_{sw} \sim 1$$

$$\mu_{sh}(\alpha_1, n_{11}) \sim 1$$

2.1.6 Abschätzung nach [19]

Eine weitere Abschätzungsformel für die Durchgangsdrehzahl geht aus einem Modernisierungsreport für Turbinen hervor, wobei hier von einer Modernisierung des Läufers ausgegangen wird und dies der Grund für eine Überprüfung der Durchgangsdrehzahl ist. Hier wird zunächst die spezifische Drehzahl n_s (in der vorliegenden Literatur als N_s bezeichnet) und die maximale Bruttohöhe $H_{max,gross}$ berechnet. Anschließend wird mittels der spezifischen Drehzahl n_s und mit dem Schnittpunkt der Fläche (Francis) im Diagramm (Abbildung 9) ein Faktor für das Verhältnis von \tilde{n}_R/n berechnet. Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der

Formel 2.10 ursprünglich als $n_{R,max}$ bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Dies betrifft auch die Nenndrehzahl n_N , diese ursprünglich nur als n bezeichnet wurde, das Verhältnis von \tilde{n}_R/n (ursprünglich n_R/n) jenes aus Abbildung 9 zu entnehmen ist, sowie die maximale Fallhöhe H_{max} (ursprünglich $H_{max.gross}$).

$$n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (2.8)$$

$$H_{max} = HW_{max} - TW_{min} \quad (2.9)$$

$$n_R = n_N \left(\frac{\tilde{n}_R}{n} \right) \left(\frac{H_{max}}{H} \right)^{0.5} \quad (2.10)$$

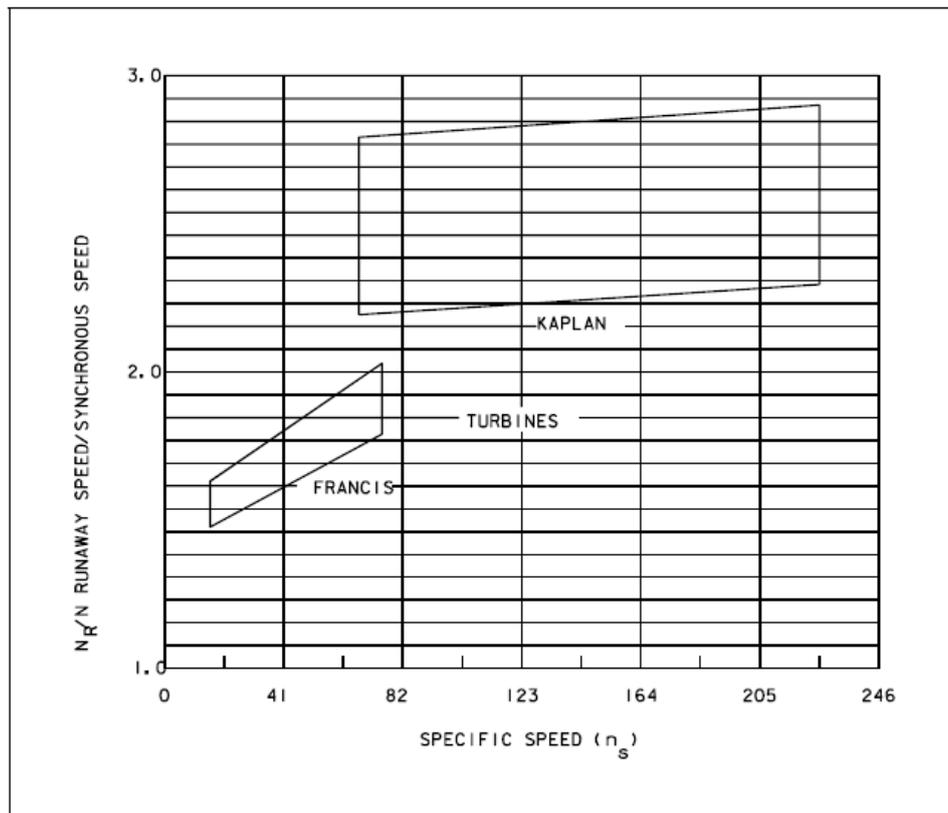


Abbildung 9: Verhältnis des Faktors „ \tilde{n}_R/n “ zur spezifischen Drehzahl [19]

2.1.7 Abschätzung nach [20]

Im Journal of Clean Energy Technologies wurde eine Studie durchgeführt bezüglich der gängigsten mathematischen Formeln für die Berechnung von Francisturbinen. Hierbei wurden Ergebnisse von mathematischen Formeln mit tatsächlichen Werten von sechs Kraftwerken im Iran verglichen, um so eine Konvergenz aufzuzeigen. Anschließend wurden die Werte ebenso verglichen und beurteilt bezüglich der Aussagekraft. Als Abschätzungsformel für die Durchgangsdrehzahl wurde folgendes verwendet.

$$n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (2.11)$$

$$n_R = (1,52 + 1,52 * 10^{-3} * n_s) * n_N \quad (2.12)$$

Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel (2.12) ursprünglich als n_r bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Dies betrifft auch die Nenndrehzahl n_N , die ursprünglich nur als n bezeichnet wurde.

2.1.8 Abschätzung nach [21]

In diesem Buch wurde mittels Feldversuchen ebenfalls eine Abschätzungsformel für die Durchgangsdrehzahl einer Francisturbine erhoben. Wobei hier darauf hingewiesen wird, dass die Ergebnisse durch die Formel meist eine höhere Durchgangsdrehzahl ausgeben. Die tatsächlichen Ergebnisse der Maschine zumeist aber niedriger ausfallen und die Ergebnisse der Formel zumindest nicht überschreiten.

$$n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}} \quad (2.13)$$

$$\frac{n_r}{n_N} = 0,63 * (n_s)^{\frac{1}{5}} \quad (2.14)$$

$$n_R = n_r * \left(\frac{H_{max}}{H_{opt,P}} \right)^{0.5} \quad (2.15)$$

Die maximale Durchgangsdrehzahl n_R wurde in der Formel (2.14) ursprünglich als $n_{R,max}$ bezeichnet und aus Gründen der Einheitlichkeit in dieser Arbeit umbenannt. Dies betrifft auch die Nenndrehzahl n_N , diese ursprünglich nur als n bezeichnet wurde.

Im Nachfolgenden wird nun mit den Formeln, die bei der Literaturrecherche im Kapitel 2 gefunden wurden eine Abschätzung der Durchgangsdrehzahl für das

Pumpturbinenmodell des Universitätsprüfstands am Institut für Energietechnik und Thermodynamik an der Technischen Universität Wien getätigt.

2.2 Abschätzung der Durchgangsdrehzahl

Es wurden im Zuge der Literaturrecherche acht mögliche Abschätzungen dargestellt, aufgrund der Relevanz und Anwendbarkeit hat man sich hier nun auf vier Abschätzungen aus Formel 2.3, 2.4, 2.12 und 2.15 beschränkt sowie für einen Wertebereich des Faktors von 1,6 bis 2 welcher mehrheitlich bei den faktorbehafteten Abschätzungen (Abschnitt 2.1.1) sowie bei den Abschätzungen aus den Studien (Abschnitt 2.1.4) erhoben wurde.

2.2.1 Abschätzung mittels Wertebereich

Ausgangspunkt ist hierfür das Kennfeld des Pumpturbinenmodells woraus die dimensionslose Drehzahl n_{ed} im Bestpunkt entnommen und anschließend auf die Nenndrehzahl n_N umgeformt wird. Die dadurch entstehende Gleichung in Abhängigkeit von der Förderhöhe wird nun für verschiedene Förderhöhen grafisch dargestellt. Als Durchmesser wurde der Saugrohrdurchmesser der Modellmaschine $D_{ref} = d_2 = 0,276415 \text{ m}$ herangezogen. In der nachfolgenden Tabelle sind die ermittelten Werte aus dem Kennfeld ersichtlich.

Tabelle 3: n_{ED} , Q_{ED} und T_{ED} im Bestpunkt des Pumpturbinenmodells

	Pumpe	Turbine
n_{ED}	-0,271698	0,263421
Q_{ED}	-0,212194	0,228745
T_{ED}	0,142939	-

Ausgehend von der Definition des Drehzahlfaktors aus Formel 1.2, der sich aus der Nenndrehzahl, dem Laufraddurchmesser (niederdruckseitig), der Förderhöhe und der Erdbeschleunigung zusammensetzt, kann mittels einer Umformung die Nenndrehzahl ausgedrückt werden. Wie in Formel 2.16 ersichtlich ergibt sich nun eine Gleichung für die Nenndrehzahl in Abhängigkeit von der Förderhöhe.

$$n_N(H) = \frac{n_{ed} * \sqrt{g * H}}{D_{ref}} \quad (2.16)$$

Mittels Formel 2.16 konnte für verschiedene Förderhöhen der Verlauf der Drehzahl erstellt werden. Die dabei berechnete Nenndrehzahl wurde anschließend mittels der Faktoren für die Durchgangsdrehzahl (1,6; 1,8; 2) multipliziert und nachfolgend geplottet. In späterer Folge ermöglicht diese Vorgangsweise einen Vergleich der

experimentell erhobenen Durchgangsdrehzahlen mit den Abschätzungen aus Tabelle 4.

In Tabelle 4 sind die betrachteten Förderhöhen im Bereich von 5-90 m sowie die dazu berechneten Nenndrehzahlen mittels Formel 2.16 ersichtlich. Die drei rechten Spalten stellen die mittels der Faktoren berechneten Durchgangsdrehzahlen dar.

Tabelle 4: Ermittelte Werte für die Durchgangsdrehzahl bei unterschiedlichen Förderhöhen und multiplikativen Faktoren

Förderhöhe [m]	Nenndrehzahl [1/min]	Durchgangsdrehzahl [1/min]		
		Faktor 1,6	Faktor 1,8	Faktor 2
5	400	640	720	800
10	565	905	1018	1131
15	693	1108	1247	1385
20	800	1280	1439	1599
25	894	1431	1609	1788
30	979	1567	1763	1959
35	1058	1693	1904	2116
40	1131	1810	2036	2262
45	1200	1919	2159	2399
50	1264	2023	2276	2529
55	1326	2122	2387	2652
60	1385	2216	2493	2770
70	1496	2394	2693	2992
80	1599	2559	2879	3199
90	1696	2714	3054	3393

In Abbildung 10 wurden die einzelnen Ergebnisse aus Tabelle 4 grafisch dargestellt. Hierbei wurde eine Darstellungsform gewählt, bei dieser die Durchgangsdrehzahl n_R über die Förderhöhe H für die drei Faktoren (1,6; 1,8 und 2) aufgetragen wird. Angenähert wurden die einzelnen Punkte durch ein quadratisches Polynom, um den Verlauf besser darzustellen. Erkennbar ist, dass mit zunehmender Förderhöhe die Durchgangsdrehzahl signifikant ansteigt.

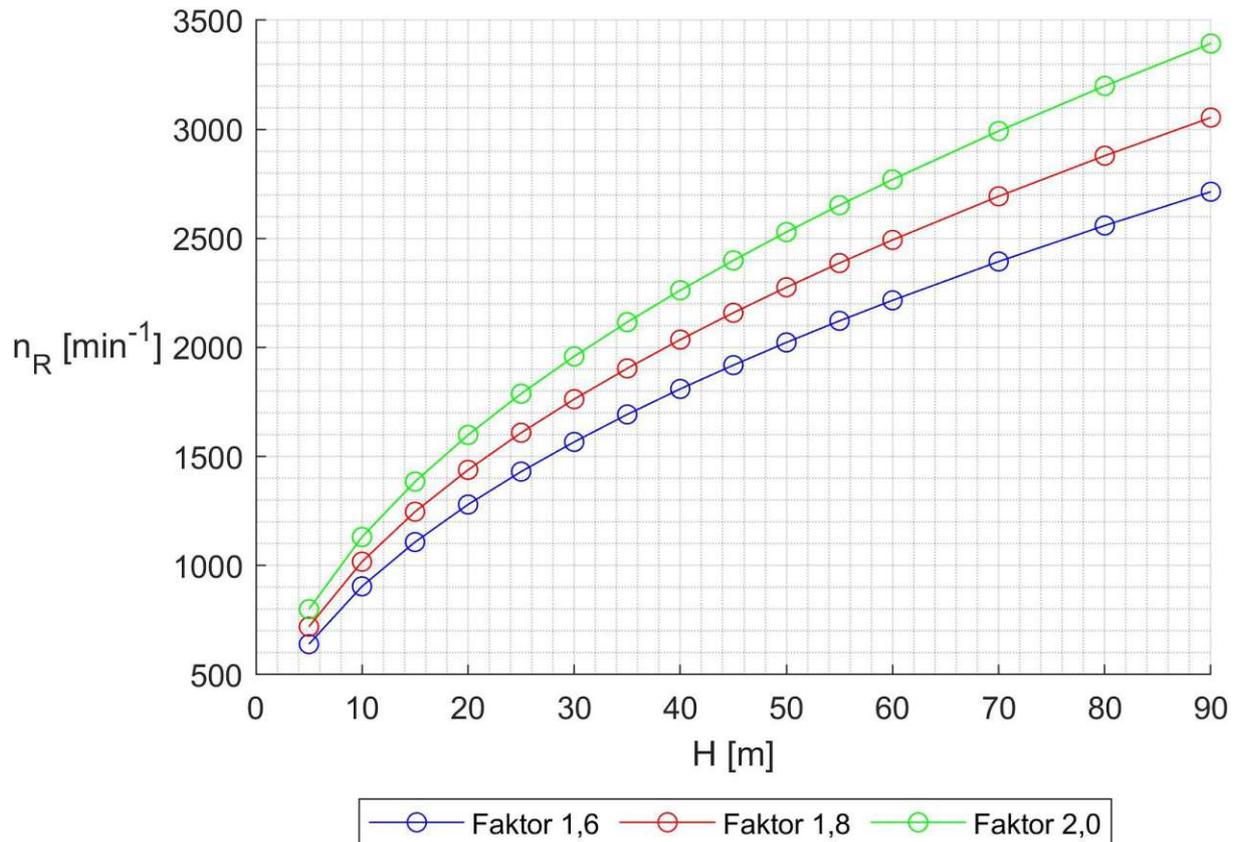


Abbildung 10: Verlauf der maximalen Leerlaufdrehzahl für den Wertebereich

2.2.2 Durchgangsdrehzahlverlauf mittels der Formeln

Bei all den erhobenen literarischen Formeln blieben letztendlich vier (Formel: 2.3, 2.4, 2.12 und 2.15) über, die prinzipiell nicht nur von der Relation der Förderhöhe im Bestpunkt zu der aktiven Förderhöhe bei Lastabwurf abhängen, sondern auch von anderen spezifischen Anlagenparameter. Diese wurden nun herangezogen, um eine weitere Abschätzung zu tätigen. Die für die Bestimmung des multiplikativen Faktors notwendigen Größen wurden auf die Werte des Bestpunktes und der dabei entsprechenden Förderhöhe $H = 30 \text{ m}$ bestimmt.

Zunächst eine übersichtliche Zusammenfassung der notwendigen Parameter des Pumpturbinenprüfstandes für die Berechnung der Durchgangsdrehzahl (siehe Tabelle 5).

Tabelle 5: Übersicht der Berechnungsparameter des Pumpturbinenmodells

	Messgröße	Wert
maximale Nenndrehzahl bei H=30m	n_N	979 min^{-1}
spezifische Drehzahl (Pumpe)	$n_{q,P}$	41,8 min^{-1}
spezifische Drehzahl (Turbine)	$n_{q,T}$	41,6 min^{-1}
Förderhöhe im Bestpunkt	H	30 m
Eintrittsdurchmesser (Laufgrad)	d_1	0,48752 m
Austrittsdurchmesser (Saugrohr)	d_2	0,276415 m
Breite des Laufradeintritts	b	0,05448 m
Leitschaufelwinkel	α_1	35°
Laufradeintrittswinkel	β_{1b}	23,15°
Fallbeschleunigung	g	9,787 ms^{-2}
mechanische Leistung	P	77,145 kW
Dichte Wasser	ρ	997 kgm^{-3}

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Berechnung aufgeschlüsselt. In Abbildung 11 sieht man die grafische Darstellung der errechneten Durchgangsdrehzahlen aus den zuvor berechneten Faktoren. Hierbei wurde die berechnete Durchgangsdrehzahl aus den Faktoren (1,691; 1,449; 1,706 und 1,648) über die Förderhöhe aufgetragen. Dargestellt wurde dies für einen Förderhöhenbereich von 5m bis 90m. Die genaue Berechnung der einzelnen Formeln befindet sich im Anhang A. Im Anhang B sind die rechnerischen Ergebnisse aus den Abschätzungsformeln (2.3, 2.4, 2.12 und 2.15) ersichtlich.

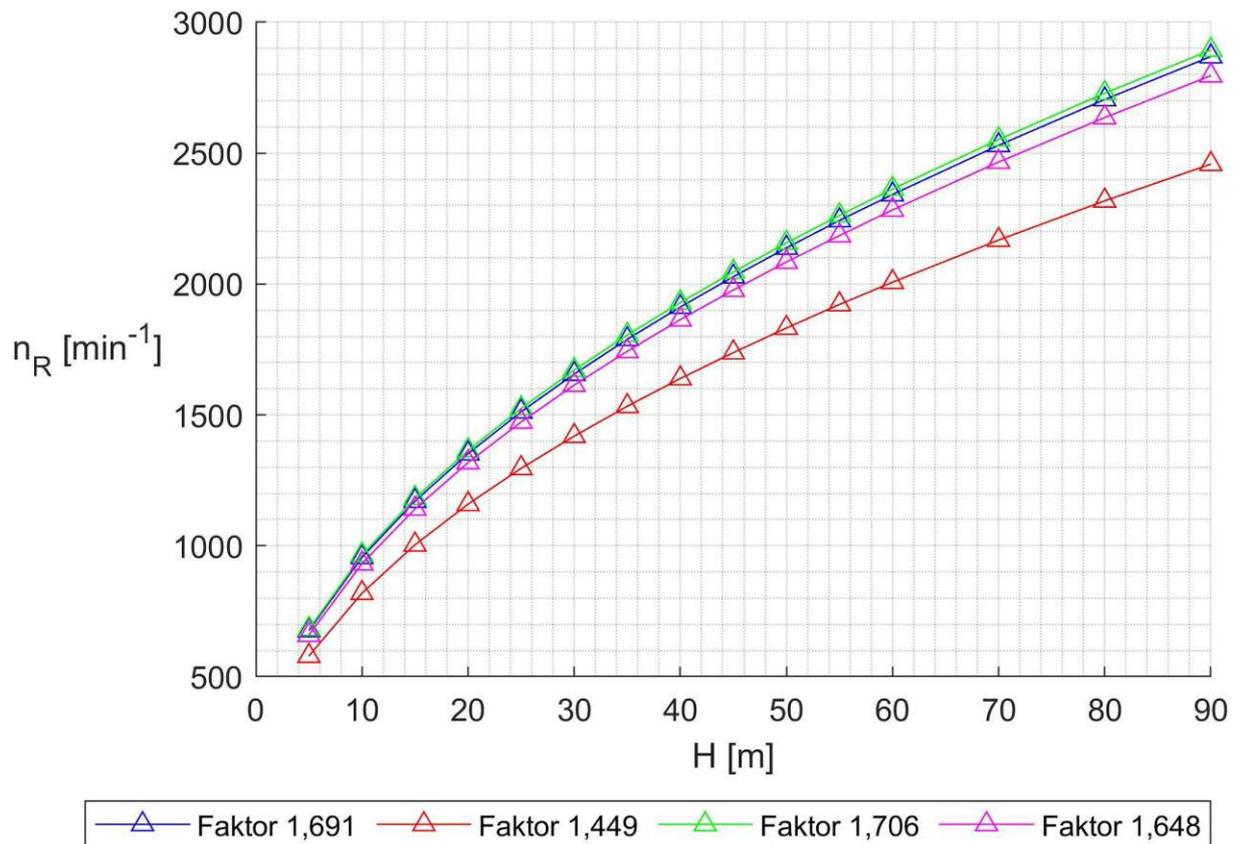


Abbildung 11: Verlauf der maximalen Leerlaufdrehzahl für die multiplikativen Faktoren nach Formel 2.3, 2.4, 2.12 und 2.15

In Abbildung 11 ist erkennbar, dass bei der Berechnung des Faktors, mittels der Formel 2.4, sich die geringsten Durchgangsdrehzahlen ergeben und sich deutlich von den drei anderen Ergebnissen aus Formel 2.3, 2.12 und 2.15 abheben. Den größten Wert für die Abschätzung der Durchgangsdrehzahl liefert Formel 2.12 mit einem Faktor von 1,706. Dies ist jene, bei dieser lediglich die spezifische leistungsbezogene Drehzahl, für die Berechnung des Faktors herangezogen wurde. Die Formel 2.3 ergab einen Faktor von 1,691, die Formel 2.4 ergab einen Faktor von 1,449 und die letzte betrachtete Formel 2.15, einen Faktor von 1,648. Die Formel 2.4 ist, wie bereits oben im Abschnitt erwähnt, die Einzige, die geometrische Abmessungen berücksichtigt hat.

2.3 Resümee aus der Kalkulation der Durchgangsdrehzahl

Abschließend lässt sich festhalten, dass sich aus den vier betrachteten Formeln (2.3, 2.4, 2.12 und 2.15), drei (2.3, 2.12 und 2.15) im Bereich des betrachteten Wertebereichs von 1,6 bis 2,0 befinden und Formel 2.4 ein niedrigeres Ergebnis erzielt. Dargestellt wurden sowohl die Abschätzungen aus den Formeln (2.3, 2.4, 2.12 und 2.15), sowie der definierte Wertebereich von 1,6 bis 2 in grafischer Form. Hierbei wurde für einen Förderhöhenbereich von 5m bis 90m die entsprechende Durchgangsdrehzahl bestimmt und anschließend grafisch dargestellt.

Bezüglich der Abschätzungen nach Abschnitt 2.2.1 erhält man für den Wertebereich folgende Ergebnisse. Die Durchgangsdrehzahl nimmt bei einem Faktor von 1,6 einen Wert von 1567 min^{-1} , bei Faktor 1,8 einen Wert von 1763 min^{-1} und bei einem Faktor von 2,0 einen Wert von 1959 min^{-1} an, jeweils bezogen auf die Nenndrehzahl $n_N = 979 \text{ min}^{-1}$ und eine Förderhöhe von $H = 30 \text{ m}$.

Bei den vier literarischen Berechnungsformeln (2.3, 2.4, 2.12 und 2.15), wie zuvor in Abschnitt 2.2.2 erläutert, erhielt man nach Formel 2.3 einen Faktor von 1,691 dies entspricht einer Durchgangsdrehzahl von 1655 min^{-1} . Nach Formel 2.4 aus Abschnitt 2.1.5 erhielt man den geringsten Faktor für die Durchgangsdrehzahl, nämlich 1,449 das einer Durchgangsdrehzahl von 1419 min^{-1} entspricht. Aus Formel 2.12 ergab sich eine Durchgangsdrehzahl von 1670 min^{-1} mit einem Faktor von 1,706. Bei der letzten Abschätzungsformel 2.15 nach Abschnitt 2.1.8 ergab sich ein Faktor von 1,648 und im Zuge dessen eine Durchgangsdrehzahl von 1613 min^{-1} . Ausgehend von diesen Ergebnissen ist nun in weiterer Folge, ein Vergleich zwischen den experimentell erhobenen Durchgangsdrehzahlen und den oben genannten möglich. Daraus wird geschlossen, wie nahe die berechneten Durchgangsdrehzahlen mittels der Formeln und jene aus dem Wertebereich, an den tatsächlichen Werten liegen und wie genau bzw. verlässlich diese abgebildet werden.

Gründe für die mögliche Abweichung:

Bei den Formeln (2.12, 2.15) aus Abschnitt 0 und 2.1.8, handelt es sich um Abschätzungen aus einer englischsprachigen Literatur. Zur Berechnung der Durchgangsdrehzahl ist es notwendig, über die leistungsbezogene spezifische Drehzahl zu rechnen. Diese setzt sich wie in Formel 1.5 ersichtlich aus der Leistung, Förderhöhe und Nenndrehzahl zusammen. Aus der vorliegenden Quelle konnte nicht genau bestimmt werden, ob es sich hier um die mechanische oder hydraulische Leistung handelt. Aufgrund dessen wurde hier angenommen, dass es sich um die mechanische Leistung handelt, da auch in der IEC 60193 [8] bei der Berechnung der leistungsbezogenen spezifischen Drehzahl von der mechanischen Leistung ausgegangen wird. Weiters wurde ein Wirkungsgrad von $\eta = 0,88$ angenommen. Der tatsächliche Wirkungsgrad könnte jedoch auch unter bzw. über dem oben festgelegten

Wert von $\eta = 0,88$ liegen. Die mechanische Leistung wurde anschließend mit den Daten aus dem Kennfeld des Pumpturbinenmodells ermittelt.

In der Abschätzungsformel (2.4) von Zhang [18] wurde wie bereits in Abschnitt 2.1.5 erläutert, mittels Kombination der Energiegesetze und den Drehimpulsen Gleichungen erstellt, für die Berechnung diverser anlagenspezifischer Kennwerte für eine Francisturbine.

Hierfür war es notwendig sämtliche geometrische sowie strömungstechnische Daten des Laufrades zu kennen. Für die Berechnung der Durchgangsdrehzahl musste die Strukturkonstante G berechnet werden, diese sich aus Strukturkonstante G_I & Strukturkonstante G_{II} zusammensetzt. Die Strukturkonstante berücksichtigt den Massenfluss über die geometrische Teilebene und kann nur numerisch berechnet werden. Um die Strukturkonstante G nun für die Abschätzungsformel zu erhalten wurde das Berechnungsbeispiel aus [18] herangezogen, das annähernd selbe Wertebereiche bezüglich der spezifischen Drehzahl hat. Um nun abschätzen zu können, wie groß der Einfluss der Strukturkonstante $G = 0,675$ ist, wurde dieser Parameter zwischen 0,5 und 1,0 variiert. Im Zuge dessen ergab sich, dass die Strukturkonstante ihren Peak bei $G = 0,77$ mit einem Faktor für die Durchgangsdrehzahl von 1,455 besitzt. Vergleichsweise ergibt sich für $G = 0,5$ ein Faktor von 1,388; mit $G = 0,675$ ein Faktor von 1,449 und mit $G = 1$ ein Faktor von 1,407. Mit steigender ($G > 1$) als auch mit sinkender Strukturkonstante ($G < 0,5$) nimmt der Faktor für die Durchgangsdrehzahl ab.

Rekapitulierend lässt sich sagen, dass die Strukturkonstante einen Einfluss auf den Faktor hat und diesen deutlich beeinflusst. Aufgrund dieser Tatsache kommt es, in Bezug auf die hier bei den Experimenten vorliegende Modellmaschine, zu einer gewissen Abweichung und Ungenauigkeit des Faktors. Das verdeutlicht erneut, wie wichtig die geometrische Abbildung der Anlage für die Bestimmung des Faktors ist, da dies zu signifikanten Unterschieden in den Ergebnissen führen kann. Einen bedeutend größeren Unterschied auf das Ergebnis der Durchgangsdrehzahl hat hier der variable Leitschaufelwinkel α_1 sowie der fix vorgegebene Laufradeintrittswinkel β_{1b} der geometrisch bedingt ist. Die Variation mit der Strukturkonstante ist ebenfalls in der Berechnung im Anhang A ersichtlich.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird zunächst eine Beschreibung der Modellmaschine, samt eingebauter Messtechnik, erfolgen. Darauf folgt eine Vorbetrachtung und Evaluierung des Messplans für die weiteren Versuche. Die in diesem Kapitel gesammelten Erkenntnisse und Resultate, werden in weiterer Folge den messtechnischen Resultaten gegenübergestellt und verglichen, um eine Aussage über die literarischen Abschätzungsformeln tätigen zu können.

3 Versuchsaufbau und Instrumentierung

In diesem Kapitel wird nun näher auf den Versuchsaufbau des Pumpturbinenmodells der Technischen Universität Wien eingegangen. Zu Beginn wird der allgemeine Aufbau des Prüfstandes mit sämtlichen verbauten Komponenten, sowie deren Anordnung gezeigt und erläutert. Anschließend werden die einzelnen Komponenten des Prüfstandes mit ihrer Funktion und den Einsatzgrenzen beschrieben. Abgerundet wird dies mit einer Beschreibung der verwendeten Messgeräte, die mir für die Auswertung der Ergebnisse die entsprechenden Messwerte liefern.

3.1 Prüfstand der Technischen Universität Wien

In der nachfolgenden Abbildung 12 ist das Rohrleitungs- & Instrumentenfließbild des Prüfstandes der TU Wien am Standort Arsenal zu sehen. Es handelt sich hier um einen Pumpturbinenprüfstand der das Erforschen von Modellaufrädern sowie aller angrenzenden Komponenten und Phänomene (Kavitation, Durchgangsdrehzahl,...) ermöglicht. Hierbei handelt es sich laut [22] um ein homologes Modell einer Großausführung und gestattet somit genaue Vergleiche von Modell- zu Realmaschine zu ziehen.

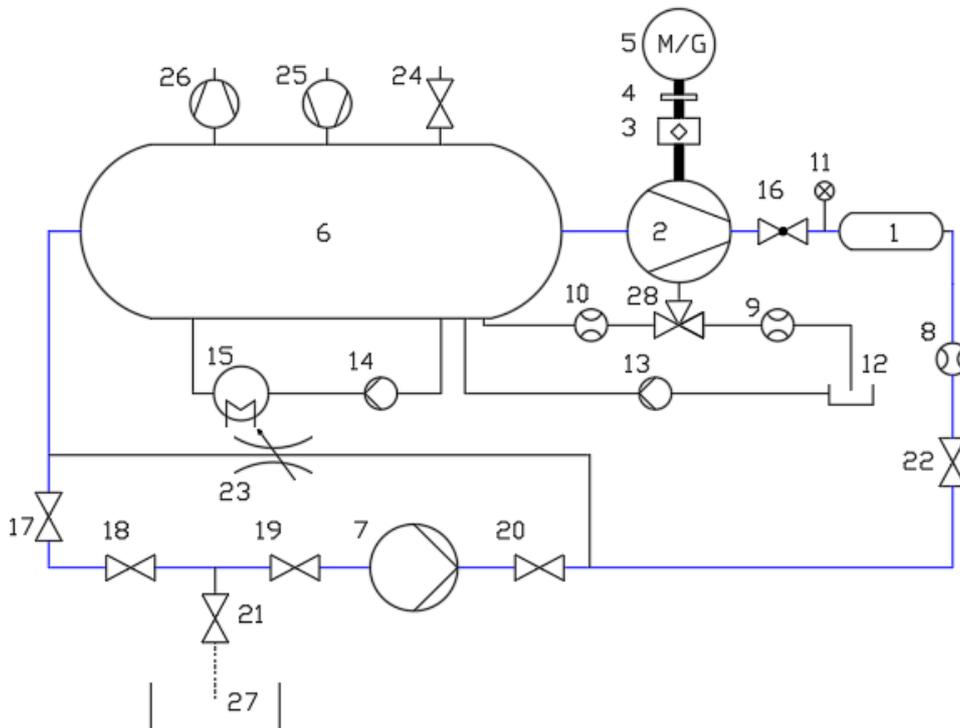


Abbildung 12: Versuchsaufbau Pumpturbinenprüfstand angelehnt an [7]

Bauteile: 1 Oberwasserkessel, 2 Modellmaschine, 3 hydrostatisches Lager, 4 Drehmomentenmessflansch, 5 Motorgenerator, 6 Unterwasserkessel, 7 Versorgungspumpe, 8 Durchflussaufnahme, 9 und 10 Spaltwasser-Durchflussaufnahme, 11 Druckaufnahme, 12 Ausgleichsbehälter, 13 Ausgleichspumpe, 14 Kühlwasserpumpe, 15 Wärmetauscher-Triebwasser, 16 Kugelschieber, 17 - 22 Absperrklappe, 23 Nadelventil, 24 Entlüftungsventil, 25 Druckluftkompressor, 26 Vakuumpumpe, 27 Versorgungsbecken, 28 Dreiwege-Ventil

Der Versuchsaufbau besteht grundsätzlich aus den Hauptkomponenten, nämlich der Pumpturbine (2), dem Motorgenerator (5), dem Oberwasserkessel (1) sowie dem Unterwasserkessel (6). Um einen geschlossenen Kreislauf zu erzeugen, kann das Absperrorgan (21) zum Versorgungsbecken (27) geschlossen werden, nachdem der Kreislauf hiermit vollständig mit Wasser gefüllt wurde. Die Versorgungspumpe (7) wird im geschlossenen Kreislauf auch als Kreislaufpumpe verwendet und ist als Radialpumpe mit einer Leistung von 195 kW ausgeführt. Die Versorgungspumpe (7) fördert das Arbeitsmedium aus dem Unterwasserkessel (6) über Rohrleitungen in den Oberwasserkessel (1) der das Oberwasserbecken des Prüfstandes darstellt und generiert somit eine gewisse Förderhöhe. Der Prüfstand ist des Weiteren mit einem 400 kW Motorgenerator (5) sowie einem Frequenzumrichter für einen Vier-Quadranten-Bereich ausgestattet. Abhängig von dem Quadranten, in dem man sich befindet, kann der Frequenzumrichter im Generatorbetrieb Leistung von der Turbine aufnehmen und Rückspeisen. Im Pumpbetrieb wird elektrische Energie aufgenommen und in hydraulische Energie transformiert. Der Durchfluss wird mittels eines magnetisch-induktiven Messaufnehmer (8) zwischen Oberwasserkessel und Versorgungspumpe (7) gemessen. Um die Temperatur im Kessel nahezu konstant zu halten kann diese durch einen Wärmetauscher (15) reguliert werden. Leckagewasser aus der Pumpturbine kann direkt über ein Dreiwegeventil (28) einem Ausgleichsbehälter (12) zugeführt und mittels der Ausgleichspumpe (13) dem Kreislauf wieder zugeführt werden. Der absolute Druckbereich an der Niederdruckseite der Pumpturbine kann von 40 mbar bis 6 bar reguliert werden. Hierfür kann mittels einer Vakuumpumpe (26) der Druck reduziert werden oder über einen Druckluftkompressor (25) Luft in den Unterwasserkessel (6) eingeblasen werden. Über das Entlüftungsventil (24) lässt sich im Unterwasserkessel eine atmosphärische Beaufschlagung simulieren oder eben über den Druckluftkompressor ein anderer Druck einstellen.

3.1.1 Laufrad

Das Laufrad der Modellmaschine besteht aus sieben Laufschaufeln und besitzt einen Eintrittsdurchmesser (niederdruckseitig) $d_1 = 487,52 \text{ mm}$ und einen Austrittsdurchmesser $d_2 = 276,4 \text{ mm}$ an der Turbine. Die spezifische Drehzahl n_q beträgt im Pumpbetrieb gleich $41,6 \text{ min}^{-1}$ und im Turbinenbetrieb gleich $41,8 \text{ min}^{-1}$. [9]

3.1.2 Leitapparat

Der Leitapparat besteht aus 20 Leitschaufeln und derselben Anzahl an Stützschaufeln. Die Leitschaufeln sind über einen Verstellring miteinander verbunden und werden über einen Linearantrieb betätigt und mittels eines Drehgebers wird der Absolutwert des Leitschaufelwinkels bestimmt. Das Spiralgehäuse besteht aus zwei Aluminiumteilen, die mittels einer CNC-Fräse hergestellt wurden. Der Stützring wurde aus einer Aluminiumbronzelegierung gefertigt.

3.1.3 Saugrohr

Saugseitig an der Maschine ist nach dem Laufradaustritt das Saugrohr angebracht. Dieses besteht aus dem Diffusor, dem Saugrohrkrümmer, dem Saugrohrfuß und der Saugrohrverlängerung, die in den Unterwasserkessel (6) ragt. Sämtliche Bauteile des Saugrohrs bestehen aus Stahl. Zur besseren Einsehbarkeit in den Strömungsverlauf, wurden zwei Sichtfenster aus Acrylglas am Konus angebracht.

3.2 Instrumentierung

Der hier vorliegende Abschnitt befasst sich mit der Instrumentierung des Prüfstandes sowie mit den dafür verwendeten Messgeräten. In Tabelle 6 sind die in dem Prüfstand verbauten Messaufnehmer mit ihren Messbereichen inklusive Messgenauigkeiten ersichtlich.

Tabelle 6: Übersicht der Messaufnehmer mit den zu erfassenden Messbereichen

	Messwert	Aufnehmer	Hersteller	Ausgang	Messbereich	Messabweichung
Druck	p_1 (Head p)	PMP51	E+H	4 ... 20 mA	-1 ... 10 bar	< 0,075% v.M.
	p_2 (Tailrace)	PMP51	E+H	4 ... 20 mA	-1 ... 4 bar	< 0,075% v.M.
	Δp_{12}	PMP55	E+H	4 ... 20 mA	0 ... 10 bar	< 0,02% v.M.
Durchfluss	Q_1	Promag 53W	E+H	4 ... 20 mA	-250 ... 250 l/s	$\pm 0,2\%$ v.M.
	q'	Promag 12D25	E+H	4 ... 20 mA	0 ... 5 l/s	$\pm 0,1\%$ v.M.
Drehmoment	T_m	T12HP	HBM	-10 ... 10 V DC	-3 ... 3 kNm	0,1% v.M.
	T_{LR}	Typ U1	HBM	-10 ... 10 V DC	11,7 ... -35,2 Nm	0,1% v.M.
Drehzahl	n_N	T12HP-S4	HBM	5 ... 15 kHz	2 ... 12000 U/min	-
Leitapparatöffnung	α	ARS60	Sick	13,145 ... 16,41 mA	0 ... 35°	-

3.2.1 Druck

Die Druckmessung erfolgt mittels zwei Druckaufnehmer, einmal auf der Hochdruckseite (p_2) und einmal auf der Niederdruckseite (p_1). Des Weiteren kann auch der Differenzdruck der beiden Stellen dazwischen gemessen werden. Die Technischen Daten der Aufnehmer können aus Tabelle 6 entnommen werden. Die Platzierung der einzelnen Drucksensoren in der Modellmaschine kann aus Abbildung 13 entnommen werden.

Grundsätzlich handelt es sich bei den beiden Druckaufnehmer um Messgeräte der Firma *Endress und Hauser* und besitzen die Typenbezeichnung *Cerabar M PMP51*. Der Messfühler auf der Niederdruckseite besitzt einen Messbereich von -1 bis 4 bar gegen Atmosphäre und hochdruckseitig wird ein Bereich von -1 bis 10 bar gegen Atmosphäre erfasst. Am Ausgang wird ein Stromsignal zwischen 4 und 20 mA ausgegeben.

Um die Förderhöhe H zu ermitteln, wird der Differenzdruck von den beiden Stellen mittels einem separaten Differenzdruckaufnehmer des Type *Deltabar M PMD55*, ebenfalls von der Firma *Endress und Hauser* gemessen. Dieser besitzt einen Messbereich von 0 bis 10 bar und ein Ausgangssignal von ebenfalls 4 bis 20 mA. Die maximale Messabweichung beträgt bei beiden Typen (*Cerabar* und *Deltabar*) 0,075%, bezogen auf den Messbereich.

Die Förderhöhe H wird nach untenliegender Gleichung berechnet. In dieser Gleichung hat einerseits die Druckdifferenz $\Delta p_{12} = p_1 - p_2$ zwischen Spiraleintritt und Saugrohraustritt sowie andererseits die Differenz der Geschwindigkeiten Auswirkung auf die Förderhöhe H .

$$H = \frac{\Delta p_{12}}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (3.1)$$

Die Geschwindigkeiten an den jeweiligen Stellen, Hochdruckseitig (p_2 bzw. $p_{Tailrace}$) und Niederdruckseitig (p_1 bzw. p_{Head}) ergeben sich durch die Durchflüsse und Querschnittsabmessungen an diesen Stellen.

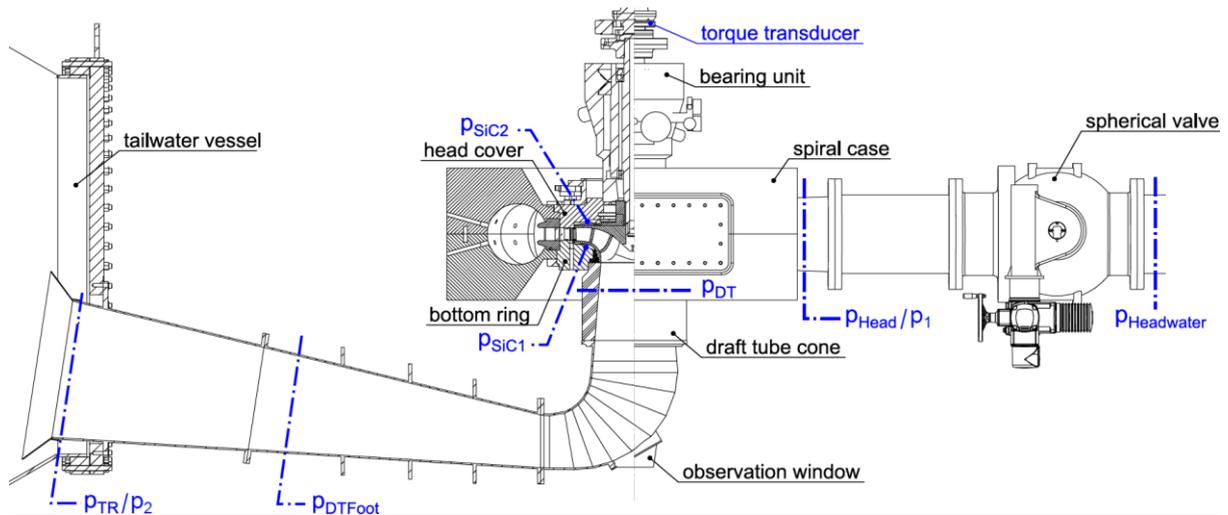


Abbildung 13: Übersicht der verschiedenen Messpunkte für die Bestimmung des Druckes der Modellmaschine angelehnt an [9]

3.2.2 Durchfluss

Die Durchflussmessung findet mittels einem magnetisch-induktiven Messaufnehmer vom Typ *Promag 53W* der Firma *Endress und Hauser* statt. Platziert wurde dieser (8) in der Hauptleitung kurz vor dem Oberwasserkessel (1). Demzufolge wird der Durchfluss Q_1 , welcher der Turbine zugeführt wird, direkt gemessen.

Dieser Messsensor besitzt einen Messbereich von -250 bis 250 l/s und der Messausgang wird ebenfalls als Stromsignal zwischen 4 und 20 mA gemessen. Der Verluststrom q^l (Spaltwasser) wird ebenfalls erfasst, mittels einem Durchflussaufnehmer des Typ *Promag 12D25*, der Firma *Endress und Hauser*. Das Spaltwasser q^l wird an vier symmetrisch angeordneten Stellen am Turbinendeckel abgeleitet und einer gemeinsamen Sammelleitung zugeführt. Der Spaltwassermessaufnehmer besitzt einen Messbereich von 0 bis 5 l/s und das Ausgangssignal ist wieder ein Stromsignal zwischen 4 und 20 mA.

In der nachfolgenden Abbildung ist die Aufteilung der einzelnen Durchflüsse ersichtlich. Q_1 ist der zugeführte Volumenstrom, der auch messtechnisch erfasst wird.

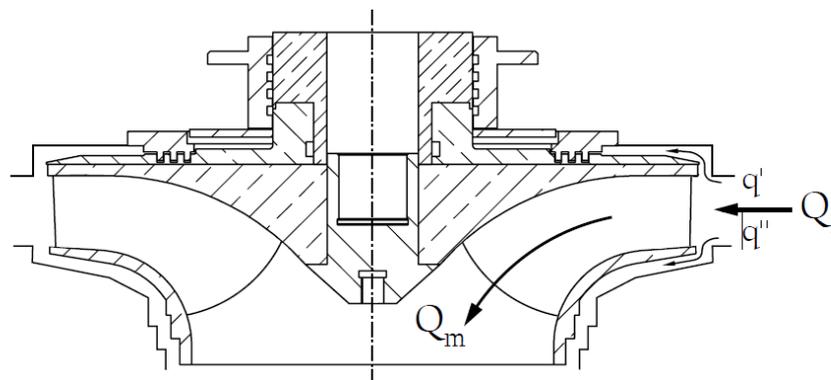


Abbildung 14: Volumenströme in einer Modellmaschine [22] nach [8]

$$Q_1 = Q_m + q^I + q^{II} \quad (3.2)$$

Der Volumenstrom q^{II} bleibt im Kreislauf vorhanden wohingegen q^I den Hauptkreislauf über die Labyrinthdichtung verlässt und als Sickerwasser weggeht (wird später wieder dem Nebenkreislauf zugeführt). Der Verlust aufgrund des Spaltwasserstroms beträgt zumeist zwischen 1-2% des Durchflusses.

3.2.3 Drehmoment

Um das Drehmoment am Francislaufrad T_T zu erfassen, ist es notwendig, das Lagerreibmoment messtechnisch zu erfassen und aufzuaddieren. Im Zuge der Messungen an der Modellmaschine wird das Wellendrehmoment T_m über den Drehmomenten-Messflansch des Typ *T12Hp* des Herstellers *Hottinger Baldwin Messtechnik* erfasst. Der Messaufnehmer liefert hierbei ein Spannungssignal zwischen -10 bis 10 Volt welches direkt proportional zu einem Messbereich von -3 kNm bis 3 kNm ist. Liegt kein Drehmoment an, somit wird ein Spannungssignal von 0 Volt ausgegeben. Die Messung erfolgt durch die Erfassung der anliegenden Kraft und durch Umrechnung mittels des Hebelarms kann auf das anliegende Drehmoment zurückgeführt werden. Splittet man das gemessene Moment durch den Drehmomentmessflansch T_m auf, so ergibt sich folgende Abhängigkeit.

$$T_m = T_G + T_W \quad (3.3)$$

Das Verlustmoment T_{LR} aufgrund der Lagerreibung wird über eine Drehmomentenstütze von einer Kraftmesszelle des Typ U1 der Firma *Hottinger Baldwin Messtechnik* erfasst. Das am Francislaufrad anliegende Drehmoment T_T kann nun mittels Formel 1.10 aus Abschnitt 1.4.4 berechnet werden.

3.2.4 Drehzahl

Die Drehzahl n_N wird bei dem Versuchstand durch einen digitalen Aufnehmer des Typ *T12HP* des Herstellers *Hottinger Baldwin Messtechnik* ermittelt. Das Prinzip hinter der Drehzahlmessung, ist eine optische Abtastung einer metallischen Schlitzscheibe mit 360 mechanischen Inkrementen mittels einem Infrarotstrahl. Der Nennbereich liegt zwischen 2 und 12000 U/min und das Ausgangssignal ist ein Frequenzsignal zwischen 5 bis 15 kHz.

3.2.5 Leitapparatöffnung

Der Leitapparatwinkel α_0 bzw. die Leitapparatöffnung a der Francisturbine kann mittels des Verstellapparats zwischen 0 und 35° bzw. 0 und 45,7 mm variiert werden. Hierbei wird von der Steuerwarte ein Sollwert von 0 bis 100 % an die SPS vorgegeben, dieser anschließend in ein skaliertes Stromsignal umgewandelt und an den Linearantrieb übergeben wird. Ein an der Leitschaufel angebrachter Inkrementalgeber gibt die absolute Stellung der Leitschaufel unabhängig vom Antrieb wieder.

3.3 Grenzbetrachtung der Anlagenkomponenten

Dieser Abschnitt handelt von der Vorbetrachtung und Grenzbetrachtung der Parameter der Anlagenkomponenten. Nachfolgend werden die einzelnen Anlagenkomponenten samt erhobener Grenzen angeführt. Aufbauend auf dies wird in weiterer Folge die Planung der möglichen Messpunkte durchgeführt.

1. Motor-Generator

Der Motorgenerator der Firma Siemens besitzt eine Nennleistung von 400 kW. Der Bestpunkt des Motorgenerators liegt bei einer Spitzendrehzahl von $1500 \frac{1}{min}$ mit einem Spitzendrehmoment von $2641,1 Nm$. Die Belastungsgrenze des Motor-Generators ist bei $3000 \frac{1}{min}$ erreicht. Das maximale Drehmoment bzw. Kippmoment ist bei $8719 Nm$. Das dazugehörige Leistungsteil ist von der Firma Sinamics und besitzt einen verfügbaren Dauerstrom von 715 A.

2. Antriebswelle

Die Gelenkwelle wurde von der Firma Wichmann gefertigt und ist ebenfalls auf eine maximale Drehzahl von $3000 \frac{1}{min}$ ausgelegt worden.

3. Oberwasser- und Unterwasserbehälter

Der Oberwasserbehälter besitzt ein Volumen $3900 l$ und einen maximalen Betriebsüberdruck von $25 bar$. Unterwasserseitig wurde der Behälter auf maximal $5 bar$ Betriebsüberdruck ausgelegt und auf ein Füllvolumen von $15000 l$.

3.3.1 Zusammenfassung

Die bei der Vorbetrachtung erhobenen Grenzwerte der Anlagenkomponenten werden lediglich durch die maximale Nenndrehzahl von $3000 \frac{1}{min}$ begrenzt, dies stellt somit die einzige wesentliche Grenze für die weiterführende Planung der Versuchsbereiche dar. Maximale Drehmomente spielen bei den Messungen der Durchgangsdrehzahl nicht zwingend eine Rolle, da aufgrund des Lastabwurfes beim Motorgenerator keine Torsion bzw. Biegung der Antriebswelle entstehen kann.

4 Messablauf

In diesem Kapitel wird die Evaluierung der zu messenden Daten und Größen mittels der Modellpumpturbine behandelt. Einerseits werden Werte für die Erstellung eines Vier-Quadranten-Kennfeldes erhoben und andererseits werden Messgrößen für die Bestimmung der Durchgangsdrehzahlen evaluiert.

4.1 Vier-Quadranten Kennfeld

Dieser Abschnitt behandelt die Vermessung des Vier-Quadranten-Kennfeldes und die Erfassung der dabei entstehenden Wirkungsgradverläufe, jeweils für die konstante Förderhöhe $H = 20 \text{ m}$ sowie für die unterschiedlichen Leitapparatöffnungen a . Mithilfe der gemessenen Werte soll in weiterer Folge jeweils der Bestpunkt der einzelnen Kennlinien bei unterschiedlichen Leitapparatöffnungen erhoben werden, um diese in späterer Folge in Relation zu dem Drehzahlfaktor bei Runaway zu setzen.

4.1.1 Erhobene Messgrößen und Messablauf

Zunächst wurde im Zuge der Feststellung der Charakteristika eine Erhebung bzw. Analyse historischer Messdaten, die von ehemaligen Diplomanden ([23-25]) erhoben wurden durchgeführt. Dabei wurden, die für diese Diplomarbeit relevanten Messdaten gefiltert und als Ausgangspunkt für die weiteren Messungen verwendet. In der nachfolgenden Tabelle sind für eine konstante Förderhöhe $H = 20 \text{ m}$ die verschiedenen eingestellten Leitapparatöffnungen a in mm zu sehen. Die dort geschriebenen Messparameter wurden sowohl mittels historischer Daten als auch durch eigens festgelegte Messpunkte ($a = 12, 20, 23, 26, 30, 36 \text{ mm}$) vervollständigt.

Tabelle 7: Messungen: anliegende Förderhöhe H und eingestellte Leitapparatöffnungen a

H in m	20												
a in mm	3,0	6,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,4	20,0	21,0	23,0	26,0	30,0	34,0

Aufbauend auf den zuvor erstellten Messplan, wie in Tabelle 7 ersichtlich, konnte mit der Vorbereitung des Versuchsprüfstandes (Abbildung 12) gestartet werden. Zunächst wurde der Kreislauf mittels Wasser aus dem Tiefbecken (27) durch die Versorgungspumpe (7) befüllt. Nach dem Befüllvorgang konnte das Absperrventil (21) zum Tiefbecken verschlossen werden. In blauer Farbe gekennzeichnet sieht man in Abbildung 12 den eigentlichen Kreislauf, der für den Turbinierbetrieb von Relevanz ist.

Nach der Befüllung konnte der Versuchskreislauf für einen Turbinenbetrieb vorbereitet werden. Dafür werden die Absperrventile (16), (22), (20), (19), (18), (17) geöffnet. Vor dem Start wurde eine Nullmessung durchgeführt, um etwaige Offsets für spätere

Auswertungen zu dokumentieren. Sowohl die Modellmaschine als auch die Versorgungspumpe wurden eingeschalten. Angestrebt wurde eine Einstellung im ersten Quadranten um dort anschließend die gewünschte Leitapparatöffnung a einzustellen. Weiters konnte durch das Erhöhen der Drehzahl der Versorgungspumpe die gewünschte Förderhöhe eingestellt werden. Mittels paralleler Regulierung der Drehzahl von Modellmaschine und Versorgungspumpe konnte man sich so im Vier-Quadranten-Kennfeld bewegen. Die Messungen wurden alle bei $T_{ED} = 0$ gestartet und in Richtung $T_{ED} > 0$ fortgesetzt.

4.2 Durchgangsdrehzahl

Dieses Kapitel ist ähnlich aufgebaut wie Abschnitt 4.1, es beginnt mit einer anfänglichen Aufschlüsselung der zu messenden Betriebspunkte, anschließend erfolgt die Erläuterung der Messungen. Ziel ist es, bei unterschiedlichen Leitapparatöffnungen und Förderhöhen, Kennlinien für die Durchgangsdrehzahlen zu erheben.

4.2.1 Erhobene Messgrößen der Vorbetrachtung

Im Zuge der Erhebung der Messgrößen wurden zunächst wie im Abschnitt 4.1.1 historische Messdaten ehemaliger Diplomanden recherchiert. Dabei konnten vereinzelte Messergebnisse von [7] übernommen werden. Diese wurden in Folge vorab ausgewertet und dienten als Ansatz für weitere Überlegungen. In der nachfolgenden Tabelle sind die übernommenen Betriebspunkte ersichtlich.

Tabelle 8: Messungen: anliegende Förderhöhe H und eingestellte Leitapparatöffnungen a der Messungen, historische Daten

H in m	10	15	20	25	30						
a in mm	0,8	1,6	3,0	4,3	5,5	6,8	10,0	13,3	16,5	20	23
	26	30	32,8	36	39,2	42	45,7				

Ausgehend von den oben übernommenen Daten fand zunächst eine Datenauswertung statt. Dabei wurde zunächst die Durchgangsdrehzahl für die unterschiedlichen Förderhöhen über die Leitapparatöffnung aufgetragen. Zur besseren Veranschaulichung der normierten Zahlenwerte wurde folglich eine Darstellungsform aus der IEC 60193 [8] verwendet, bei der der Durchflussfaktor sowie Drehzahlfaktor (beide Kennzahlen bei Durchgangsdrehzahl) über die Leitapparatöffnung aufgetragen werden. In Abbildung 15 und Abbildung 16 ist zunächst die Darstellung der übernommenen historischen Daten für jede Förderhöhe $H = [10, 15, 20, 25, 30] m$ ersichtlich. In Abbildung 15 erkennt man, dass bei der maximalen Leitapparatöffnung ($a = 45,67 mm$) bei einer Förderhöhe von $30 m$, eine Durchgangsdrehzahl von $1347,61 1/min$ erreicht wird. Bei der niedrigsten gemessenen Förderhöhe ($H = 10 m$) stellt sich bei $a = 45,67 mm$ eine Durchgangsdrehzahl von $791,55 1/min$ ein. Weiters ist ersichtlich, dass ab einer Leitapparatöffnung von $a = 13,27 mm$, der Verlauf linear fortgeführt wird.

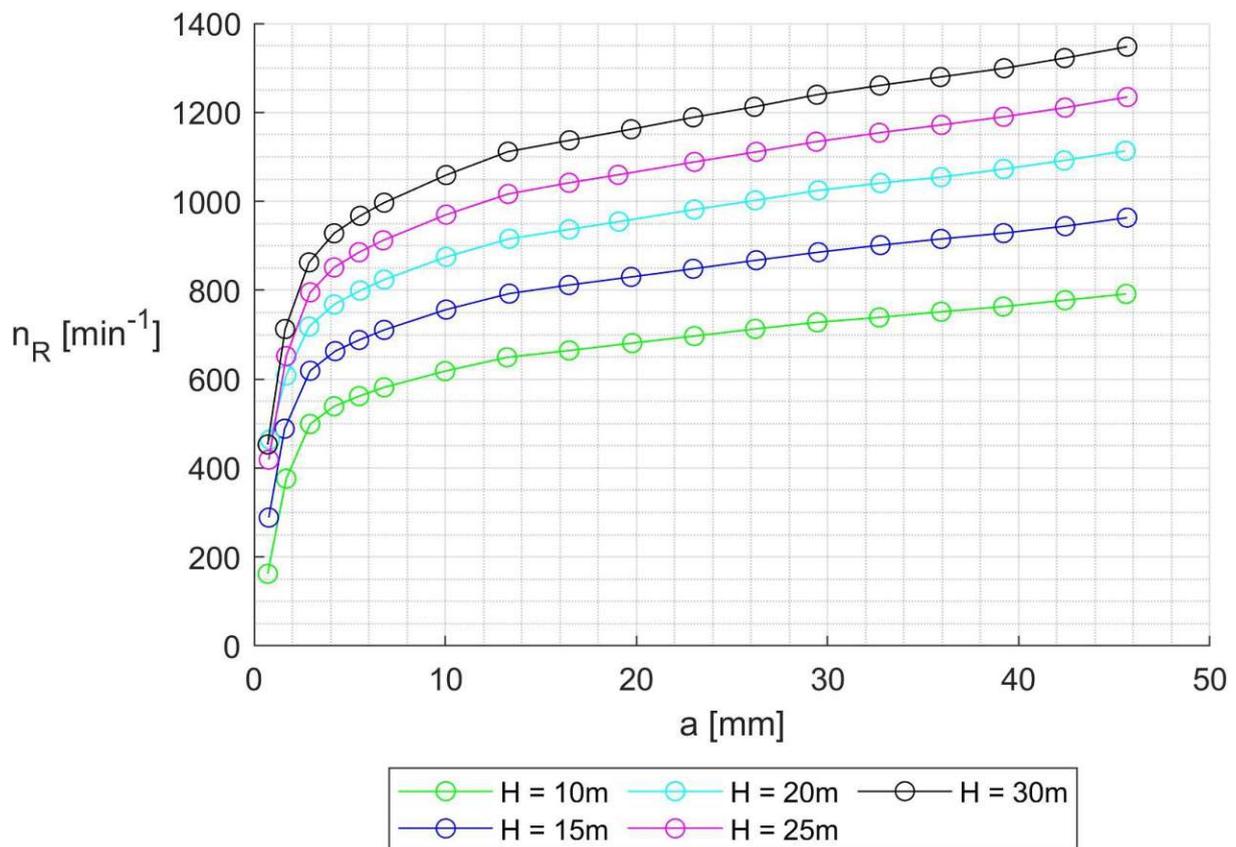


Abbildung 15: Messung: Durchgangsdrehzahl für unterschiedliche Förderhöhen H und Leitapparatstellungen a

Wie zu erwarten war, sind die Drehzahlfaktoren und Durchflussfaktoren für die unterschiedlichen Förderhöhen, wie in Abbildung 16 zu erkennen ist, nahezu deckungsgleich. Ebenso, wie in der Abbildung 15, ist ein linearer Verlauf des Drehzahlfaktors ab einer Leitapparatöffnung von $a = 13,27 mm$ ersichtlich. Von

geringen bis hin zu maximalen Leitapparatöffnungen, weist der Durchflussfaktor ein nahezu lineares Verhalten auf und wird mit zunehmender Leitapparatöffnung größer.

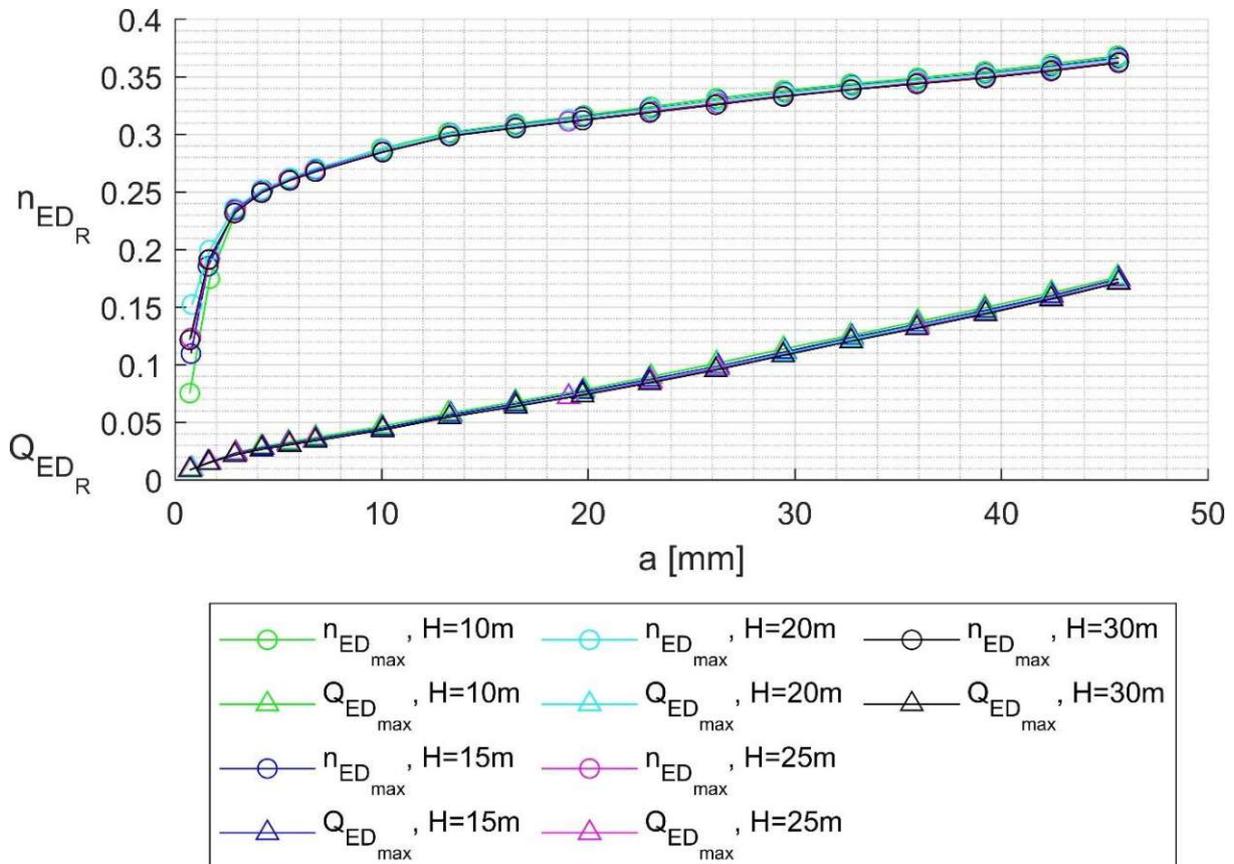


Abbildung 16: Messung: Darstellung des Durchfluss- und Drehzahlfaktors über die Leitapparatöffnung für verschiedene Förderhöhen (historischer Messwerte)

Aufbauend auf diesen Werten konnte eine erste Abschätzung für größere Förderhöhen getätigt werden, die die nachfolgende Evaluierung der weiteren Messpunkte erleichtert. Für die Abschätzung wurden zwei verschiedene Varianten gewählt.

Variante 1:

Die erste Variante basierte auf der Verwendung des Drehzahlfaktors bei den unterschiedlichen Leitapparatöffnung. Ausgewertet wurde diese an der höchst gemessenen Förderhöhe von $H = 30\text{ m}$. Diese Entscheidung wurde getroffen, da deutlich erkennbar ist, dass sich mit steigender Förderhöhe die einzelnen Kennlinien annähern und ihre Differenz zueinander somit geringer wird. Dieses Verhalten ist grafisch sehr gut erkennbar und wird in weiterer Folge bei dem messtechnischen Abschnitt (Abschnitt 5.1) mittels der zusätzlichen Kennlinien weiterer Messpunkte, ergänzt und grafisch dargestellt. Anschließend soll die hier aufgestellte Behauptung bezüglich der gegenseitigen Annäherung der Kennlinien erneut beleuchtet werden.

Für die Abschätzung wurde Formel 1.2 herangezogen und diese wurde anschließend auf die Durchgangsdrehzahl umgeformt, um so eine Funktion in Abhängigkeit von der

Förderhöhe (Formel 4.1) zu erhalten. Als Durchmesser wurde hier der Saugrohrdurchmesser $d_2 = 0,276415 \text{ m}$ verwendet.

$$n_R(H) = \frac{n_{ed_{30m}} * \sqrt{g * H}}{d_2} \quad (4.1)$$

In weiterer Folge wurde mittels n_{ed} bei $H = 30 \text{ m}$ und d_2 , für weitere Förderhöhen $H = [40, 50, 60, 70, 80, 90] \text{ m}$ die Durchgangsdrehzahlen berechnet. In Abbildung 18 ist das Ergebnis der extrapolierten Werte für $n_{ed_{30m}}$ ersichtlich.

Variante 2:

Für die zweite Variante wurde eine Extrapolation in Matlab durchgeführt. Hierfür wurde zunächst eine beliebige gemessene Leitapparätöffnung gewählt. Bei dieser wurde anschließend für jede Förderhöhe die dazugehörige Durchgangsdrehzahl erhoben. Folglich wurde in diese Punkteschar mittels einer *power2*-Funktion in Matlab ein Fit erzeugt. Ausschlaggebend für die Wahl dieser Funktion war die genaue Anpassung an die Messpunkte und das hohe Konfidenzintervall von 95%. In Formel 4.2 ist die Näherungsfunktion ersichtlich. Die Variablen a, b und c wurden aufgrund des vorherrschenden Kurvenverlaufs automatisch von Matlab bestimmt. Dieses Vorgehen wurde für jede Förderhöhe und bei jeder zuvor festgelegten Leitapparätöffnungen durchgeführt. Die dabei erzeugte Funktion konnte verwendet werden, um bei den weiteren Förderhöhen $H = [40, 50, 60, 70, 80, 90] \text{ m}$ die dazugehörige Durchgangsdrehzahl zu bestimmen. Durch die anschließende Kombination der einzelnen Punkte gleicher Leitapparätöffnung bei den jeweiligen Förderhöhen konnten weitere Punkte extrapoliert werden.

$$\text{Power2} = a * x^b + c \quad (4.2)$$

In Abbildung 17 ist beispielhaft die Vorgehensweise der Extrapolation für die Leitapparätöffnung bei $a = 19,7 \text{ mm}$ ersichtlich. Die grafische Darstellung der historischen Daten in Blau dargestellt, die extrapolierten Punkte für weitere Förderhöhen in Rot. Diese Vorgehensweise wurde bei den Leitapparätstellungen $a = [0,8; 6,8; 13,3; 19,7; 26,3; 32,8; 39,2; 45,7] \text{ mm}$ und den oben genannten Förderhöhen angewendet. Daraus resultierten sechs neue Kennlinien für die Durchgangsdrehzahl bei verschiedenen Leitapparätöffnungen.

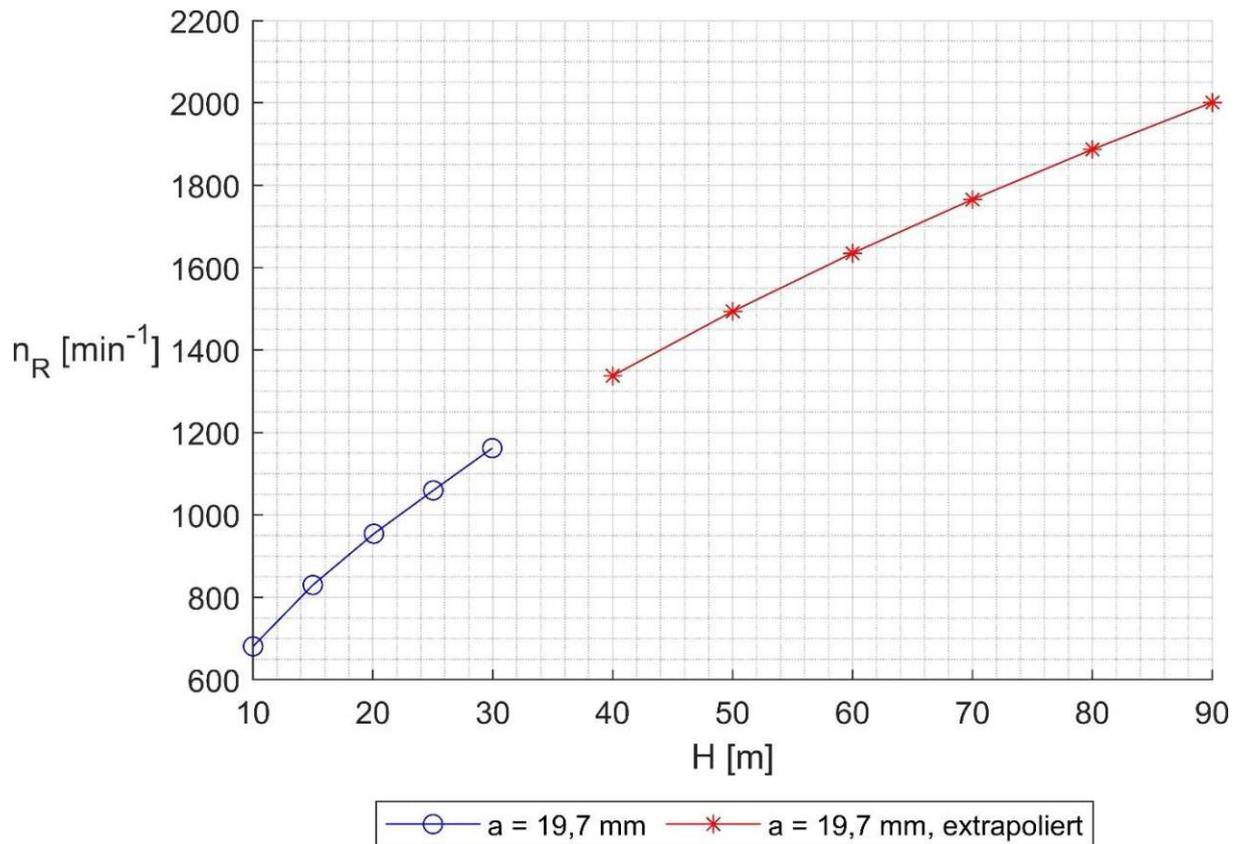


Abbildung 17: Darstellung der fortgeführten Extrapolation der einzelnen Leitapparatöffnungen

Abbildung 18 zeigt eine Gegenüberstellung der beiden Varianten und der dabei erzielten Ergebnisse der Abschätzungen. Für beide Varianten sind für die unterschiedlichen Förderhöhen $H = [40, 50, 60, 70, 80, 90] m$ die dazugehörigen Durchgangsdrehzahlen erkennbar. Punkte mit einer kreisförmigen Markierung wurden mittels der Power2-Funktion extrapoliert und jene mit einer sternförmigen Markierung über n_{ed} bei $H = 30m$ berechnet.

Die Darstellung zeigt, dass die Ergebnisse der beiden Methoden mit zunehmender Förderhöhe eine immer größer werdende Differenz aufzeigen. Dies beruht wahrscheinlich auf einer gewissen Ungenauigkeit oder Unsicherheit der Abschätzung der Ergebnisse, wodurch der Abstand zwischen ihnen mit zunehmender Förderhöhe leicht zunimmt. Dennoch lässt sich hiermit eine sehr detaillierte und zielführende Abschätzung treffen. Vergleicht man den absoluten Unterschied von der Abschätzung mittels n_{ED} mit den Ergebnissen, die extrapoliert wurden, so ist bei einer Förderhöhe von $H = 40m$ eine durchschnittliche absolute Abweichung von 0,7% ersichtlich. Diese nimmt mit steigender Förderhöhe zu und erreicht bereits bei $H = 90m$ eine durchschnittliche absolute Abweichung von 1,7%. Anhand einer späteren, messtechnischen Untersuchung soll anschließend die Genauigkeit dieser beiden Methoden validiert werden.

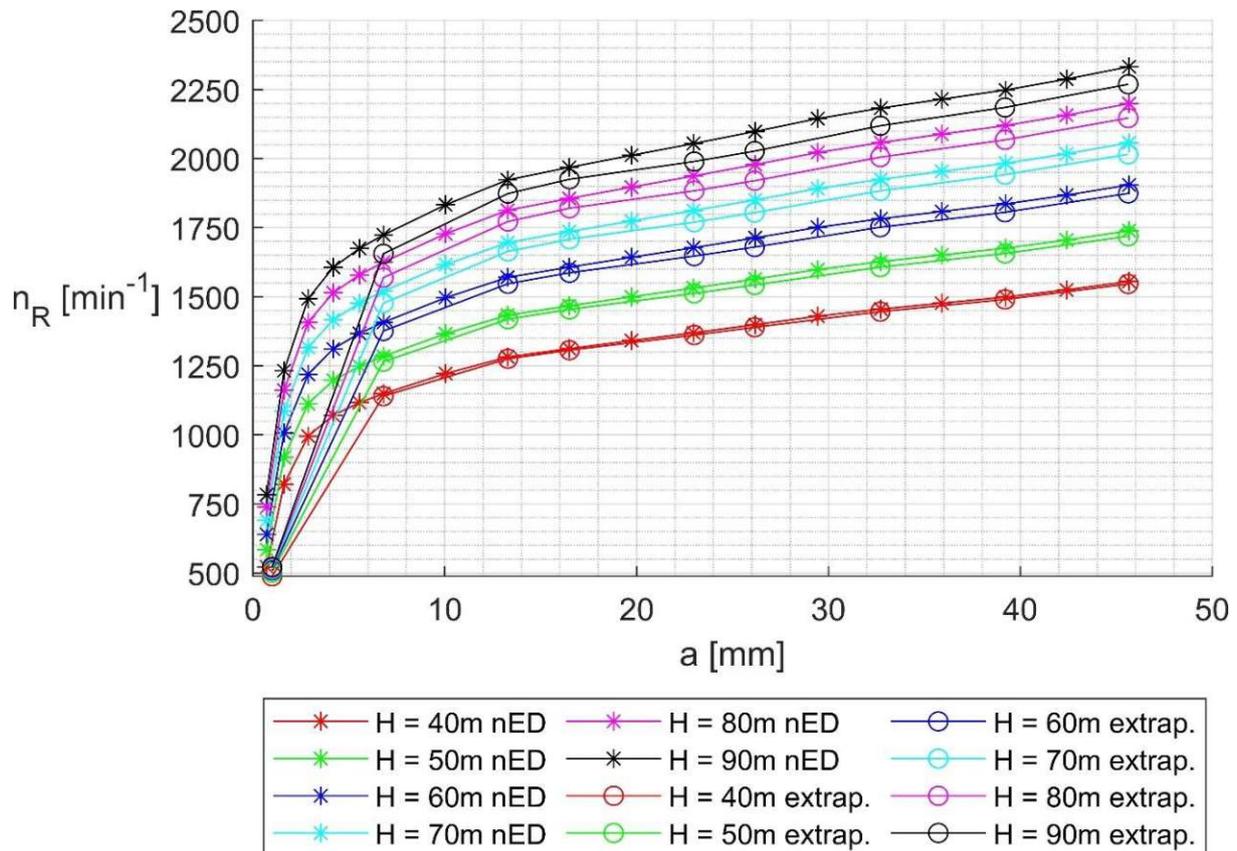


Abbildung 18: Abschätzung der Durchgangsdrehzahl; Variante 1: über n_{ed} ; Variante 2: extrapoliert über vorherige Messergebnisse

Die Darstellung der beiden Varianten in absoluten Zahlen ist in tabellarischer Form in Anhang C ersichtlich.

4.2.2 Messablauf

Nach erfolgreicher Vorbetrachtung mittels der beiden zuvor erwähnten Varianten (Abschnitt 4.2.1) und der Grenzbetrachtung der Anlagenkomponenten (Abschnitt 3.3) konnten nun die weiteren Messpunkte evaluiert werden. Im Zuge dieser Evaluierung kam man zu folgenden weiteren Messgrößen.

Tabelle 9: Messung: Evaluierte Messgrößen für die Bestimmung der Durchgangsdrehzahl

H in m	5	20	40	50							
a in mm	0,8	1,6	3,0	4,3	5,5	6,8	10,0	13,3	16,5	20	23
	26	30	32,8	36	39,2	42	45,7				

Aufbauend auf die zuvor erstellte Messplanung aus den Vorbetrachtungen und Grenzwerten der Anlage, resultieren zwei Arten der Versuchsdurchführung. Anhand der Formel 3.1 ersichtlich, setzt sich die Förderhöhe aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen. Die erste Variante basiert darauf, dass der Druck am Spiraleintritt konstant gehalten wird, wobei hier durch steigende

Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund steigender Durchflüsse die Bruttofallhöhe steigt. Bei der zweiten Möglichkeit wird die Förderhöhe mithilfe der Versorgungspumpe konstant gehalten, um so den Druck zu variieren. In den hier vorliegenden Messungen wurde mit einer konstanten Förderhöhe gearbeitet. Das ist darauf zurückzuführen, dass ein konstanter Druck den Nachteil hat, dass mit steigendem Durchfluss die Bruttofallhöhe steigen würde, was wiederum nicht praxisgerecht wäre.

Abbildung 12 zeigt ein Schema des aufgebauten und verwendeten Versuchskreislaufs. Der Kreislauf wurde mit Hilfe der Versorgungspumpe (7) vollständig mit Wasser aus dem Tiefbecken (27) gefüllt. Nach dem Befüllvorgang wurde die Verbindung zum Tiefbecken mit Hilfe des Absperrorgans (21) verschlossen und alle Ventile (16; 22; 20; 19; 18; 17) wurden geöffnet, um den Versuchskreislauf herzustellen. In blauer Farbe gekennzeichnet sieht man den für einen Turbinenbetrieb relevanten Versuchskreislauf. Für die Bestimmung der Durchgangsdrehzahl wurde der Fremdlüfter beim Motorgenerator eingeschaltet. Dieser Vorgang soll ein zu warm werden der Maschine verhindern. Anschließend wird die Freigabe für die Modellmaschine entfernt, sodass der Motorgenerator nicht bestromt wird und ein Drehen der Gelenkwelle und infolgedessen auch ein Durchdrehen der Gelenkwelle möglich ist.

Vor dem Start wurde im stationären Zustand der Anlage eine Nullmessung durchgeführt für den Fall eines vorhandenen Offsets. Folglich wurde der Leitapparat auf die gewünschte Öffnung a eingestellt (siehe Messplan in Tabelle 9) und mit Hilfe der Versorgungspumpe auf die gewünschte Förderhöhe H reguliert. Sobald sich bei dem gewünschten Messpunkt ein annähernd stationäres Verhalten eingependelt hatte, erfolgte die Messung. Diese setzte sich aus einer Messdauer von 20 Sekunden sowie einer Mittelung der aufgenommenen Messpunkte in dieser Zeit zusammen.

Nach Erhebung aller zu untersuchenden Messgrößen, der Beschreibung des Versuchsablauf und der Zusammenstellung der Messpläne ist es nun im nächsten Schritt möglich, die eigentliche messtechnische Untersuchung zu starten. Es wurden in diesem Kapitel für beide Versuchsreihen (Vier-Quadranten-Kennfeld und Durchgangsdrehzahl) Messpläne erstellt, die im nächsten Kapitel als Basis und Ausgangspunkt für die experimentelle Untersuchung dienen.

5 Messergebnisse und Interpretation

Dieses Kapitel behandelt die grafische Darstellung sowie die Interpretation der erzielten Messwerte und Ergebnisse. Es wird in dieser Arbeit hauptsächlich auf die Turbinenkennlinien und deren Verläufe eingegangen.

5.1 Durchgangsdrehzahlkennlinie nach IEC [8]

Wie bereits bei der Vorbetrachtung in Abschnitt 4.2 ersichtlich, wurde für die Darstellung des Drehzahl- und Durchflussfaktors bei Durchgang des Motorgenerators die Darstellungsmöglichkeit nach IEC gewählt. Ersichtlich ist in Abbildung 19 für die Förderhöhen $H = [30, 40, 50] \text{ m}$ der Durchflussfaktor Q_{ED} bzw. der Drehzahlfaktor n_{ED} . Die Daten wurden jeweils bei Runaway für unterschiedliche Leitapparatöffnungen a ausgewertet.

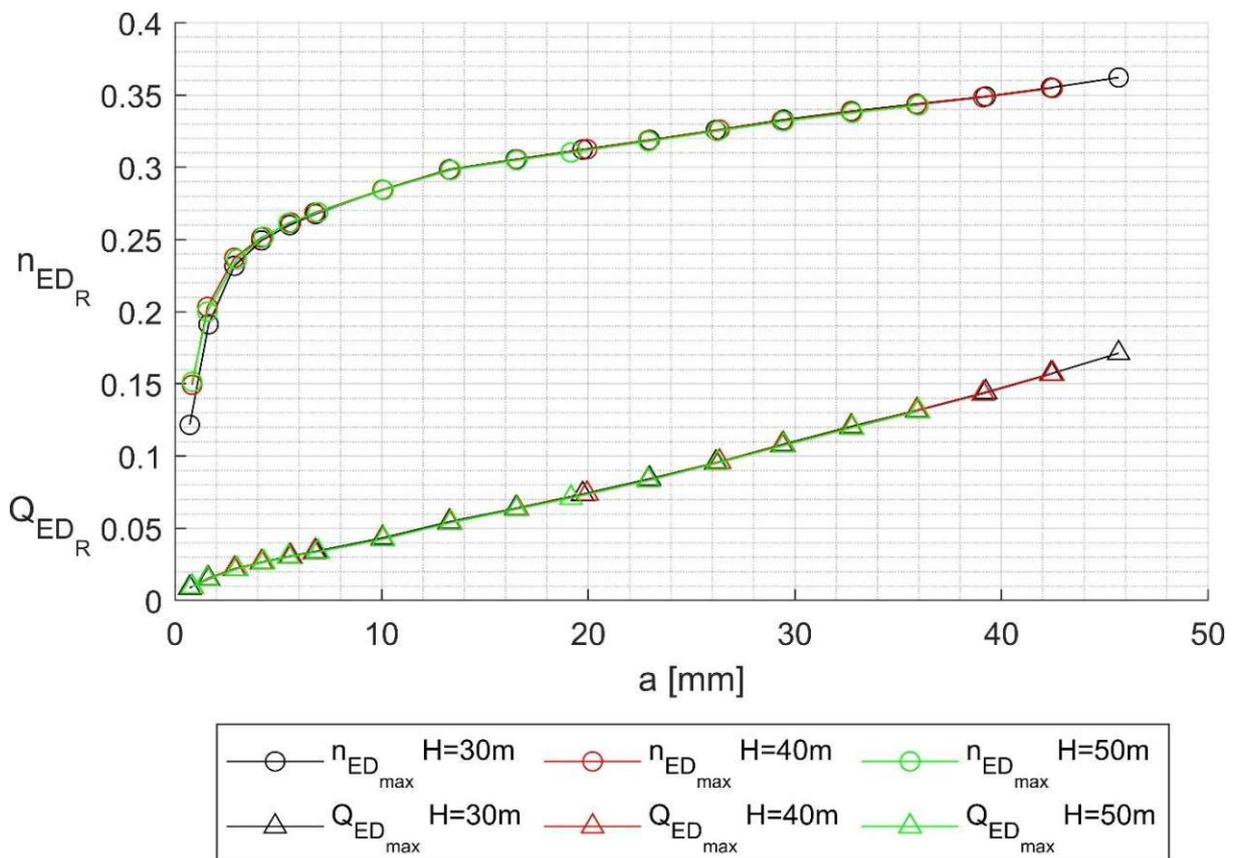


Abbildung 19: Durchgangsdrehzahlkennlinie angelehnt an IEC

Die Verwendung des Drehzahlfaktors bei Runaway n_{ED_R} bei $H = [30] \text{ m}$ entstand (siehe Erläuterung in Abschnitt 4.2) unter der Prämisse, dass die gezeigte Kennlinie bereits die untere Grenze darstellt und sich die weiteren Förderhöhen an dieser Grenze orientieren bzw. sich annähern. In Abbildung 20 ist der Verlauf des Drehzahlfaktors für die Förderhöhen $H = [10, 20, 30, 40, 50] \text{ m}$ ersichtlich. Es ist mit freiem Auge deutlich erkennbar, dass die Differenz der einzelnen Linien zueinander

stets geringer wird und der Abstand auch zunehmend größeren Förderhöhen verringert wird. Dies bestätigt die anfängliche Behauptung aus Abschnitt 4.2.1. Diese belegt die Richtigkeit der gemachten Abschätzungen bezüglich der weiteren Durchgangsdrehzahlkennlinien mittels dem Drehzahlfaktor n_{ED} bei einer Förderhöhe von 30m (Variante 1).

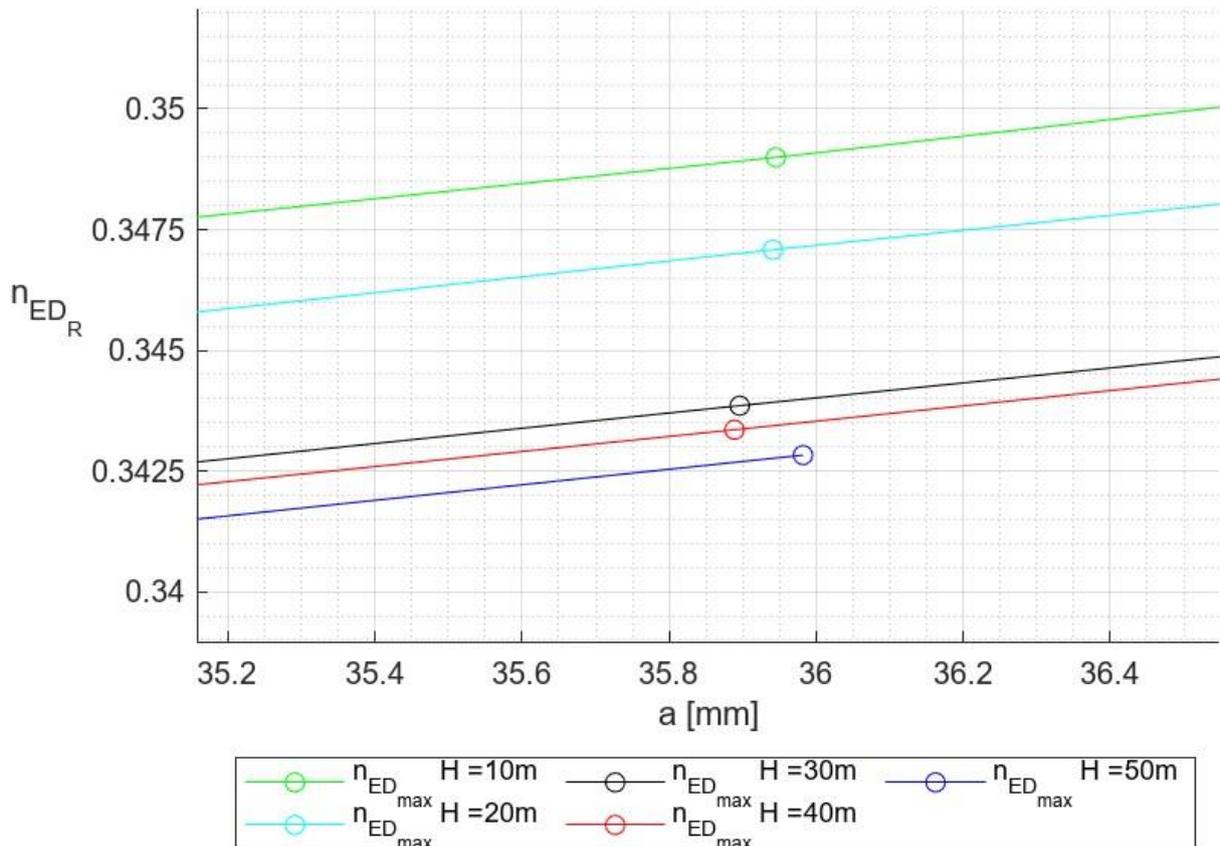


Abbildung 20: Detailansicht des Drehzahlfaktors für die Leitapparatöffnung $a = 35,2 \text{ mm}$ bis $a = 36,4 \text{ mm}$

Für eine genaue Betrachtung der einzelnen Werte und zur Verdeutlichung der Annäherung der Kennlinien, wurden die absoluten Zahlen bei einer Leitapparatöffnung von $a = 36 \text{ mm}$ herangezogen. Gewählt wurde gerade diese Leitapparatöffnung, da sie die letzte gemessene Öffnung für die Kennlinien der Förderhöhe $H = 50 \text{ m}$ war. Betrachtet wurden hier zunächst die absoluten Abweichungen der einzelnen Höhen. Berechnet man hier nun die Differenz von n_{ED_R} bei $H = 5 \text{ m}$ mit jener bei $H = 10 \text{ m}$, so ergibt sich eine Abweichung von $\Delta n_{ED_R} = 0,01$. Führt man diese Berechnung nun mit den weiteren Werten in gleicher Art durch, so ergeben sich gewisse Höhenpaare mit konstanter Differenz. In der tabellarischen Aufschlüsselung in Tabelle 10 ist dies gut ersichtlich. Es ist hiermit deutlich erkennbar, dass sich die Differenz von den Werten bei $H = 5 \text{ m}$ im Vergleich zu jenen bei $H = [10,15] \text{ m}$ um den Wert $0,0085$ verringert. In weiterer Folge nehmen die Werte von $H = [10,15] \text{ m}$ zu jenen bei $H = [20,25] \text{ m}$ um weitere $0,0005$ ab. Bei den letzten Förderhöhen $H = [30,40,50] \text{ m}$ gibt es eine weitere Abnahme von $0,0005$. Diese Abweichung liegt bereits im Toleranzbereich der

messtechnischen Abweichung. Somit lässt sich eindeutig eine Annäherung der Werte an $H = 30 \text{ m}$ erkennen.

Tabelle 10: Gegenüberstellung der absoluten Abweichung des Drehzahlfaktors bei Runaway für eine Leitapparatöffnung von $a = 36 \text{ mm}$

$a = 36 \text{ mm}$	5	10	15	20	25	30	40	50
$n_{ED,R}$	0,36196	0,34900	0,34747	0,34586	0,34501	0,34385	0,34336	0,34283
abs. Zahlen bei $H=30\text{m}$	0,01	0,0015		0,001			0,0005	

Diese Tatsache ist für ein aktuelles Forschungsprojekt von hoher Relevanz. Dafür sollen aus dieser Diplomarbeit, wesentliche Erkenntnisse und erhobene Grenzwerte herangezogen werden. Ausgehend von dieser Erkenntnis, kann nun für weitere Berechnungen der Wert von $n_{ED,R}$ bei $H = 30 \text{ m}$ herangezogen werden, um weitere Abschätzungen für die Durchgangsdrehzahl bei weiteren Förderhöhen treffen zu können. Im Anhang D sind die Darstellungen nach IEC für jede einzelne Förderhöhe in einem Plot ersichtlich.

In Tabelle 11 ist der Vergleich zwischen den extrapolierten Werten mittels $n_{ED,R}$ bei $H = 30 \text{ m}$, der Extrapolation mittels der Power2-Funktion sowie die tatsächlich erhobenen Messwerte bezüglich der Durchgangsdrehzahl ersichtlich. Erkennbar ist sogleich, dass die extrapolierten Werte mittels $n_{ED,R}$ eine sehr hohe Genauigkeit in Bezug auf die experimentell ermittelten Werten aufweisen und aufgrund dessen, wie zuvor erwähnt, ideal für weitere Einschätzungen sind.

Tabelle 11: Gegenüberstellung der extrapolierten Varianten zu den tatsächlichen (experimentellen) Messergebnissen

Leitapparatöffnung	H = 40m			H = 50m		
	$n_{ED,R}$	Power2	experimentell	$n_{ED,R}$	Power2	experimentell
a = 6,8 mm	1149,27	1155,15	1145,29	1284,92	1275,78	1293,07
a = 19,7 mm	1341,27	1335,82	1342,06	1499,58	1489,61	1490,79
a = 26,2 mm	1389,9	1393,27	1403,25	1564,02	1551,11	1565,81
a = 35,9 mm	1476,79	1470,98	1478,03	1651,1	1639,16	1648,62
		1/min			1/min	

5.2 Verhältnis zwischen der Durchgangsdrehzahl und der Drehzahl im Bestpunkt der Anlage

Vorgehensweise zur Bestimmung des Punktes des maximalen Wirkungsgrades:

Für die Bestimmung des Drehzahlfaktors bei maximalem Wirkungsgrad, wurden zunächst die erhobenen Messpunkte aus Abschnitt 4.1 bei einer Leitapparatstellung im η/n_{ED} Diagramm aufgetragen und ausgewertet. Im Zuge dessen wurde mittels einer *griddedInterpolant* Funktion in Matlab eine 2D Interpolation durch die gegebenen Datenpunkte durchgeführt. Als Methode für die Interpolation wurde ein Spline (Verbindung der Messpunkte) verwendet, da sich diese Darstellung gut als Veranschaulichung des Verlaufes der Messwerte eignet. In Abbildung 23 ist die beispielhafte Vorgehensweise für die Bestimmung der Stelle des maximalen Wirkungsgrades mit dem dazugehörigen Drehzahlfaktor ersichtlich. Dargestellt wurde dies beispielhaft für eine Förderhöhe $H = 20\text{ m}$ und einer Leitapparatöffnung $a = 6\text{ mm}$. In der linken Grafik aus Abbildung 23 sieht man die erhobenen Messpunkte. Aufbauend, auf diesen getätigten Messungen, wurde wie in der rechten Grafik ersichtlich, ein Spline (grüne Linie) hindurch gelegt und die Stelle des maximalen Wirkungsgrades mit einem schwarzen Plus gekennzeichnet.

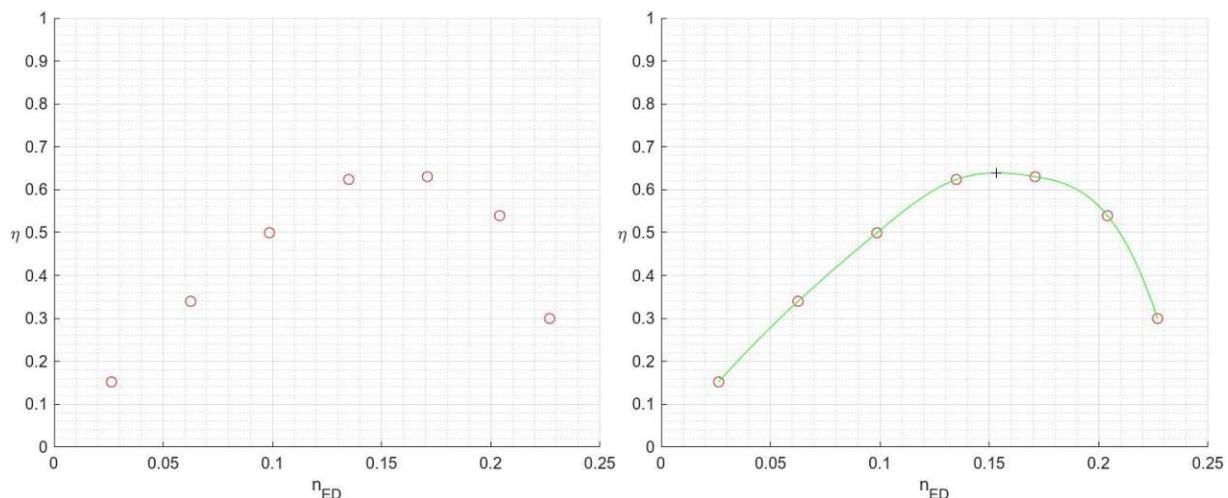


Abbildung 21: Beispielhafte Vorgehensweise zur Bestimmung des Bestpunktes

Durch die Verwendung einer *arrayfun* Funktion, war es möglich, den Punkt des maximalen Wirkungsgrades und auch den dazugehörigen Wert für n_{ED} mittels einer Kurvendiskussion zu bestimmen. Diese Vorgehensweise wurde bei allen Leitapparatöffnungen durchgeführt und so erhielt man für jede Leitapparatstellung den genauen Punkt des maximalen Wirkungsgrades mit dem dazugehörigen Drehzahlfaktor.

Grafische Darstellung des Verhältnisses aus Drehzahlfaktor bei Runaway zu Drehzahlfaktor bei maximalem Wirkungsgrad

Mit den erhobenen Werten, des Drehzahlfaktors bei maximalem Wirkungsgrad konnte nun, wie in Abbildung 22 ersichtlich eine spezielle Darstellung gewählt werden. Hierbei wird der Drehzahlfaktor bei Runaway geteilt durch den Drehzahlfaktor bei maximalem Wirkungsgrad, über die Leitapparatöffnung aufgetragen. Dieses Verhältnis wurde für eine Förderhöhe von $H = 20 \text{ m}$ erhoben.

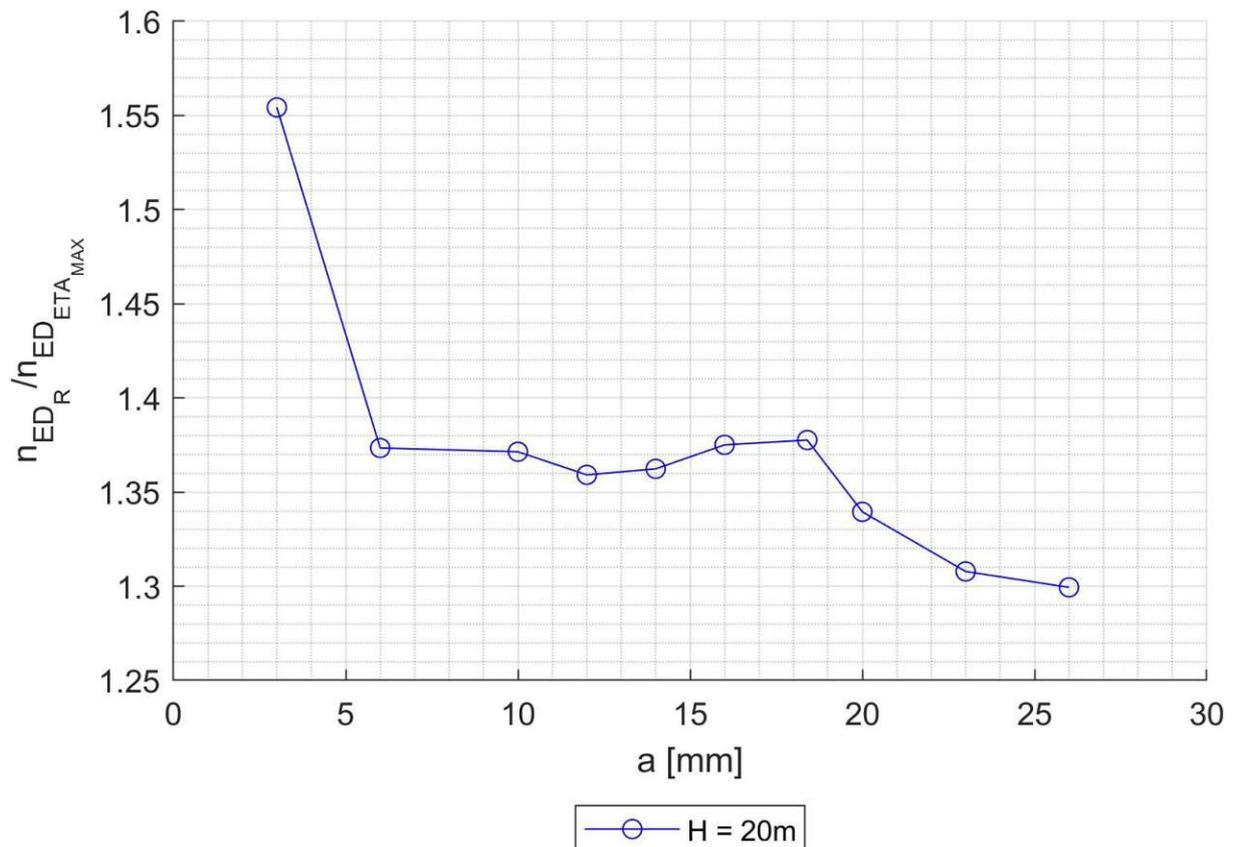


Abbildung 22: Gegenüberstellung der Durchgangsdrehzahl zu der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad für verschiedene Leitapparatöffnungen a

Erkennbar ist in Abbildung 22 auf der Ordinate jener Faktor, der multipliziert mit der Nennzahl (ausgewertet bei maximalem Wirkungsgrad) die Durchgangsdrehzahl bei diesem Wert ergibt. Ausgehend von dieser Tatsache lässt sich nun für die einzelnen Leitapparatstellungen der Faktor für die Durchgangsdrehzahl bei einer Förderhöhe von $H = 20 \text{ m}$ ablesen. So wird bei einer Leitapparatöffnung von $a = 3 \text{ mm}$ ein Faktor von 1,55426 und bei der höchst eingestellten Leitapparatöffnung $a = 26 \text{ mm}$ ein Faktor von 1,2994 erreicht. Der Grund für den sehr hohen Wert bei $a = 3 \text{ mm}$ liegt an dem sehr niedrigen n_{ED} im Bestpunkt der Kennlinie. Weiters ist zu erkennen, dass das Verhältnis der beiden Drehzahlfaktoren ab einer Leitapparatöffnung von $a = 6 \text{ mm}$ nahezu konstant verläuft, bis dieses ab einer Leitapparatöffnung von $a = 18,4 \text{ mm}$ mit zunehmender Leitapparatöffnung abnimmt.

Grundsätzlich hängt dieses Verhältnis stark davon ab, wo der Wirkungsgrad der Messungen liegt. Zu beachten ist, dass sich die Faktoren lediglich auf die Nennzahl im Nennpunkt beziehen und somit keine Aussage über die maximal erreichbare Durchgangsdrehzahl getroffen werden kann.

Erwähnenswert ist, dass lediglich jener Wert einen repräsentativen Vergleich zu der Großanlage liefert, auf den die Maschine ausgelegt wurde. Bei den hier vorliegenden Versuchen wurde bei einer Leitapparatstellung von $a = 20 \text{ mm}$ der maximale Wirkungsgrad der Modellmaschine bestimmt und aufgrund dessen ist der dabei berechnete Faktor von 1,33951 der Einzige, der Rückschlüsse auf die Großanlage liefert. Dieser Umstand basiert darauf, dass es in der Großanlage immer nur einen Betriebspunkt pro Leitapparatöffnung gibt. Der Bestpunkt der Großanlage stimmt mit dem Bestpunkt der Modellmaschine überein. Für alle anderen Leitapparatöffnungen bei der Modellmaschine wird voraussichtlich der Bestpunkt bei einer gewissen Leitapparatöffnung nicht mit dem tatsächlich angefahrenen Betriebspunkt in der Großanlage übereinstimmen.

5.3 Vergleich der literarischen Abschätzung mit den experimentell ermittelten Messergebnissen

Vergleich der aus der Literatur berechneten Durchgangsdrehzahl mit den tatsächlich gemessenen Werten

In diesem Bereich wird ein wichtiger Abschnitt dieser Arbeit behandelt, nämlich ob, bzw. mit welcher Genauigkeit es möglich ist, die Durchgangsdrehzahl mittels einer Formel abzuschätzen. Die zu Beginn erhobenen Formeln (2.3, 2.4, 2.12, 2.15) und die daraus berechneten Durchgangszahlen sind in der nachfolgenden Abbildung 23 ersichtlich. Nach Formel 2.3 erhielt man einen Faktor von 1,691, aus Formel 2.4 ergab sich der geringste Faktor für die Durchgangsdrehzahl, nämlich 1,449, nach Formel 2.12 ergab sich ein Faktor von 1,706 und nach Formel 2.15 ergab sich ein Faktor von 1,648. Zudem wurden auch in rot und grün die eigens erhobenen Werte für die Durchgangsdrehzahl grafisch erfasst. Diese Gegenüberstellung ermöglicht nun eine Schlussfolgerung zu treffen, wie exakt sich die Formeln aus der Literatur an die tatsächlich mit dem Pumpturbinenprüfstand durchgeführten Messungen und deren Ergebnissen annähern. Darüber hinaus ermöglichen die Aussagen eine Bewertung der Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Formeln zur Bestimmung der Durchgangsdrehzahl.

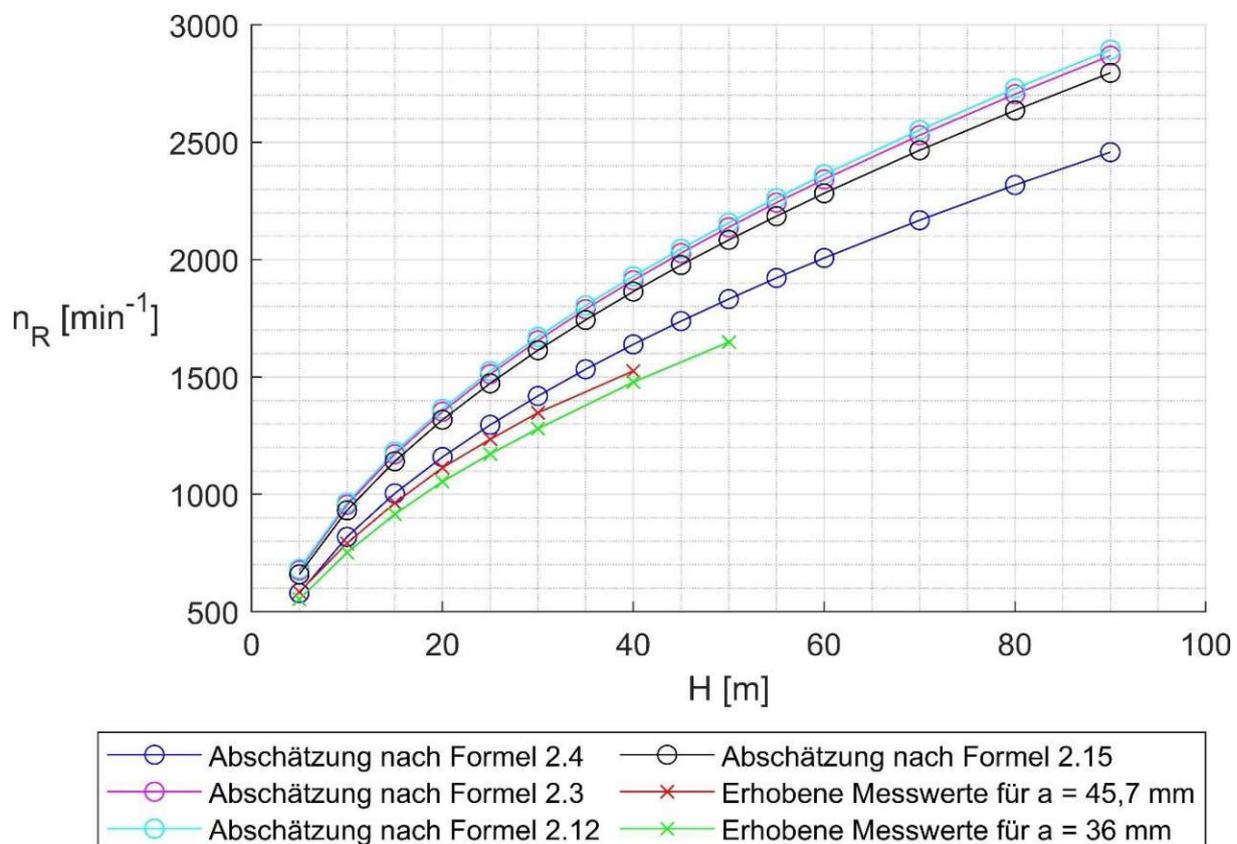


Abbildung 23: Gegenüberstellung der tatsächlich ermittelten Durchgangsdrehzahlen mit den erhobenen Werten aus der Literatur (für eine Leitapparatstellungen von $a = [36, 45,7]$ mm)

Vorab deutlich erkennbar ist, dass sämtliche abgeschätzten Werte weit über den tatsächlich berechneten Werten liegen. Formel 2.4 erreicht abgeschätzte Ergebnisse, die den tatsächlich experimentell erhobenen Werten am nächsten liegen. Jene Abschätzung aus Formel 2.12 pendelt sich am entferntesten ein. Grund für diese große Differenz zwischen abgeschätzten und erhobenen Werten sind erstens die geringe Varianz der verwendeten Parameter für die Evaluierung der Durchgangsdrehzahl. Vorwiegend wurden hier lediglich die Förderhöhen sowie die spezifische Leistung (ermittelt über die mechanische Leistung) miteinbezogen. Zweitens werden geometrische Faktoren bei den meisten Formeln, abgesehen von Formel 2.4, nicht beachtet. Dies führt ebenfalls zu einer Pauschalierung der Anlagen, da durch das Miteinbeziehen geometrischer Werte eine gewisse anlagenspezifischere Abschätzung stattfindet. Der dritte Grund für das weite Auseinanderklaffen der Ergebnisse beruht zumeist auch auf der Tatsache, dass es sich bei den Formeln für die Abschätzung vorwiegend um Abschätzungen für Francisturbinen handelt und nicht für Pumpturbinen. Betrachtet man nun die absoluten Werte bei der Kennlinie mit einer Leitapparatöffnung $a = 36 \text{ mm}$, so erreicht diese bei einer Förderhöhe H von 50 m eine Durchgangsdrehzahl von $n_R = 1648,62 \frac{1}{\text{min}}$. Im Vergleich dazu, liefert die Formel 2.4 eine Durchgangsdrehzahl von $n_R = 1832 \frac{1}{\text{min}}$, die dem berechneten Wert am nächsten kommt. Es ist somit erkennbar, dass bereits bei Formel 2.4 eine wesentliche Abweichung zum realen Wert besteht. Wichtig zu erwähnen ist, dass sich sämtliche Abschätzungsformeln aus der Literatur auf den Nennpunkt der Anlage beziehen. Grundsätzlich lässt sich zusammenfassen, wie in Abbildung 23 ersichtlich ist, dass die Abschätzungsformeln eine geringe Genauigkeit aufweisen und die Durchgangsdrehzahl meist weit überschätzt wird. Lediglich Formel 2.4, näherte sich am nächsten der gemessenen Durchgangsdrehzahl an. Dies ist jene Formel, die nicht nur auf die Förderhöhe und Drehzahl eingeht, sondern auch die geometrischen Gegebenheiten, wie Leitschaufelwinkel, Laufradeintrittswinkel und die Struktur des Masseflusses über die geometrische Teilebene (Strukturkonstante) berücksichtigt. Die drei weiteren Formeln (2.3, 2.12 und 2.15) benötigten für die Abschätzung nur die Bruttofallhöhe sowie die spezifische Drehzahl. Diese beiden Parameter sind jedoch nicht aussagekräftig genug, um eine Modellmaschine zu beschreiben, da sie zu ungenauer Berechnung der Durchgangsdrehzahlen führen.

Im Anhang B ist die normierte Darstellung der Abschätzungsformeln im Q_{EDR}/a -Diagramm ersichtlich. Für diese Ansichtswinkel wurden die einzelnen Abschätzungen aus der Vorbetrachtung auf Q_{ED} umgerechnet. Aufgrund der fehlenden Einwirkung des Leitapparats, ist lediglich eine horizontale Linie vorhanden und kein quadratischer Verlauf.

5.4 Trendlinie der Durchgangsdrehzahl

Ein wesentlicher Punkt dieser Arbeit ist die Darstellung der einzelnen Durchgangsdrehzahlen n_{EDR} über die Leitapparätöffnung a für die unterschiedlichen Förderhöhen bei $H = [5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50] m$ wie in der nachfolgenden Abbildung ersichtlich. Bei der Ansicht in Abbildung 24 ist eine deutliche Zunahme der Durchgangsdrehzahl mit steigender Förderhöhe und zunehmender Öffnung des Leitapparats zu erkennen. Des Weiteren ist eine nahezu parallele Verschiebung der einzelnen Kennlinien zu erkennen. Bei den Förderhöhen $H = [40, 50] m$ war es aufgrund sicherheitstechnischer Aspekte nicht möglich, Messungen bei voll geöffnetem Leitapparat durchzuführen. Bei der Förderhöhe $H = [40] m$ war es möglich Messungen bis zu einer Leitapparätöffnung von $a = 42,5 mm$ zu tätigen. Bei $H = [50] m$ wurde die messtechnisch erfassbare Grenze bei einer Leitapparätstellung von $a = 36 mm$ erreicht.

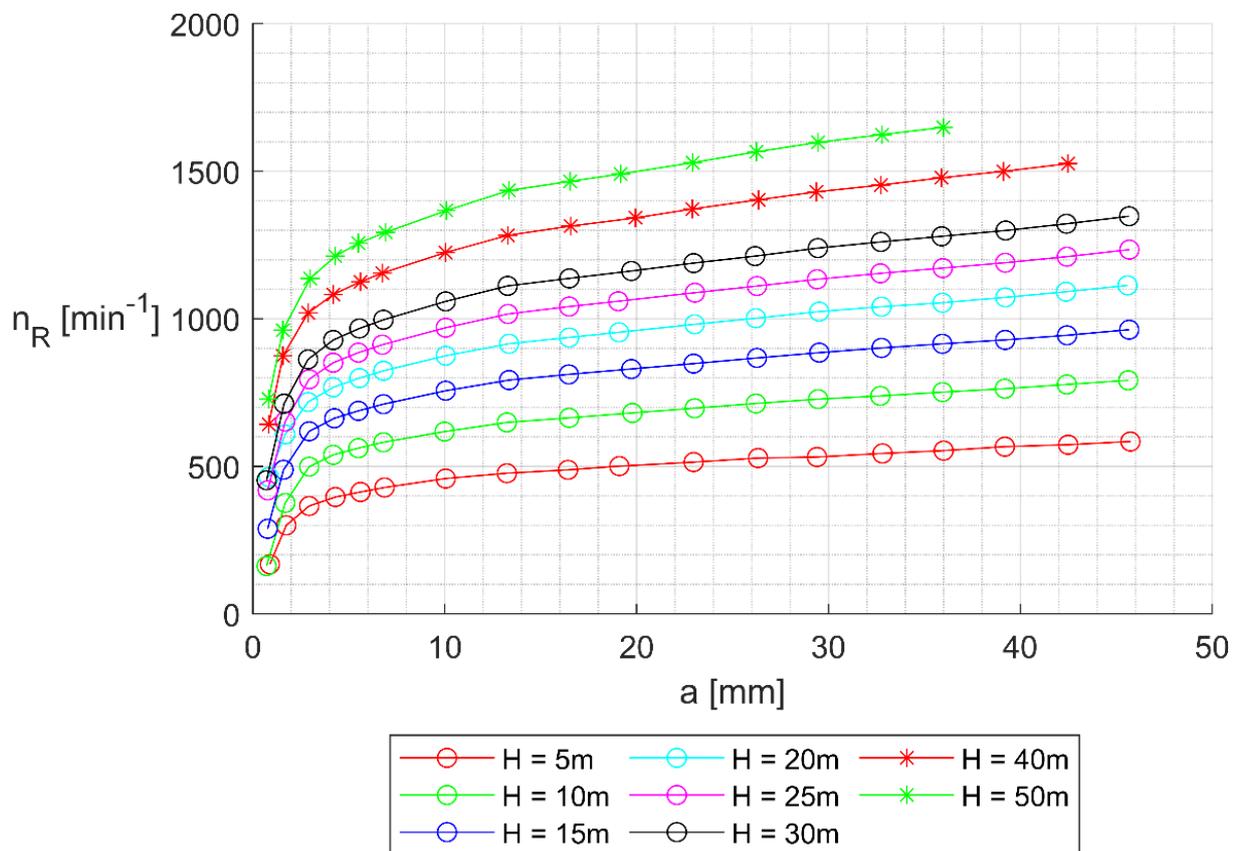


Abbildung 24: Darstellung der Durchgangsdrehzahl n_R über die Leitapparätöffnung a für unterschiedlich erfasste Förderhöhen H

Die maximale Durchgangsdrehzahl wurde bei der Förderhöhe $H = 50 m$ und einer Leitapparätöffnung $a = 36 mm$ erfasst und nahm eine Drehzahl von $n_R = 1648,62 \frac{1}{min}$ an. Bei voll geöffnetem Leitapparat $a = 45,6 mm$ wurde bei der zuletzt möglichen messbaren Position bei einer Förderhöhe $H = 30 m$ eine Durchgangsdrehzahl von

$n_R = 1347,61 \frac{1}{min}$ gemessen. In Abbildung 16 ist die normierte Darstellung des Drehzahlfaktors n_{ED_R} über die Leitapparatöffnung a für die Förderhöhen $H = [10, 15, 20, 25, 30] m$ ersichtlich und in Abbildung 19 für die weiteren Förderhöhen $H = [30, 40, 50] m$. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist das lineare Verhalten der Kennlinien ab einer Leitapparatöffnung von $a = 13,27 mm$. Diese Struktur wird im Abschnitt 5.5 näher beleuchtet.

5.5 Evaluierung der Linearität der Durchgangsdrehzahlkennlinie

5.5.1 Betrachtung des dynamischen und totalen Druckverlusts

Dieser Abschnitt behandelt die Evaluierung und Klärung des Zustandekommens des linearen Verlaufs der Durchgangsdrehzahlkennlinien bei steigender Leitapparatöffnung a . Folgender Abschnitt bezieht sich auf Abbildung 24 aus Abschnitt 5.4 (Darstellung der Durchgangsdrehzahl n_R über die Leitapparatöffnung a für unterschiedliche Förderhöhen H). Der lineare Verlauf der Kennlinien war bereits in der Diplomarbeit von Loibnegger [7] ersichtlich und soll nachfolgend genauer betrachtet werden.

Mögliche Ursache für den linearen Verlauf:

Als Begründung für den linearen Verlauf, wie in Abbildung 24 ersichtlich, kommt der Druckverlust aufgrund des Laufrades in Frage. Das Laufrad stellt bei kleiner Leitapparatöffnungen a und geringeren Durchgangsdrehzahlen n_R einen sehr großen Widerstand im System dar. Infolgedessen stellt sich eine größere Druckdifferenz aufgrund der Strömung am Laufrad ein. Bei Erhöhung der Leitapparatöffnungen ($a > 13 \text{ mm}$) verringert sich dieser Widerstand und die Druckdifferenz nimmt deutlich ab. Dies bewirkt auch eine geringere Nachregulierung mittels der Versorgungspumpe, sprich eine geringere Erhöhung der Drehzahl.

Herangehensweise:

In Anbetracht der zuvor erwähnten Überlegung, wurde zunächst der Druckverlust des Laufrades in der Modellmaschine analytisch betrachtet. Hierfür wurde eine konstante Bruttofallhöhe $H_{Brutto} = 30 \text{ m}$ angenommen sowie ein Drehzahlbereich von $n_N = [50 - 1400] \frac{1}{min}$ mit einer Schrittweite von $85 \frac{1}{min}$. Mittels der Formel 5.1, 5.2, 5.3 sowie 5.4 wurden für die oben genannten Parameter der statische, dynamische als auch totale Druck berechnet. Für die Berechnung der absoluten Strömungsgeschwindigkeit c_2 (Formel 1.12), die sich aus c_{m_2} (Formel 1.13) und c_{u_2} zusammensetzt, wurde angenommen, dass die Abströmung aus dem Laufrad drallfrei abläuft. Aufgrund dieser Annahme wird die Umfangskomponente der Abströmung $c_{u_2} = 0$. Dabei handelt es sich um eine sehr wage Annahme, daher ist mit einigen Ungenauigkeiten zu rechnen. Um eine Beschreibung der Abhängigkeit treffen zu können, ist diese Annahme jedoch notwendig. Aufgrund dieser Annahme konnte folglich, mithilfe der umgeformten Formel 1.4, der Durchfluss Q für den oben festgelegten Drehzahlbereich berechnet werden. Für die Berechnung der Querschnittsfläche wurde der Saugrohrdurchmesser $d_2 = 0,2764 \text{ m}$ herangezogen. Für die spezifische Drehzahl n_q wurde der auf den Turbinenbetrieb der Modellmaschine erhobenen Wert verwendet (Abschnitt 3.1.1). Wichtig zu erwähnen ist, dass hier bei der analytischen Betrachtungsweise die

Nettohöhe gleich der Bruttohöhe ist ($H_{Netto} = H_{Brutto}$). Infolgedessen nimmt der totale Druckverlust über die gesamten Messpunkte einen konstanten Wert an. Um Verbindungen zu der Großanlage ziehen zu können, ist die Annahme gleicher Förderhöhen notwendig. Nachfolgend sind die für die Berechnung des totalen, sowie statischen Druck relevanten Formeln aus [6] ersichtlich.

$$p_{dyn} = \rho * \frac{c_2^2}{2} \quad (5.1)$$

$$p_{stat} = \rho * g * H \quad (5.2)$$

$$p_{tot} = p_{dyn} + p_{stat} \quad (5.3)$$

$$u_2 = \frac{d_2 * n * \pi}{60} \quad (5.4)$$

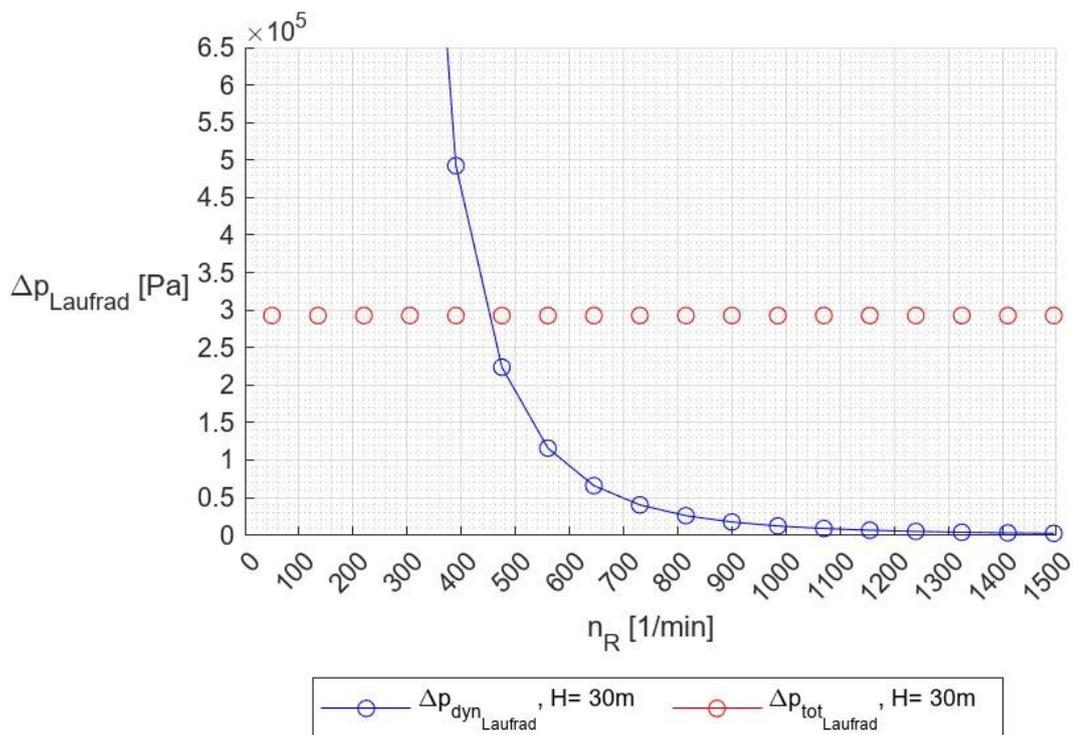


Abbildung 25: Analytische Lösung des dynamischen und totalen Drucks am Laufrad bei konstanter Nettofallhöhe $H_{Netto}=[30]$

Wie in Abbildung 25 deutlich ersichtlich, hat sich die anfängliche Hypothese für den linearen Verlauf der Durchgangsdrehzahlkennlinien bestätigt. Es ist deutlich erkennbar, dass zu Beginn bei geringeren Durchgangsdrehzahlen ein starker Druckverlust am Laufrad herrscht und dieser mit zunehmender Drehzahl deutlich abnimmt und gegen Ende einen nahezu konstanten Wert erreicht. Betrachtet man hier

absolute Werte, so besteht bei $n_R = 390 \frac{1}{min}$ ein dynamischer Druck von $p_{dyn} = 0,4925 MPa$. Der totale Druck nimmt einen konstanten Wert an, da der Einfluss der Reibung, der zu einer Abnahme der Nettofallhöhe führt, nicht berücksichtigt wird. Wenn man den Einfluss der Reibung auf die Nettofallhöhe berücksichtigt, wird das reale Verhalten der Anlage genauer dargestellt. Um diesen Einfluss zu verdeutlichen, wird in späterer Folge in diesem Abschnitt der Einfluss der Reibung ebenfalls simuliert. Bei einer Durchgangsdrehzahl von $n_R = 1495 \frac{1}{min}$ ist die Abnahme des Drucks deutlich erkennbar und erreicht für den dynamischen Druck einen Wert von $p_{dyn} = 0,02280 MPa$.

Zusammenhang mit der Modellmaschine:

Aufgrund der Tatsache, dass es sich hier um Messungen bei unbestromten Motorgenerator handelt, kann eine direkte Kopplung zwischen Leitapparatöffnung und Durchgangsdrehzahl getätigt werden. Die Leitapparatöffnung a nimmt mit steigender Durchgangsdrehzahl n_R zu. Infolgedessen kann folgende Analogie zur analytischen Betrachtung aufgestellt werden: bei steigender Durchgangsdrehzahl und steigender Leitapparatöffnung sinkt der dynamische Druck bei konstanter Nettofallhöhe. In weiterer Folge wurde die gleiche Vorgehensweise mit den realen Messdaten aus der Modellmaschine erneut unter der Annahme einer konstanten Nettofallhöhe durchgeführt.

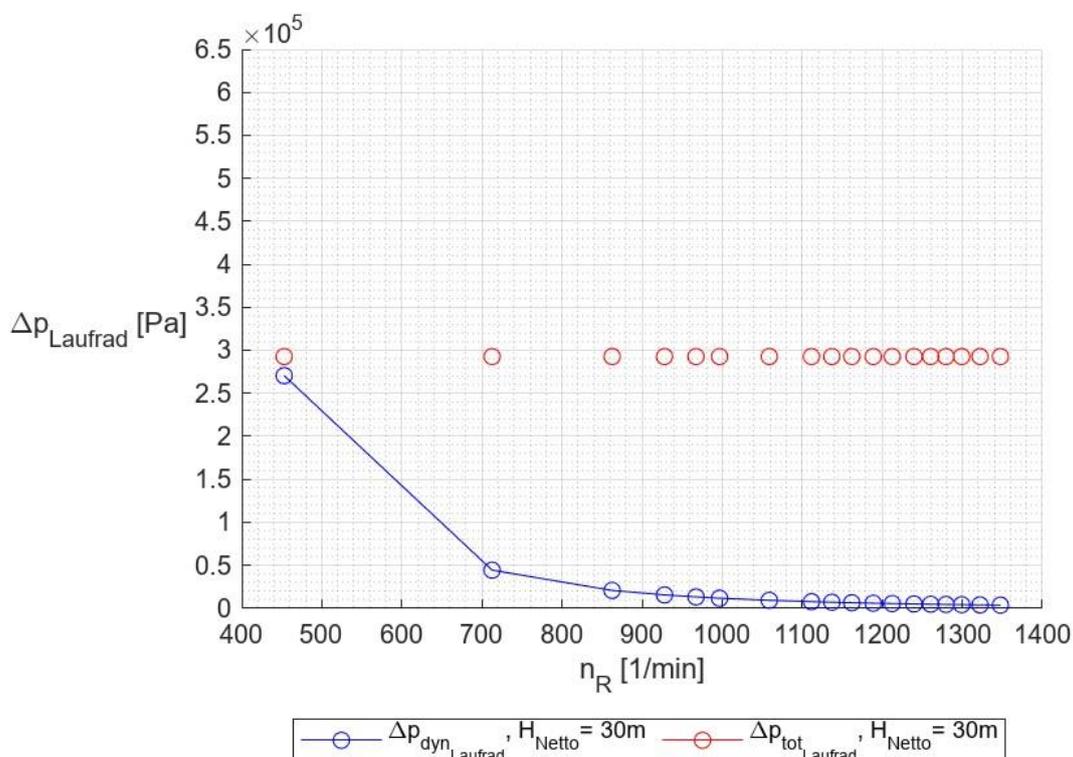


Abbildung 26: Darstellung des Druckverlaufs (dynamisch und total) am Laufrad der Modellmaschine bei einer konstanten Nettofallhöhe $H_{\text{Netto}} = 30$ m, experimentell bestimmt

In Abbildung 26 ist der Verlauf des dynamischen und des totalen Drucks am Laufrad, ausgewertet mit den messtechnisch erhobenen Werten, ersichtlich. Es ist deutlich erkennbar, dass der anfängliche Widerstand des Laufrades mit zunehmender Durchgangsdrehzahl (und Leitapparatöffnung) signifikant abnimmt. Zu Beginn der Messungen bei einer Durchgangsdrehzahl $n_R = 712 \frac{1}{\text{min}}$ nimmt der dynamische Druck einen Wert von $p_{dyn} = 0,044166 \text{ MPa}$, der totale Druck nimmt aufgrund der konstanten Nettofallhöhe H_{Netto} ($H_{Netto} = H_{Brutto}$) einen Wert von $p_{tot} = 0,29272 \text{ MPa}$ an. Wie im Verlauf deutlich erkennbar ist, nimmt dieser mit steigender Durchgangsdrehzahl ab und erreicht bei der letzten Messung für eine Durchgangsdrehzahl von $n_R = 1347,61 \frac{1}{\text{min}}$ einen dynamischen Druck von $p_{dyn} = 0,003454 \text{ MPa}$. Somit konnte der Kennlinienverlauf, der aus der analytischen Betrachtung resultiert, nun auch messtechnisch bestätigt und nachgewiesen werden. Im Anhang F ist die Darstellung des Druckverlaufes über die Leitapparatöffnung a und Durchgangsdrehzahl n_R ersichtlich.

Veranschaulichung des Einflusses einer abnehmenden Nettofallhöhe aufgrund der Reibung:

Grundsätzlich ist im regulären Betrieb der Anlage folgender Zusammenhang gegeben: Eine zunehmende Leitapparatöffnung a bedeutet eine Zunahme des Durchflusses Q . Dies wiederum führt zu einer Abnahme der Nettofallhöhe H_{Netto} und einer Zunahme der Verlusthöhe H_V . Die Nettofallhöhe ist somit direkt abhängig vom Widerstand des Laufrades und bildet so ein gutes Maß für die Abbildung des Druckverlustes dar. Um nun den Einfluss einer abnehmenden Nettofallhöhe auf die Druckverluste zu zeigen, wurde in weiterer Folge die analytische Betrachtungsweise mit der Bedingung $H_{Netto} \neq H_{Brutto}$ erneut durchgeführt.

Prinzipiell gilt in einer Rohrleitung der Zusammenhang zwischen Verlusthöhe H_V und Durchfluss Q wie in nachfolgender Formel ersichtlich.

$$H_V = k_v * Q^2 \quad (5.5)$$

Für den Faktor k_v wird grundsätzlich eine prozentuelle Annahme getroffen. Bei dieser Veranschaulichung der Verlusthöhe wurde als Durchfluss jener verwendet, der bei den Messungen der Durchgangsdrehzahl für die Bruttohöhe $H_{Brutto} = 30 \text{ m}$ gemessen wurde. Für den Faktor k_v wurde ein Wert von 0,000059 angenommen. Die Nettofallhöhe berechnete sich anschließend wie folgt:

$$H_{Netto} = H_{Brutto} - H_V = 30\text{m} - 0,000059 * Q_{H=30\text{m}}^2 \quad (5.6)$$

Die Bruttofallhöhe war bei dieser Betrachtung ident wie bei der vorherigen Berechnung ($H_{Brutto} = 30\text{ m}$). Die Änderung betrifft vorwiegend die Nettofallhöhe, die mit zunehmender Drehzahl quadratisch abnimmt.

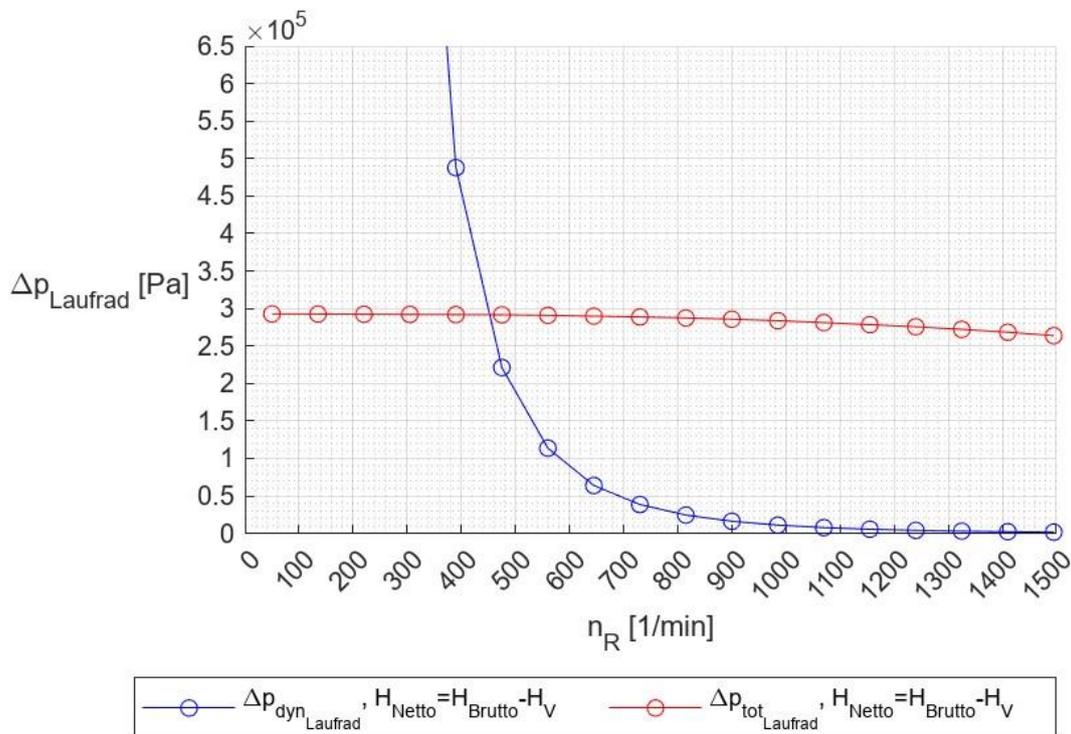


Abbildung 27: Darstellung der analytischen Lösung mit abnehmender Nettofallhöhe

Aufgrund des Einbeziehens der quadratisch abnehmenden Nettofallhöhe H_{Netto} mit zunehmender Durchgangsdrehzahl n_R ist der Verlauf des totalen Druckverlusts nicht mehr konstant. Aufgrund der abnehmenden Nettofallhöhe, nimmt auch der totale Druck quadratisch ab. Vergleicht man Abbildung 25 mit Abbildung 27, so erkennt man, dass der dynamische Druck, aufgrund des Einflusses der Nettofallhöhe, schneller in einen horizontalen Verlauf übergeht als bei Betrachtung mit einer konstanten Nettofallhöhe. In absoluten Zahlen bedeutet dies, dass der dynamische Druck bei einer Durchgangsdrehzahl von $n_R = 1495 \frac{1}{min}$, einen Wert von $p_{dyn} = 0,002280\text{ MPa}$ (ausgewertet mit H_{Brutto}) annimmt. Im Vergleich dazu, wurde bei selber Durchgangsdrehzahl unter Verwendung von H_{Netto} ein dynamischer Druck von $p_{dyn} = 0,001668\text{ MPa}$ erreicht.

Schlussendlich lässt sich sagen, dass der Einfluss der abnehmenden Nettofallhöhe aufgrund der Reibung, wie es bei dem Versuchsstand der Fall ist, keinen grundlegenden Unterschied im Kennlinienverlauf des dynamischen Druckes darstellt. Es kommt nur zu einer minimalen Abflachung der Kennlinie. Dies bestätigt nun mehr die Annahme der Beeinflussung des linearen Verlaufes durch den Widerstand des Laufrades.

5.5.2 Betrachtung der Druckzahl ψ

Eine weitere Möglichkeit der Veranschaulichung des abfallenden Druckverlustes ist jene mittels Druckzahl. Hierbei wird auf der Ordinate die dimensionslose Druckzahl und auf der Abszisse die Durchgangsdrehzahl aufgetragen. Wie in Formel 1.9 ersichtlich, wird die dimensionslose Druckzahl aus dem Verhältnis von spezifischer Stutzenarbeit zur Umfangsgeschwindigkeit am Austritt berechnet. In Abbildung 28 ist die oben genannte Darstellung mit den Werten der analytischen Berechnung ersichtlich. Angenommen wurden ein Drehzahlbereich von $n_N = [50 - 1400] \frac{1}{\text{min}}$ mit einer Schrittweite von $85 \frac{1}{\text{min}}$ sowie die Nettofallhöhe aus Formel 5.6. Erkennbar ist auch hier der anfänglich hohe Wert für die Druckzahl bei geringen Drehzahlen. Mit zunehmender Drehzahl sinkt die Druckzahl, bis sie in Drehzahlbereichen von $n_N = [1400 - 1500] \frac{1}{\text{min}}$ einen nahezu konstanten Wert erreicht.

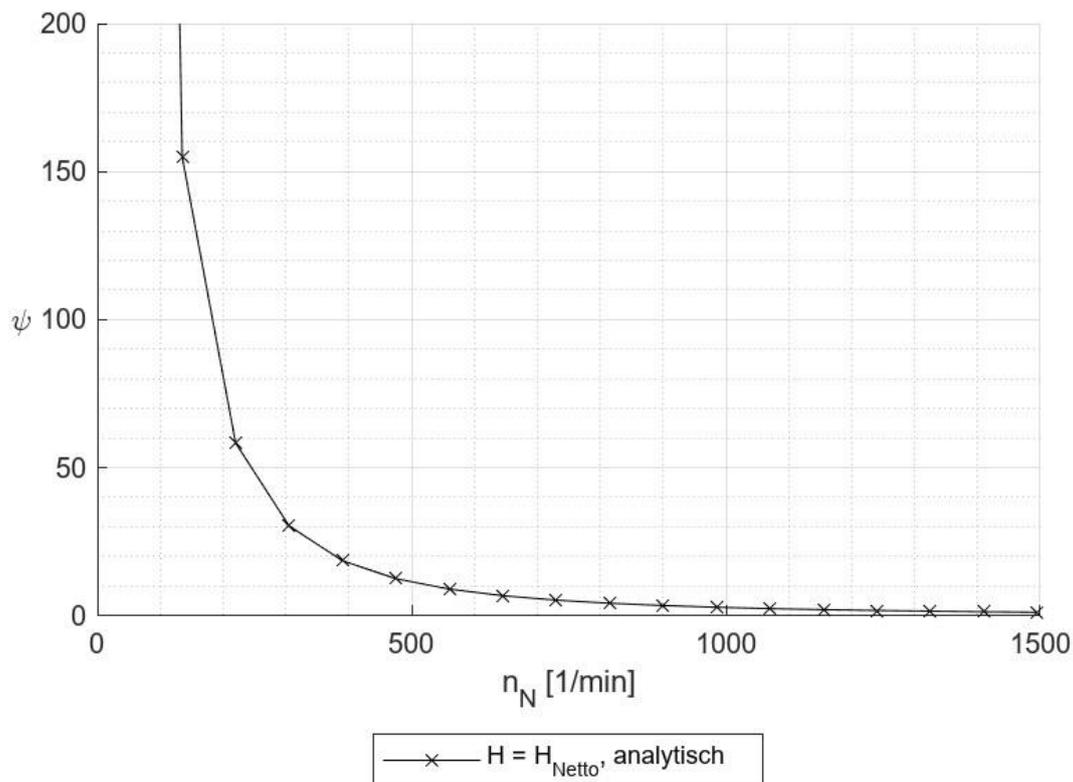


Abbildung 28: Veranschaulichung der Druckzahl über die Durchgangsdrehzahl bei H_{Netto}

Die Darstellung der Druckzahl bietet eine weitere effektive Möglichkeit, den Widerstand des Laufrades zu veranschaulichen. Darüber hinaus wird die anfängliche Annahme für den Grund der Linearität der Kennlinien bestätigt. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass nun zwei unterschiedliche Varianten dargestellt wurden, die beide auf das selbe Endergebnis gestoßen sind. Die anfängliche These bezüglich des großen Widerstandes des Laufrades zu Beginn bei geringen Drehzahlen und Leitapparatöffnungen konnte nun im Zuge der Untersuchung des totalen Drucks, des dynamischen Drucks und der Druckzahl am Laufrad bestätigt werden.

5.6 Sensibilitätsverhalten des Drehzahlfaktors

Allgemeine Hintergrundinformation für die Darstellung der Sensibilität:

Der Grund der Untersuchung des Sensibilitätsverhaltens des Drehzahlfaktors entspringt daraus, dass in der IEC unter der Runaway-Kennlinie jene Linie gemeint ist, bei dieser $T_{ED} = 0$ ist. Diese Tatsache betrifft aber immer das Laufrad und nicht den Motorgenerator. Im Zuge dieser Erhebung ist es nun zwar möglich, Umrechnungen vom Laufrad der Modellmaschine auf das Laufrad der Großanlage zu tätigen. Eine Umrechnung von der Modellmaschine auf die Großanlage, unter der Annahme eines zu Null werdenden Motorgeneratormoments $T_G = 0$ ist aufgrund der fehlenden hydrostatischen Lagerung nicht möglich. Aufgrund dieser Tatsache, wurde nun eine Sensibilitätsanalyse zwischen den erhobenen Werten bei unbestromten Motorgenerator ($T_G = 0$) und den Messwerten bei bestromten Motorgenerator ($T_{ED} = 0$) durchgeführt, um die Differenz beider aufzuzeigen.

Vorgehensweise zur Bestimmung des angepassten Splines an die Messpunkte von $T_{ED} = 0$:

Für die Erhebung der Runaway-Kurve bei unbestromten Motorgenerator $T_G = 0$ wurden Messungen bei einer Förderhöhe von $H = 20 \text{ m}$ und unterschiedlichen Leitapparatöffnungen $a = [0,8 - 45,7] \text{ mm}$ durchgeführt (siehe Abschnitt 4.2). Die Messwerte, bei diesen der Drehzahlfaktor T_{ED} den Wert Null annimmt, wurden aus den Messungen aus Abschnitt 4.1 entnommen. Die dort durchgeführten Messungen wurden bei einer Förderhöhe $H = 20 \text{ m}$ und unterschiedlichen Leitapparatöffnungen $a = [3 - 34] \text{ mm}$ durchgeführt. In Abbildung 29 ist die Gegenüberstellung der beiden Kennlinien ersichtlich. In grüner Farbe dargestellt, sieht man die Kennlinie bei dieser der Motorgenerator nicht bestromt wird, in blauer Farbe die Messungen bei bestromten Motorgenerator, ausgewertet bei Drehzahlfaktor T_{ED} gleich Null. Erkennbar ist sogleich, dass die Kennlinie bei $T_{ED} = 0$ über jener bei unbestromten Motorgenerator liegt. Dies sagt aus, dass die tatsächliche Drehzahl bei unbestromten Motorgenerator $T_G = 0$ niedriger ist als jene bei zu Null gewordenem Drehmomentfaktor $T_{ED} = 0$.

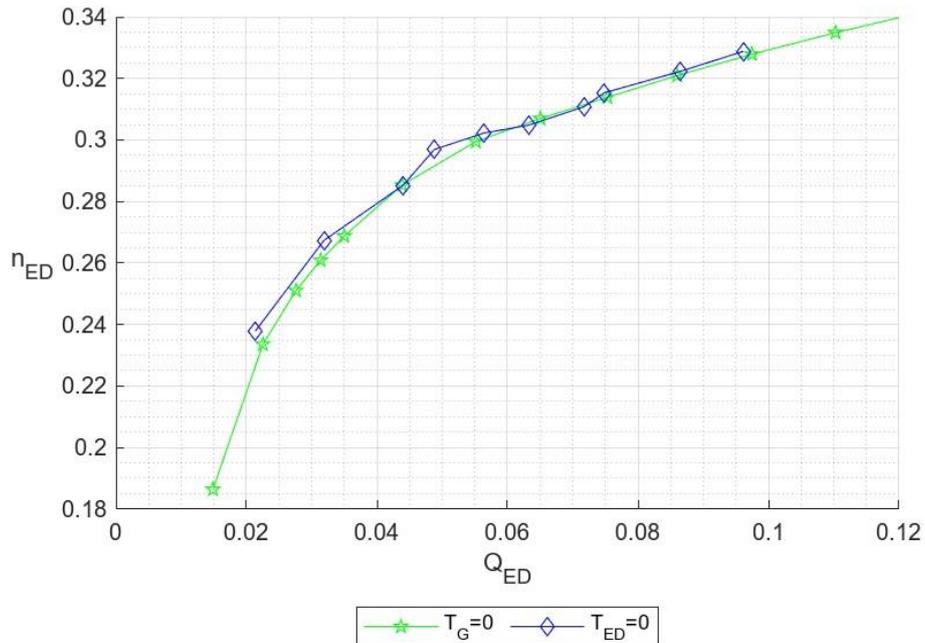


Abbildung 29: Darstellung der Kennlinie bei unbestromten Motorgenerator $T_G=0$ und tatsächlichem $T_{ED}=0$

Um nun in weiterer Folge Aussagen über die Abweichung der Drehzahl bei $T_G = 0$ zu jener bei $T_{ED} = 0$ zu tätigen, musste zunächst ein geeigneter Fit für die Kurve bei $T_{ED} = 0$ evaluiert werden.

In Abbildung 30 sind beide gewählten Varianten für die Widerspiegelung der Messpunkte ersichtlich. Bei der ersten Variante wurde in die Messpunkte mittels einer *griddedInterpolant*-Funktion in Matlab ein Spline hindurchgelegt. Dieser erreichte eine sehr gute Genauigkeit in Bezug auf die Anpassung an die einzelnen Punkte, jedoch wurden vorhandene Messungenauigkeiten dadurch noch etwas vergrößert. Die zweite Möglichkeit war die Darstellung des Verlaufes der Messpunkte durch das Erzeugen eines Polynomen-Fit mittels einer *fit*-Funktion. Hierbei wurde ein Polynom dritten Grades (*Poly3*) gewählt, da dieser den Verlauf der Punkteschar am besten widerspiegelt. In Gleichung 5.1 ist das erzeugte Polynom dritten Grades mit den einzelnen Werten der Variablen ersichtlich.

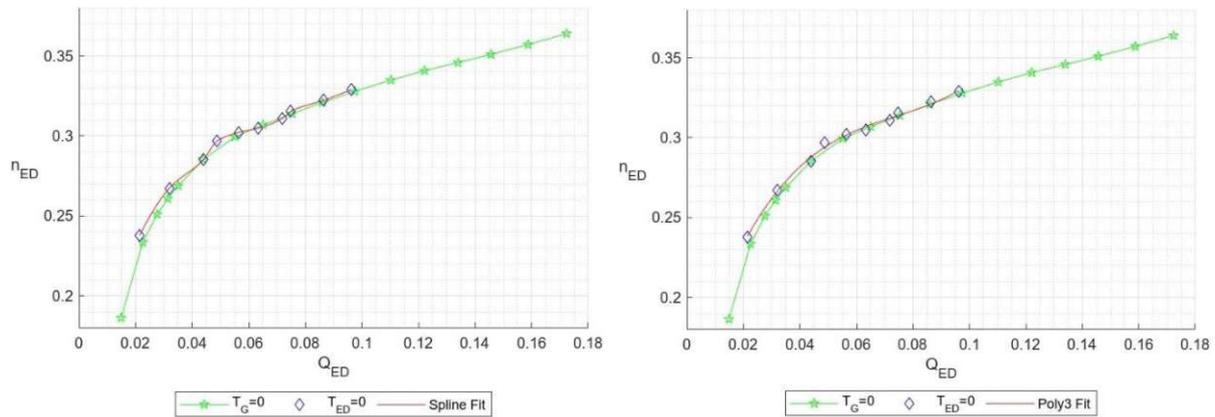


Abbildung 30: Gegenüberstellung der beiden Fit-Varianten; links: mittels Spline-Fit; rechts: mittels Polynoms dritten Grades

$$Poly3 = 47,75 * x^3 - 31,75 * x^2 + 7,227 * x^1 - 0,5435 \quad (5.1)$$

Für die Ermittlung der Abweichung der Drehzahl bei unbestromten Motorgenerator ($T_G = 0$) zu bestromten Motorgenerator bei $T_{ED} = 0$ war es nun notwendig, die Differenz des Drehzahlfaktors der beiden Kurven zu erheben. Im Zuge dessen, wurde mittels einer *griddedInterpolant*- Funktion und vorher festgelegtem Abtastbereich sowie einer vorher festgelegten Abtastfrequenz (*linspace*) bei beiden Kurven zu einem Q_{ED} -Wert der dazugehörige n_{ED} -Wert ermittelt. Die angepasste *griddedInterpolant*-Funktion an beide Varianten ist im Anhang F ersichtlich.

Grafische Darstellung der Abweichung des Drehzahlfaktors bei $T_G = 0$ zu dem Drehzahlfaktor bei $T_{ED} = 0$ bezogen auf den Drehzahlfaktor bei $T_G = 0$

Betrachtet man nun die ausgewerteten Messpunkte in Abbildung 31, so ist eine Abweichung zwischen den beiden Kurven deutlich erkennbar. Wie bereits zuvor erläutert, ist die Annäherung mittels eines Splines insofern fehlerführender, da dieser Messungengenauigkeiten noch weiter ausbildet und so keinen genauen Verlauf kreiert. Die Anpassung an die Messpunkte mittels eines Polynoms dritten Grades liefert eine sehr hohe Genauigkeit in Bezug auf das Anschmiegen an die einzelnen Messwerte.

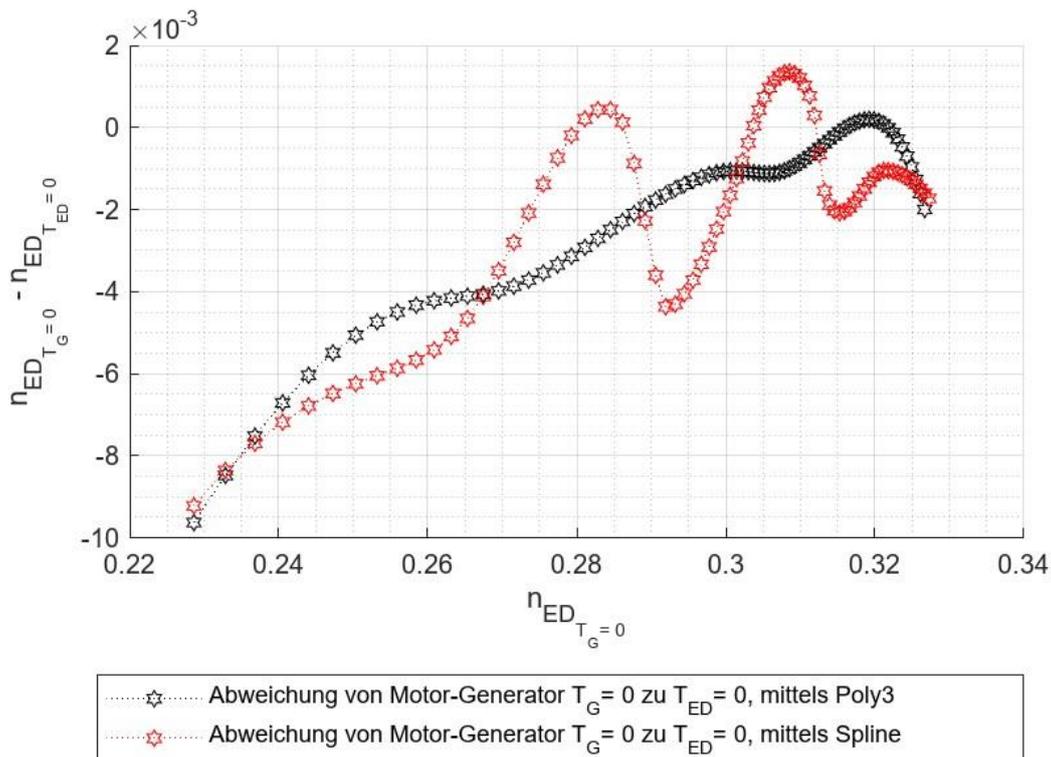


Abbildung 31: Abweichung des Drehzahlfaktors bei $T_G=0$ zu $T_{ED}=0$, $T_{ED}=0$ angenähert mittels: Spline-Funktion (rot), Poly3-Funktion (schwarz)

Erkennbar ist aber, unabhängig von der Genauigkeit der gewählten Annäherung, dass sehr wohl eine Abweichung des Drehzahlfaktors zwischen dem betrachteten $T_G = 0$ und dem tatsächlichen $T_{ED} = 0$ besteht. Die maximale Abweichung ist zu Beginn ersichtlich, bei $n_{ED T_G=0} = 0,2286$. Hierbei ergab sich ein Wert von $-0,009629$ (Poly3) und $-0,009222$ (Spline) für die Differenz von unbestromten Motorgenerator ($T_G = 0$) zu dem Messwert bei $T_{ED} = 0$. Im weiteren Verlauf sind sich die beiden Kurven sehr ähnlich, wobei es bei jener mittels Splines zu zwei Ausbrüchen aus dem kontinuierlichen Verlauf kommt. Der erste Ausbruch ist bei $n_{ED T_G=0} = 0,28283$ mit einer Differenz von $n_{ED T_G=0} - n_{ED T_{ED}=0} = 0,0004347$ und der zweite bei $n_{ED T_G=0} = 0,303853$ mit einer Differenz von $n_{ED T_G=0} - n_{ED T_{ED}=0} = 0,00013538$. Diese Ungenauigkeit ist vorwiegend aufgrund der nicht perfekten Anpassung an den Verlauf der einzelnen Messwerte, wie in Abbildung 30 deutlich ersichtlich ist, zurückzuführen. Hier kam es zu kleinen Abweichungen aus dem kontinuierlich ansteigenden Verlauf und dies führt zu dem Schwanken der roten Sternkennlinie, wie in Abbildung 31 ersichtlich.

Mittels der dargestellten Kennlinie in Abbildung 31 ist es nun möglich, Aussagen über die Abweichung vom Drehzahlfaktor bei unbestromten Motorgenerator zu treffen. Dies ist vor allem in Bezug auf ein aktuelles Forschungsprojekt von hoher Relevanz da nun eindeutige Aussagen getroffen werden können, inwiefern die Verluste aufgrund Lagerung, Welle und Motorgenerator die Drehzahl bei gemessenen $T_{ED} = 0$ beeinflussen. Mittels der erzeugten Kennlinie in Abbildung 31 ist eine Abschätzung

zwischen Modellmaschine und Großanlage aufgrund der Umrechnung auf den Drehzahlfaktor bei $T_{ED} = 0$ nun gegeben.

Es ist erkennbar, dass bei unbestromten Motorgenerator die Drehzahl geringer ist als unter der Annahme von $T_{ED} = 0$. Dies führt in der Großanlage, wenn man die Leerlaufdrehzahl aus der $T_{ED} = 0$ Kennlinie abliest dazu, dass die Leerlaufdrehzahl bei unbestromten Motorgenerator höher abgeschätzt wird, als sie eigentlich ist. Eine geringere Drehzahl bei unbestromten Motorgenerator bedeutet auch, dass die Kennlinie bei $T_G = 0$ im Q_{ED}/n_{ED} -Diagramm weiter links von der Kennlinie bei $T_{ED} = 0$ angesiedelt ist. Dies entspricht einem minimalen Turbinenbetrieb ($T_{ED} > 0$). Erhebt man nun die Runaway-Curve bei $T_G = 0$, so wird vom Laufrad aufgrund der Strömung genug Drehmoment aufgenommen, sodass die Verluste aufgrund der Lagerung, der Welle und des Motorgenerators überwunden werden und das System in Rotation bleibt. Dies hat zur Folge, dass in der Großanlage das Drehmoment am Laufrad grundsätzlich größer ist als jenes am Laufrad der Modellmaschine.

Für weitere Messungen lässt sich nun ausgehend von dem im Vier-Quadranten-Kennfeld bestimmten Werten für $T_{ED} = 0$ die jeweilige Durchgangsdrehzahl mittels der in Abbildung 31 erhobenen Abweichung festlegen.

5.7 Gegenüberstellung der anliegenden Momente der Modellmaschine

In weiterer Folge wurden im Zuge der Bestimmung der Durchgangsdrehzahlen auch die dabei anliegenden Momente, einerseits am Motorgenerator selbst und andererseits jene Momente die letztendlich an dem Laufrad entstehen, ausgewertet. Dies wurde anschließend über die Durchgangsdrehzahl n_R aufgetragen. Wie bereits im Abschnitt 1.4.4 erläutert, handelt es sich hierbei um Messungen bei unbestromten Motorgenerator. Dies hat zur Folge, dass das Moment am Motorgenerator T_G zu Null wird und theoretisch kein Moment anliegt. Es entstehen aber aufgrund von elektrischen Verlusten sogenannte Wicklungsverluste T_W und diese wurden infolgedessen vom Drehmomentmessflansch erfasst. Das Moment an dem Laufrad setzt sich auf der einen Seite aus den Momenten im Motorgenerator (Wicklungsverluste (T_W)) zusammen und andererseits durch die Momente, die aufgrund der Reibung (T_{LR}) in den Lagern entstehen (Abbildung 7). In Abbildung 32 ist der Verlauf der Momente bei unbestromten Motorgenerator für die unterschiedlichen Förderhöhen $H = [5, 20, 40, 50] m$ ersichtlich.

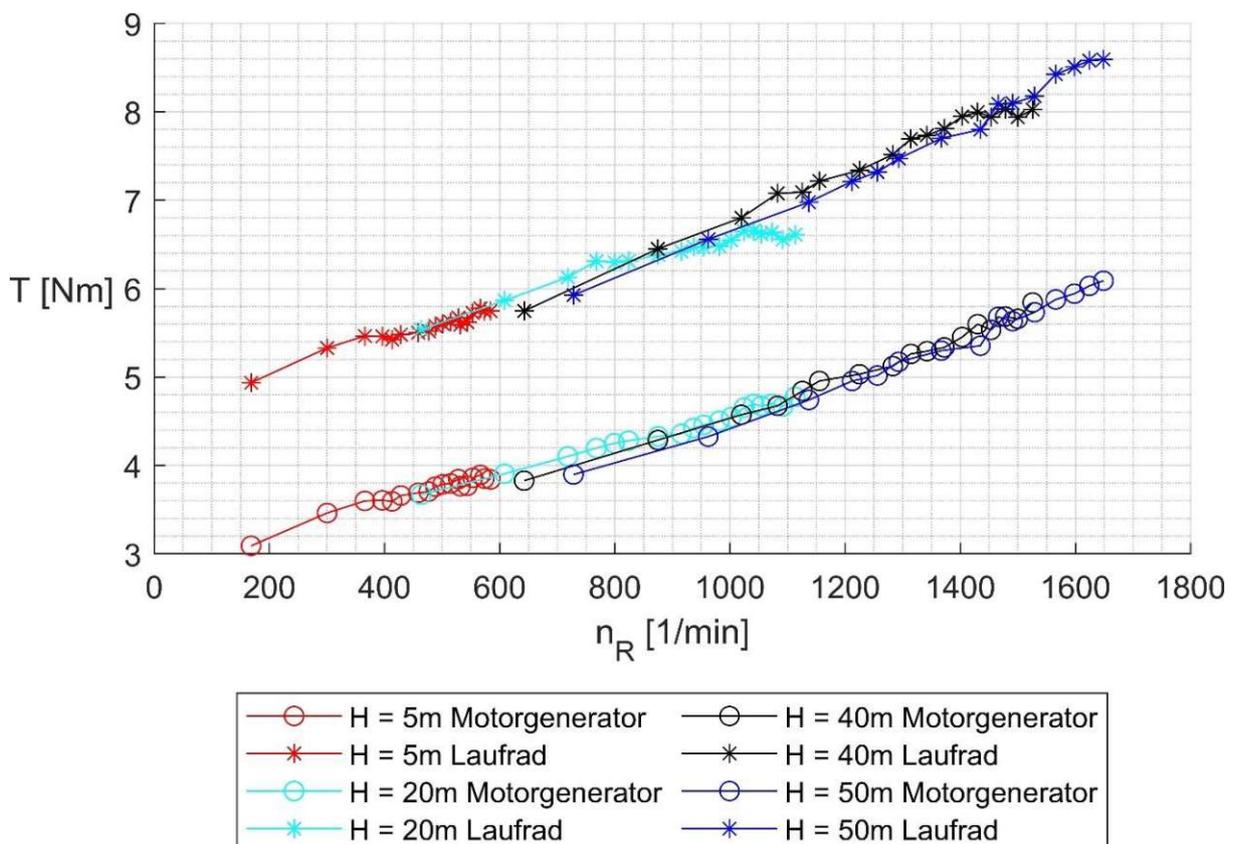


Abbildung 32: Verlauf der Momente am Laufrad sowie am Motorgenerator

Deutlich zu erkennen ist, dass das Moment im Motorgenerator als auch jenes am Laufrad einen positiven Offset zueinander aufweisen und mit zunehmender Drehzahl ihren Wert erhöhen. Beide Verläufe weisen mit zunehmender Durchgangsdrehzahl n_R

als auch mit zunehmender Förderhöhe H eine positive Steigung auf. In Tabelle 12 sind für die verschiedenen Förderhöhen jeweils die minimal und maximal erreichten Drehmomente des Motorgenerators und Turbine sowie die erreichte Durchgangsdrehzahl ersichtlich. Wesentlich zu erheben ist, dass allein durch elektrische Verluste im Motorgenerator (T_W) bereits bei $H = 5\text{ m}$ Werte zwischen $3,09\text{ Nm}$ und $3,84\text{ Nm}$ entstehen, diese mit steigender Drehzahl und Förderhöhe zunehmen und bei $H = 50\text{ m}$ Werte zwischen $3,9\text{ Nm}$ - $6,1\text{ Nm}$ annehmen. Die Momente am Laufrad weisen, wie oben erwähnt, ein identes Verhalten auf. Sie zeigen ebenfalls eine positive Steigung und erhöhen ihren Wert mit steigender Drehzahl n_N und Förderhöhe H . Bei $H = 5\text{ m}$ entstehen so an dem Laufrad Momente zwischen $4,94\text{ Nm}$ und $5,75\text{ Nm}$ und bei $H = 50\text{ m}$ nehmen die Momente bereits Werte zwischen $5,93\text{ Nm}$ - $8,59\text{ Nm}$ an. Eine wichtige Erkenntnis aus den oben genannten Werten ist, dass auch bei einem nicht bestromten Motorgenerator immer ein Moment am Laufrad vorhanden ist. Dies ist auf die Strömung zurückzuführen, die trotz unbestromten Motorgenerators in Bewegung ist und das Laufrad antreibt. Dies zeigt sich an den von Null abweichenden Drehmomenten am Laufrad der Modellmaschine. Im Anhang H sind die vollständigen Messergebnisse bei jeder Leitapparatstellung a mit den dazugehörigen Durchgangsdrehzahlen n_R und den jeweiligen Momenten am Motorgenerator sowie an dem Laufrad ersichtlich.

Tabelle 12: Minimale und maximale Momente am Motorgenerator und Laufrad für Förderhöhen $H = [5, 20, 40, 50]\text{ m}$

	Durchgangsdrehzahl [1/min]	Moment Motorgenerator [Nm]	Moment Laufrad [Nm]
H = 5 m	168,24	3,09	4,94
	584,18	3,84	5,75
H = 20 m	463,78	3,67	5,54
	1113,38	4,78	6,61
H = 40 m	642,49	3,83	5,75
	1525,60	5,84	8,02
H = 50 m	728,11	3,90	5,93
	1648,63	6,09	8,59

Im Anhang I ist die normierte Darstellung des Drehmomentfaktor T_{ED} aufgetragen über dem Drehzahlfaktor n_{ED} , für die unterschiedlichen Förderhöhen $H = [5, 20, 40, 50]\text{ m}$ ersichtlich.

5.8 Durchfluss über Leitapparätöffnung

An den Messdaten aus Abschnitt 4.2 wurde unter anderem der Zusammenhang zwischen Durchfluss Q und Leitapparätöffnung a untersucht. Die Messdaten wurden bei konstanter Förderhöhe $H = [5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50] m$ für unterschiedliche Leitapparätöffnungen $a = [0 - 45,7] mm$ erhoben. Die grafische Darstellung der Auswertung in Abbildung 33 stellt einen annähernd linearen Verlauf des Durchflusses mit steigender Förderhöhe H in m und zunehmender Leitapparätöffnung a in mm dar. Deutlich erkennbar ist zudem auch der positive Offset der Verläufe des Durchflusses. In Abbildung 33 ist mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Annäherung an die Messpunkte gleicher Förderhöhe durch eine lineare Funktion ersichtlich. Dargestellt wurde dies für die Förderhöhen $H = [5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50] m$. Die einzelnen Parameter der linear angenäherten Funktion sind in Tabelle 13 ersichtlich.

Tabelle 13: Koeffizienten der Least Square Methode der Annäherung an die Messpunkte bei konstanter Förderhöhe und unterschiedlichen Leitapparätöffnungen a

$H = 5 m:$	$Q = 2,012 \frac{l}{s * mm} * x + 5,569 \frac{l}{s}$
$H = 10 m:$	$Q = 2,689 \frac{l}{s * mm} * x + 7,926 \frac{l}{s}$
$H = 15 m:$	$Q = 3,244 \frac{l}{s * mm} * x + 9,129 \frac{l}{s}$
$H = 20 m:$	$Q = 3,732 \frac{l}{s * mm} * x + 9,754 \frac{l}{s}$
$H = 25 m:$	$Q = 4,134 \frac{l}{s * mm} * x + 10,98 \frac{l}{s}$
$H = 30 m:$	$Q = 4,508 \frac{l}{s * mm} * x + 11,73 \frac{l}{s}$
$H = 40 m:$	$Q = 5,126 \frac{l}{s * mm} * x + 14,23 \frac{l}{s}$
$H = 50 m:$	$Q = 5,596 \frac{l}{s * mm} * x + 16,82 \frac{l}{s}$

Neben der Linearität des Durchflusses und dem positiven Offset ist zudem auch erkennbar, dass das Maximum des Durchflusses bei der Leitapparätöffnung $a = 45,6 mm$ und bei der Förderhöhe $H = 30 m$ einen Wert von $Q = 224,37 \frac{l}{s}$ annimmt. Für die höheren Förderhöhen $H = [40, 50] m$ war es aus Gründen der Messtechnik (maximaler zu erfassender Durchfluss $Q = 250 \frac{l}{s}$) als auch durch die eingebaute Versorgungspumpe (maximale Nenndrehzahl $n_N = 1500 \frac{1}{min}$) nicht mehr möglich, die volle Leitapparätöffnung anzusteuern. Eine weitere wichtige Erkenntnis aus den Messungen ist, dass die kleinste Leitapparätöffnung bei $a = 0,6 mm$ erreicht wird. Bei

diesem Spalt des Leitapparats ergibt sich bereits bei einer Förderhöhe von $H = 30\text{ m}$ einen Durchfluss von $Q = 7,89 \frac{\text{l}}{\text{s}}$.

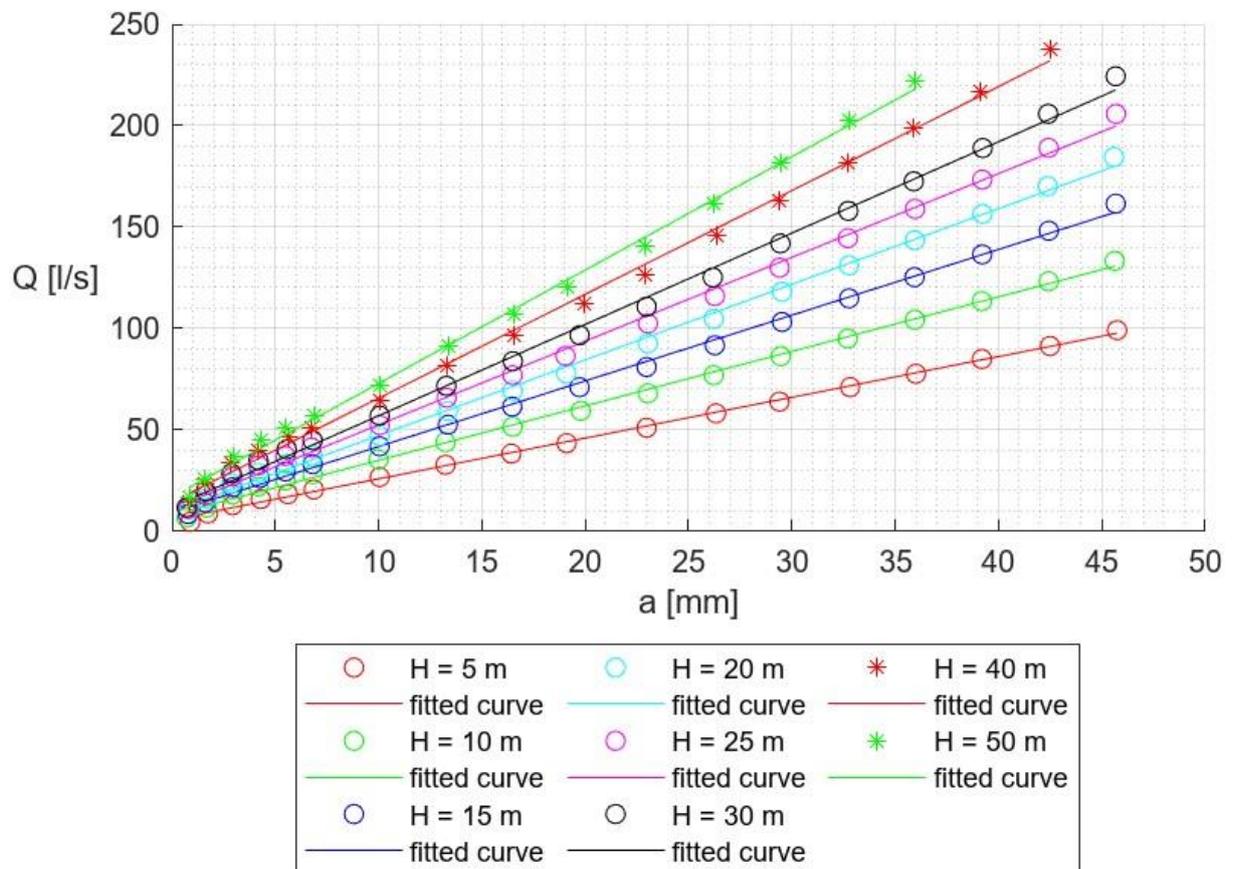


Abbildung 33: Verlauf des Durchflusses Q bei variiert Förderhöhe mit angenäherter Funktion

Im Anhang J ist die normierte Darstellung des Durchflussfaktor Q_{ED} , aufgetragen über der Leitapparätöffnung a für die unterschiedlichen Förderhöhen $H = [5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50]\text{ m}$ ersichtlich.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurden sowohl theoretische als auch praktische Erhebungen und Untersuchungen sowie Messungen in Bezug auf die Durchgangsdrehzahl an einer Modellpumpturbine im Turbinenbetrieb durchgeführt. Der Prüfstand, der einen geschlossenen Versuchskreislauf darstellt, befindet sich am Institut für Energietechnik und Thermodynamik an der Technischen Universität Wien.

Im Zuge dieser Arbeit wurden zuerst Erhebungen von vorhandenen literarischen Abschätzungsformeln herangezogen, um die Durchgangsdrehzahl zu bestimmen. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wurden, anhand der Kennzahlen des Prototyps, Abschätzungen für den Pumpturbinenprüfstand vorgenommen. Des Weiteren wurden die Grenzen der Anlagenkomponenten bestimmt und historische Messdaten ausgewertet. Im Anschluss an die drei Komponenten startet die Planung der weiteren Versuchsabläufe.

Der experimentelle Abschnitt gliederte sich in zwei unterschiedliche Versuchsabläufe. Zuerst wurden Messungen für die Bestimmung des ersten Quadranten aus dem Vier-Quadranten-Kennfeldes gemacht. Die dabei eingestellte Förderhöhe ist $H = 20 \text{ m}$ mit einer Leitapparatöffnungen von $a = [3 - 34] \text{ mm}$. Anschließend wurden Messungen für die Erhebung der Durchgangsdrehzahl bei unbestromten Motorgenerator $T_G = 0$ durchgeführt. Hierbei wird ein Förderhöhenbereich von $H = [5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50] \text{ m}$ und eine Leitapparatöffnung von $a = [0,8 - 45,7] \text{ mm}$ erfasst.

Eine wesentliche Erkenntnis, konnte aus der Darstellung nach IEC [8] gewonnen werden. Hierbei wurde der Drehzahlfaktor n_{ED_R} sowie der Durchflussfaktor Q_{ED_R} für die unterschiedlichen Förderhöhen H über die Leitapparatöffnung a aufgetragen. Mit zunehmender Förderhöhe H erfolgt eine Annäherung der einzelnen Drehzahlfaktor-Kennlinien an jene bei $H = 30 \text{ m}$. Bei einer Erhöhung der Förderhöhe tritt keine wesentliche Veränderung mehr auf. Die Werte der Kennlinie können nun als Ausgangspunkt für weitere Abschätzungen und Erhebungen herangezogen werden. Besonders hervorzuheben ist die sehr hohe Genauigkeit der einzelnen Ergebnisse zueinander, wie in Tabelle 11 ersichtlich. Der real gemessene Wert besitzt, in Bezug auf den extrapolierten Wert eine absolute Abweichung von weniger als 0.1%. Für das derzeitige aktuelle Forschungsprojekt ist damit ein guter Grundstein geschaffen, um Grenzen vorzugeben, mögliche Startwerte für erste Testbetriebe und feinen Abschätzungen bezüglich gezielter Parameter zu treffen.

Im Zuge der experimentell bestimmten Werte aus dem Vier-Quadranten-Kennfeld wurde der Wirkungsgradverlauf bestimmt, um einen Vergleich zwischen der Durchgangsdrehzahl n_{ED_R} mit der Durchgangsdrehzahl im Bestpunkt $n_{ED\eta_{max}}$ (bei

unterschiedlichen Leitapparatöffnung a) zu treffen. Daraus resultierten, die auf den Nennpunkt bezogenen Faktoren bei maximalem Wirkungsgrad.

Bei der Erfassung der einzelnen Durchgangsdrehzahlen je nach Leitapparatöffnung a und Förderhöhe H lässt sich sagen, dass mit steigender Leitapparatöffnung a und zunehmender Förderhöhe H , die Durchgangsdrehzahl ansteigt. Ein linearer Verlauf der Durchgangsdrehzahl ist bereits nach dem ersten Drittel der Leitapparatöffnung erkennbar. Dieser Kennlinienverlauf wurde individuell untersucht und führt zu folgendem Ergebnis. Bei geringen Drehzahlen und kleinen Leitapparatöffnungen stellt das Laufrad einen großen Widerstand im System dar. Infolgedessen ist zu Beginn der dynamische Druck erhöht. Mit zunehmender Leitapparatöffnung nimmt der dynamische Druck ab sowie der Strömungswiderstand aufgrund des Laufrades.

Bei der Abschätzung der Durchgangsdrehzahl, mittels der Formeln aus der Literatur, sind überwiegend Werte erzielt worden, die weit über der tatsächlichen Durchgangsdrehzahl liegen. Zurückzuführen sind diese großen Abweichungen zumeist auf die geringe Anpassung der Anlage an die geometrischen Gegebenheiten. Lediglich eine Formel, welche auch die geometrischen Gegebenheiten miteinbezog, näherte sich den gemessenen Werten am genauesten an. Die Formel überschätzte die erhobenen Werte jedoch dennoch um rund 9%.

Im Zuge der Messungen wurden auch die einzelnen anliegenden Drehmomente bei Durchgang der Maschine erhoben. Hier gab es vor allem Erkenntnisse auf die Wicklungsverluste im Motorgenerator bei den unterschiedlichen Förderhöhen. Bei der Gegenüberstellung der Motorgeneratormomente zu den Turbinenmomenten ist ein positiver Offset voneinander erkennbar und der Verlauf der Kennlinien nimmt mit steigender Drehzahl nahezu linear zu.

Bei den Erhebungen der Durchflüsse Q , in Abhängigkeit von der Leitapparatöffnung a (gemessen bei Runaway) lässt sich ein stark ansteigender linearer Zusammenhang zwischen den einzelnen Messpunkten gleicher Förderhöhe ableiten.

Im Rahmen von weiteren Arbeiten und aufbauenden Messungen, könnte eine detailliertere Untersuchung des direkten Einflusses auf die Durchgangsdrehzahl durchgeführt werden. Besonders interessant zu untersuchen wäre, ob der Durchfluss oder die Förderhöhe einen größeren Einfluss auf die Durchgangsdrehzahl haben und inwiefern sich die Auswirkungen voneinander unterscheiden. Eine weitere mögliche Betrachtung wäre die experimentelle Untersuchung der Charakteristik des linearen Verlaufs der Durchgangsdrehzahlkennlinien, um die Richtigkeit der Hypothese zu klären.

Literaturverzeichnis

1. Jürgen Giesecke, E.M.: Wasserkraftanlagen. Heidelberg: Springer Berlin, ISBN: 978-3-540-88988-5, 2009.
2. *Zahlen, Daten, Fakten - Energie in Österreich*: website: [Online]https://www.bmk.gv.at/dam/jcr:da4e9dfd-f51c-44b8-894c-9b049a8336cb/BMK_Energie_in_OE2023_barrierefrei.pdf. Zugriff am 15.10.2023
3. M. Schmid, A.L., *Konzepte und Umsetzung moderner Pumpspeicherkraftwerke*, in *Springer Verlag Wien*. 2016.
4. Chirag Trivedi, M.J.C., B. K. Gandhi, Ole G. Dahlhaug, *Transient Pressure Measurements on a High Head Model Francis Turbine During Emergency Shutdown, Total Load Rejection, and Runaway*, in *Journals of Fluids Engineering*. 2014.
5. Heinz Patt, P.G.: Wasserbau. Heidelberg: Springer Berlin, ISBN: 978-3-642-11963-7, 2011.
6. Bauer, U.P.D.-I.D.-I.C., *Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II*. 2022, TU Wien.
7. Loibnegger, D., *Experimentelle Betrachtung eines Maschinenstarts an einer Modellpumpturbine*. 2023, Technische Universität Wien: Wien.
8. Comission, I.E., *IEC 60193*, in *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*. 1999.
9. Maly, A., *Experimental Investigation of Free Surface Oscillation in the Draft Tube of Hydraulic Machines*. 2019, Technische Unisersität Wien: Wien.
10. A Ghimire, P.S., A Kayastha, B S Thapa, Y D Choi and Y H Lee, *Experimental Analysis of a Simplified Francis Turbine*, in *IOP Science*. 2014.
11. Sunil Kumar Singal, V.G., Himanshu Nautiyal, Dimitrios E. Papantonis: *Small Hydropower*. Netherlands: Elsevier, ISBN: 978-0-323-91757-5, 2023.
12. Zahoransky, R.: *Energietechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-34831-1, 2022.
13. Chirag Trivedi, B.G., Cervantes J. Michel, *Effect of transients on Francis turbine runner life: a review*, in *Journal of Hydraulic Research*. 2013.
14. Carl Pfeleiderer, H.P.: *Strömungsmaschinen*. Heidelberg: Springer Berlin, ISBN: 978-3-540-26913-7, 2004.
15. Beate Bender, D.G.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 3: Maschinen und Systeme*. Heidelberg: Springer Vieweg Berlin, ISBN: 978-3-662-59715-6, 2020.
16. Armando Carravetta, S.D.H., Helena M. Ramos: *Pumps as Turbines*. Schweiz: Springer Cham, ISBN: 978-3-319-67507-7, 2017.
17. Güllich, J.F.: *Kreiselpumpen*. Heidelberg: Springer Vieweg Berlin, ISBN: 978-3-662-59785-9, 2021.
18. Zhang, Z., *Master equation and runaway speed of the Francis turbine*, in *Journal of Hydrodynamics*. 2017.
19. Gray, D., *Hydro Life Extension Modernization Guides*. 2000, EPRI: Palo Alto.
20. Moona Mohammadi, M.M., Alireza Mohammadi, Said Farahat, *Analyzing Mathematical and Software Methods for Selecting and Designing Francis Turbine in Hydropower Plants*, in *Journal of Clean Energy Technologies*. 2016.
21. Office, U.S.G.P., *Selecting Hydraulic Reaction Turbines*. 1976, United States Department of the interior Bureau of Reclamation: Washington DC.

22. Maly, A., *Einfluss der Einbautiefe auf das Kennlinienverhalten einer Pumpturbine im Turbinenbetrieb*. 2015, Technische Universität Wien: Wien.
23. Amann, T., *Experimentelle Untersuchung von Axial- und Radialkräften in der Lagerung einer Modellpumpturbine*. 2023, Technische Universität Wien: Wien.
24. Malik, A., *Axialschubmessung an einer Modellpumpturbine*. 2020, Technische Universität Wien: Wien.
25. Sertschnigg, F., *Kennfeldmessung an einer Modellpumpturbine*. 2021, Technische Universität Wien: Wien.

A Literarische Abschätzung der Durchgangsdrehzahl (PTC Mathcad Prime)

Gegebene Parameter:	
Nenndrehzahl:	$n_N := 979 \frac{1}{\text{min}}$
spezifische Drehzahl (Pumpe):	$n_{qP} := 41.8 \frac{1}{\text{min}}$
spezifische Drehzahl (Turbine):	$n_{qT} := 41.6 \frac{1}{\text{min}}$
Eintrittsdurchmesser (Lauftrad):	$d_1 := 0.48752 \text{ m}$
Austrittsdurchmesser (Saugrohr):	$d_2 := 0.276415 \text{ m}$
Breite des Laufradeintritts:	$b := 0.05448 \text{ m}$
maximale Bruttofallhöhe:	$H_{maxgross} := 30 \text{ m}$
Fallhöhe im Optimum Punkt (Pumpe):	$H_{optP} := 30 \text{ m}$
Fallhöhe im Optimum Punkt (Turbine):	$H_{optT} := 30 \text{ m}$
Fallhöhe im jeweiligen Betriebspunkt:	$H := 30 \text{ m}$
Leitschaufelwinkel:	$\alpha_1 := 35^\circ$
Lauftradeintrittswinkel:	$\beta_{1b} := 23.15^\circ$
Erdbeschleunigung:	$g := 9.787 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Drehzahlfaktor:	$n_{ed} := 0.263421$
Durchflussfaktor:	$Q_{ed} := 0.228745$
Dichte:	$\rho := 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

A. 1: Berechnung der Abschätzungsformeln mittels Matlab Teil 1

Berechnung des Durchfluss Q aus Q_{ed} (H=30m):

$$Q := Q_{ed} \cdot d_2^2 \cdot \sqrt{g \cdot H} = 0.299 \frac{m^3}{s}$$

Berechnung der mechanischen Leistung:

Wirkungsgrad-Annahme: $\eta := 0.88$

$$P := \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot \frac{\eta}{1000} = 77.145 \text{ kW}$$

Berechnung der spezifischen Drehzahl (leistungsbezogen):

$$n_S := n_N \cdot \frac{P^{0.5}}{H^{1.25}} = 122.472 \frac{1}{min}$$

Berechnung der Durchgangsdrehzahl:

Abschätzung aus Formel (2.3):

$$n_R := n_N \cdot \left(1.5 + 4.6 \cdot \frac{n_{qT}}{1000} \right) = 1.656 \cdot 10^3 \quad \text{Faktor} := \frac{n_R}{n_N} = 1.691$$

Abschätzung aus Formel (2.4-2.7):

$\mu_{SW} := 1$ Korrekturfaktor für die Geschwindigkeitsverteilung

$\mu_{Sh} := 1$ Korrekturfaktor für Schockverluste

$$n_{11} := 0.263421 \cdot \frac{\pi}{\sqrt{2}} = 0.585 \quad Q_{11} := 0.228745 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.162$$

Übernahme aus Paper: Strukturkonstante $G := 0.675$

$$\varphi_N := \frac{d_1}{\pi \cdot b} \cdot \frac{Q_{11}}{n_{11}} = 0.787$$

$$\phi := \frac{1}{\mu_{SW} \cdot G} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \frac{\tan(\alpha_1)}{\varphi_N} = 5.498$$

$$n_R := \frac{\phi}{\sqrt{2 \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \mu_{Sh} \cdot \left(\phi - \frac{\tan(\alpha_1)}{\tan(\beta_{1b})} - 1 \right)^2}} = 1.449 \quad \text{Faktor} := n_R = 1.449$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

A. 2: Berechnung der Abschätzungsformeln mittels Matlab Teil 2

Variation von G: $G := 0.77$

$$\varphi_N := \frac{d_1}{\pi \cdot b} \cdot \frac{Q_{11}}{n_{11}} = 0.787$$

$$\phi := \frac{1}{\mu_{SW} \cdot G} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \frac{\tan(\alpha_1)}{\varphi_N} = 4.929$$

$$n_R := \frac{\phi}{\sqrt{2 \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \mu_{Sh} \cdot \left(\phi - \frac{\tan(\alpha_1)}{\tan(\beta_{1b})} - 1 \right)^2}} = 1.455 \quad \text{Faktor} := n_R = 1.455$$

Variation von G: $G := 0.5$

$$\varphi_N := \frac{d_1}{\pi \cdot b} \cdot \frac{Q_{11}}{n_{11}} = 0.787$$

$$\phi := \frac{1}{\mu_{SW} \cdot G} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \frac{\tan(\alpha_1)}{\varphi_N} = 7.111$$

$$n_R := \frac{\phi}{\sqrt{2 \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \mu_{Sh} \cdot \left(\phi - \frac{\tan(\alpha_1)}{\tan(\beta_{1b})} - 1 \right)^2}} = 1.388 \quad \text{Faktor} := n_R = 1.388$$

Variation von G: $G := 1$

$$\varphi_N := \frac{d_1}{\pi \cdot b} \cdot \frac{Q_{11}}{n_{11}} = 0.787$$

$$\phi := \frac{1}{\mu_{SW} \cdot G} \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \frac{\tan(\alpha_1)}{\varphi_N} = 4$$

$$n_R := \frac{\phi}{\sqrt{2 \cdot \frac{d_1^2}{d_2^2} + \mu_{Sh} \cdot \left(\phi - \frac{\tan(\alpha_1)}{\tan(\beta_{1b})} - 1 \right)^2}} = 1.407 \quad \text{Faktor} := n_R = 1.407$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

A. 3: Berechnung der Abschätzungsformeln mittels Matlab Teil 3

Abschätzung aus Formel (2.11-2.12):

$$n_R := (1.52 + 1.52 \cdot 10^{-3} \cdot n_S) \cdot n_N = 1.67 \cdot 10^3$$

$$Faktor := \frac{n_R}{n_N} = 1.706$$

Abschätzung aus Formel (2.13-2.15):

$$n_r := n_N \cdot 0.63 \cdot (n_S)^{\frac{1}{5}} = 1.613 \cdot 10^3$$

$$n_R := n_r \cdot \left(\frac{H}{H_{optT}} \right)^{0.5} = 1.613 \cdot 10^3$$

$$Faktor := \frac{n_R}{n_N} = 1.648$$

Nur nichtkommerzielle Verwendung

A. 4: Berechnung der Abschätzungsformeln mittels Matlab Teil 4

B Ergebnisse der literarischen Abschätzung nach Formel (2.3, 2.4, 2.12, 2.15)

B. 1: Auflistung der Durchgangsdrehzahlen mittels der Formeln aus der Literatur

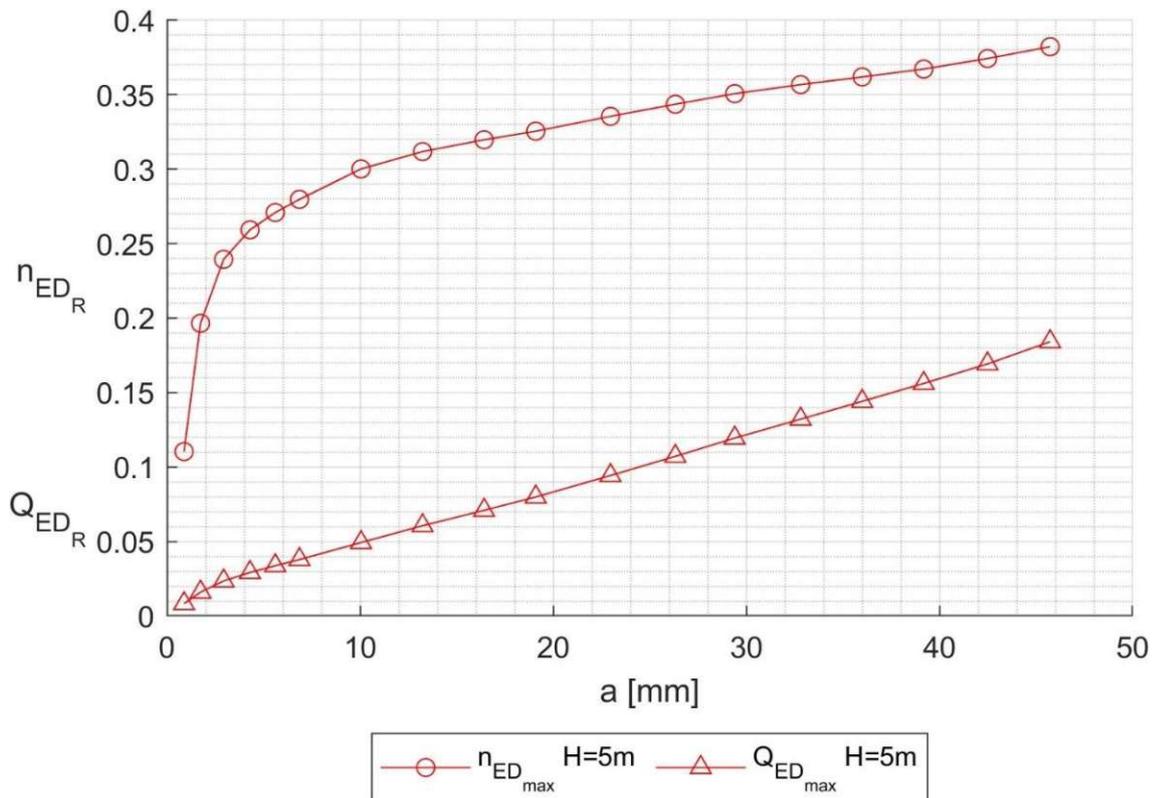
	Förderhöhe [m]	Nenn Drehzahl [1/min]	Faktor	Durchgangsdrehzahl [1/min]
Formel (2.3)	30	979	1,691	1655
	35	1058		1789
	40	1131		1912
	50	1264		2138
	60	1385		2342
	70	1496		2530
	80	1599		2705
	90	1696		2869
Formel (2.4)	30	979	1,449	1419
	35	1058		1533
	40	1131		1639
	50	1264		1832
	60	1385		2007
	70	1496		2168
	80	1599		2318
	90	1696		2458
Formel (2.12)	30	979	1,706	1670
	35	1058		1805
	40	1131		1929
	50	1264		2157
	60	1385		2363
	70	1496		2552
	80	1599		2729
	90	1696		2894
Formel (2.15)	30	979	1,648	1613
	35	1058		1743
	40	1131		1864
	50	1264		2084
	60	1385		2283
	70	1496		2466
	80	1599		2636
	90	1696		2796

C Extrapolation der Durchgangsdrehzahl in absoluten Zahlen

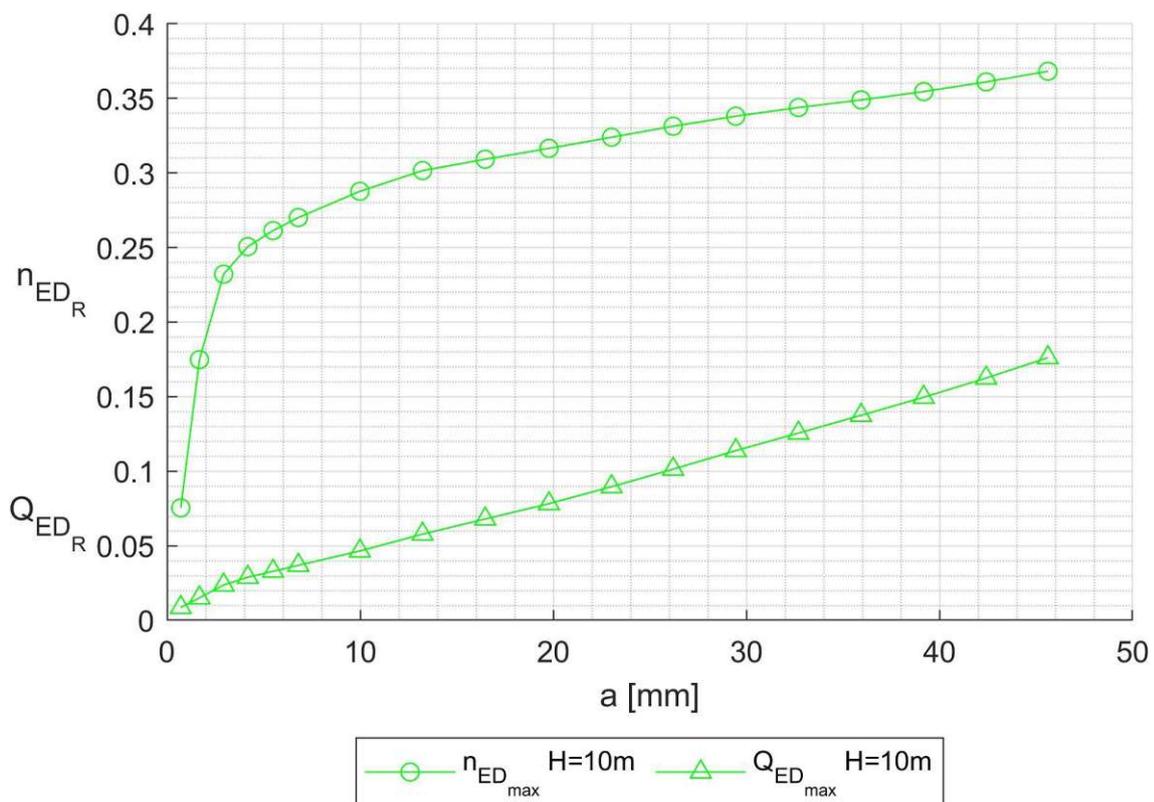
C. 1: Gegenüberstellung der beiden Varianten für die Abschätzung der Durchgangsdrehzahl bei $H = [50, 60, 70, 80, 90]$ m

a [mm]	Durchgangsdrehzahl [1/min]									
	H=50m, extrap.	H=50m, über n_{ed}	H=60m, extrap.	H=60m, über n_{ed}	H=70m, extrap.	H=70m, über n_{ed}	H=80m, extrap.	H=80m, über n_{ed}	H=90m, extrap.	H=90m, über n_{ed}
1,00	597,95	584,14	650,69	639,89	695,92	691,16	735,59	738,88	770,95	783,70
6,80	1275,78	1284,92	1393,08	1407,56	1500,43	1520,34	1599,94	1625,31	1693,07	1723,91
13,29	1426,16	1433,38	1558,82	1570,19	1680,51	1696,00	1793,54	1813,10	1899,50	1923,08
19,70	1489,61	1499,58	1628,46	1642,71	1756,00	1774,33	1874,60	1896,84	1985,89	2011,90
26,15	1551,11	1564,02	1693,03	1713,30	1822,98	1850,57	1943,49	1978,35	2056,31	2098,35
32,70	1613,75	1627,05	1761,98	1782,34	1897,78	1925,15	2023,76	2058,07	2141,75	2182,91
39,20	1664,11	1675,92	1817,65	1835,88	1958,43	1982,98	2089,14	2119,89	2211,63	2248,48
45,62	1726,54	1738,81	1885,91	1904,78	2032,08	2057,39	2167,82	2199,45	2295,06	2332,86

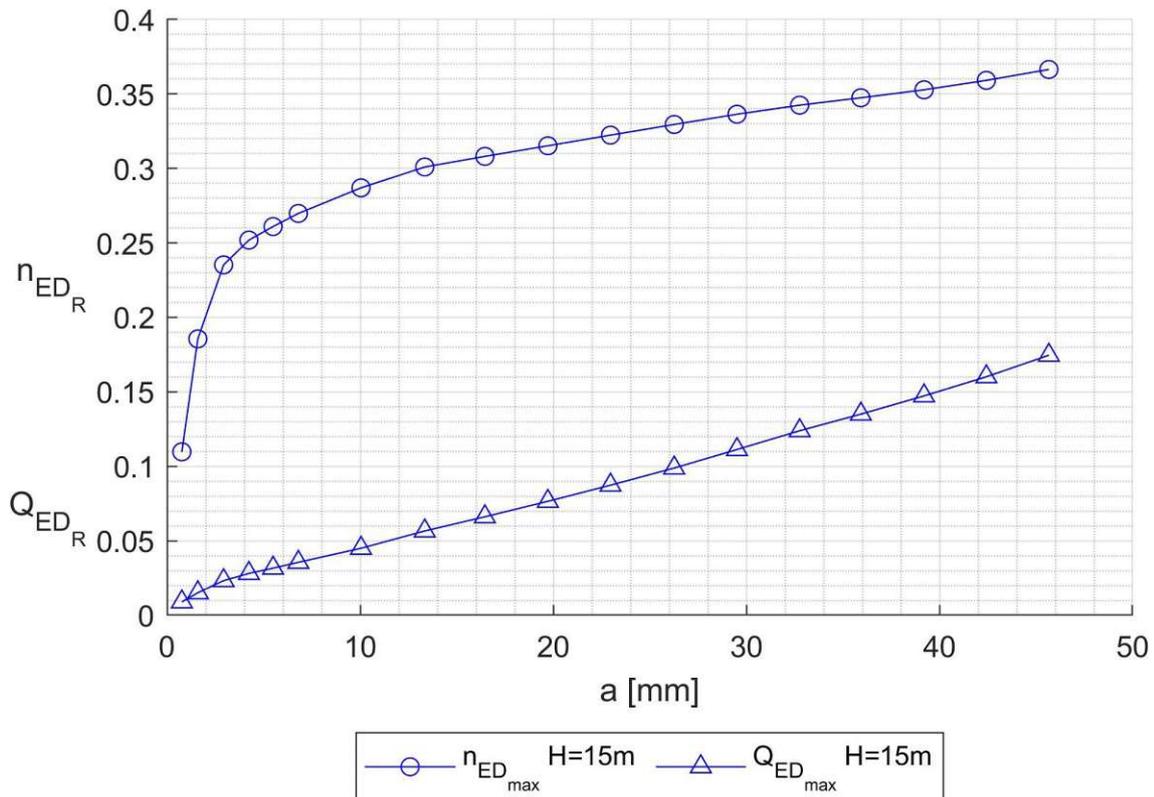
D Durchgangsdrehzahlkennlinie (H = [5-50] m)



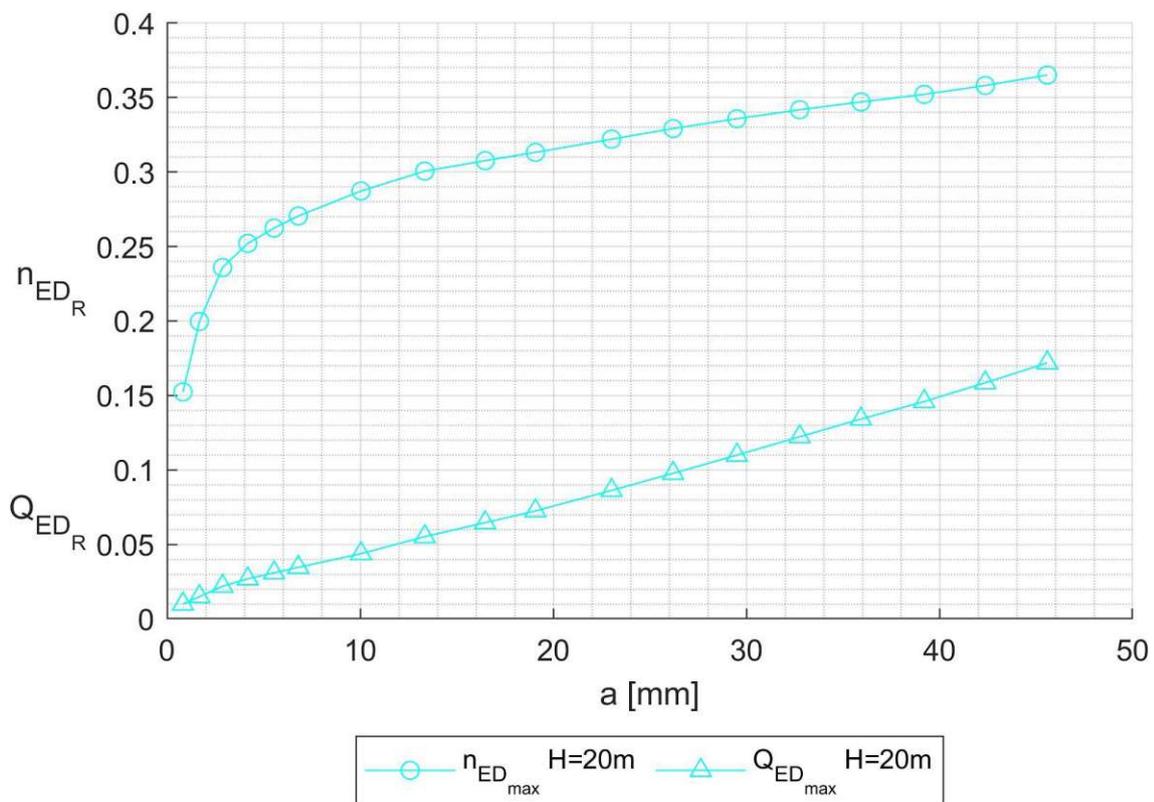
D. 1: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für H=5 m



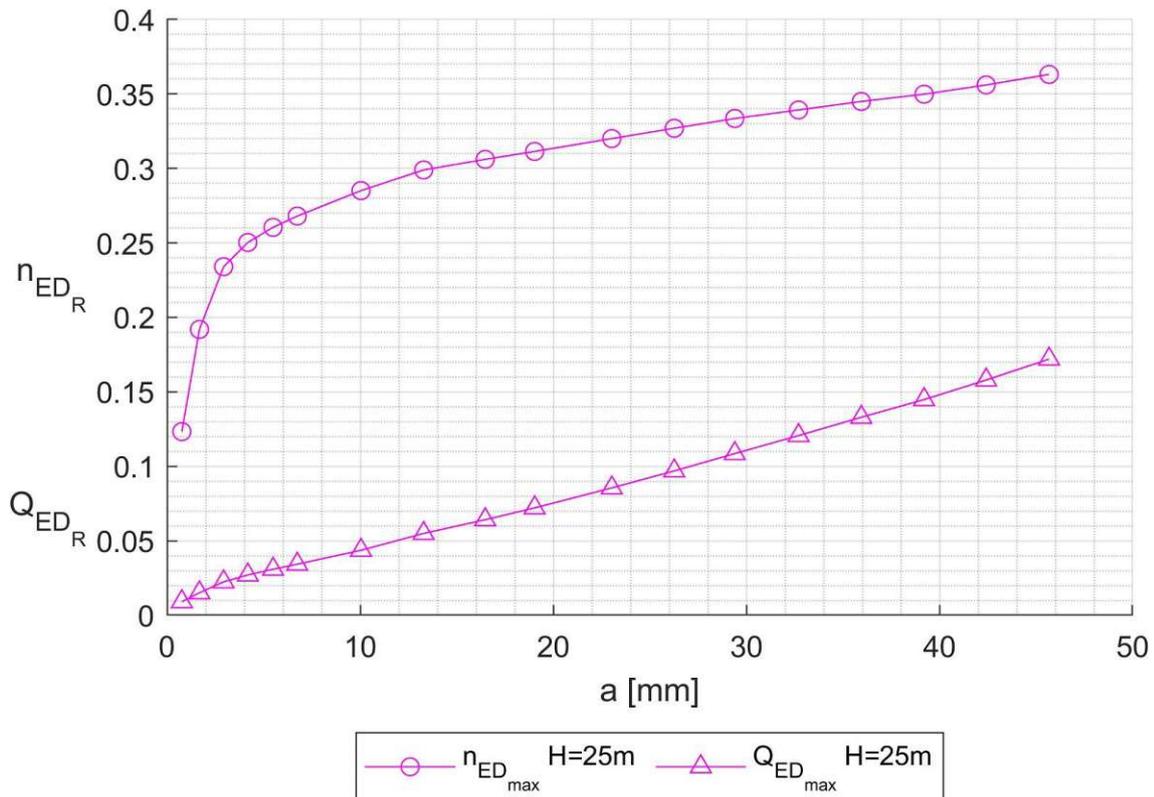
D. 2: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für H=10 m



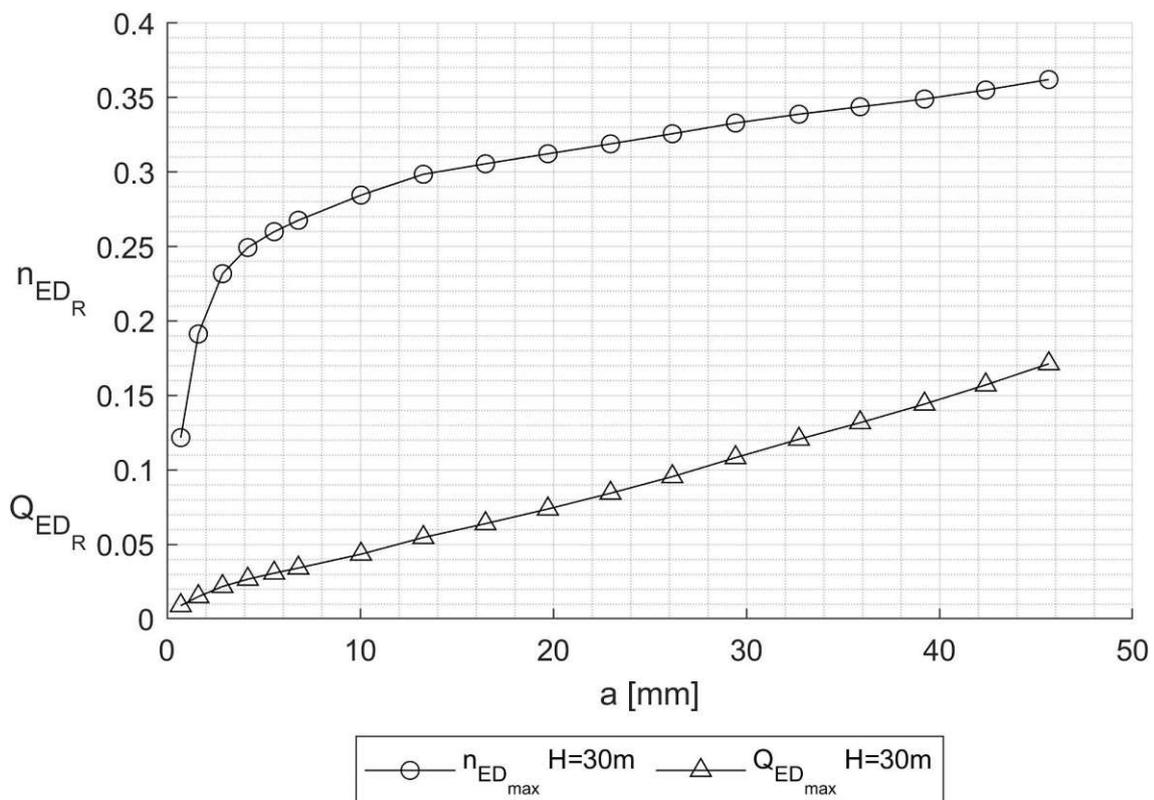
D. 3: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=15 \text{ m}$



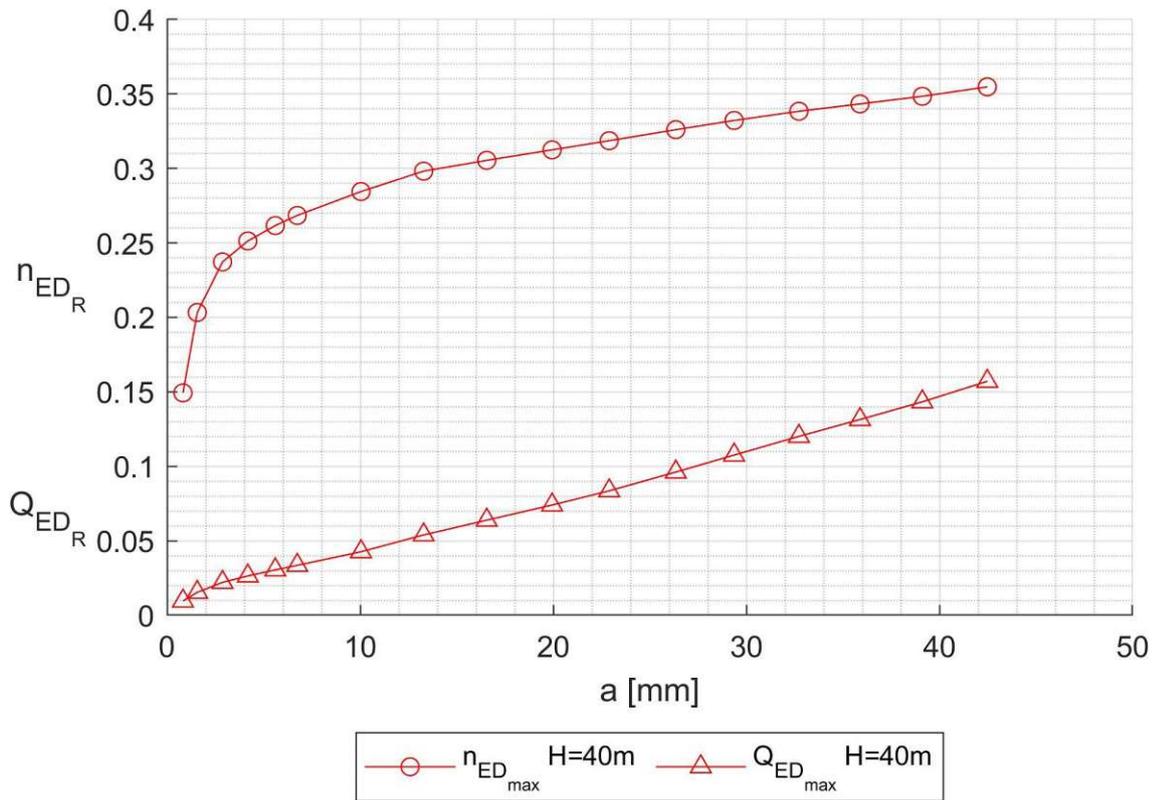
D. 4: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=20 \text{ m}$



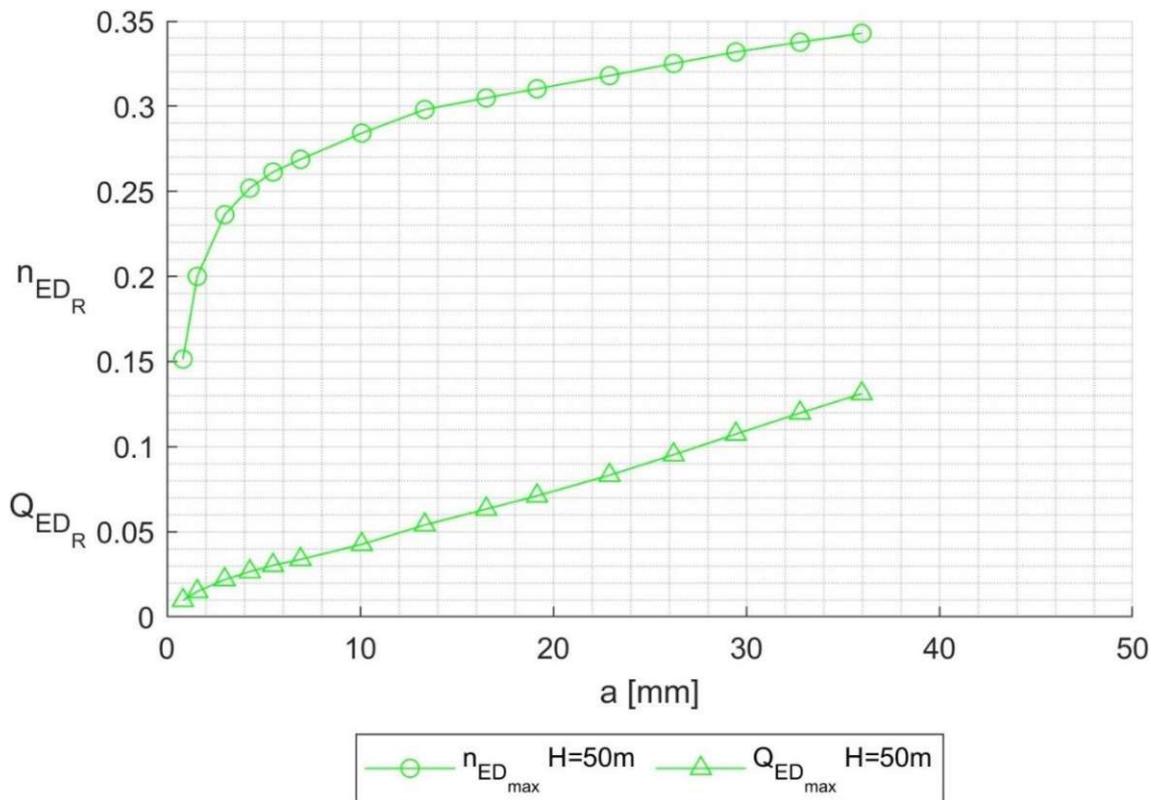
D. 5: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=25 \text{ m}$



D. 6: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=30 \text{ m}$

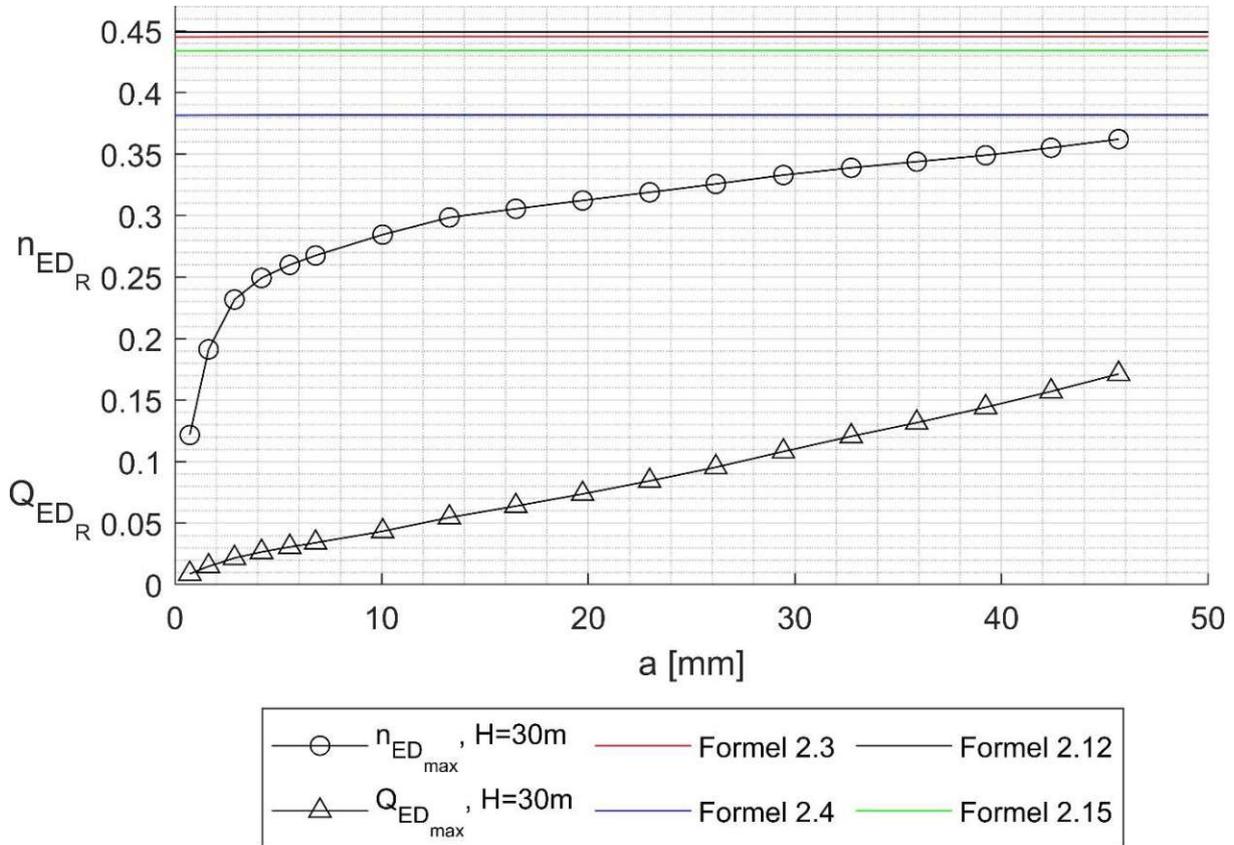


D. 7: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=40 \text{ m}$



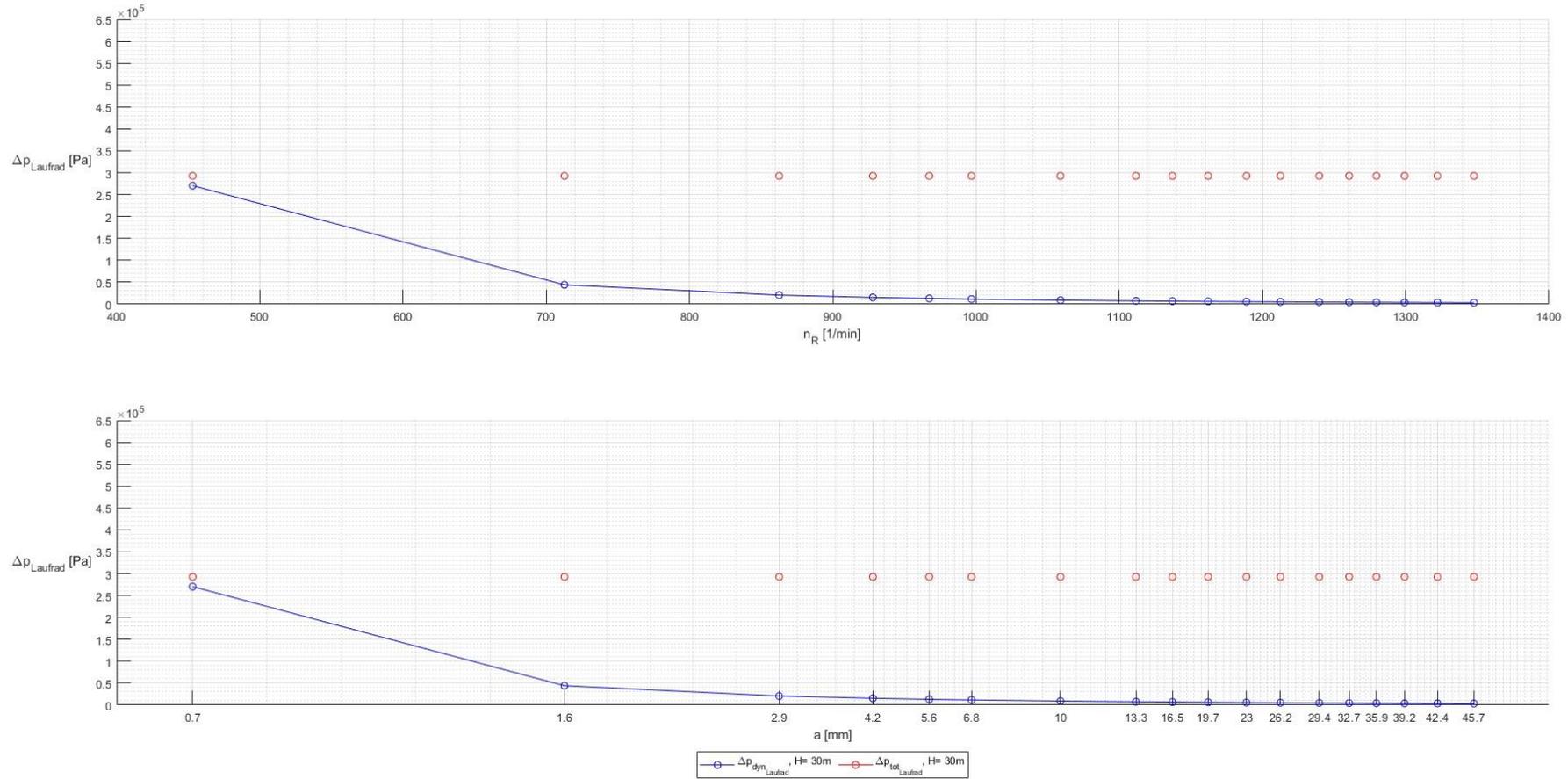
D. 8: Drehzahl- und Durchflussfaktor bei Runaway über die Leitapparatöffnung a für $H=50 \text{ m}$

E Normierte Darstellung der Abschätzungsformeln (nach IEC)



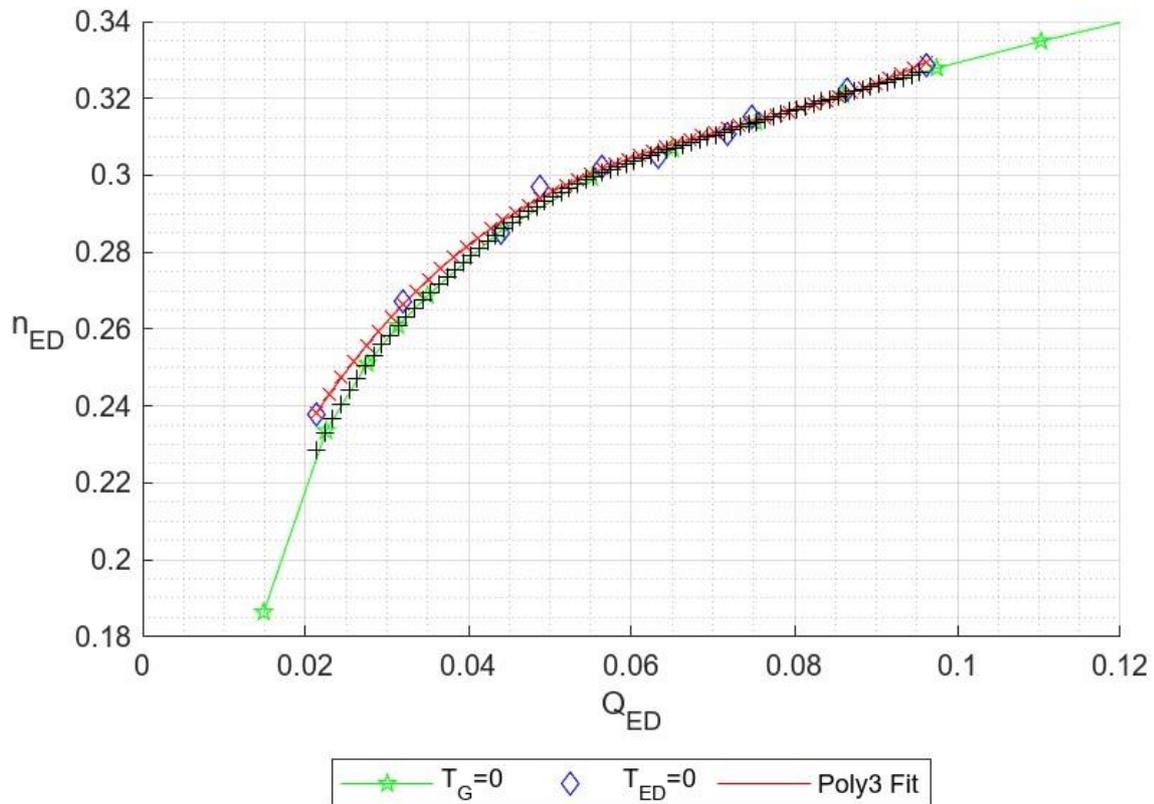
E. 1 Normierte Darstellung des Drehzahlfaktors der Abschätzungsformeln im Q_{ED}/n_{ED} Diagramm anhand der Drehzahl- und Durchflussfaktor Kennlinie bei $H=30 m$

F Veranschaulichung des Druckverlaufes am Laufrad

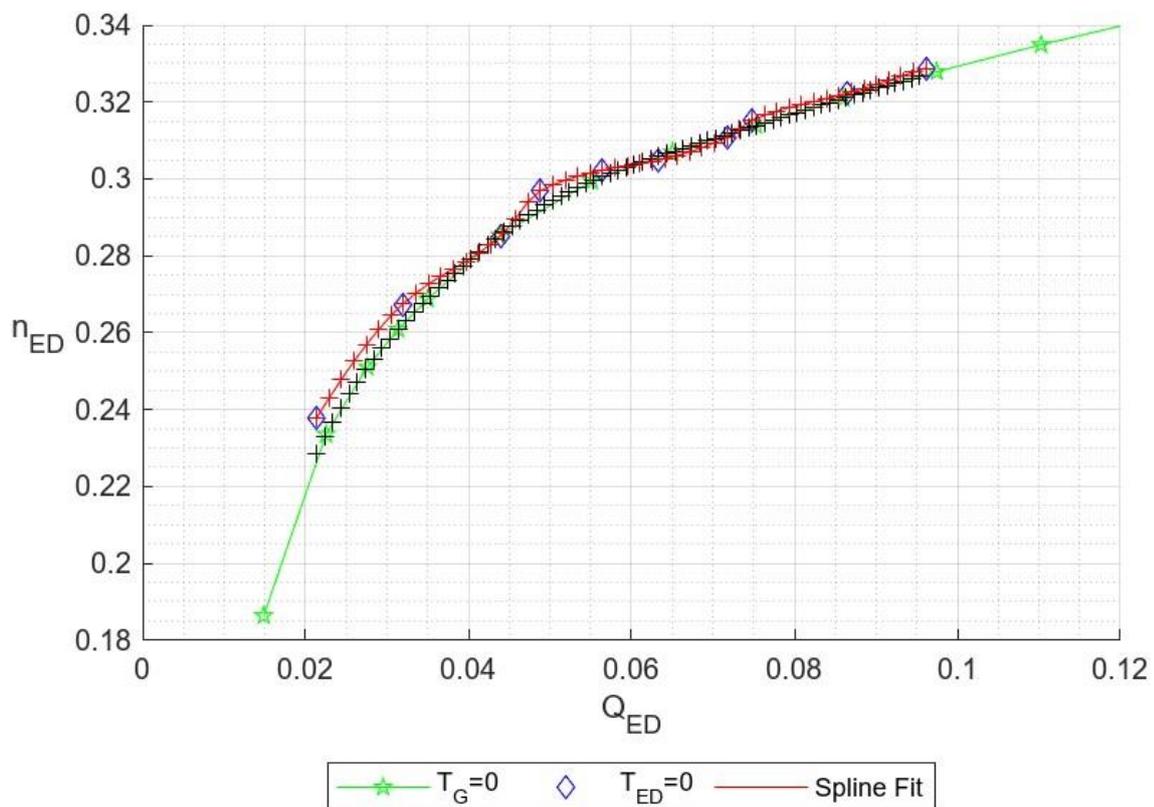


F. 1: Darstellung des Druckverlaufes mit zunehmender Durchgangsdrehzahl und Leitapparatöffnung für $H = 30\text{m}$ ($H_{\text{Brutto}} = H_{\text{Netto}}$)

G Sensibilitätsanalyse des Drehzahlfaktors



G. 1: griddedInterpolant Darstellung für den Fit mittels Polynom dritten Grades



G. 2: griddedInterpolant Darstellung für den Fit mittels Spline

H Ergebnisse der Momente

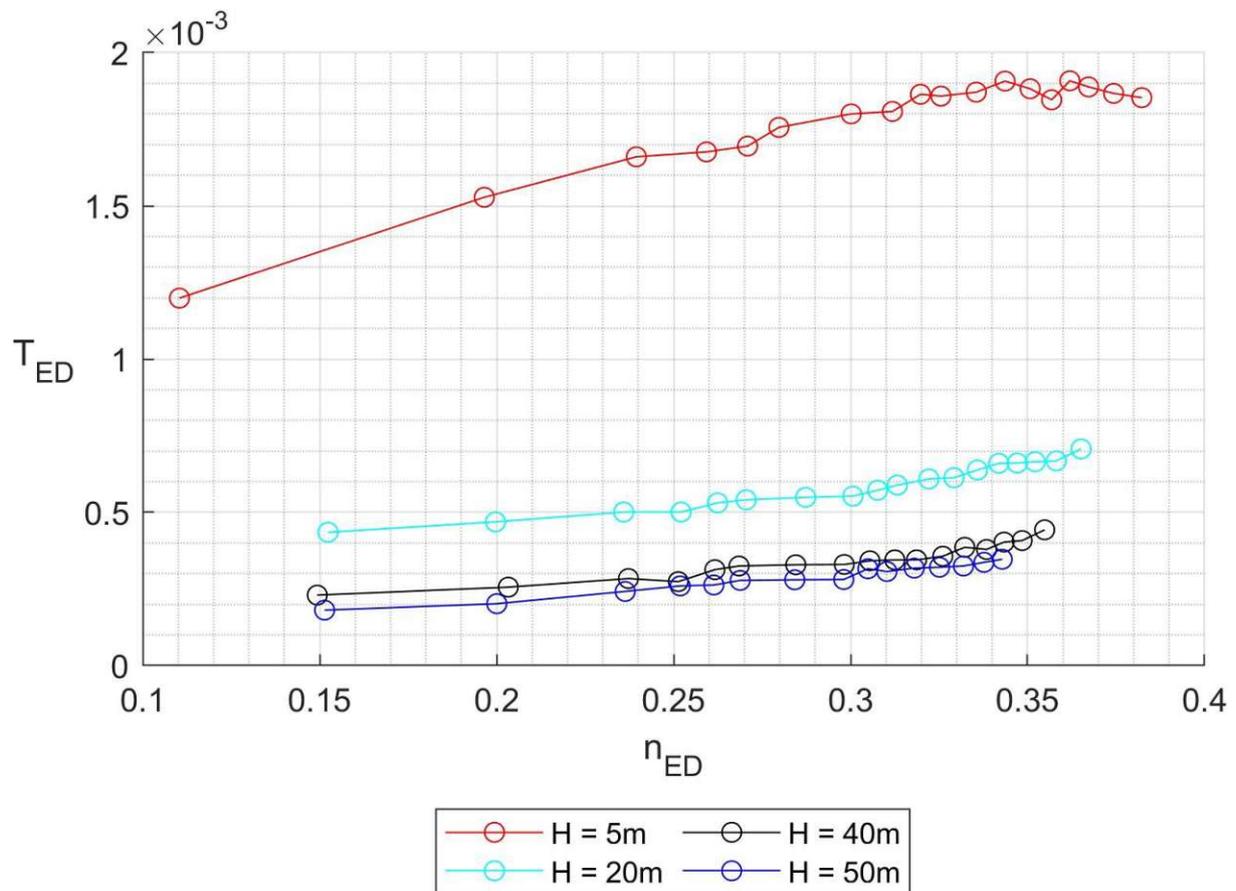
H. 1: Darstellung der anliegenden Momente sowie Durchgangsdrehzahlen am Motor und Turbine bei den einzelnen Leitapparatstellungen a (Teil 1)

H = 5m				
a [mm]	Durchgangsdrehzahl [1/min]	Moment Motorgenerator [Nm]	Moment Laufrad [Nm]	
0,88	168,24	3,09	4,94	
1,74	300,31	3,46	5,33	
2,93	365,80	3,60	5,46	
4,30	396,18	3,61	5,46	
5,61	413,25	3,59	5,42	
6,86	428,41	3,66	5,48	
10,05	458,73	3,69	5,50	
13,23	476,83	3,71	5,52	
16,42	488,30	3,76	5,58	
19,10	500,99	3,79	5,60	
22,97	514,61	3,80	5,62	
26,33	528,22	3,84	5,67	
29,40	531,80	3,76	5,59	
32,81	543,90	3,77	5,62	
36,00	553,34	3,86	5,72	
39,19	566,68	3,89	5,78	
42,49	573,30	3,85	5,74	
45,73	584,18	3,84	5,75	
H = 20m				
a [mm]	Durchgangsdrehzahl [1/min]	Moment Motorgenerator [Nm]	Moment Laufrad [Nm]	
0,83	463,78	3,67	5,54	
1,68	608,37	3,91	5,86	
2,88	718,13	4,10	6,13	
4,18	767,93	4,20	6,31	
5,55	799,24	4,25	6,30	
6,80	823,78	4,28	6,31	
10,05	875,01	4,33	6,38	
13,35	915,54	4,36	6,42	
16,48	936,64	4,42	6,48	
19,08	954,28	4,46	6,47	
23,02	981,51	4,50	6,48	
26,21	1002,08	4,55	6,55	
29,52	1024,45	4,65	6,65	
32,76	1040,95	4,70	6,65	
35,94	1054,35	4,67	6,62	
39,21	1072,56	4,70	6,64	
42,38	1091,77	4,67	6,56	
45,59	1113,38	4,78	6,61	

H. 2: Darstellung der anliegenden Momente sowie Durchgangsdrehzahlen am Motor und Turbine bei den einzelnen Leitapparatstellungen a (Teil 2)

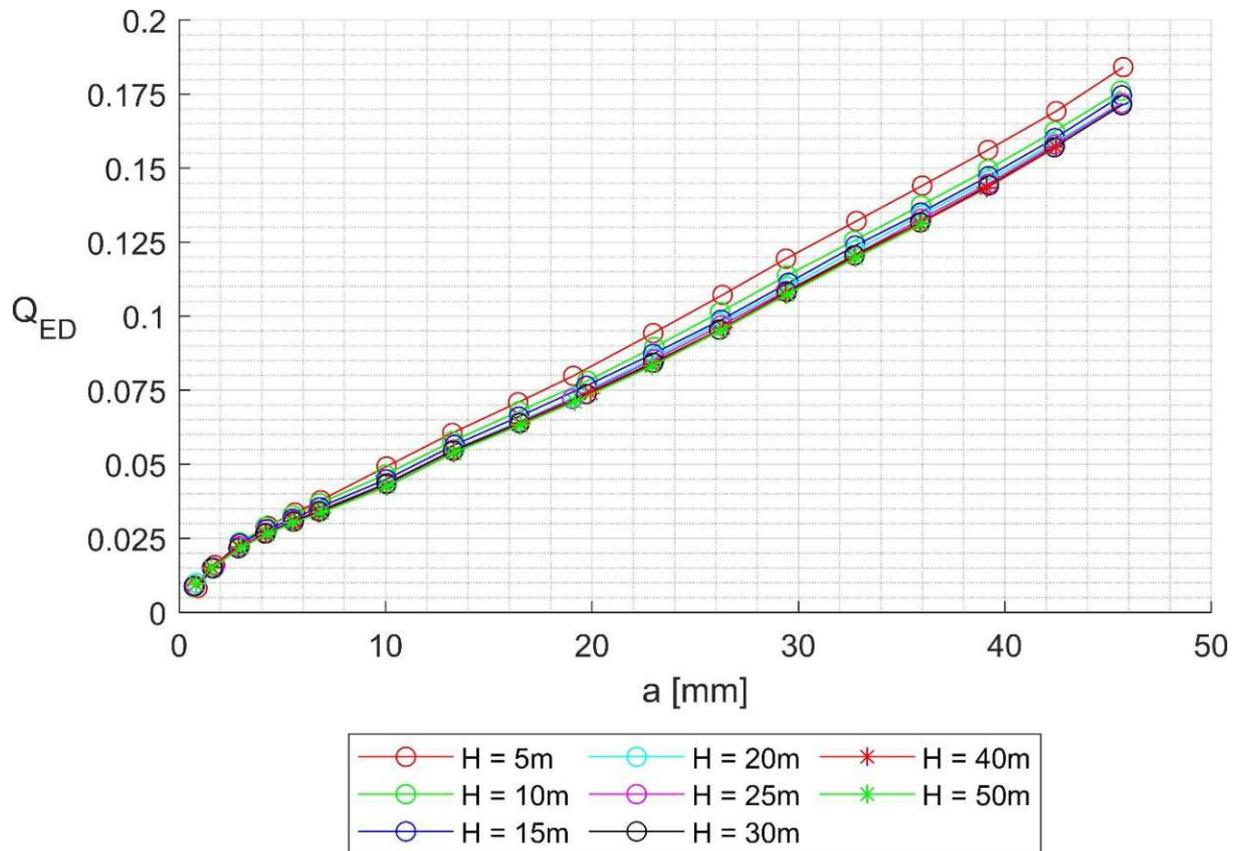
H = 40m				
a [mm]	Durchgangsdrehzahl [1/min]	Moment Motorgenerator [Nm]	Moment Laufrad [Nm]	
0,83	642,49	3,83	5,75	
1,57	874,67	4,29	6,45	
2,88	1019,75	4,57	6,80	
4,18	1082,48	4,68	7,08	
5,61	1125,67	4,84	7,09	
6,75	1155,15	4,96	7,22	
10,05	1224,78	5,03	7,34	
13,29	1282,83	5,12	7,52	
16,56	1314,22	5,26	7,69	
19,94	1342,06	5,29	7,74	
22,90	1372,20	5,34	7,81	
26,35	1403,25	5,45	7,95	
29,37	1430,05	5,60	7,99	
32,73	1453,36	5,53	7,94	
35,89	1478,03	5,69	8,03	
39,12	1499,76	5,66	7,94	
42,48	1525,60	5,84	8,02	
H = 50m				
a [mm]	Durchgangsdrehzahl [1/min]	Moment Motorgenerator [Nm]	Moment Laufrad [Nm]	
0,83	728,11	3,90	5,93	
1,57	962,11	4,33	6,56	
2,99	1136,87	4,74	6,98	
4,29	1212,01	4,96	7,21	
5,49	1256,07	5,02	7,32	
6,92	1293,07	5,17	7,47	
10,09	1366,94	5,30	7,70	
13,35	1434,81	5,35	7,80	
16,53	1465,94	5,68	8,09	
19,16	1490,79	5,63	8,10	
22,92	1528,96	5,73	8,18	
26,24	1565,81	5,88	8,42	
29,46	1598,06	5,94	8,51	
32,78	1624,06	6,03	8,58	
35,98	1648,63	6,09	8,59	

I Normierte Darstellung von T_{ED} über n_{ED} bei unterschiedlichen Höhen



I. 1: Normierte Darstellung des Drehmomentfaktor TED über den Drehzahlfaktor n_{ED} für $H=[5, 20, 40, 50]$ m

J Normierte Darstellung von Q_{ED} über a bei unterschiedlichen Höhen



J. 1: Normierte Darstellung des Durchflussfaktor Q_{ED} über die Leitapparätöffnung a für $H=[5, 10, 15, 20, 30, 40, 50]$ m