



**TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN**

Vienna University of Technology

## **Diplomarbeit**

# **Experimentelle Untersuchungen an einem Pumpen-Kleinversuchsstand**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

## **Diplom-Ingenieurs**

unter der Leitung von

***Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. Ing. Christian BAUER***  
***Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Klaus KÄFER***  
***Projektass. Dipl.-Ing. Anton MALY***

(E302 - Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Forschungsbereich: Strömungsmaschinen)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Daniel Ratzinger, BSc**

0922645 (066-482)

Strohmayergasse 3 / 24a

1060, WIEN

WIEN, Februar 2017

---

Daniel Ratzinger



# Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich herzlich bei Herrn Institutsvorstand Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. Ing. Christian Bauer für die Möglichkeit bedanken, meine Diplomarbeit am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien verfassen zu können.

Meinen Dank richte ich des Weiteren an meine Betreuer Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Klaus Käfer und Herrn Projektass. Dipl.-Ing. Anton Maly die mir bei theoretischen sowie praktischen Fragestellungen rat- und tatkräftig zur Seite standen. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Projektass. Dipl.-Ing. Flois bedanken, welcher stets Bereitschaft zur Unterstützung zeigte.

Zuletzt, aber insbesondere, gilt mein Dank dem Laborpersonal, Herrn Herig, Herrn Werner, Herrn Brennenstuhl und Herrn Marksteiner. Ohne sie wären die praktischen Umbauarbeiten nicht möglich gewesen.

Alle Genannten dürfen sich angesprochen fühlen, wenn ich behaupte, dass der Erfolg dieses Projektes der guten Zusammenarbeit, der geduldigen Beratung und dem freundlichen Miteinander zu verdanken ist.

# Kurzfassung

Diese Diplomarbeit wurde am Institut für Energietechnik und Thermodynamik an der Technischen Universität Wien an einem bestehenden Pumpen-Kleinversuchsstand für Radialpumpen verfasst. Der Versuchsstand befindet sich im Hydrodynamischen Labor des Institutes.

Die Zielsetzung war, den Versuchstand für Kavitationsversuche umzubauen und in der Folge experimentelle Untersuchungen daran durchzuführen.

Im Zuge der Umbauarbeiten wurde der Versuchsstand von einem offenen Kreislauf in ein geschlossenes System übergeführt. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit die Zulaufhöhe und somit den saugseitigen statischen Druck mittels einer Vakuumpumpe zu regulieren. Diese Druckvariation ist notwendig um Kavitationsversuche zu ermöglichen.

Im Zuge der Untersuchungen wurden an zwei unterschiedlichen Laufrädern die H-Q und NPSH Kennlinie sowie der Wirkungsgradverlauf und die mechanische Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen gemessen und ausgewertet. Da die wasserführenden Elemente der hydraulischen Maschine zum Großteil aus Acrylglas bestehen, konnten auch optische Untersuchungen der auftretenden Kavitationserscheinungen vorgenommen werden. Beide untersuchten Pumpenlaufräder verfügen über ähnliche Hauptabmessungen, wobei eines durch eine verbesserte Schaufelgeometrie (i.e.: vorgezogene Eintrittskante und doppelt gekrümmte Schaufeln) der Theorie nach ein günstigeres Kavitationsverhalten aufweisen sollte. Dieses verbesserte Kavitationsverhalten wurde anhand der Kennlinien aber auch anhand optischer Beobachtungen verglichen.

Das Ergebnis dieser Diplomarbeit ist die Erkenntnis über das Kavitationsverhalten der beiden Laufräder. Sie beschreibt aber auch die Möglichkeiten und Grenzen, die der grundsätzliche Aufbau dieses Versuchsstandes vorgibt.

# Abstract

This master thesis was executed on an existing test rig for small radial pumps at the Vienna University of Technology's Institute for Energy Systems and Thermodynamics. The test rig is situated at the institute's hydrodynamic laboratory.

The core were to alter the test rig in a way to make cavitation examinations feasible and, furthermore, conduct an experimental study with it.

During the alteration process the test rig was transformed from an open circuit into a closed system. This alteration was necessary to enable a variation of the suction head and, therefore, the static pressure on the suction side of the hydraulic machine. This pressure regulation is essential for cavitation experiments.

In the course of the experimental study the pump performance curves for two different runners were measured and evaluated. The head curves, NPSH curves, efficiency curves and shaft power curves were measured for different speeds. Given that the water-bearing elements of the hydraulic machine are mostly made of acrylic glass, it was, furthermore, possible to conduct an optical examination of the occurring cavitation phenomenon. The examined runners have similar main dimensions. Only one has a slightly different blade design (i.e.: advanced leading edge and double curvature blades), which should in theory lead to better cavitation characteristics. These improved cavitation characteristics were presented in detail by, on the one hand, comparing the pump performance curves of both runners and, on the other hand, comparing the results from the optical examinations.

The findings of this master thesis offer insights into the cavitation characteristics of the two runners and, furthermore, the possibilities and limitations of the test rig's basic setup.

## I. Abkürzungsverzeichnis

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
e.g.	Lat.: exempli gratia / zum Beispiel
i.e.	Lat.: id est / das heißt
ca.	Lat.: circa / ungefähr
etc.	Lat.: et cetera / und so weiter
bzw.	beziehungsweise

## II. Symbolverzeichnis

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$\alpha$	Winkel im absolut System	<i>rad</i>
$\beta$	Winkel im relativ System	<i>rad</i>
$\beta_B$	Skelettwinkel der Schaufel	<i>rad</i>
$\delta$	Deviationswinkel	<i>rad</i>
$\zeta$	Druckverlustbeiwert	–
$\eta$	Wirkungsgrad	–
$\eta_h$	hydraulischer Wirkungsgrad	–
$\theta$	Temperatur	°C
$\lambda$	Rohrreibungsbeiwert	–
$\lambda_w$	Profilbeiwert	–
$\mu$	Minderleistungsfaktor	–
$\rho$	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
$\sigma$	Oberflächenspannung	$\frac{N}{m^2}$
$\tau$	Anstellwinkel	<i>rad</i>
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$\frac{rad}{s}$
$a$	Schallgeschwindigkeit im Fluid	$\frac{m}{s}$
$A$	Flächeninhalt	$m^2$
$c$	Strömungsgeschwindigkeit bzw. Absolutgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
$c_m$	Meridiankomponenten der Geschwindigkeiten	$\frac{m}{s}$
$c_u$	Umfangskomponenten der Geschwindigkeiten	$\frac{m}{s}$
$d, D$	Durchmesser	<i>m</i>
$f$	Frequenz	$\frac{1}{s}$

<b><i>g</i></b>	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
<b><i>H</i></b>	Förderhöhe	<i>m</i>
<b><i>i</i></b>	Anstellwinkel	<i>rad</i>
<b><i>l</i></b>	Hebelarm	<i>m</i>
<b><i>L</i></b>	Länge	<i>m</i>
<b><i>M</i></b>	Drehmoment	<i>Nm</i>
<b><i>n</i></b>	Drehzahl	$min^{-1}$
<b><i>NPSH</i></b>	Net positive suction head	<i>m</i>
<b><i>r, R</i></b>	Radius	<i>m</i>
<b><i>p</i></b>	Druck	<i>Pa</i>
<b><i>P</i></b>	Leistung	<i>W</i>
<b><i>Q</i></b>	Durchfluss bzw. Fördermenge	$\frac{m^3}{s}$
<b><i>T</i></b>	Temperatur	<i>K</i>
<b><i>u</i></b>	Umfangsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
<b><i>v</i></b>	Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
<b><i>V</i></b>	Volumen	$m^3$
<b><i>w</i></b>	Relativgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
<b><i>Y</i></b>	spezifische Stutzenarbeit	$\frac{m^2}{s^2}$
<b><i>Y*</i></b>	verlustfreie Stutzenarbeit	$\frac{m^2}{s^2}$
<b><i>Y<sub>R</sub></i></b>	Reibungsarbeit	$\frac{m^2}{s^2}$
<b><i>z</i></b>	geodätische Höhe	<i>m</i>

### III. Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
2	Radiale Kreiselpumpen .....	4
2.1	Einleitung.....	4
2.2	Aufbau und Funktionsprinzip .....	4
2.3	Energieumsetzung im Laufrad.....	5
2.4	Strömungskinematik im Laufrad .....	6
2.4.1	Geschwindigkeitsplan am Eintritt .....	8
2.4.2	Geschwindigkeitsplan am Austritt .....	9
2.5	Kennlinienfeld einer Kreiselpumpe .....	9
2.6	NPSH – Net Positive Suction Head - Haltedruckhöhe.....	10
3	Kavitation .....	12
3.1	Einleitung.....	12
3.2	Einfluss des Fördermediums .....	13
3.3	Einfluss der Temperatur .....	14
3.4	Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit .....	14
3.5	Einfluss der Strömungsführung .....	15
3.6	Blasendynamik .....	16
3.7	Blasenimplosion .....	17
3.8	Kavitation bei radialen Kreiselpumpen .....	19
4	Versuchsaufbau .....	24
4.1	Komponenten des Versuchsstandes.....	24
4.1.1	Radiale Kreiselpumpenlaufräder.....	25
4.2	Konzept des geschlossenen Versuchskreislaufes und Umbauarbeiten .....	29
4.3	Messaufbau für die experimentellen Untersuchungen.....	33
4.3.1	Druckmessung .....	33
4.3.2	Durchflussmessung .....	34
4.3.3	Reaktionskraftmessung .....	35
4.3.4	Temperaturmessung .....	36
4.3.5	Optische Messung .....	36
5	Messergebnisse und Interpretation .....	37
5.1	Messgrößen und Rechengrößen .....	37
5.2	H-Q-Kennlinie, Wirkungsgradverlauf und Leistungsaufnahme .....	39
5.2.1	Laufrad 2002.....	40
5.2.2	Laufrad 2007.....	42

5.2.3	Vergleich der beiden Laufräder.....	44
5.3	NPSH – Kennlinie.....	47
5.3.1	Laufrad 2002.....	47
5.3.2	Laufrad 2007.....	48
5.3.3	Vergleich der beiden Laufräder.....	48
6	Optische Kavitationsbetrachtung .....	50
6.1	Spirale .....	51
6.2	Laufrad 2002 .....	52
6.2.1	50 Hz - Bestpunkt – 4,95 l/s.....	52
6.2.2	50 Hz - Teillast – 0,25 l/s bei <i>NPSH</i> ; $H \approx (1,9\text{ m}; 11,4\text{ m})$ .....	55
6.2.3	50 Hz - Überlast – 6,3 l/s bei <i>NPSH</i> ; $H \approx (2,1\text{ m}; 7,4\text{ m})$ .....	56
6.2.4	60 Hz - Bestpunkt – 5,2 l/s.....	57
6.2.5	60 Hz – Teillast – 0,25 l/s bzw. 2,0 l/s bei <i>NPSH</i> ; $H \approx (1,7\text{ m}; 16,2\text{ m})$ bzw. <i>NPSH</i> ; $H \approx (1,6\text{ m}; 16,3\text{ m})$ .....	59
6.2.6	60 Hz – Überlast – 7,0 l/s bei <i>NPSH</i> ; $H = (1,6\text{ m}; 9,8\text{ m})$ .....	61
6.3	Laufrad 2007 .....	62
6.3.1	50 Hz - Überlast – 6,0 l/s .....	62
6.3.2	60 Hz - Überlast – 6,5 l/s .....	64
6.4	Vergleich der beiden Laufräder .....	65
7	Fehlerbetrachtung.....	67
7.1	Einleitung.....	67
7.2	Fehlerrechnung – zufälliger Fehler.....	69
8	Resümee und Ausblick .....	71

# 1 Einleitung

Die europäischen 20-20-20 Ziele, das länderübergreifende Kyoto-Protokoll und das 2015 verhandelte UN-Klimaabkommen von Paris (COP21), sind klare Bekenntnisse der globalen Gemeinschaft zum Klimaschutz. Das gemeinsame Ziel dieser Abkommen ist die Reduktion der Treibhausgasemissionen, der Ausbau erneuerbarer Energieträger und die Erhöhung der Energieeffizienz auf der Verbraucherseite.

Die europäischen 20-20-20 Ziele und die Kyoto Ziele laufen 2020 aus und werden durch das Abkommen von Paris abgelöst, weshalb dieses eine entscheidende Rolle für die Zukunft der Energiewende spielen wird. Das ambitionierte Ziel dieses Abkommens ist es die globale Klimaerwärmung mit 1,5 °C zu begrenzen. [22]

Soll dieses Ziel unter den vereinbarten Vorgaben erreicht werden so müsste bis 2040 die Verbrennung fossiler Energieträger komplett eingestellt und die gesamte Energieversorgung (Strom – Wärme – Verkehr) auf erneuerbare Konzepte umgestellt werden. [15]

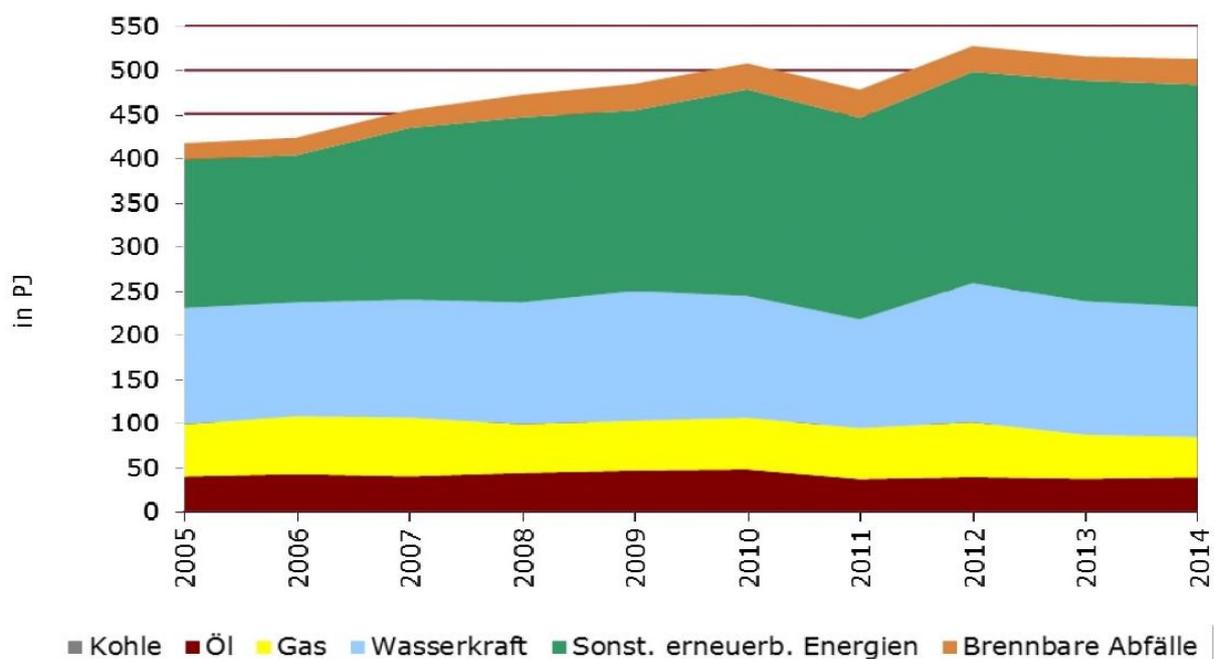


Abbildung 1: Primärenergieerzeugung in Österreich im Jahr 2014 [1]

Der Umbruch im österreichischen Energiesektor hat bereits begonnen und der Anteil der erneuerbaren Energien im Energiemix wächst stetig an. Vor allem in der regenerativen Stromerzeugung ist Österreich, aufgrund des hohen Anteils der Erzeugung aus Großwasserkraft, im europäischen Spitzenfeld. Das Potential für die Großwasserkraft wird in Österreich größtenteils ausgenutzt. Verbleibende Standorte sind mit strengen behördlichen und umweltschutzrechtlichen Genehmigungsverfahren verbunden und daher schwer bis unmöglich zu erschließen. Aus diesem Grund sind die größten Kapazitätswachse an installierter Leistung für die Stromerzeugung in den letzten Jahren bei Wind- und Solarenergie zu verzeichnen. Die durch das Ökostromgesetz festgesetzten Förderungen bewirken einen vermehrten Ausbau

dieser Technologien und eine weitere Verdrängung der konventionellen fossilen Energieerzeugung. Obwohl die Aufmerksamkeit der Öffentlichkeit zunehmend auf Wind- und Solarenergie gerichtet ist, weist die Wasserkraft weiterhin von allen erneuerbaren Energieträgern den höchsten Erntefaktor auf. Sie ist dadurch energetisch gesehen die effizienteste Form der regenerativen Stromerzeugung. Ein ausführlicher Vergleich der Erntefaktoren von erneuerbaren Energieträgern wurde bereits in meiner Bachelorarbeit [16] angestellt.

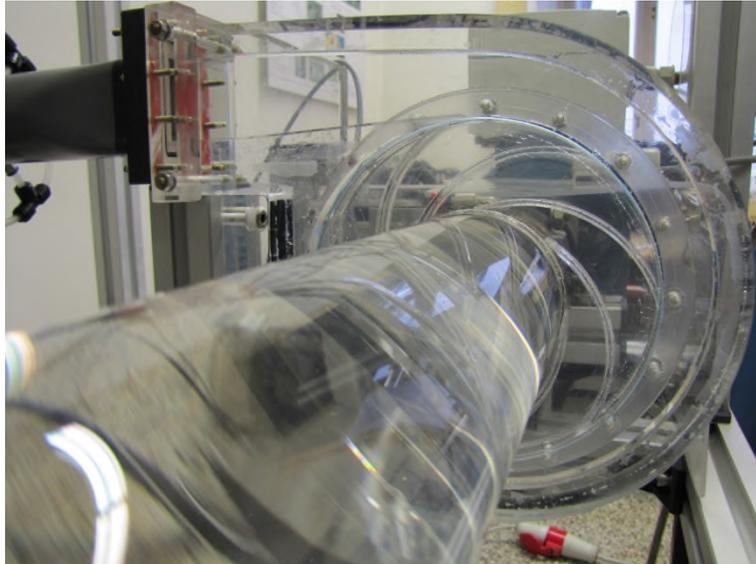
Neben der vermehrten Stromerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen wird die zusätzliche Erhöhung der Energieeffizienz eine entscheidende Rolle in der Energiewende spielen. Mit den EU-Richtlinien zur Energieeffizienzsteigerung und dem österreichischen Energieeffizienzgesetz sind verbindliche Grundsteine gelegt, die Energieeffizienz auf Verbraucherseite zu verbessern. Dadurch soll der Energieverbrauch gesenkt werden. (siehe [1]; [17])

In dieser Diplomarbeit wird eine experimentelle Untersuchung an einem Pumpen-Kleinversuchsstand durchgeführt. Kreiselpumpen werden auf der Verbraucherseite in einer Vielzahl von Bereichen eingesetzt. Einige klassische Einsatzbereiche sind zum Beispiel Normpumpen, Prozesspumpen für die Verfahrenstechnik, Kühlwasserpumpen für Großkraftwerke, Pumpen in Speicherkraftwerken, Pumpen für Be- und Entwässerungsanlagen, Pipelinepumpen, Pumpen für die Lebensmitteltechnik und die Medizin (e.g.: Blutpumpen). [6]

Die Effizienz einer Pumpe wird im westlichen dadurch bestimmt, dass die Pumpe ihrer Förderaufgabe gerecht wird. Der Bestpunkt des Wirkungsgrads soll an jener Stelle liegen, an der bei erforderlichem Durchfluss, die benötigte Förderhöhe aufgebracht werden kann. Dieser Betriebsbereich soll möglichst frei von störenden Effekten in der Strömung sein. Ein wesentlicher Störfaktor ist die Kavitation.

Kavitation ist ein physikalisches Phänomen, das erstmals am Anfang des 19. Jahrhunderts bei schnell rotierenden Schiffspropellern beobachtet wurde. Dabei kommt es in einer strömenden Flüssigkeit zur Bildung und anschließendem Zusammenbrechen dampfgefüllter Hohlräume. Dieses Phänomen wurde in der Folge auch bei anderen hydraulischen Maschinen (i.e.: Pumpen & Turbinen) erforscht. Ein Auftreten von Kavitation in einer Kreiselpumpe wirkt sich negativ auf das Förderverhalten und somit auf die Effizienz aus. Bei wachsender Ausprägung beginnt die Förderhöhe einzufallen und die Gefahr einer Werkstoffschädigung wächst an. [3]

Die Energieeffizienz einer Kreiselpumpe hängt in entscheidender Weise von ihrem Kavitationsverhalten ab. Aufgrund der zahlreichen Anwendungen gilt es für einen energiesparenden Einsatz genau über dieses Verhalten Bescheid zu wissen. Deshalb kommt den experimentellen Modelluntersuchungen von Laufrädern, speziell bei der prototypenbasierten Großmaschinenfertigung, eine wichtige Rolle zu. Üblicherweise lässt sich Kavitation nur durch starke Geräuschentwicklung, Schwingungen, beziehungsweise kleine Sichtfenster im Metallgehäuse, beobachten.



*Abbildung 2: Betrachtungsmöglichkeit des Pumpenlaufwerkes im Pumpen-Kleinversuchsstand*

Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien gibt es einen Pumpen-Kleinversuchsstand bei dem die signifikanten Bauteile zur Gänze aus durchsichtigem Acrylglas gefertigt wurden. Anhand von Abbildung 2 sind die Vorteile dieses Materials klar erkennbar. Strömungsvorgänge im Laufwerk und in der Spirale können dadurch uneingeschränkt beobachtet werden.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde der in Abbildung 2 dargestellte Versuchsstand für Kavitationsversuche umgebaut und bietet somit die idealen Voraussetzungen das physikalische Phänomen der Kavitation umfassend, nicht nur anhand von Kennlinien sondern auch optisch, zu betrachten.

## 2 Radiale Kreiselpumpen

### 2.1 Einleitung

Kreiselpumpen sind hydraulische Arbeitsmaschinen, die zum Fördern von Flüssigkeiten in reiner Form oder in Form eines Mehrstoffgemisches, mit festen und gasförmigen Partikeln, verwendet werden. Dem Fördermedium wird beim durchströmen der Maschine, Energie zugeführt. Dabei wird die mechanische Energie des Antriebsstranges in potentielle Energie umgewandelt. Das Druckniveau wird zwischen Saug- und Druckstutzen angehoben. Durch die hydrodynamische Wirkungsweise dieser Maschinen kann das Fördermedium relativ kontinuierlich bewegt werden. Eine Besonderheit der Kreiselpumpe besteht darin, dass bei konstanter Drehzahl jedem Volumenstrom eine bestimmte Förderhöhe zugeordnet ist. Der Betriebspunkt der Maschine stellt sich nach dem von der Anlage aufgebrachten Gegendruck ein. Im Gegensatz zu anderen Förderkonzepten, ist die Kreiselpumpe nicht selbstansaugend, wodurch dem Zulauf des Fördermediums eine besondere Bedeutung für Planung und Betrieb der Pumpe bzw. Pumpenanlage zukommt. Je nach Anwendung kommen unterschiedliche Pumpentypen zum Einsatz. In dieser Arbeit wird der Fokus auf die radiale Kreiselpumpe gelegt. [24]; [25]

### 2.2 Aufbau und Funktionsprinzip

Der grundsätzliche konstruktive Aufbau einer radialen Kreiselpumpe ist in Abbildung 3 dargestellt. Anhand dieser Abbildung kann das Funktionsprinzip der hydraulischen Maschine nachvollziehbar erklärt werden.

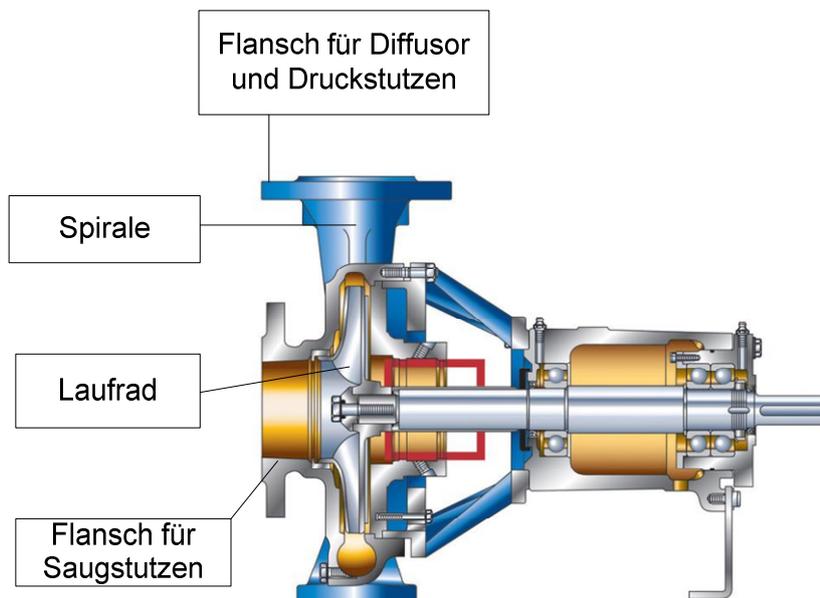


Abbildung 3: Aufbau einer radialen Kreiselpumpe [19]

Das Fördermedium strömt durch den Saugstutzen in den Saugmund des fliegend gelagerten Pumpenlaufrades. Innerhalb des Laufrades wird die Strömung in Umfangsrichtung beschleunigt und es kommt durch kinematische Effekte

(i.e.: Strömung auf einer gekrümmten Bahn) zu einer Erhöhung der Druck- sowie der Geschwindigkeitsenergie zwischen Laufradein- und austritt. Im Anschluss an das Laufrad, strömt das Fördermedium über eine sich kontinuierlich erweiternde Spirale, gefolgt von einem Diffusor in den Druckstutzen. Der Sinn und Zweck der dem Laufrad folgenden Bauteile ist die möglichst vollständige Umwandlung der vorhandenen Geschwindigkeitsenergie am Laufradaustritt in Druckenergie. Diese Erhöhung der Druckenergie ist äquivalent zu einer Erhöhung der Förderhöhe. Die Kenngrößen einer Kreiselpumpe werden auf den Saug- und Druckstutzen bezogen. [6]

In Abbildung 4 ist der prinzipielle Aufbau des Laufrades einer radialen Kreiselpumpe dargestellt.

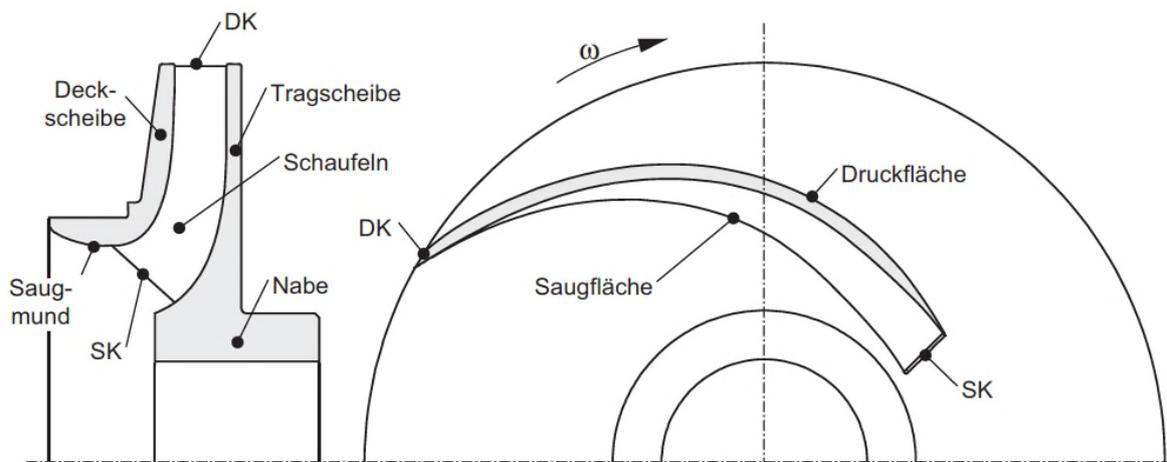


Abbildung 4: Aufbau des Laufrades einer radialen Kreiselpumpe [6]

Die Einteilung der Schaufel einer Kreiselpumpe in Druck- und Saugseite, sowie Druck- und Saugkante erfolgt im Hinblick auf die entstehenden statischen Druckverläufe. [6]

### 2.3 Energieumsetzung im Laufrad

In einer Kreiselpumpe erfolgt die Energieumsetzung auf die Flüssigkeit über ein Laufrad mit ein oder mehreren Schaufeln. Dieses Laufrad wird über einen Antriebsstrang angetrieben. Im Zuge dieser Energieübertragung kommt es zu einer Geschwindigkeits- und Druckerhöhung zwischen Saug- und Druckstutzen. Eine bedeutende Kennzahl, die sich auf ebendiese Energieerhöhung bezieht, ist die spezifische Stutzenarbeit bzw. Förderarbeit. Diese beschreibt die von der Pumpe auf das Wasser, zwischen Saug- und Druckstutzen, übertragene nutzbare Energie pro Masseneinheit.

Diese Kennzahl geht auf die Euler'sche Strömungsmaschinengleichung zurück und leitet sich aus der Impulsbilanz an einem idealen Pumpenlaufrad mit unendlicher Schaufelzahl und ohne Reibungsverlusten ab.

$$Y_p = u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u} \quad (1)$$

Die spezifische Stutzenarbeit  $Y_p$  ist unter den folgenden von Euler getroffenen Bedingungen gültig:

- Inkompressibles, reibungsfreies Fördermedium
- Schaufelkongruenter Verlauf des strömenden Fluides
- Identische Form aller Stromfäden
- Betrachtung unter Vernachlässigung des Effektes der Schwerkraft
- Stationäre Verhältnisse innerhalb der Strömung

Aus Gleichung 1 ergibt sich die Überlegung einer drallfreien Anströmung im Bestpunkt. Für diese Bedingung wird die Gleichung, durch das Verschwinden des zweiten Terms, maximiert.

Die Gleichung nach Euler beruht auf einer idealisierten Betrachtung und vernachlässigt die, in realen Strömungsmaschinen, auftretenden Verluste. Deshalb fällt die verlustfreie Stutzenarbeit  $Y_P^*$  aufgrund von inneren und äußeren Verlusten in der Pumpe und einer endlichen Schaufelzahl plausibler Weise niedriger als  $Y_P$  aus (siehe Gleichung 2). Sämtliche inneren und äußeren Verluste in der Pumpe fließen in den Term  $Y_{RS,D}$  ein.

$$Y_P^* = Y_P - Y_{RS,D} \quad (2)$$

In der Messtechnik wird die Förderhöhe, über die totale Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugstutzen erfasst. Die Förderhöhe ist als Energieeinheit aufzufassen und wird in der Regel als potentielle Totalenergie verstanden.

$$Y_P^* = g * H = \frac{p_{2,total} - p_{1,total}}{\rho} \quad (3)$$

Die potentielle Totalenergiehöhe setzt sich aus der statischen Druckhöhe, der geodätischen Höhe und der kinetischen Druckhöhe zusammen.

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho * g} + z_d - z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2 * g} \quad (4)$$

[6]; [24]; [26]

## 2.4 Strömungskinematik im Laufrad

Zwischen den Schaufeln einer Kreiselpumpe herrschen komplexe dreidimensionale Strömungsverhältnisse. Es können Effekte auftreten (e.g.: Sekundärströmungen, ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilungen, Ablösungen), die analytisch schwer abbildbar sind. Für eine grundlegende strömungstechnische Berechnung kann jedoch eine idealisierte eindimensionale Betrachtung herangezogen werden. Durch dieses Konzept können trotz der starken Vereinfachung gute Näherungen über die tatsächlichen Strömungsverhältnisse getroffen werden. Diese Vereinfachung wird als Stromfadentheorie bezeichnet. Durch diese Möglichkeit der strömungstechnischen Berechnung können mit geringem Aufwand die Hauptabmessungen von Pumpenlaufrad und Spirale für eine bestimmte Förderaufgabe berechnet werden. Die Strömungsverhältnisse werden in Form von eindimensionalen Geschwindigkeitsplänen dargestellt. [6]

Es wird im Folgenden zwischen drei Geschwindigkeiten differenziert:

- Absolutgeschwindigkeit  $c$
- Relativgeschwindigkeit  $w$
- Umfangsgeschwindigkeit  $u$

Die Indizes 1 bzw. 2 kennzeichnen jeweils die Geschwindigkeiten am Laufradein- bzw. austritt. Diese Strömungsgeschwindigkeiten stellen repräsentative Mittelwerte dar. [3]; [6]

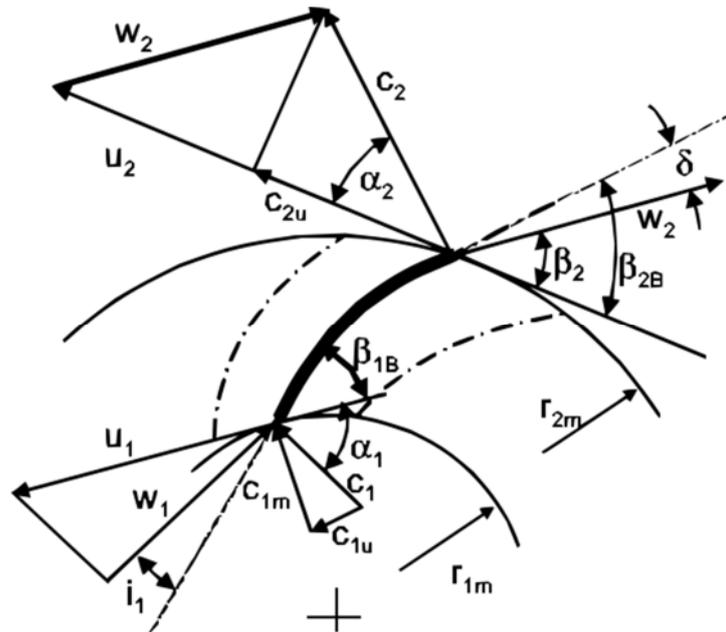


Abbildung 5: Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt des Laufrades [6]

Dabei ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit aus der einfachen Relation zwischen Radius und Winkelgeschwindigkeit  $u = r * \omega$ . Die Relativgeschwindigkeit entspricht dem Betrag und der Richtung der Anströmung. Somit ergibt sich die Absolutgeschwindigkeit in der eindimensionalen Stromfadentheorie aus der Vektoraddition  $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ . In diesem Geschwindigkeitsdreieck sind zwei wichtige Winkel abzulesen. Zum einen der Winkel der relativen Anströmung  $\beta$  zwischen  $u$  und  $w$ , welcher nur bei idealen Strömungen mit dem Skelettwinkel  $\beta_B$  der Schaufel übereinstimmt. Zum anderen der Winkel der absoluten Anströmung  $\alpha$  zwischen  $c$  und  $u$ . Die Absolutgeschwindigkeit wird in eine Umfangs- und Meridiankomponente zerlegt, gekennzeichnet durch entsprechende Indizes ( $u$  und  $m$ ). [3]

### 2.4.1 Geschwindigkeitsplan am Eintritt

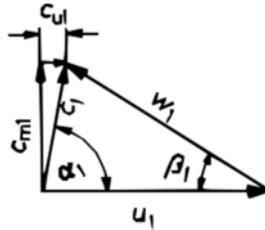


Abbildung 6: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt [3]

Im idealen Geschwindigkeitsplan wird, gleich wie bei der Euler'schen Strömungsmaschinengleichung, von unendlich dünnen Schaufeln ausgegangen. Wenn das Wasser in ein Laufrad mit Schaufeln endlicher Dicke ein- bzw. ausströmt kommt es jedoch zu einer Versperrung. Diese verursacht eine Veränderung der Geschwindigkeiten in Meridianrichtung. Der Effekt der Versperrung am Laufradeintritt ist in folgender Abbildung beispielhaft dargestellt (i.e.: Parameter mit Apostroph). [6]

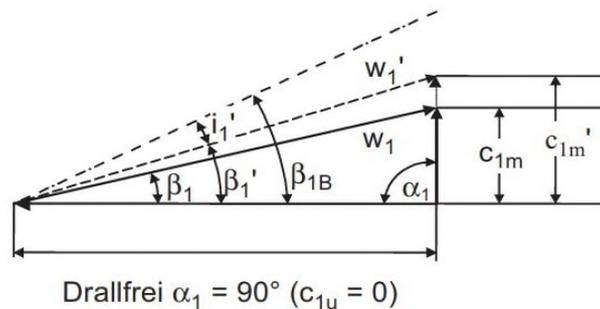


Abbildung 7: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt unter Berücksichtigung der Versperrung (drallfreie Anströmung) [6]

Es kommt demnach zu einer erhöhten Geschwindigkeit in Meridianrichtung, da sich die Strömung durch einen verringerten Querschnitt fließen muss. Die Geschwindigkeitskomponenten in Umfangsrichtung bleiben dadurch unbeeinflusst. Die Schaufelversperrung verursacht eine Veränderung des relativen Anströmwinkels. Die Differenz aus dem Schaufelwinkel  $\beta_{1B}'$  und dem Anströmwinkel  $\beta_1'$  ergibt den Anstellwinkel  $i_1'$ . Die infolge der Anstellung entstehenden erhöhten Geschwindigkeiten an der Eintrittskante können solange anwachsen, bis der Winkel so steil wird, dass es zu einer Ablösung der Strömung kommt. An der unteren Grenze für diese Geschwindigkeitserhöhung ist der Anstellwinkel gleich null, die Schaufel übt nur eine Verdrängerwirkung auf die Strömung aus. [6]

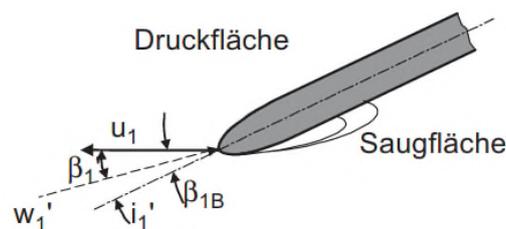


Abbildung 8: Einfluss des Anstellwinkels an der Eintrittskante [6]

Der Punkt an dem die Anstellung verschwindet wird stoßfreie Anströmung genannt. Bei einer bestimmten Fördermenge liegt der Staupunkt der Strömung daher an der

Spitze der Schaufel. Zuvor, als der Winkel der Anströmung kleiner als der Schaufelwinkel ( $\beta_1 < \beta_{1B}$ ) war, befand sich dieser auf der Druckfläche. Wächst die Fördermenge über den Punkt der stoßfreien Anströmung an, wird die Anstellung  $i$  negativ und der Staupunkt wandert auf die Saugseite. Folgende Abbildung soll das grundsätzliche Verhalten bei unterschiedlichen Anstellungen anhand des Verlaufes der Stromlinien verdeutlichen. [6]

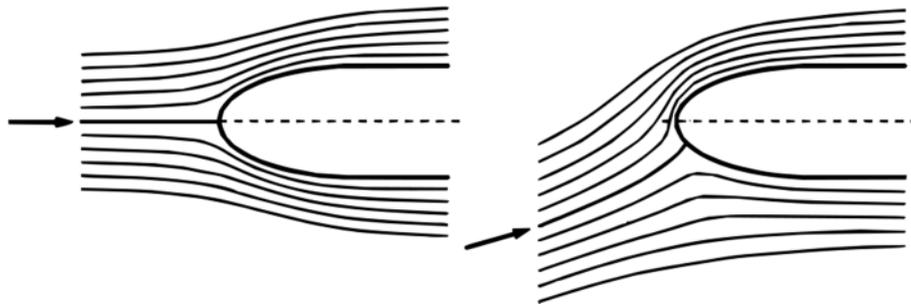


Abbildung 9: Anströmungsarten - stoßfrei (links) bzw. unter Stoß (rechts) - Verlauf der Stromlinien [25]

### 2.4.2 Geschwindigkeitsplan am Austritt

Am Laufradaustritt herrscht im Vergleich zum Eintritt, entsprechend der Wirkungsweise von Kreiselpumpen, eine höhere Absolutgeschwindigkeit bei einer reduzierten Relativgeschwindigkeit. Der Geschwindigkeitsplan ist schematisch in der folgenden Abbildung dargestellt.

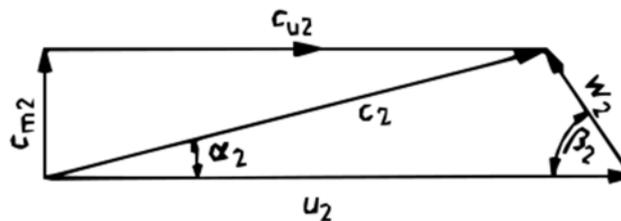


Abbildung 10: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt [3]

Die Schaufelversperrung führt von der Eintrittskante entlang des gesamten Stromfadens, bis unmittelbar vor der Austrittskante zu erhöhten Geschwindigkeiten in Meridianrichtung. Somit sind die Absolut- und Relativgeschwindigkeit am Austritt entsprechend höher, äquivalent zum vorhergehenden Kapitel 2.4.1. [6]

## 2.5 Kennlinienfeld einer Kreiselpumpe

Abbildung 11 zeigt eine schematische Darstellung der typischen Kennlinien einer Kreiselpumpe. Es ist zu erkennen, dass sich mit einer Abweichung des Durchflusses, die Förderhöhe, der Leistungsbedarf, der Wirkungsgrad sowie der NPSH<sub>3%</sub>-Wert ändern. Am Scheitelpunkt des Wirkungsgradverlaufes liegt der „Bestpunkt“ einer Pumpe. Für diesen Betriebspunkt wird die Pumpe ausgelegt. Er wird durch die Parameter  $H_{opt}$ ,  $Q_{opt}$ ,  $P_{opt}$ ,  $\eta_{opt}$  gekennzeichnet. Der Betriebspunkt stellt sich bei dem Schnittpunkt der Drosselkurve mit der Rohrkenlinie bei  $H = H_A$  ein. [6]

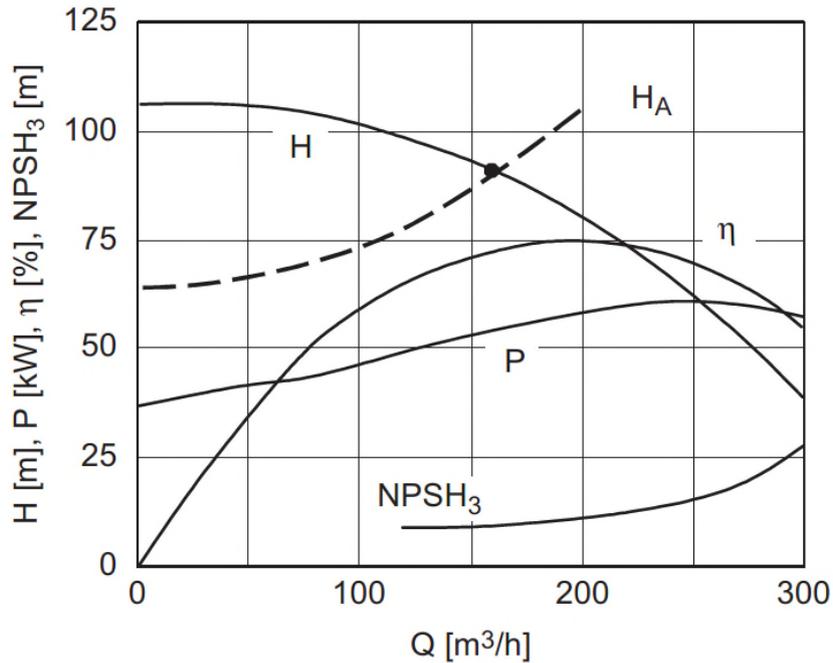


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Kennlinien einer Kreiselpumpe mit Rohr Kennlinie [6]

## 2.6 NPSH – Net Positive Suction Head - Haltedruckhöhe

Der NPSH-Wert (englisch: net positive suction head) ist eine Kennzahl für die netto Energiehöhe im Saugstutzen. Dieser Wert bezeichnet die Differenz zwischen der absoluten Energiehöhe am Eintrittsquerschnitt der Kreiselpumpe und der Verdampfungsdruckhöhe. Er ist bezeichnend für das Kavitationsverhalten eines Pumpenlaufrades bzw. einer Anlage. Grundsätzlich wird zwischen zwei NPSH-Werten unterschieden. Die Unterscheidung erfolgt zwischen einerseits dem in der Anlage zu Verfügung stehenden Wert ( $NPSH_A$  – englisch: NPSH available) und andererseits dem pumpenspezifischen Wert ( $NPSH_R$  – englisch: NPSH required), der benötigt wird um Kavitation im Betrieb zu vermeiden. Für einen kavitationsfreien Betrieb muss der NPSH-Wert der Anlage stets über dem Wert der Pumpe liegen. [6]

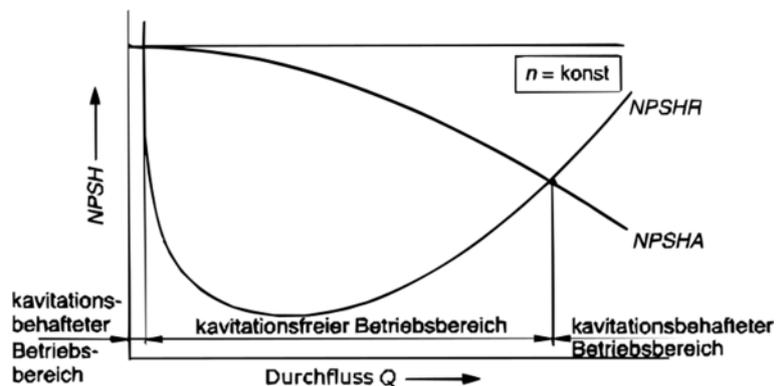


Abbildung 12: Schematische Darstellung von NPSHA- und NPSHR-Kurven [3]

Der  $NPSH_R$ -Wert eines Pumpenlaufrades kann experimentell ermittelt werden. Dabei ist der Bereich von besonderer Bedeutung, in dem die Förderhöhe aufgrund von Kavitationserscheinungen um 3 % vermindert wird. Dieser Wert wird als  $NPSH_R$ -Wert bezeichnet und wird für verschiedenen Durchflüsse ermittelt. Es werden verschiedene Kavitationskriterien definiert, die auch über den Zusammenhang zwischen der

Blasenschleppenlänge und dem Förderhöhenabfall definiert werden können. Diese Kriterien werden anhand von Abbildung 13 eingeführt und im Folgenden beschrieben. [6]

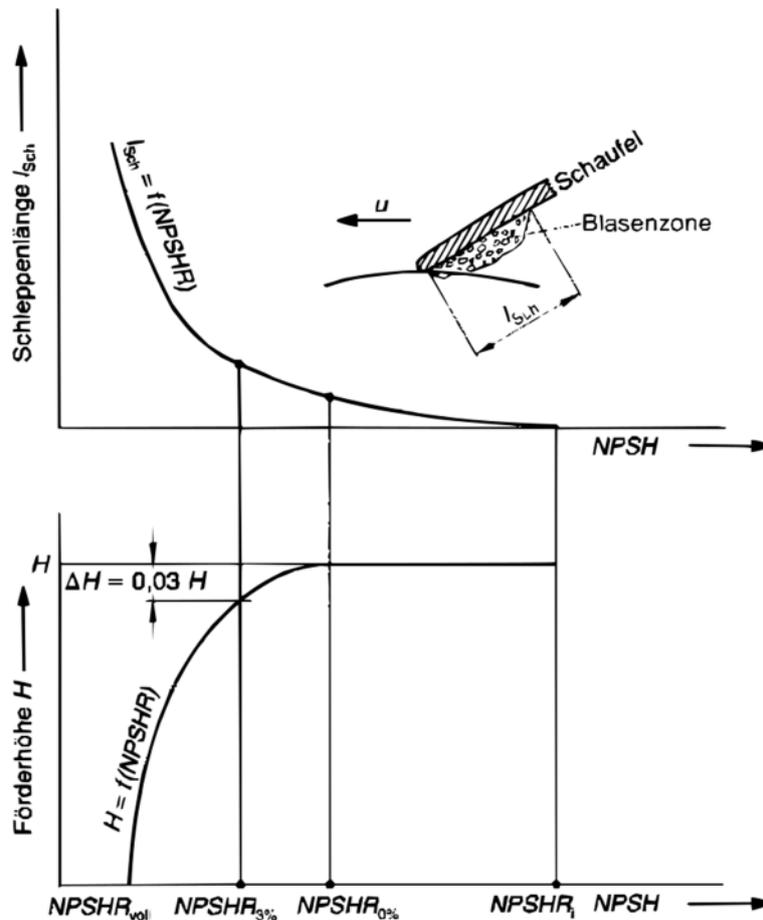


Abbildung 13: Blasenschleppenlänge und Förderhöhenabfall bei der Messung des  $NPSH_R$ -Wertes [3]

Bei der Messung des  $NPSH_R$  Wertes werden verschiedene Phasen durchlaufen (gemäß [6] und [24]):

1. An der Saugkante beginnen sich erste Kavitationsblasen zu bilden ( **$NPSH_i$**  – englisch: incipient cavitation).
2. Auftreten eines wahrnehmbaren Geräusches sowie beginnender Materialabtrag bei gleichbleibender Förderhöhe
3. Der  **$NPSH_{0\%}$** -Wert kennzeichnet den Beginn des kavitationsbedingten Förderhöhenabfalls. Infolge fällt die Förderhöhe bei annähernd konstanten Förderstrom rapide ab. Entlang dieser Förderhöhenenkung wird der Punkt an dem sich die Förderhöhe um 3 % vermindert hat  **$NPSH_{3\%}$** , definiert.
4. Der Punkt an dem die Kennlinie der Förderhöhe annähernd senkrecht wegbricht wird als Punkt der Vollkavitation bezeichnet  **$NPSH_{voll}$** .

### 3 Kavitation

#### 3.1 Einleitung

Die Kavitation ist ein physikalisches Phänomen, bei dem es innerhalb einer strömenden Flüssigkeit zur Bildung und anschließendem Zusammenbrechen dampfgefüllter Hohlräume kommt. In dieser Diplomarbeit wird die Kavitation an radialen Kreiselpumpen in Wasser untersucht, weshalb sich die folgenden Ausführungen auf dieses Medium beschränken. Grundsätzlich kann das Phänomen auch in verschiedenen anderen Fluiden vorkommen. [14]

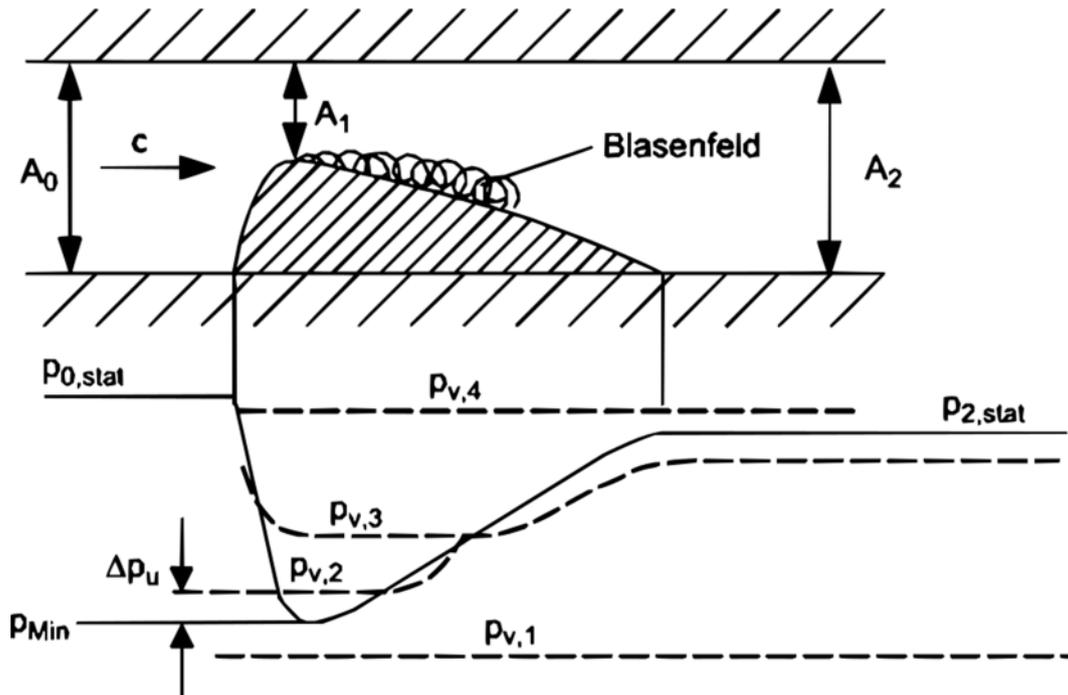


Abbildung 14: Verlauf des statischen Druckes in einer Düse bei verschiedenen Temperaturen [6]

Kavitation tritt im Wasser auf, wenn infolge der hydrodynamischen Druckabsenkung der statische Absolutdruck den temperaturabhängigen Verdampfungsdruck (e.g.:  $p_v(\theta = 25^\circ\text{C}) = 0,0317 \text{ bar}$ ) erreicht bzw. unterschreitet. Dabei kommt es zur lokalen Verdampfung der Flüssigkeit und es bildet sich ein Blasenfeld. Das vorbeiströmende Wasser bewirkt Schubspannungen auf das Blasenfeld, wodurch laufend Blasen gebildet, gelöst und von der Strömung mitgerissen werden. Die Blasen werden stromabwärts in Gebiete transportiert, in denen ein statischer Druck oberhalb des Verdampfungsdruckes herrscht. Dort implodieren diese kleinen Blasen und verursachen sehr starke hochfrequente Druckspitzen. Diese Implosionszone wird als Blasenfeldende bezeichnet. [3]; [6]

Mit dem Fokus auf hydraulischen Maschinen, sind drei schädliche Auswirkungen dieses Phänomens von besonderer Bedeutung (gemäß [3]):

- Ausbildung einer **2-Phasen-Strömung** (Wasser mit Gas- und Dampfblasen) und dadurch eine Verjüngung des effektiven Strömungsquerschnittes
- **Schwingungen und Geräusche**
- **Kavitationserosion** infolge fortlaufender Stoßbelastung an Bauteilen, verursacht durch die Implosion in Festkörperrnähe

### 3.2 Einfluss des Fördermediums

Wasser kommt in der Natur in den drei Aggregatzuständen fest, flüssig und gasförmig vor. Der Übergang von einem Aggregatzustand zum nächsten wird als Phasengleichgewicht bzw. Sättigungszustand bezeichnet. Dieser Übergang ist durch den Zusammenhang zwischen dem statischen Druck und der Temperatur eindeutig definiert. [6]

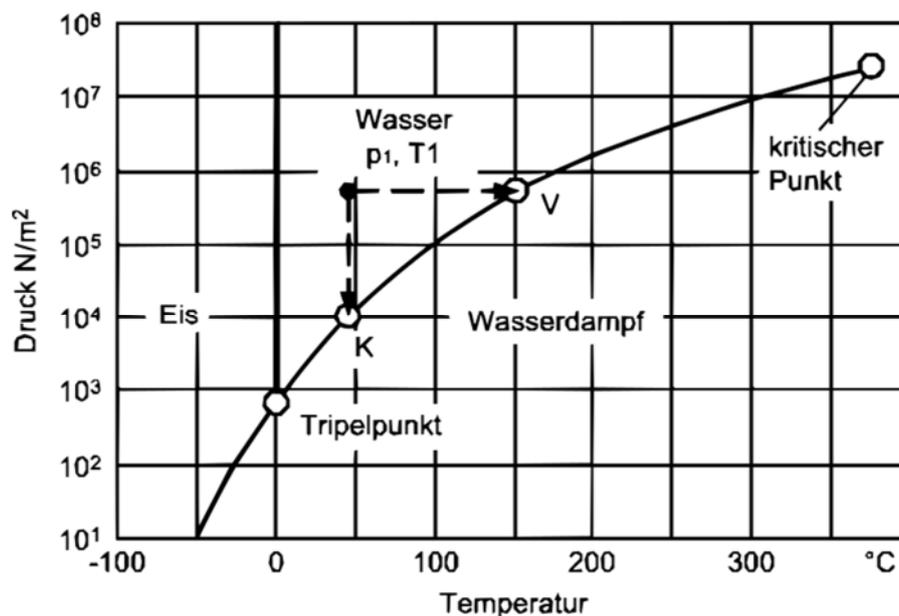


Abbildung 15: p-T - Diagramm - Phasengleichgewichte von Wasser [6]

Folgendes Verhalten ist zum Verständnis der Kavitation in diesem Medium fundamental. Wasser kann auf zwei Art und Weisen zum Verdampfen gebracht werden:

- **Temperaturerhöhung** bei konstantem Druck ( $p_1, T_1 \rightarrow p_v, T_v$ )
- **Druckabsenkung** bei konstanter Temperatur ( $p_1, T_1 \rightarrow p_k, T_k$ )

In beiden Fällen wird dem Wasser die notwendige Verdampfungsenergie zugeführt. Bei dem Umkehrprozess, der Kondensation, wird Verdampfungsenergie freigesetzt. Im Zuge der Kavitation treten sowohl Verdampfung als auch Kondensation auf. Dabei kommt es in einem kleinen Partialstrom des strömenden Wassers bei konstanter Temperatur zu einer Druckabsenkung, welche die lokale Verdampfung verursacht. Stromabwärts, in Bereichen höheren Druckes, steigt der Druck wieder über den statischen Druck an und das zuvor verdampfte Wasser kondensiert schlagartig. [6]

### 3.3 Einfluss der Temperatur

Aus dem Einfluss der Stoffeigenschaften des Fördermediums ist ersichtlich, dass die Kavitation stark von der Temperatur des Wassers abhängt. Der Sättigungsdruck wächst mit der Temperatur exponentiell an.

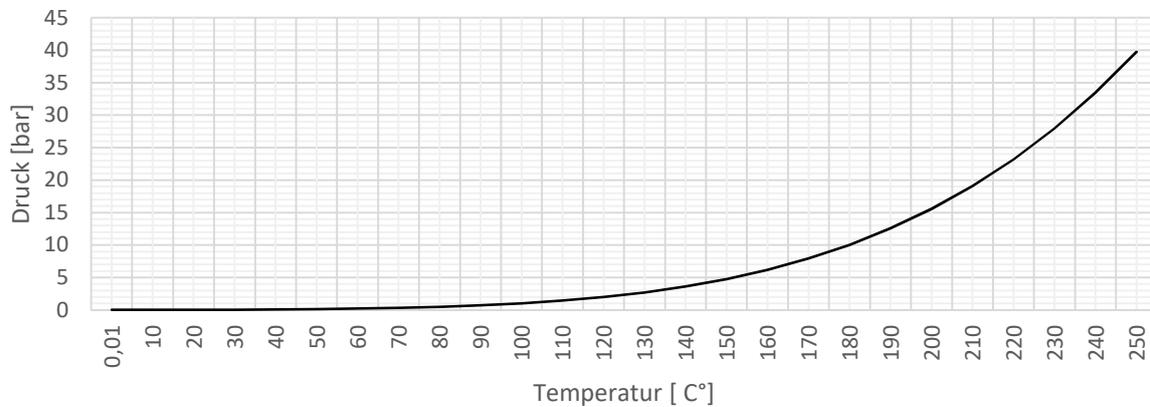


Abbildung 16: Sättigungsdruck von Wasser [23]

Ein ansehnliches Beispiel stellt die Strömung durch eine Düse in Abbildung 14 dar. In der Abbildung wird die Auswirkung wachsender Temperaturen,  $T_1$  bis  $T_4$ , auf den schematischen Verlauf des jeweiligen statischen Druckes gezeigt. Jeder Temperatur  $T_i$  wird ein Sättigungsdruck  $p_{v,i}$  zugeordnet. Das Verhalten des Sättigungsdruckes bei wachsender Temperatur ist anhand von Abbildung 16 nachzuvollziehen. Anhand der statischen Druckverläufe in Abbildung 14 ist zu erkennen, dass es bei höheren Temperaturen des Wassers bereits bei einem höheren statischen Druck in der Strömung zu Kavitation kommt. Damit es zur Ausbildung von Kavitationserscheinungen kommen kann, muss aus dem umgebenden Fluid die benötigte Verdampfungsenergie über Wärmeleitung und Konvektion an den Rand der Dampfblase übertragen werden. Diese Wärmeübertragung verlangt nach einer Temperaturdifferenz  $\Delta T$  welche in Form einer Druckdifferenz  $\Delta p$  auftritt. [6]

### 3.4 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit

Durch den Satz von Bernoulli (Energieerhaltungssatz für stationäre Strömungen) werden die Vorgänge der Kavitation innerhalb des strömenden Wassers verständlich. Nach Bernoulli verlangt die Stelle mit dem kleinsten Druck die größte Geschwindigkeit. Demzufolge sinkt bei der Beschleunigung einer Strömung der statische Absolutdruck entlang der Stromlinie. Wird dabei lokal der Sättigungszustand erreicht bzw. unterschritten verdampft das Wasser und es bilden sich Dampfblasen. Diese dampfgefüllten Hohlräume werden von der Strömung mitgenommen. Kommt es stromabwärts zu einer Verzögerung (i.e.: Erhöhung des statischen Druckes) wird die Implosion dieser Dampfblasen initiiert. [6]; [14]

### 3.5 Einfluss der Strömungsführung

Aufschluss über den Verlauf des statischen Druckes bei verschiedenen Strömungsführungen geben für Innenströmungen die Durchströmung einer Venturidüse und für Außenströmungen die Umströmung eines gekrümmten Tragflügelprofils. [3]

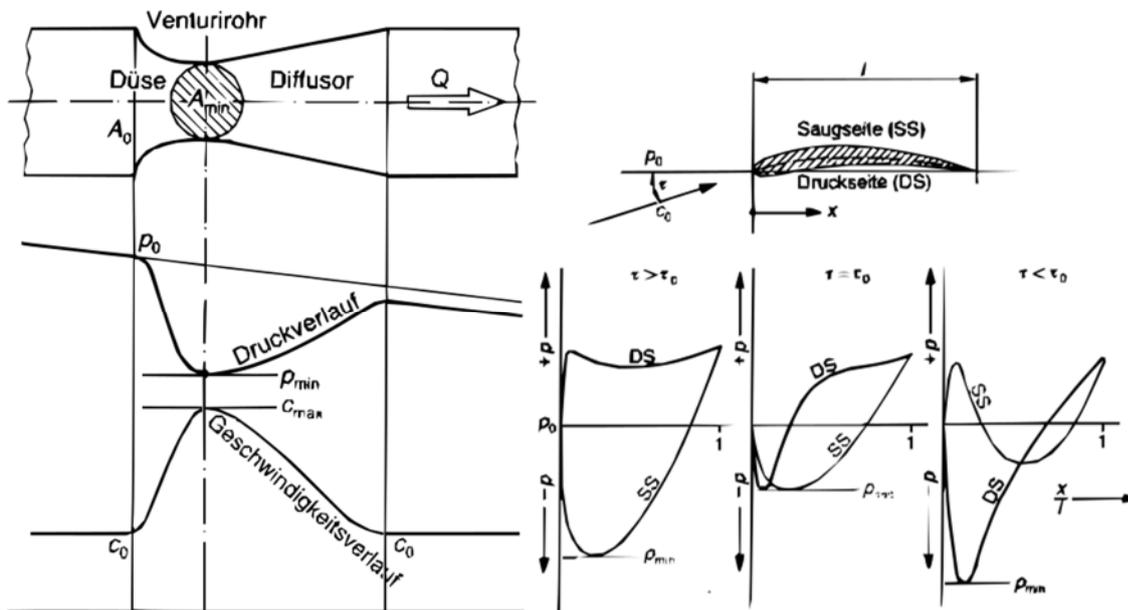


Abbildung 17: Verlauf des statischen Druckes - Innen- und Außenströmung [3]

Die Strömungsführung und die damit verbundenen Auswirkungen auf die Grenzschicht haben einen erheblichen Einfluss auf die Kavitation. Die Strömung in Wandnähe, die sogenannte Grenzschicht, hat den größten Einfluss auf den Strömungswiderstand, die Geschwindigkeitsverteilung und somit den Druckverlust in einer Strömung. Der Druck innerhalb der Grenzschicht wird durch die äußere reibungsfreie Strömung aufgeprägt. In Strömungsrichtung herrscht bei einer Strömung entlang einer ebenen Platte der gleiche Druckgradient  $\frac{dp}{dx}$ . Wird nun ein Körper (e.g.: Tragflügel, Venturidüse, etc.) umströmt, so erfährt die Strömung bis zum Punkt des kleinsten Strömungsquerschnittes eine Beschleunigung. Ist dieser Punkt erreicht und der Strömungsquerschnitt weitet sich wieder auf, wirkt sich das in einer Verzögerung der Strömung aus. Eine Beschleunigung ist mit einem Abfall des stationären Druckes verbunden, weshalb der Druckgradient negativ ausfällt ( $\frac{dp}{dx} < 0$ ). Für eine Verzögerung der Strömung gilt der Umkehrschluss. Diese Druckgradienten wirken auch in der Grenzschicht und beschleunigen bzw. verzögern diese. Wird der Grenzschicht eine Beschleunigung aufgeprägt, so wirkt diese entgegen der Verlangsamung durch die immer auftretende viskose Reibung und wird dadurch teilweise kompensiert. Anders verhält sich die Grenzschicht, wenn der Druckgradient verzögernd auf sie einwirkt. Die Verzögerung durch die viskose Reibung wird dann zusätzlich durch die vorherrschenden Druckkräfte verstärkt. Die Grenzschicht wird abgebremst, wobei sich dieser Effekt in unmittelbarer Wandnähe am stärksten auswirkt. Steigt der Druck stromabwärts weiter an, kommt es zu einer Umkehrung der Strömungsrichtung. Durch diese Rückströmung hebt die Hauptströmung immer mehr von der Wand ab, bis sich eine Strömungsablösung ausbildet. [10]

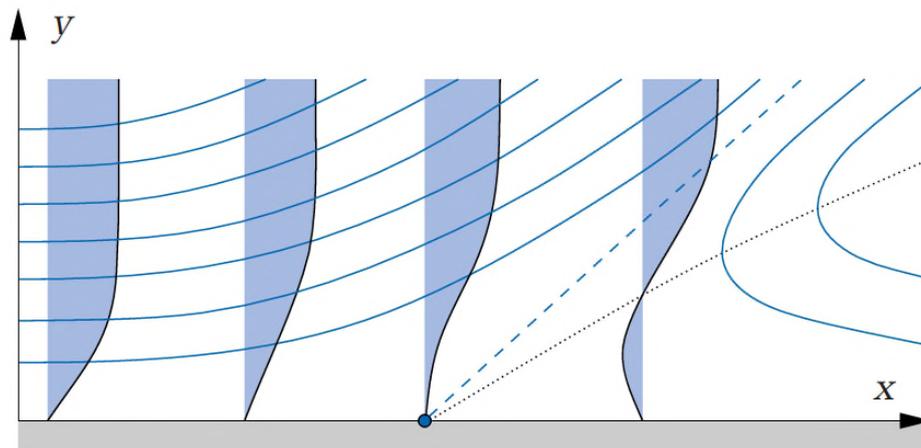


Abbildung 18: Ablösung durch eine Verzögerung der Strömung [10]

Diesem Verhalten zufolge ist eine Beschleunigung der Strömung mit wesentlich geringeren Druckverlusten verbunden als eine Verzögerung (e.g.: Diffusorströmung). Bei verzögernder Strömungsführung ist besonders auf allmähliche Übergänge zu achten. Sprungartige Querschnittsveränderungen wirken sich äußerst ungünstig auf die Strömung aus, wie in der folgenden Abbildung zu sehen ist. [10]



Abbildung 19: Ablösungen in einem Carnot-Diffusor [10]

Zu Ablösungen kann es in vielen Einbauteilen und Strömungsumlenkungen kommen, aber auch an der Eintrittskante oder im Leitapparat von Pumpen und Turbinen bei Betriebsbereichen außerhalb des Bestpunktes. In diesen Betriebsbereichen verändert sich die Anstellung derart, dass die Eintrittskante nicht mehr sauber umströmt werden kann. Die durch Ablösungen verursachten Querschnittsveränderungen wirken auf die Strömungsgeschwindigkeiten zurück und beeinflussen in entsprechender Weise das Auftreten von Kavitation (siehe Kapitel 3.8 - Kavitation bei radialen Kreiselpumpen).

### 3.6 Blasendynamik

Eine physikalische Grundvoraussetzung für die Entstehung von Kavitationsblasen sind die in jeder technischen Flüssigkeit vorhandenen „Keime“. Keime sind mikroskopisch kleine Ansammlungen von Gas- und Dampfmolekülen mit Durchmessern im Bereich von  $10^{-3}$  bis  $10^{-1}$  mm. Aufgrund ihrer Struktur (Gas und Dampf) setzt sich der Druck im Inneren eines solchen Keimes  $p_K$  aus den Partialdrücken des Gases  $p_g$  sowie der Flüssigkeit  $p_f$  zusammen. Damit der Keim in der Flüssigkeit nicht zusammenfällt, ist eine positive Oberflächenspannung  $\sigma$  notwendig. Daraus resultiert, dass der Druck im

Inneren größer sein muss als der Druck der umgebenden Flüssigkeit. Dieser Zusammenhang ist über die Young-Laplace Gleichung wie folgt definiert. [6]

$$\Delta p = p_K - p = p_g + p_f - p = \frac{2 \cdot \sigma}{R} \quad (5)$$

Bei Druckänderungen im Inneren des Keimes verhält sich das Volumen des Gases näherungsweise nach dem Gesetz für ideale Gase  $p \cdot V = \text{const.}$  Aus dieser Gesetzmäßigkeit und dem Kräftegleichgewicht an der Blase ergibt sich, dass der Radius des Keimes in Verhältnis mit dem Druck der umgebenden Flüssigkeit steht. Gerät ein Keim in ein Gebiet niedrigeren Druckes, so wächst er. Dieses Wachstum hat eine Veränderung der Partialdrücke im Inneren des Keimes zur Folge und führt zu weiterer Verdampfung der enthaltenen Flüssigkeit. Sinkt der stationäre Druck unter den Sättigungsdruck ab, so wachsen die Keime zu gas- und dampfgefüllten Kavitationsblasen an. In technischen Flüssigkeiten befindet sich eine Vielzahl dieser Keime. Es werden jedoch nur jene zum Wachstum angeregt, welche eine bestimmte Größe erreichen. Die Anzahl der angeregten Keime ist abhängig von dem Ausmaß der Druckabsenkung und somit der Strömungsgeschwindigkeit. Diese Abhängigkeit hat zur Folge, dass die Zahl der aktivierbaren Keime mit dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit anwächst. Es lässt sich eine vermehrte Bildung von Kavitationsblasen beobachten, je länger die Gebiete tiefen Druckes sind und je weiter der Druck absinkt. Das Blasenwachstum wird demnach in entscheidender Weise von der Form der Druckverteilung des statischen Druckes (i.e.: flach bzw. spitz) entlang eines Profils oder eines Einbauteiles beeinflusst. [6]

### 3.7 Blasenimplosion

Wie bereits erwähnt werden die Kavitationsblasen durch den Einfluss des vorbeiströmenden Wassers in Gebiete tieferen Druckes befördert. Herrscht in diesen Gebieten ein Druck oberhalb des Verdampfungsdruckes ist das Phasengleichgewicht nach Abbildung 15 gestört, was zu einer schlagartigen Kondensation des in der Blase befindlichen Dampfes führt. Diese plötzliche Form der Kondensation setzt eine Kettenreaktion in Gang. [6]

Unter Heranziehung einer idealen kugelförmigen Kavitationsblase lassen sich die grundlegenden Vorgänge bei der Blasenimplosion beschreiben. Innerhalb der Blase bricht infolge der Kondensation der Druck zusammen. Dadurch und durch den nun höheren Umgebungsdruck kommt es zur Implosion. Dabei wird die Blasenwand radial konzentrisch einwärts beschleunigt bis am Ende der Implosion die höchste BlasenEinsturzgeschwindigkeit erreicht ist. [6]

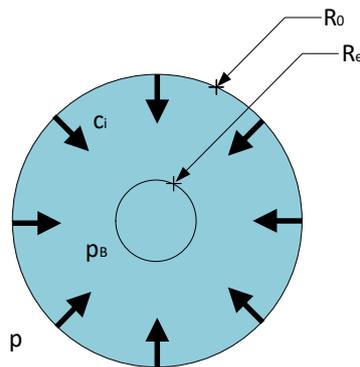


Abbildung 20: Schematische Darstellung der kugelsymmetrischen Implosion einer idealen Kavitationsblase [3]

Die Blaseneinsturzgeschwindigkeit  $c_i$  lässt sich, unter der Idealisierung einer kugelsymmetrischen Implosion (siehe Abbildung 20), nach der Gleichung von Rayleigh berechnen.

$$c_i = \sqrt{\frac{2}{3} * \frac{p - p_B}{\rho} * \left( \frac{R_0^3}{R_e^3} - 1 \right)} \quad (6)$$

Diese Gleichung liefert die grundlegende Erkenntnis, dass die Implosionsgeschwindigkeit mit der Größe der Blase  $R_0$  vor dem Einsturz sowie der Höhe der Druckdifferenz wächst, jedoch mit der Größe der Blase am Ende des Einsturzes absinkt. Blasenimplosionen können örtlich und zeitlich begrenzte Druckspitzen von über 1000 bar erreichen. Durch diese Druckspitzen kann es bei einer Implosion in Festkörperrnähe zu merklichen Werkstoffschäden kommen. Die implosionsauslösende örtliche Druckdifferenz stellt den signifikantesten Treiber des Schadenspotentials dar. Diese Druckdifferenz ist im Wesentlichen von der Strömungsgeschwindigkeit und der Temperatur abhängig. Unter realen Bedingungen wirken sich jedoch auch benachbarte Kavitationsblasen verstärkend oder schwächend darauf aus. Eine Abschätzung der entstehenden Druckspitzen geht auf die Beziehung für den Wasserschlag von Joukowski zurück. [6]

$$p_i = \rho * a_0 * c_i \quad (7)$$

In hydraulischen Maschinen tritt die Implosion der Kavitationsblasen in asymmetrischer Weise auf. Dieses Verhalten ist einerseits bedingt durch die Nähe zu einem Festkörper und andererseits durch Druckgradienten in der Strömung. [6]



Abbildung 21: Schematische Darstellung der asymmetrischen Implosion einer Kavitationsblase [6]

Bei der asymmetrischen Implosion bildet sich im Zuge des Einsturzes ein scharfer Wasserstrahl (englisch: micro-jet). Diese micro-jets sind Auslöser von unerwünschten Effekten wie zum Beispiel Materialbeschädigung infolge einer stoßartigen Belastung bei der Implosion in Festkörperrnähe. Abbildung 22 zeigt eine Blasenimplosion mit entstehendem micro-jet in der Nähe einer festen Wand. [6]

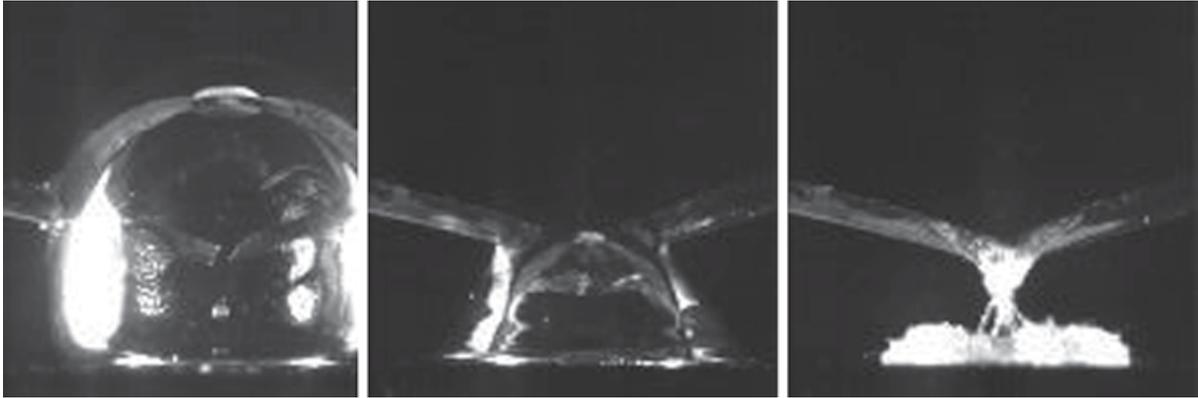


Abbildung 22: Asymmetrische Blasenimplosion in Festkörpfernähe [6]

Kavitationsblasen haben in technischen Strömungen bei beginnender Implosion einen ungefähren Durchmesser von 1 bis 5 Millimeter und fallen in der Folge bis auf wenige Zehntelmillimeter zusammen. Die entstehenden micro-jets treten in ähnlichen Größen, mit Durchmessern von wenigen Zehntelmillimetern, auf. Trotz der geringen Abmessungen kommt es zu sehr hohen Druckspitzen in unmittelbarer Nähe der Blase. Nach Ende der Implosion bildet sich aus den noch immer vorhandenen Gas- und Dampfeinschlüssen erneut eine Blase (englisch: rebound-phase). Dieses Ereignis erklärt sich dadurch, dass die bei dem Einsturz einfallende Flüssigkeit eine Wirkung auf den Blaseninhalt ausübt, die mit der eines Kolbens vergleichbar ist. In der Blase enthaltene nicht-kondensierbare Gase werden dabei adiabatisch komprimiert, wodurch sich der gesamte Blaseninhalt erwärmt. Diese Erwärmung hat zur Folge, dass während der Implosion nicht der gesamte Dampf kondensieren kann und ein gewisser Restdampfgehalt erhalten bleibt, welcher ebenfalls durch die beschriebene Kolbenwirkung komprimiert wird. Die im komprimierten Gas und Dampf gespeicherte Energie führt somit nach der Implosion zur Bildung einer neuen Kavitationsblase. Für die neu gebildete Kavitationsblase wiederholt sich der gesamte Vorgang, solange bis die gesamte Energie dissipiert ist. Die bei dieser Erscheinung entstehenden hochfrequenten Stoßwellen stellen gemeinsam mit den micro-jets das von der Kavitation ausgehende Schadenspotential für hydraulische Maschinen und Anlagen dar. Dadurch kann die bereits genannte Kavitationserosion, aber auch eine Anregung der Eigenfrequenz durch die Frequenz der Stoßwellen auftreten. [3]; [6]

### 3.8 Kavitation bei radialen Kreiselpumpen

Im diesem Kapitel werden die Druckverteilung und die Entstehung des Blasenfeldes an der Eintrittskante eines Laufrades besprochen. Dies soll Aufschluss über die Entstehung der Kavitation bei einer radialen Kreiselpumpe geben. In der folgenden Abbildung sind die Verläufe des statischen Druckes für die saugseitige Kavitation dargestellt. Es wird ein Druckverlauf ohne Kavitation mit einem Verlauf, bei dem der Sättigungszustand erreicht wird, verglichen.

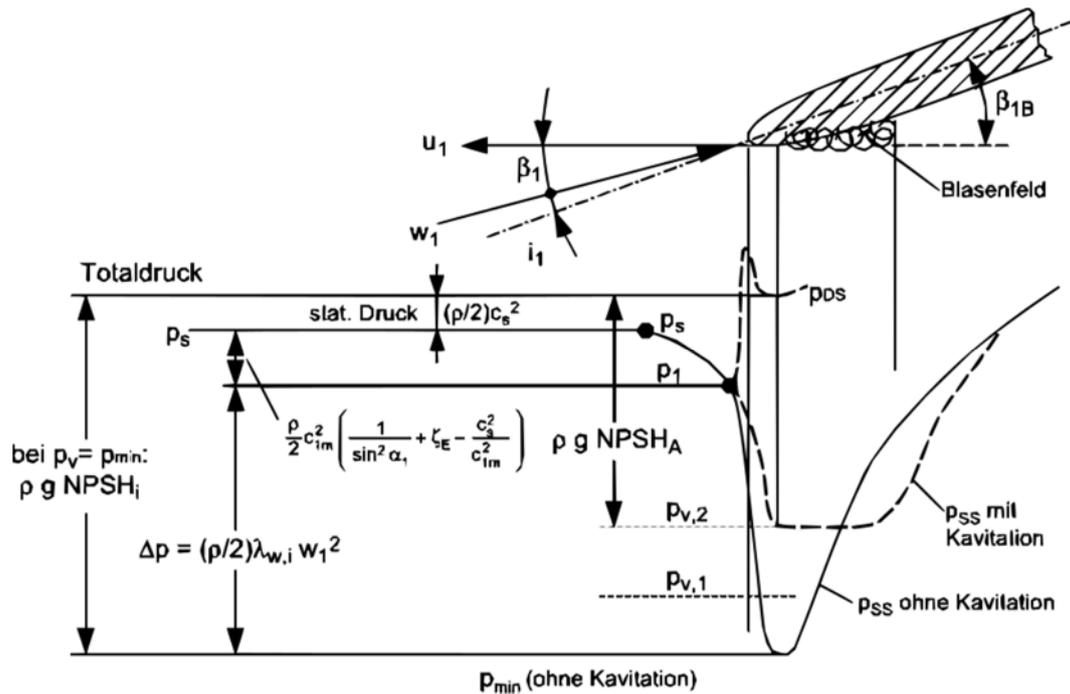


Abbildung 23: Kavitation am Laufradeintritt (Saugseitige Eintrittskantenkavitation) [6]

Im Saugstutzen herrschen der statische Druck  $p_s$  und die Strömungsgeschwindigkeit  $c_s$ . Infolge des Überganges vom Saugstutzen, über den Saugmund bis zur Eintrittskante des Laufrades, fällt der Druck auf  $p_1$  ab. Diese Senkung des statischen Druckes ist bedingt durch Druckverluste und eventueller Beschleunigung der Strömung während des Überganges. Die Profilmströmung und somit die verursachten Übergeschwindigkeiten haben eine weitere Druckabsenkung zufolge. Ausschlaggebend für die Höhe dieser Übergeschwindigkeiten ist der von der Schaufelgeometrie und der Anstellung abhängige Profilbeiwert  $\lambda_w$ . Die Druckabsenkung lässt sich dadurch wie bei einem umströmten Tragflügel durch den Profilbeiwert und die Relativgeschwindigkeit definieren (siehe  $\Delta p$  in Abbildung 23). Wie in vorhergehenden Kapiteln ausführlich diskutiert, tritt keine Kavitation auf sofern  $p_{min}$  größer als der Sättigungsdruck ist. Erreicht beziehungsweise unterschreitet der lokale statische Absolutdruck jedoch den Verdampfungsdruck, entsteht ein Blasenfeld. Sobald die erste Kavitationsblase zu sehen ist ( $p_{min} = p_v$ ) spricht man vom visuellen Beginn der Kavitation (englisch: „cavitation inception“). Dieser Punkt wird, wie in Kapitel 2.6 beschrieben, durch den NPSH<sub>i</sub> Wert gekennzeichnet. Das bei weiterer Druckabsenkung entstehende Blasenfeld ist in seiner Ausdehnung abhängig von der Länge des Gebietes in dem  $p_{min} < p_v$  gilt. Diese Ausdehnung wirkt unmittelbar auf die Strömung zurück. Durch die Strömungsrückwirkung des Blasenfeldes kommt es zu einer deutlichen Abweichung des Druckverlaufes von jenem ohne Kavitation. Innerhalb des Blasenfeldes herrscht der Verdampfungsdruck, was eine Änderung der gesamten Druckverteilung am vorderen Teil der Schaufel verursacht. Des Weiteren verursacht das Blasenfeld eine Querschnittsversperrung am Eintritt in den Schaufelkanal. Durch diesen Effekt wird die Strömung an der Saugkante verstärkt verdrängt und in weiterer Folge stromabwärts stärker verzögert. Aufgrund dieser verstärkten Verzögerung bildet sich hinter dem Blasenfeld ein steiler Druckanstieg aus. Wie bereits in Kapitel 2.6 erläutert, kann das Wachstum des Blasenfeldes bis zu einer bestimmten Schleppenlänge erfolgen, ohne dass die spezifische Förderarbeit dadurch beeinflusst

wird. Wird allerdings eine gewisse Schleppenlänge auf der Saugseite der Schaufel überschritten, näherungsweise die Schaufelteilung, dadurch ein Teil des engsten Querschnittes versperrt, kommt es zu einer merkbaren Reduktion der Förderhöhe. [6]

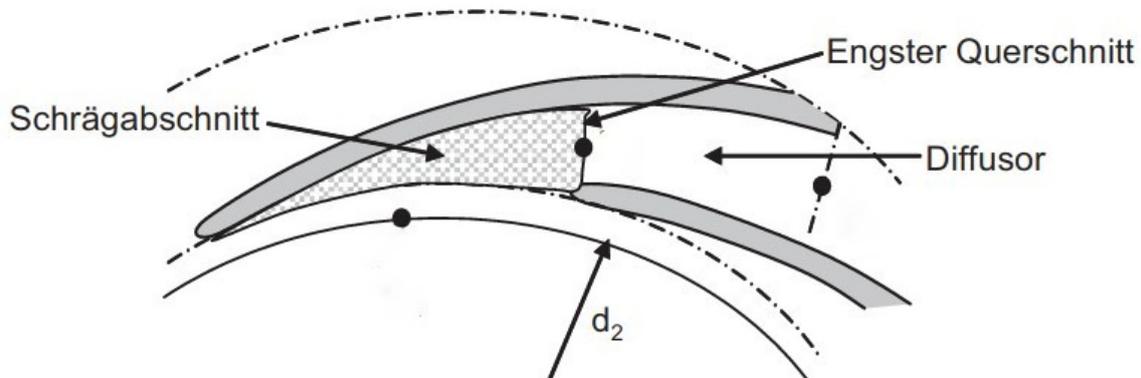


Abbildung 24: Schaufelkanal einer radialen Kreiselpumpe [6]

Der Anstellwinkel ist in dem beschriebenen Fall positiv. Dabei liegt der Staupunkt auf der Druckseite und die Unterdruckspitze bildet sich auf der Saugseite aus. Verändert sich die Anstellung und wird negativ, so kommt es zu einer Umkehr dieser Beobachtungen. Der Staupunkt wandert unter dieser Bedingung auf die Saugseite und die Unterdruckspitze bildet sich an der Druckseite aus. Am vorderen Teil der Schaufel herrscht demnach  $p_{DS} < p_{SS}$ . Dieser Zustand hat eine Reduktion der spezifischen Förderarbeit zufolge. [6]

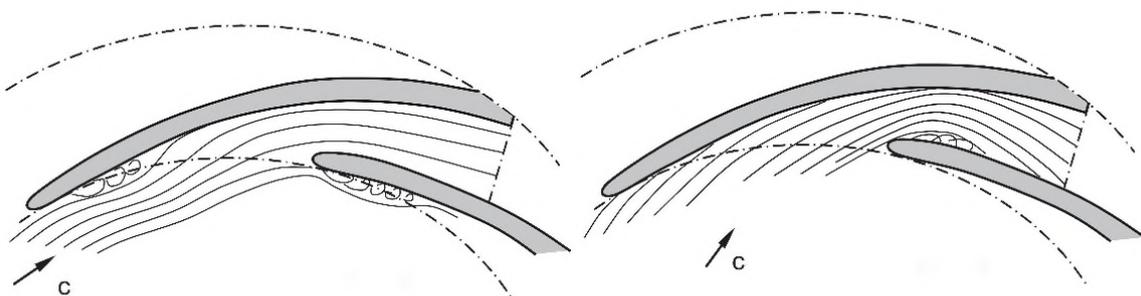


Abbildung 25: Stromlinien unter Einfluss eines Blasenfeldes (saugseitig - links; druckseitig - rechts) [6]

Das Blasenfeld bildet sich entsprechend druckseitig unmittelbar im engsten Querschnitt aus. Dieses Verhalten wird in Abbildung 25 verdeutlicht. Dadurch kommt es schon bei geringer Ausdehnung zu einer merklichen Reduktion der Förderhöhe. [6]

In radialen Kreiselpumpen können, gemäß [6], verschiedenen Kavitationsformen am Laufradeintritt auftreten:

- **Saugseitige Eintrittskantenkavitation:**

Zur dieser Form der Kavitation kommt es, sobald sich die Unterdruckspitze aufgrund der Anstellung an der saugseitigen Eintrittskante ausprägt und dabei der Verdampfungsdruck unterschritten wird. Zu einer solchen Anstellung kommt es überwiegend im Teillastbereich.

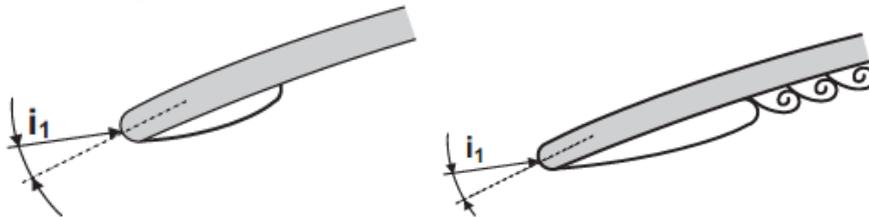


Abbildung 26: Anliegendes Blasenfeld, kavitierende Wirbel [6]

In Abbildung 26 sind schematisch der Anstellwinkel und das Blasenfeld für zwei verschiedene Kavitationsausprägungen dargestellt.

- Anliegendes Blasenfeld auf der Saugfläche
- Kavitierende Wirbel, die sich von langen dicken Blasenfeldern ablösen

- **Druckseitige Eintrittskantenkavitation:**

Zu dieser Form der Kavitation kommt es, im Gegensatz zur saugseitigen Eintrittskantenkavitation, wenn sich die Unterdruckspitze aufgrund der Anstellung an der druckseitigen Eintrittskante ausprägt und dabei der Verdampfungsdruck unterschritten wird. Zu einer solchen Anstellung kommt es überwiegend im Überlastbereich.

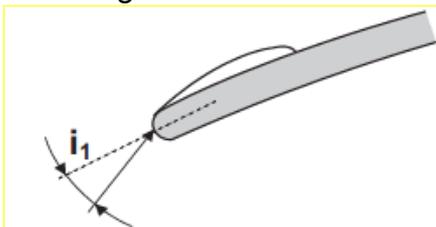


Abbildung 27: Anliegendes Blasenfeld [6]

Abbildung 27 zeigt schematisch die Anstellung sowie die Kavitationsausprägung für ein anliegendes Blasenfeld auf der Druckfläche.

- **Flächenkavitation nahe Laufradeintritt**

Zu Flächenkavitation in der Nähe des Laufradeintritts kommt es, sobald aufgrund von intensiven Rückströmungen bzw. Falschanströmungen an der Schaufeldruckfläche, lokal der Verdampfungsdruck unterschritten wird.

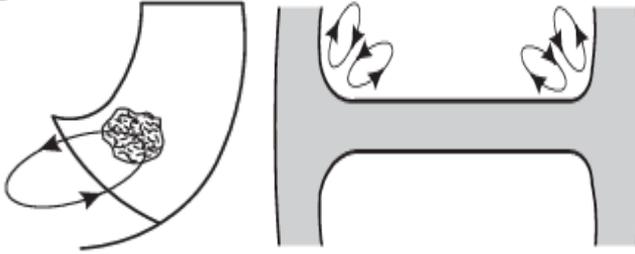


Abbildung 28: Blasenwolke im Schaufelkanal, Eckwirbel [6]

In Abbildung 28 wird schematisch die kavitationsverursachenden Rückströmungen bzw. Eckwirbel dargestellt.

- Blasenwolke im Kanal infolge Rückströmung
- Eckwirbel infolge Falschanströmung

## 4 Versuchsaufbau

Im hydraulischen Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik an der Technischen Universität Wien gibt es einen Pumpen-Kleinversuchstand (siehe Abbildung 31). Dieser ist im Zuge einer Diplomarbeit im Jahr 2002 [8] entstanden. Seitdem sind etliche Diplom- bzw. Bachelorarbeiten (i.e.: [7]; [11]; [12]; [13]) damit ausgearbeitet worden. Für diese Diplomarbeit wurden einige Umbauarbeiten an dem Versuchsstand vorgenommen und anschließend Messungen und experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Der grundsätzliche Aufbau, die durchgeführten Veränderungen und der Messaufbau werden im Folgenden beschrieben.

### 4.1 Komponenten des Versuchsstandes

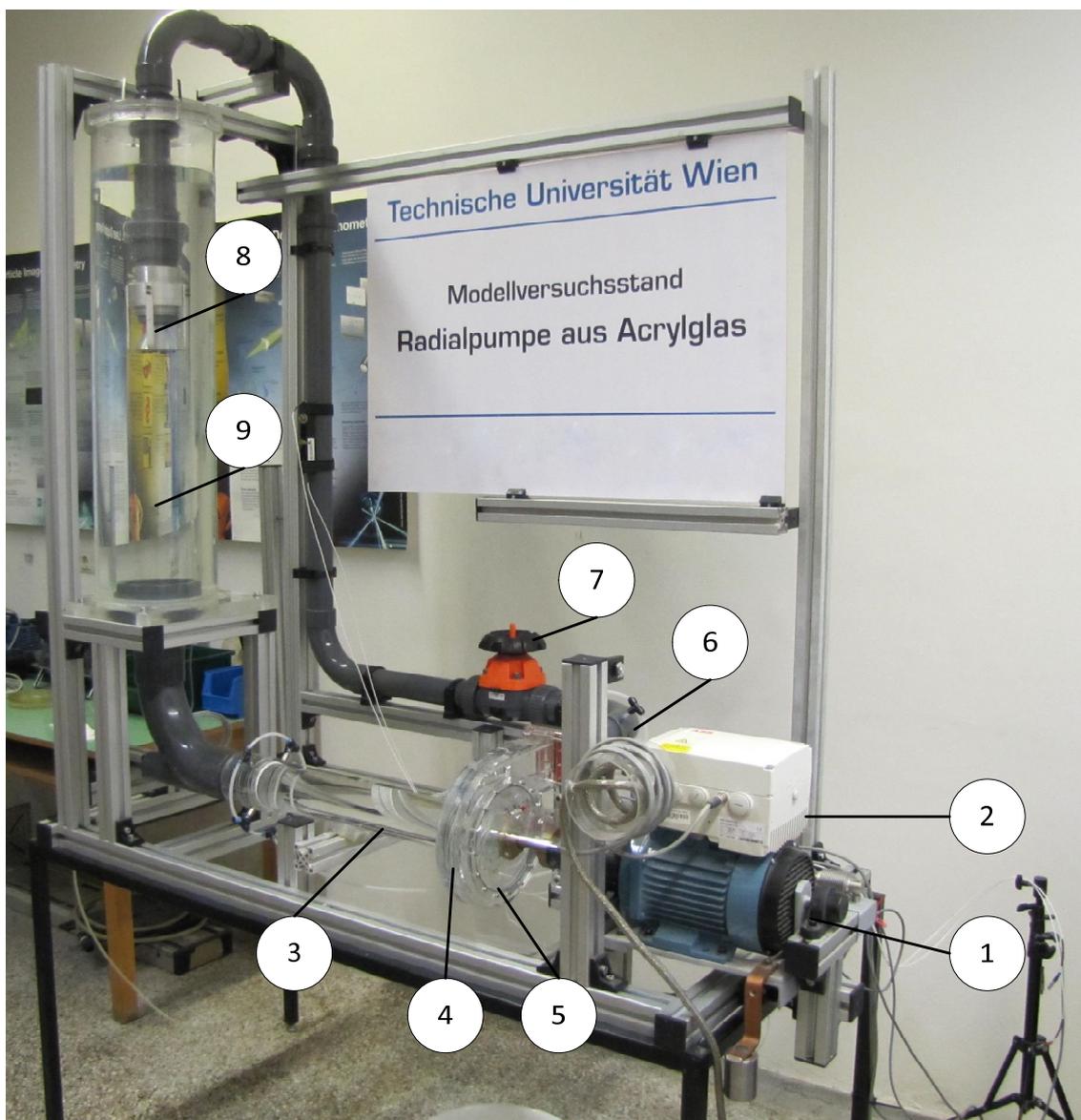


Abbildung 29: Aufbau des Versuchsstandes

1. Asynchronmotor
2. Frequenzumrichter
3. Saugstutzen
4. Spirale
5. Radiales Kreiselpumpenlaufrad
6. Druckrohr
7. Membranventil
8. Kegelschieber
9. Tank

Das radiale Kreiselpumpenlaufrad wird über den Antriebsstrang von einem 4-poligen Asynchronmotor angetrieben. Dieser ist mit Hilfe eines Frequenzumrichters in der Bandbreite von 0-60 Hz steuerbar. Unter Berücksichtigung des Schlupfes entspricht das einer möglichen Drehzahlvariation von 0-1735  $\text{min}^{-1}$ . Der Motor überträgt die Drehbewegung und das Drehmoment über eine Bogenzahnkupplung auf die Welle des Laufrades. Das Wasser wird über den Saugstutzen von der Pumpe angesaugt und strömt im Anschluss von der Spirale über einen Diffusor in die Druckrohrleitung. Saug- und druckseitig der Pumpe sind Absolutdruckaufnehmer mit Ringleitungen angebracht. Mittels eines Membranventils kann druckseitig der Durchfluss geregelt werden bevor das Wasser zurück in den Tank (ca. 50 Liter Fassungsvermögen) strömt. Es besteht die Möglichkeit den Druck im Tank durch eine Vakuumpumpe abzusenken. Da es sich um einen geschlossenen Kreislauf handelt (siehe Kapitel 4.2), wird mit der Betriebsdauer die Temperatur des Wassers ansteigen. Über die Oberfläche der Rohrleitungen sowie des Tanks wird zu wenig Wärme abgeführt um diesen Temperaturanstieg ausgleichen zu können. Aus diesem Grund wurde ein externer Kühlkreislauf entwickelt, welcher der Erwärmung des Wassers entgegenwirkt. Dabei wird das Wasser durch einen luftgekühlten Wärmetauscher geleitet (siehe Abbildung 33). Die Messung der Fördermenge erfolgt am senkrechten Abschnitt der Druckrohrleitung mittels Ultraschall. An der Welle ist ein induktiver Trigger angebracht, welcher es ermöglicht das Laufrad in jeder Periode an derselben Stelle, als stehendes Bild, mit Hilfe eines Stroboskops und einer Kamera festzuhalten.

#### **4.1.1 Radiale Kreiselpumpenlaufräder**

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden Untersuchungen an zwei unterschiedlichen Pumpenlaufrädern durchgeführt. Bei den Laufrädern handelt es sich um radiale Kreiselpumpenlaufräder. Diese wurden in früheren Diplomarbeiten ([8]; [11]; [12]) ausgelegt, hergestellt und PIV-Messungen ([8]; [12]; [13]) unterzogen. Ausführliche Untersuchungen zum Kavitationsverhalten dieser Laufräder wurden bisher jedoch nicht durchgeführt.



Abbildung 30: Laufrad 2002 [8] (links) und Laufrad 2007 [12] (rechts)

Im den folgenden Tabellen sind die wesentlichen Betriebsdaten sowie die geometrischen Hauptabmessungen beider Laufräder angeführt.

<b>Betriebsdaten</b>	Durchfluss		$Q = 5 \frac{l}{s}$	
	Förderhöhe		$H = 10 \text{ m}$	
	Drehzahl		$n = 1450 \text{ min}^{-1}$	
	Spezifische Drehzahl		$n_q = 19,22 \text{ min}^{-1}$	
<b>Geometrische Daten</b>	<b>Hauptabmessungen</b>	Laufradbreite		$b_1 = b_2 = 15 \text{ mm}$
		Laufradaußendurchmesser		$D_{2a} = 180 \text{ mm}$
		Saugdurchmesser		$D_s = 80 \text{ mm}$
		Laufradinnendurchmesser		$D_{1m} = 85 \text{ mm}$
		Nabendurchmesser		$D_N = 32 \text{ mm}$
		Wellendurchmesser		$d_w = 10 \text{ mm}$
	<b>Schaufelform</b>	Schaufelzahl		$z = 7$
		Schaufelstärke		$s = 3 \text{ mm}$
		Schaufeleintrittswinkel		$\beta_{1B} = 17^\circ$
		Schaufelaustrittswinkel		$\beta_{2B} = 18^\circ$

Tabelle 1: Laufrad 2002 – Betriebsdaten und Geometrische Daten [8]

<b>Betriebsdaten</b>		Durchfluss	$5,56 \frac{l}{s}$
		Förderhöhe	$H = 10 \text{ m}$
		Drehzahl	$n = 1450 \text{ min}^{-1}$
		Spezifische Drehzahl	$n_q = 19,23 \text{ min}^{-1}$
<b>Geometrische Daten</b>	<b>Hauptabmessungen</b>	Laufradbreite am Eintritt	$b_1 = 14 \text{ mm}$
		Laufradbreite am Austritt	$b_2 = 9,86 \text{ mm}$
		Laufradaußendurchmesser	$D_{2a} = 180 \text{ mm}$
		Saugdurchmesser	$D_s = 80 \text{ mm}$
		Laufradinnendurchmesser	$D_{1m} = 75 \text{ mm}$
		Nabendurchmesser	$D_N = 34,39 \text{ mm}$
		Wellendurchmesser	$d_w = 10 \text{ mm}$
	<b>Schaufelform</b>	Schaufelzahl	$z = 7$
		Schaufelstärke	$s = 3 \text{ mm}$
		Schaufeleintrittswinkel, äußere Stromlinie	$\beta_{1B,a} = 19,94^\circ$
		Schaufeleintrittswinkel, innere Stromlinie	$\beta_{1B,i} = 24,07^\circ$
		Schaufeleintrittswinkel, mittlere Stromlinie	$\beta_{1B,m} = 22^\circ$
		Schaufelaustrittswinkel	$\beta_{2B} = 30^\circ$

Tabelle 2: Laufrad 2007 - Betriebsdaten und Geometrische Daten [11]

Im direkten Vergleich fällt auf, dass grundsätzliche Parameter, wie Förderhöhe, Drehzahl, spezifische Drehzahl, Schaufelanzahl sowie Schaufelstärke beider Laufräder, gleich gehalten wurden. Die spezifische Drehzahl stellt eine der wichtigsten Kennzahlen für den Vergleich von geometrisch ähnlichen Strömungsmaschinen dar. Sie beschreibt die Drehzahl einer Maschine bei 1 m Förderhöhe und 1 m<sup>3</sup>/s Fördermenge. [3]

$$n_q = n * \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (8)$$

Die Kennzahl ist bei beiden Laufrädern gleich, was einen Vergleich bezüglich des Betriebsverhaltens sinnvoll macht. Ebenso wurden die von der Spirale und dem Antriebsstrang vorgegebenen Hauptabmessungen (i.e.: Saugmunddurchmesser, Laufradaußendurchmesser und Wellendurchmesser) beibehalten.

Im Folgenden werden die grundlegenden Unterschiede zwischen den beiden Laufrädern angeführt:

- **Eintrittskante:**

Im Vergleich zum Laufrad 2002, welches über axiale Eintrittskanten verfügt, wurde das Laufrad 2007 mit, in den Saugmund vorgezogenen Eintrittskanten, ausgelegt. Dieses Vorziehen der Saugkante wirkt sich strömungstechnisch in Form einer Reduktion der Schaufelbelastungen sowie kleineren Unterdruckspitzen aus. Die vorgezogene Eintrittskante bietet somit bessere Kavitationseigenschaften als die axiale Ausführung. [6]

- **Schaufelkrümmung:**

Beide Laufräder wurden mit rückwärts gekrümmten Schaufeln konstruiert. Die Schaufeln des Laufrades 2002 sind als einfach gekrümmte Kreisbogenschaufeln ausgeführt. Innere, mittlere und äußere Stromlinie liegen im Grundriss dieses Laufrades deckungsgleich übereinander. Das Kavitationsverhalten kann durch die doppelt gekrümmte Ausführung der Schaufeln verbessert werden. Diese geometrische Variante wurde beim Laufrad 2007 angewendet. Bei doppelt gekrümmten Schaufeln liegen die innere, mittlere und äußere Stromlinie entlang einer räumlich gekrümmten Kurve. Durch die doppelt gekrümmten Schaufeln in Kombination mit den vorgezogenen Eintrittskanten werden, neben dem Kavitationsverhalten, auch der Wirkungsgrad und die Kennlinienstabilität verbessert. [6]; [14]

- **Laufradbreite:**

Während beim Laufrad 2002 die Breite des Schaufelkanals konstant (15 mm) bleibt, kommt es beim Laufrad 2007 zu einer Verjüngung in Richtung des Laufradaustritts (von 14 mm auf 9,86 mm).

- **Skelettwinkel:**

Aufgrund des axialen Verlaufes der Ein- bzw. Austrittskante bleiben die Skelettwinkel des Laufrades 2002 zwischen innerer, mittlerer und äußerer Stromlinie unverändert (Eintritt:17°; Austritt:18°). Beim Laufrad 2007 verändert sich der Eintrittskelettwinkel durch die vorgezogene Eintrittskante und die doppelt gekrümmte Schaufel kontinuierlich zwischen innerer, mittlerer und äußerer Stromlinie (innen:24,07°; mitte: 22°; außen: 19,94°). Die Austrittskante verläuft axial, jedoch ist der Austrittskelettwinkel mit 30° wesentlich größer als jener des Laufrades 2002.

## 4.2 Konzept des geschlossenen Versuchskreislaufes und Umbauarbeiten

Der Versuchsstand wurde ursprünglich nach dem Konzept eines offenen Kreislaufes aufgebaut. Das bedeutet, dass das statische Druckniveau im Tank dem atmosphärischen Druck entspricht. Bei den bisherigen Untersuchungen war es nicht notwendig, eine Möglichkeit vorzusehen, den saugseitigen Druck regulieren zu können. Um Kavitationsversuche ausführen zu können ist dieser Aspekt aber von großer Bedeutung. Deshalb wurden im Zuge dieser Diplomarbeit die notwendigen Schritte zur kompletten Abdichtung des Tanks, sowie weitere Umbauarbeiten im Rohrleitungssystem (siehe Abbildung 33) durchgeführt. Der Versuchsaufbau wurde somit von einem offenen Kreislauf in einen geschlossenen Kreislauf umgewandelt. Das Konzept des geschlossenen Kreislaufes ist in Abbildung 31 ersichtlich. Mit einer Vakuumpumpe kann der am Freispiegel im abgedichteten Behälter anliegende Druck innerhalb einer gewissen Bandbreite variiert werden. Ohne die Verwendung von Druckluft ist die obere Grenze durch den Umgebungsdruck (ca. 1 bar) gegeben. Die untere Grenze ist durch den maximalen, mit der Vakuumpumpe erzeugbaren, Unterdruck von (ca. 0,1 bar) gegeben. Diese Variation kommt physikalisch gesehen, einer Absenkung der geodätischen Zulaufhöhe gleich. Dadurch verringert sich in der Folge auch der statische Druck im Saugstutzen. Bei ausreichender Druckabsenkung können Kavitationserscheinungen am Laufrad beobachtet werden. Bei minimalem Druck im Tank (ca. 0,1 bar) herrscht im Saugstutzen ein Druck von ca. 0,2 bar.

Bei dem geschlossenen Versuchskreislauf sind gemäß [6] die folgenden Kriterien zu beachten:

- Der **Durchfluss** der Versuchspumpe wird über ein Drosselventil in der Druckleitung geregelt.
- Die **Saugdruckeinstellung** erfolgt über eine Vakuum- bzw. Druckluftpumpe im Tank.
- Die **Gasausscheidung** muss bei der Verwendung von Druckluft im Tank beachtet werden, da es dabei zu einer vermehrten Luftaufnahme im Wasser kommt. Bei der Verwendung von Vakuum erfolgt die Entgasung des Wassers bei Betrieb des Versuchsstands mit niedrigen Drehzahlen und gleichzeitigem Unterdruck im Tank.
- Die **Tankgröße** wird derart ausgelegt, dass im Inneren eine beruhigte Strömung mit geringen Geschwindigkeiten stattfinden kann. Der Tankauslauf soll eine drallfreie, glatte Strömung im Saugrohr ermöglichen.
- Bei nicht ausreichender **Wärmeabführung** über die Rohrleitungen und den Tank ist ein externer Wärmetauscher vorzusehen.

Bevor die Umbaumaßnahmen durchgeführt wurden, erfolgte unter den soeben genannten Kriterien eine konzeptionelle Konstruktion mit der CAD-Software SolidWorks, welche in der folgenden Abbildung 31 dargestellt ist. Außerdem wurde eine Analyse der Energie-, Druck- und Höhenlinien sowie der Wärmeentwicklung durchgeführt. Die Energie-, Druck- und Höhenlinien ergeben sich aus der grafischen Darstellung der erweiterten Bernoulli Gleichung (Energieerhaltungssatz für reibungsbehaftete, inkompressible, stationäre Strömungen; siehe Gleichung 9. Dabei

beschreiben die ersten beiden Terme die Energieänderung zwischen zwei Punkten entlang einer Stromlinie. Das Energieniveau eines Punktes setzt sich aus kinetischer-  $\left(\frac{c^2}{2}\right)$ , potentieller-  $(g * z)$  und Druck-Energie  $\left(\frac{p}{\rho}\right)$  zusammen. Energieverlust durch Rohrreibung, Einbauteile und Armaturen werden mit dem Term  $Y_{R1,2}$  berücksichtigt. Befindet sich eine Pumpe bzw. Turbine im betrachteten Abschnitt wird dem System Energie zu- bzw. abgeführt  $(\pm Y_{T,P}^*)$ . [26]

$$\left(\frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g * z_2\right) - \left(\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g * z_1\right) + Y_{R1,2} \pm Y_{T,P}^* = 0 \quad \left[\frac{m^2}{s^2}\right] \quad (9)$$

Die Energie-, Druck- und Höhenlinien sind in Abbildung 32 dargestellt. Zum besseren Verständnis des Diagrammes wurde schematisch die Position im Versuchsstand darin abgebildet, dadurch kann erkannt werden welche Einbauteile für etwaige Energieerhöhungen bzw. -verluste verantwortlich sind.

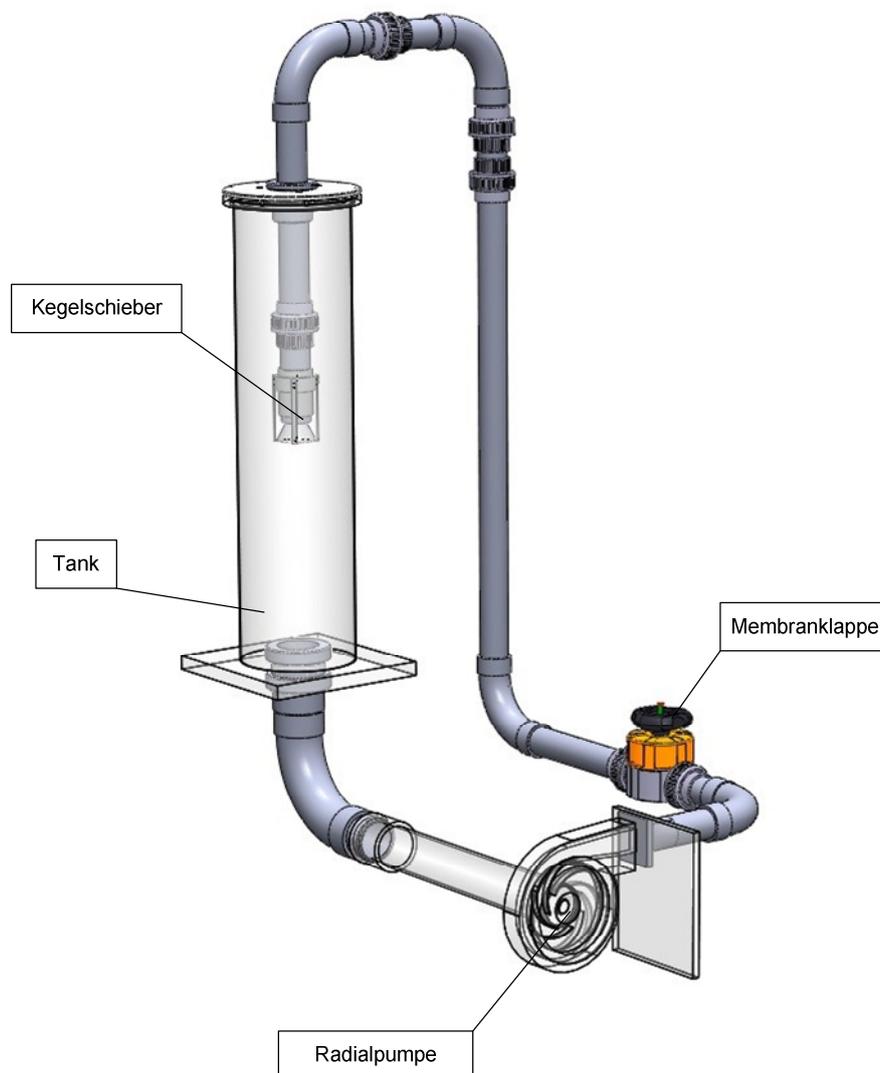


Abbildung 31: Konzept-Konstruktion des Pumpen-Kleinversuchsstands

Vorab wurden alle energieändernden Einbauteile analysiert um zu überprüfen ob es im kritischen Betriebsfall ( $p_s = 0,2 \text{ bar}$  ;  $Q_{max} = 7 \frac{l}{s}$ ) an Stellen im Rohrleitungssystem

zu Kavitation kommt. Dieser Betriebspunkt wird als besonders kritisch bezüglich der Kavitation angesehen, weil es im Saugstutzen zur maximal möglichen Druckabsenkung kommt und zusätzlich bei maximal möglichem Durchfluss die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Unter diesen Bedingungen erreicht der statische Druck in der Strömung sein Minimum und der gesamte Kreislauf läuft Gefahr an verschiedenen Stellen zu kavitieren. Die resultierende Energielinie veranschaulicht die grafische Darstellung der Bernoulli Gleichung für alle Punkte in der Anlage. Anhand von Abbildung 32 ist das charakteristische Verhalten der Energielinie für verschiedene energieändernde Einbauteile ersichtlich. Im Zuge von Rohrreibungsverlusten, Tankauslauf und durch den ersten Rohrbogen fällt die Gesamtenergie leicht ab ehe sie an der Stelle der Pumpe einen sprunghaften Anstieg erfährt. Wiederum durch Rohrreibung und einen weiteren Rohrbogen bedingte Verluste sorgen für einen moderaten Abfall, bevor an der Stelle des Membranventils das Energieniveau abrupt einbricht. Der anschließende Verlauf der Druckrohrleitung sorgt für weitere Verluste durch die beschriebenen Effekte bis kurz vor dem Rohrauslauf.

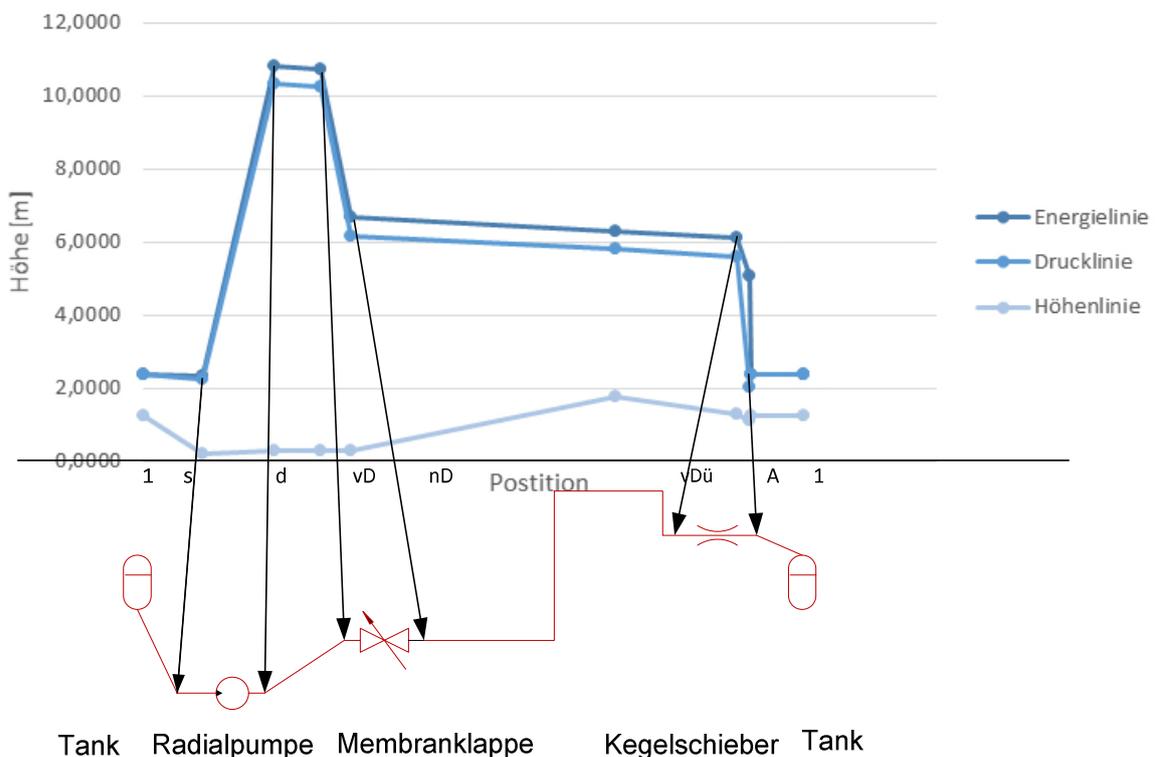


Abbildung 32: Energie-, Druck- und Höhenlinie des Pumpenversuchsstandes ( $p_s = 0,2 \text{ bar}$  ;  $Q_{max} = 7 \frac{\text{l}}{\text{s}}$ )

Damit der Gegendruck des Rohrleitungssystems variiert werden kann wurde für den Übergang zwischen der Rohrleitung und dem beruhigten Wasser des Tanks ein spezieller Rohrauslauf entwickelt (siehe Abbildung 33). Mit dieser Gegendruckregelung in Form eines Kegelschiebers soll Kavitation innerhalb der Druckrohrleitung, besonders an der Membranklappe, verhindert werden. Über ein Feingewinde kann der Einschub des Kegels in das Rohr und somit die Kreisringfläche des Auslaufs variiert werden. Dadurch wird rückwirkend der Druck in der gesamten Druckrohrleitung erhöht. Dieser Effekt ist auch anhand der plötzlichen Änderung des Energieniveaus am Rohrauslauf in Abbildung 32 ersichtlich.

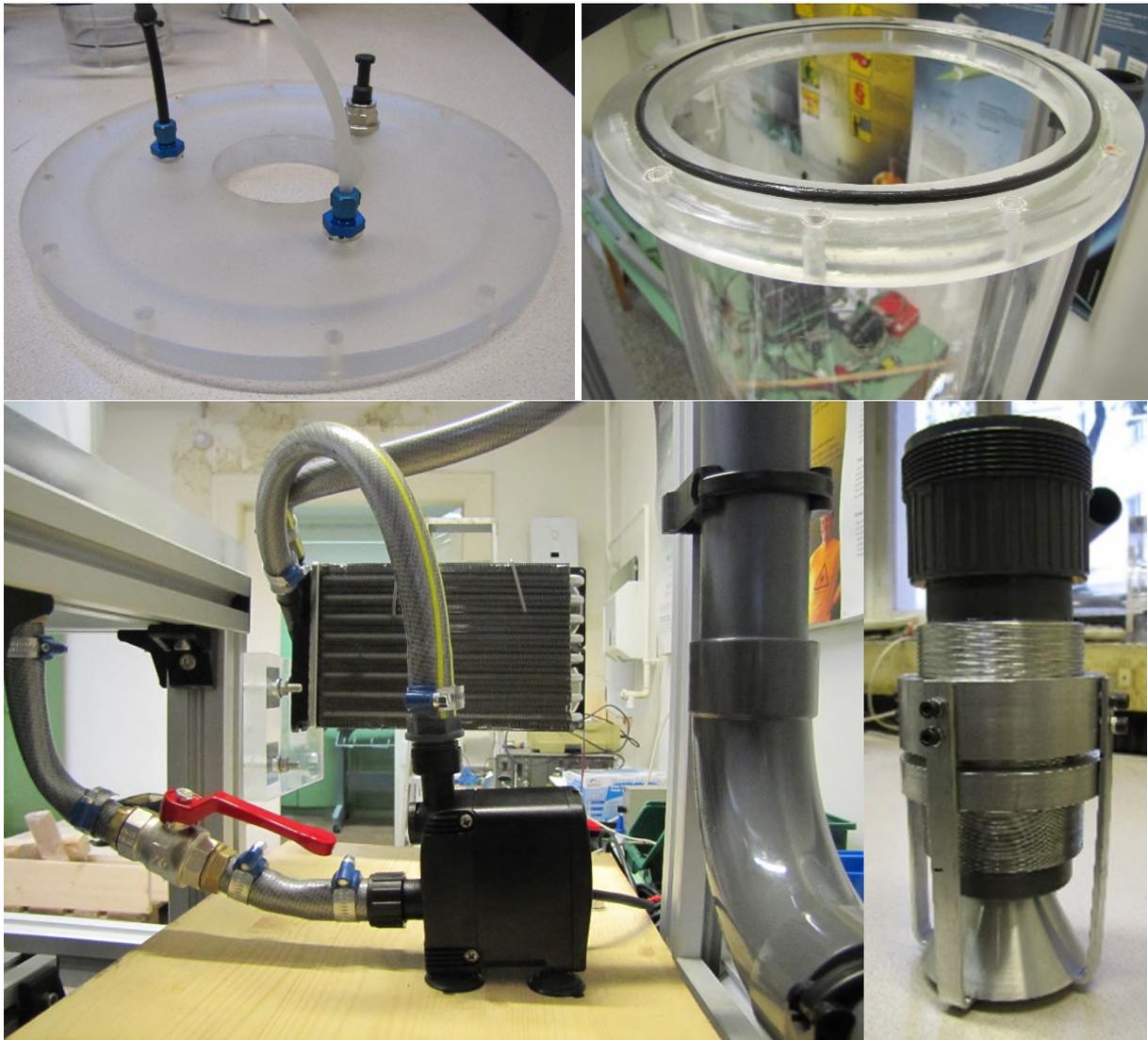


Abbildung 33: Flanschverbindung mit O-Ring-Dichtung, externer Kühlkreislauf und Kegelschieber

In Abbildung 33 sind neben dem Kegelschieber auch weitere Umbauarbeiten dargestellt. Zur Schließung des Kreislaufes wurde ein spezieller Deckel konstruiert. Dieser Deckel wird über eine Flanschverbindung am Tank befestigt. Die Abdichtung erfolgt über eine O-Ring-Dichtung in der Flanschebene. Anschlüsse für die Vakuumpumpe, Druckluft, sowie den externen Kühlkreislauf wurden im Tankdeckel vorgesehen. Weitere Umbauarbeiten betrafen die Überführung für den Rücklauf in den Tank, welche erhöht werden musste. Die entsprechenden Rohrleitungskomponenten wurden bei der Firma George Fischer bestellt und umfassten Komponenten des klebbaren PVC-U Systems für Nenndrücke bis 16 bar.

### 4.3 Messaufbau für die experimentellen Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die für die Datenakquise verwendeten Messprinzipien sowie die technischen Daten der verwendeten Messwertnehmer angeführt.

#### 4.3.1 Druckmessung

Die Druckmessung im Saug- und Druckstutzen des Versuchsstandes erfolgt mittels ohmscher Druckmessgeräte. Im Allgemeinen verfügen ohmsche Druckmessgeräte über eine federelastische Membran, die von beiden Seiten mit einem bestimmten Druck beaufschlagt wird. Dabei handelt es sich einerseits um den zu messenden Druck und andererseits um einen, vom Anwendungsfall abhängigen, Referenzdruck. Die in diesem Versuchsstand verwendeten Druckaufnehmer sind Dehnmessstreifen-Absolutdruckaufnehmer. Der zu messende Druck wird entsprechend auf Vakuum referenziert. Der statische Druck der Strömung wird über die senkrecht auf die Flussrichtung angebrachten Druckmessbohrungen und anschließend durch die Druckmessleitung zum Druckaufnehmer geleitet. In einer Rohrleitung können entlang des Umfangs Druckschwankungen auftreten. Um diese auszugleichen werden in einem Querschnitt jeweils vier um einen Winkel von  $90^\circ$  versetzte Druckmessbohrungen angeordnet. Diese Bohrungen werden mit einer Ringleitung verbunden, welche in die Druckmessleitung übergeht. Damit ist garantiert, dass keine Gas- und Luft einschüsse in die Druckleitung gelangen, sind die Druckbohrungen des Weiteren um  $45^\circ$  von dem höchsten Punkt der Rohrleitung verdreht.

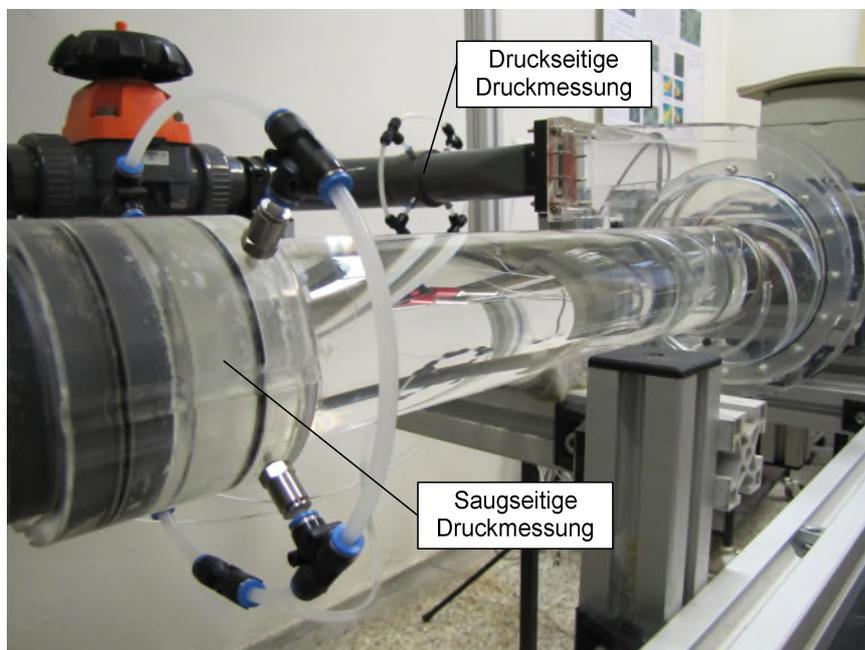


Abbildung 34: Saug- und druckseitige Druckmessung - Ringleitung

Der in der Rohrleitung abgegriffene statische Druck verursacht eine Längen-, Querschnitts- und Dichteänderung der Dehnmessstreifen. Die daraus resultierende Änderung des elektrischen Widerstands ist proportional zur Änderung des Drucks. Die vier in Form einer Wheatstone-Brücke geschalteten

Dehnungsmessstreifen sind durch diese Anordnung von Temperaturänderungen unabhängig. [18]

Für die Druckmessung werden im Zuge dieser Diplomarbeit zwei verschiedene Absolutdruckaufnehmer eingesetzt:

- Saugseitig: HBM Absolutdruckaufnehmer Typ P6; 2 bar; 2 mV/V; Genauigkeitsklasse:  $\pm 0,3 \%$
- Druckseitig: HBM Absolutdruckaufnehmer Typ P3MA; 10 bar; 2 mV/V; Genauigkeitsklasse:  $\pm 0,25 \%$

### 4.3.2 Durchflussmessung

Die Ultraschall-Durchflussmessung im senkrechten Teil der Druckrohrleitung folgt dem Prinzip der Laufzeitdifferenzmessung. Dieses Messprinzip basiert auf der physikalischen Tatsache, dass sich die Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Schallwelle in einer strömenden Flüssigkeit aus der Schallgeschwindigkeit und der Strömungsgeschwindigkeit zusammensetzt. Bei der Messung wird an einem Sender (Piezoelektrischer Kristall) ein kurzer Ultraschallimpuls erzeugt. Dieser Schallimpuls breitet sich unter einem bestimmten Winkel in der strömenden Flüssigkeit aus, wird an der gegenüberliegenden Rohrwand reflektiert und von einem empfangenden Piezoelektrischen Kristall aufgenommen. Dieser Vorgang erfolgt gleichzeitig in- sowie entgegen der Flussrichtung. Daraus resultieren abweichende Laufzeiten der beiden Signale und es kann über deren Differenz auf die mittlere Strömungsgeschwindigkeit geschlossen werden. [2]; [21]

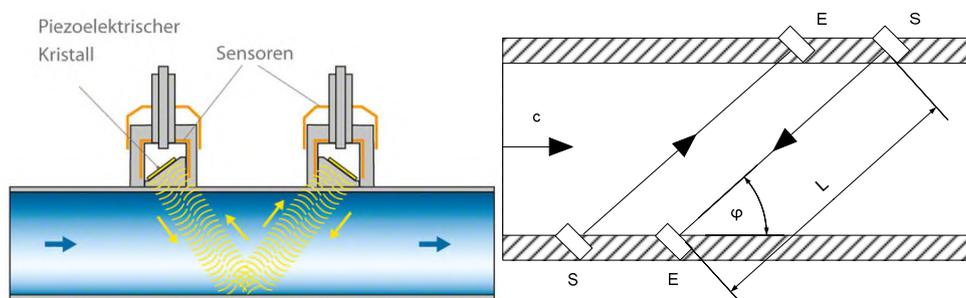


Abbildung 35: Laufzeitdifferenzmessung - Darstellung des Messprinzips und möglicher Sensor-Anordnungen [9]; [21]

Mathematisch erfolgt die Auswertung der Laufzeiten für die Anordnung in Abbildung 35 (rechts) nach [21] wie folglich dargestellt. Geschwindigkeit in bzw. entgegen der Flussrichtung:

$$a_{1,2} = a_0 \pm c * \cos \varphi \quad (10)$$

- Frequenzen der Laufzeiten:

$$f_{1,2} = \frac{1}{t_{1,2}} = \frac{a_0 \pm c * \cos \varphi}{L} \quad (11)$$

- Mittlere Strömungsgeschwindigkeit:

$$c = \frac{L}{2 * \cos \varphi} * (f_1 - f_2) \quad (12)$$

Dabei beschreibt  $a_0$  die Schallgeschwindigkeit des Impulses,  $c$  die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers und  $\varphi$  den Winkel zwischen der Durchschallungsgerade und der Strömungsrichtung. Der Betrag um den die Schallgeschwindigkeit beim Durchlaufen der Strömung schneller (mit der Strömung) bzw. langsamer (entgegen der Strömung) wird beträgt somit  $\pm c * \cos \varphi$ . Über die bekannte Länge der Durchschallungsgerade ( $L$ ) können die Frequenzen der Laufzeiten ermittelt und anschließend die Differenz der beiden Frequenzen gebildet werden. Die Differenz der beiden Laufzeiten bringt für die Genauigkeit der Messung einen entscheidenden Vorteil. Durch die Bildung der Differenz wird die Abhängigkeit von der temperaturabhängigen Schallgeschwindigkeit eliminiert. Da die Änderungen der Schallgeschwindigkeit mit der Temperatur in Relation zur Strömungsgeschwindigkeit sehr groß sind, würde die Messung andernfalls in entscheidender Weise verfälscht werden. Der Durchflussmesser muss in geeignetem Abstand zu sämtlichen Einbauteilen (e.g.: Drossel, Rohrkrümmer, etc.) angebracht werden um ein exaktes Messergebnis liefern zu können. Dabei sollte der Abstand das 5-10-fache des Rohrdurchmessers betragen. [21]

Für die Durchflussmessung wird im Zuge dieser Diplomarbeit das Panametrics PT-878 – Ultraschallmessgerät mit dem Transducer Nr. 24 eingesetzt. Dieses transportable Ultraschall-Durchflussmessgerät misst Strömungsgeschwindigkeiten von  $\pm 0,03$  bis  $\pm 12$  m/s. Die dabei erlangten Messwerte können für Rohrdurchmesser  $< 150$  mm mit einer Genauigkeit von  $\pm 2\%$  bestimmt werden. [5]

### 4.3.3 Reaktionskraftmessung

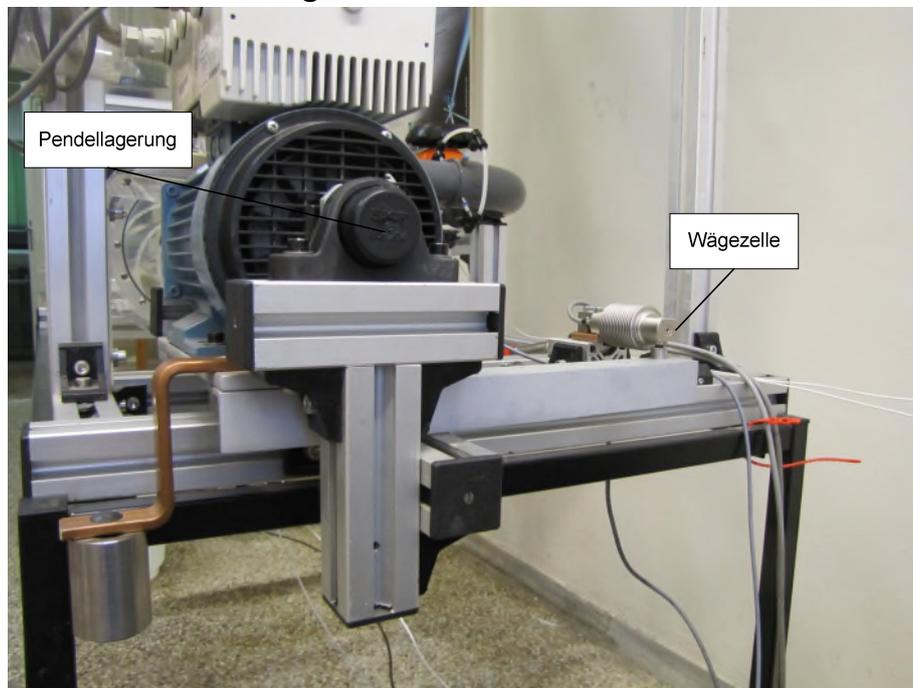


Abbildung 36: Pendellagerung mit Wägezelle

Um den Wirkungsgradverlauf der hydraulischen Maschine ermitteln zu können muss die erbrachte hydraulische Leistung der Pumpe in Relation mit der mechanischen Leistung des Antriebsstranges gesetzt werden. Zu diesem Zweck ist die

Asynchronmaschine auf einer Pendellagerung angebracht. Gemessen wird die über einen Hebelarm übertragene Reaktionskraft mit einer Wägezelle. Eine Wägezelle stellt eine spezielle Form eines Kraftaufnehmers dar. Diese Art ohmsche Waage greift mit Hilfe einer Dehnungsmessstreifen-Vollbrücke die einwirkende Massenänderung ab und gibt ein gewichtproportionales Spannungssignal aus. Der konstruktive Aufbau der Wägezelle wirkt wie eine Feder und erzeugt die notwendige Gegenkraft.

Für die Messung der Reaktionskraft wird im Zuge dieser Diplomarbeit die HBM Z6H2 Wägezelle mit einer Nennlast von 10 kg und einer Genauigkeitsklasse von  $\pm 0,03 \%$ , eingesetzt.

### 4.3.4 Temperaturmessung

Wie bereits erwähnt sind die anderen im Versuchsstand angewendeten Messwertaufnehmer von der Temperatur unbeeinflusst. Der Grund für eine zusätzliche Temperaturmessung liegt in der bereits beschriebenen Wärmeentwicklung in geschlossenen Versuchskreisläufen, dadurch kann der Einfluss der Temperatur auf die Messungen berücksichtigt werden.

Die Temperaturmessung erfolgt in der beruhigten Strömung im Tank mit einem Widerstandsthermometer. Diese Thermometer arbeiten nach dem Prinzip des temperaturabhängigen Widerstandes von Metallen und Halbleitern. An das Widerstandsthermometer wird eine konstante Versorgungsspannung angelegt, dadurch stellt sich am Widerstand ein konstanter Strom ein. Der abgegriffene Spannungsabfall verhält sich linear zur Widerstandsänderung und somit proportional zur Temperaturänderung. [18]

Für die Temperaturmessung wird im Zuge dieser Diplomarbeit das Dreileiter-Widerstandsthermometer Pt-100 Genauigkeitsklasse B (gemäß [4]:  $\pm 0,3 + 0,005 * |T|$ ) der Firma EMKO eingesetzt.

### 4.3.5 Optische Messung

Die Beobachtung der Kavitation erfolgte mit Hilfe einer digitalen Industriekamera:

- The Imaging Source DFK 23GP031; Farbkamera mit GigE-Schnittstelle

Diese Kamera verfügt über die Funktion einer getriggerten Auslösung. Die Auslösung erfolgt mittels eines induktiven Näherungssensors (Trigger) an der Antriebswelle, welcher einmal pro Umdrehung ein Signal ausgibt. Dadurch kann, mit der Unterstützung durch ein Stroboskop, ein stehendes Bild des umlaufenden Pumpenlaufrades festgehalten werden. Die beste Bildqualität für optische Messungen bei Antriebsfrequenzen von 50 Hz bzw. 60 Hz lieferte eine Auflösung von 1920x1080 Bildpunkten und 25 bzw. 30 Bilder pro Sekunde. Die Einstellung des gewünschten Bildausschnittes erfolgt manuell (e.g.: Zoom, Fokus). Die Verbindung zwischen der Kamera und dem Computer erfolgt mittels der Gigabit-Ethernet-Schnittstelle. Eine Erfassung des übertragenen Bildmaterials wird mittels der von The Imaging Source zur Verfügung gestellten Software IC Capture durchgeführt. Die Nachbearbeitung erfolgte im Adobe Premiere Pro CS4. [20]

## 5 Messergebnisse und Interpretation

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden anschließend an den Umbau des Pumpen-Kleinversuchsstandes auch Messungen an selbigem durchgeführt. Diese Messungen erfolgten softwareunterstützt mit dem Messprogramm LabVIEW 2014, welches auf dem Institut zur Verfügung steht. Für die Auswertung der gemessenen Daten wurde das Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft EXCEL 2013 herangezogen.

### 5.1 Messgrößen und Rechengrößen

Grundsätzlich wird bei der Messdatenerfassung zwischen Messgrößen und Rechengrößen unterschieden.

**Messgrößen** werden aus dem, von der Messkette an den Computer übertragenen, Signal gelesen.

Die Messgrößen aus den eingelesenen Signalen umfassen die in der folgenden Aufzählung angeführten Größen:

- gemittelter Druck im Saugstutzen -  $p_{ms}$  in bar
- gemittelter Druck im Druckstutzen -  $p_{md}$  in bar
- gemittelter Durchfluss -  $Q$  in l/s
- gemittelte Reaktionskraft -  $m$  in kg
- gemittelte Temperatur -  $T$  in °C.

**Rechengrößen** werden im Messprogramm über mathematische bzw. physikalische Zusammenhänge aus mehreren Messgrößen berechnet.

Die Rechengrößen innerhalb des Messprogramms umfassen die in der folgenden Aufzählung angeführten Größen:

- Strömungsgeschwindigkeiten:

$$c_{s,d} = \frac{Q}{A_{s,d}} \quad (13)$$

Die Strömungsgeschwindigkeiten werden über den in Gleichung 13 dargestellten Zusammenhang des Durchflusses ( $Q$ ) mit dem Rohrquerschnitt ( $A_{s,d}$ ) für Saug- und Druckstutzen ermittelt.

- Tatsächlicher Druck im Saug- bzw. Druckstutzen:

$$p_{s,d} = \rho * g * (z_{Mano,s,d} - z_{s,d}) + p_{ms,md} \quad (14)$$

Um den tatsächlichen Druck im Saug- bzw. Druckstutzen ermitteln zu können muss die geodätische Höhe, auf welcher das Manometer ( $z_{Mano,s,d}$ ) im Vergleich zur Messstelle ( $z_{s,d}$ ) angebracht ist, berücksichtigt werden.

- Förderhöhe:

$$H = (z_d - z_s) + \left( \frac{p_d - p_s}{\rho * g} \right) + \left( \frac{c_d^2 - c_s^2}{2 * g} \right) \quad (15)$$

Die Förderhöhe setzt sich aus drei Anteilen zusammen und leitet sich aus der Bernoulli Gleichung ab. Der erste Term ( $z_d - z_s$ ) beschreibt die Energiehöhe der geodätischen Höhenänderung, der zweite Term  $\left( \frac{p_d - p_s}{\rho * g} \right)$  die Energiehöhe der statischen Druckerhöhung und der dritte Term  $\left( \frac{c_d^2 - c_s^2}{2 * g} \right)$  die Energiehöhe der dynamischen Druckerhöhung. (siehe auch Kapitel 2.3)

- NPSH Wert:

$$NPSH = \frac{p_s}{\rho * g} + \frac{c_s^2}{2 * g} - \frac{p_v}{\rho * g} \quad (16)$$

Bei der Berechnung des NPSH Wertes wird von der statischen und dynamischen Druckhöhe im Saugstutzen  $\left( \frac{p_s}{\rho * g} + \frac{c_s^2}{2 * g} \right)$  die Verdampfungsdruckhöhe  $\left( \frac{p_v}{\rho * g} \right)$  abgezogen (siehe auch Kapitel 2.6).

- Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{mech}} = \frac{\rho * g * Q * H}{M * \omega} = \frac{\rho * g * Q * H}{m * g * l * \omega} \quad (17)$$

Bei der Berechnung des Wirkungsgrades wird der Quotient aus hydraulischer Leistung und mechanischer Leistung gebildet. Da die Wägezelle ein gewichtsproportionales Signal ausgibt, muss das gemittelte Gewicht ( $m$ ) mit der Erdbeschleunigung ( $g$ ) und dem Hebelarm ( $l$ ) der Pendellagerung multipliziert werden um das Drehmoment ( $M$ ) herzuleiten.

## 5.2 H-Q-Kennlinie, Wirkungsgradverlauf und Leistungsaufnahme

Im Folgenden werden die H-Q-Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen für zwei unterschiedliche Laufräder angeführt. Die sogenannte Drosselkurve wird durch schrittweise Variation der Anlagenkennlinie aufgenommen. Dabei kommen die benötigten Messwerte einerseits von den beiden saug- und druckseitig angeordneten Druckaufnehmern und andererseits von dem Ultraschall-Durchflussmessgerät in der Druckrohrleitung. Über das in der Druckrohrleitung angeordnete Membranventil werden verschiedene Betriebspunkte eingestellt und die für die Messung relevanten Daten aufgezeichnet. In bisherigen Diplomarbeiten ([8]; [11]; [12]; [13]) wurde der Wirkungsgrad durch den Bezug der hydraulischen auf die elektrische Leistung ermittelt. Bei der Wirkungsgradermittlung in dieser Diplomarbeit wurde die hydraulische Leistung auf die mechanische Leistung bezogen.

<b>Frequenz</b>	<b>Tatsächliche Drehzahl</b>
30 Hz	889 1/min
35 Hz	1033 1/min
40 Hz	1170 1/min
45 Hz	1320 1/min
50 Hz	1455 1/min
60 Hz	1735 1/min

*Tabelle 3: Frequenzen und tatsächliche Drehzahlen im Bestpunkt*

Die Drehzahl einer Asynchronmaschine ist in Betrieb immer mit einer gewissen Abweichung von der Synchrondrehzahl verbunden. Diese Abweichung wird als Schlupf bezeichnet. Der Schlupf einer Asynchronmaschine ist lastabhängig. Die im Betrieb aufzubringende Last ist in diesem Fall sehr gering, weshalb über den gesamten Betriebsbereich nur geringe Abweichungen von der Drehzahl im Bestpunkt erwartet werden. Über die Flankenählung mit Hilfe des induktiven Triggers und anschließender Kontrolle über das Stroboskop kann die tatsächliche Drehzahl ermittelt werden. Tabelle 3 zeigt die tatsächlichen Drehzahlen im Bestpunkt für die betrachteten Frequenzen. Eine mögliche Drehzahlabweichung wirkt sich auf die mechanische Leistung und folglich auf die ermittelten Wirkungsgrade aus. Auf die Wirkungsgradmessung wurde in dieser Diplomarbeit nicht der vorrangige Fokus gelegt, weshalb die Drehzahl über alle Betriebsbereiche als konstant angenommen und deren Abweichung vernachlässigt wurde.

### 5.2.1 Laufrad 2002

Abbildung 37 - Abbildung 39 zeigen die Pumpenkennlinien für das Laufrad 2002. Anhand der aufgenommenen H-Q Kennlinien (siehe Abbildung 37) ist der charakteristische Parallelversatz zu größeren Förderhöhen bei wachsender Drehzahl zu erkennen. Die Kennlinien wurden bei Frequenzen von 30 Hz bis 60 Hz aufgenommen. Der Betriebspunkt mit dem maximalen Durchfluss, sowie jener mit der maximalen Förderhöhe liegen auf der 60 Hz Kennlinie bei:

- $(Q_{max}, H) = (7,97 \frac{l}{s}, 8,04 m)$
- $(Q, H_{max}) = (1,95 \frac{l}{s}, 17,54 m)$ .

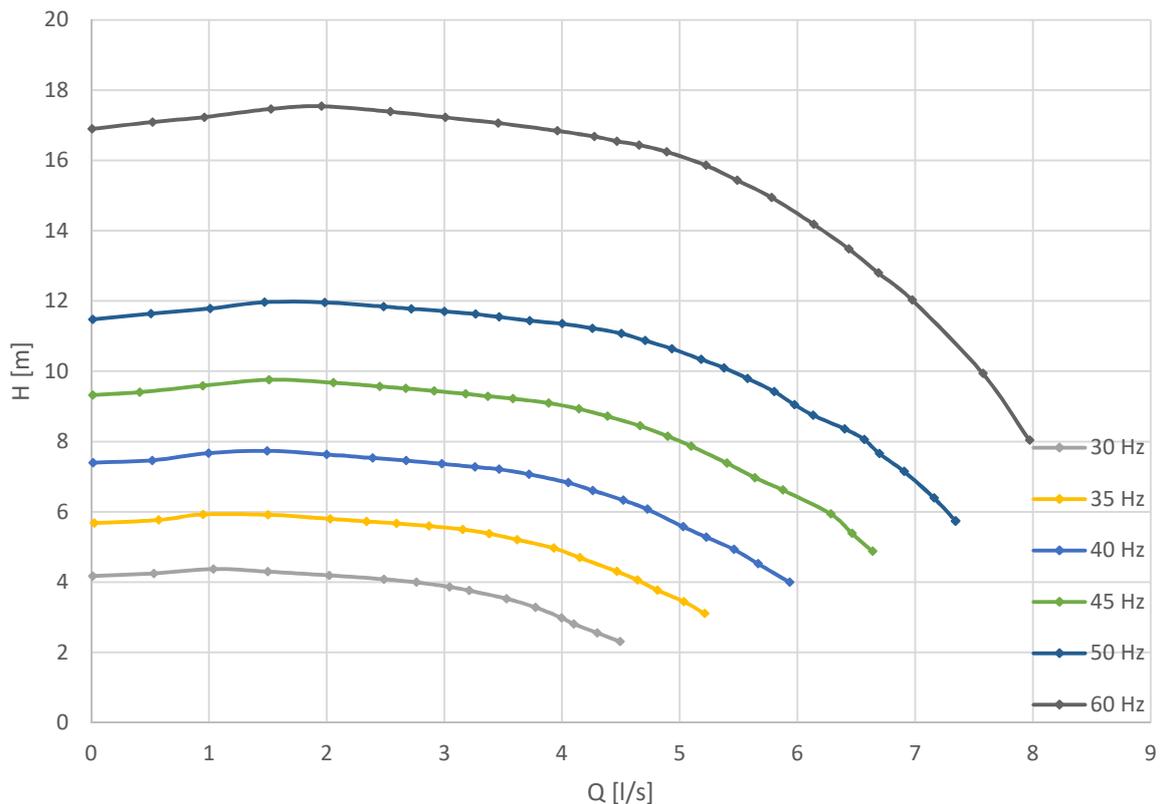


Abbildung 37: H-Q-Kennlinie für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002

Im Zuge der Aufnahme der H-Q Kennlinien wurde auch der Wirkungsgradverlauf der hydraulischen Maschine mit dem Laufrad 2002 ermittelt (siehe Abbildung 38). Die Wirkungsgradkennlinien weisen mit wachsender Drehzahl einen zunehmenden Bestpunkt bei gleichzeitiger Verlagerung des Bestpunkts zu höheren Durchflüssen auf. Den maximalen Wirkungsgrad von 67,84 % erreicht die hydraulische Maschine entlang der Kennlinie bei 60 Hz. Der dazugehörige Bestpunkt liegt bei:

- $(Q_{BP}, H_{BP}) = (5,22 \frac{l}{s}, 15,86 m)$

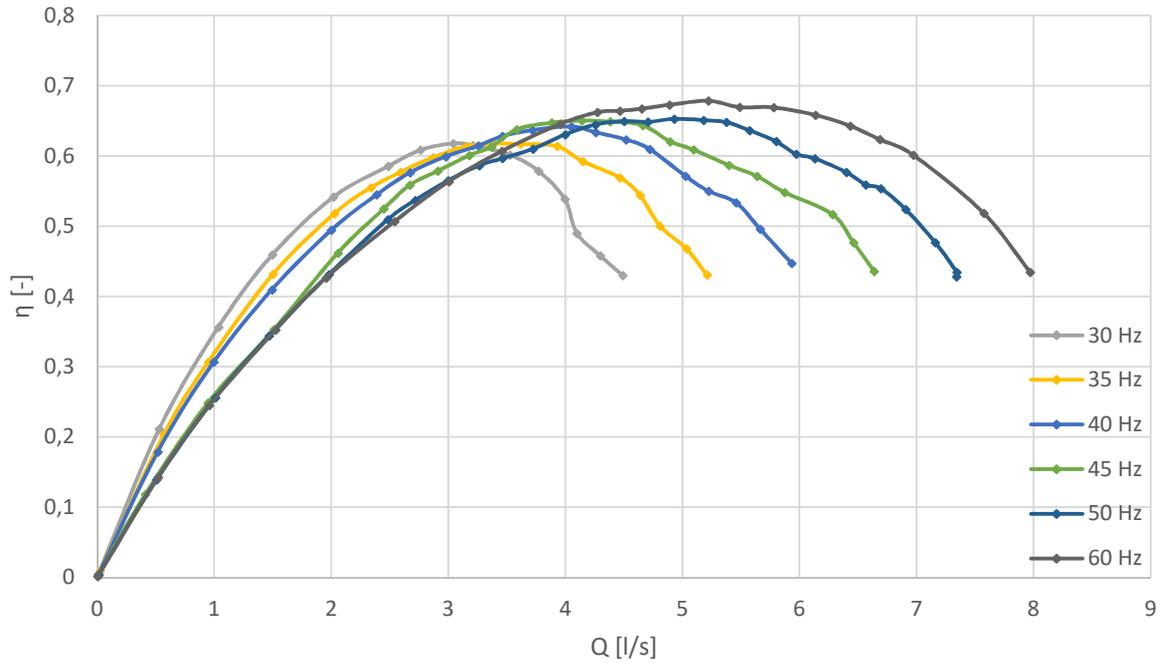


Abbildung 38: Wirkungsgradverlauf für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002

In Abbildung 39 sind die Kennlinien der mechanischen Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Diese weisen einen annähernd parallelen Versatz auf.

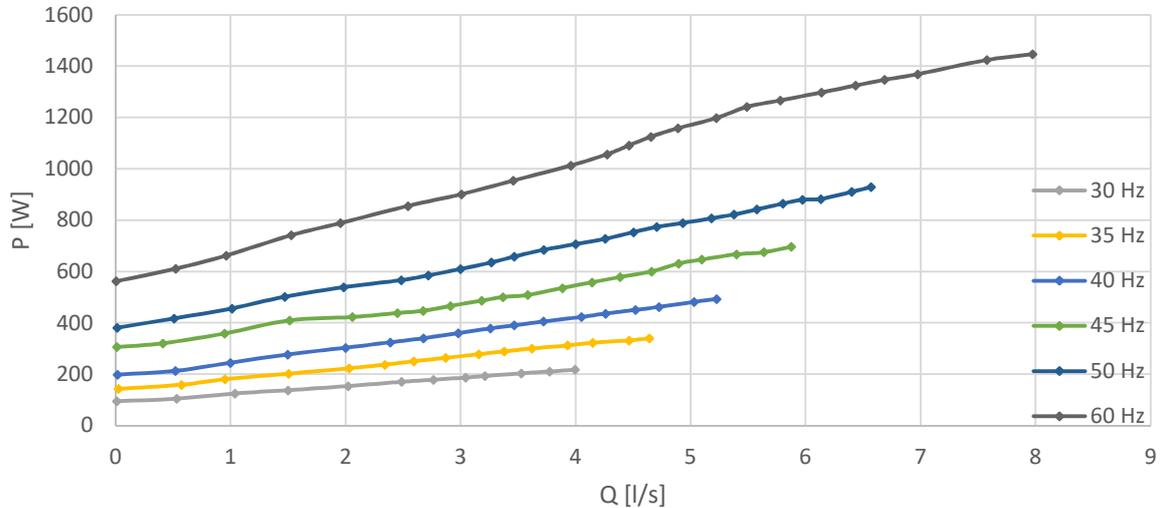


Abbildung 39: Mechanische Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002

Die Kennlinien zeigen die charakteristische Zunahme der mechanischen Leistungsaufnahme mit wachsendem Durchfluss. Die maximale mechanische Leistungsaufnahme liegt auf der 60 Hz Kennlinie bei ca. 1447 Watt.

### 5.2.2 Laufrad 2007

Abbildung 40 - Abbildung 42 zeigen die Pumpenkennlinien für das Laufrad 2007. Anhand der aufgenommenen H-Q Kennlinien (siehe Abbildung 40) ist der charakteristische Parallelversatz zu größeren Förderhöhen bei wachsender Drehzahl zu erkennen. Die Kennlinien wurden bei Frequenzen von 30 Hz bis 60 Hz aufgenommen. Der Betriebspunkt mit dem maximalen Durchfluss, sowie jener mit der maximalen Förderhöhe liegen auf der 60 Hz Kennlinie bei:

- $(Q_{max}, H) = (8,02 \frac{l}{s}, 8,54 m)$
- $(Q, H_{max}) = (2,20 \frac{l}{s}, 17,25 m)$ .

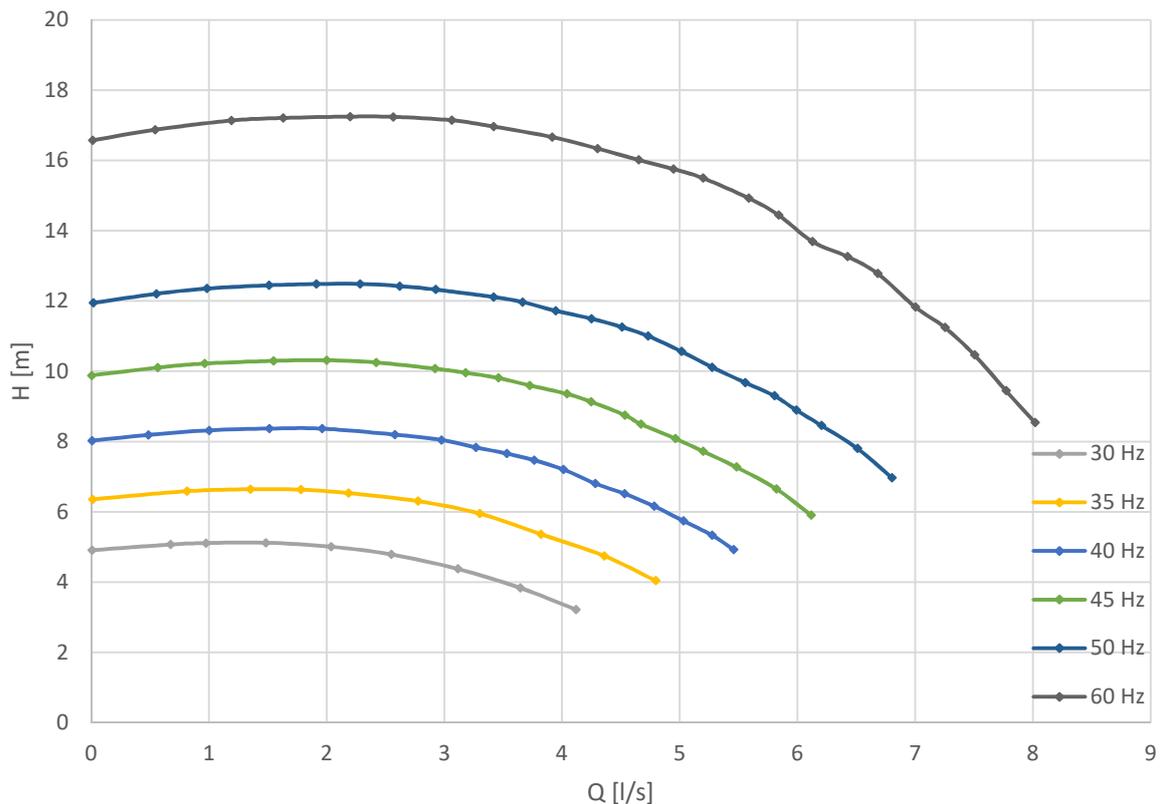


Abbildung 40: H-Q-Kennlinie für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007

Im Zuge der Aufnahme der H-Q Kennlinien wurde auch der Wirkungsgradverlauf der hydraulischen Maschine mit dem Laufrad 2007 ermittelt (siehe Abbildung 41). Die Wirkungsgradkennlinien weisen mit wachsender Drehzahl einen abnehmenden Bestpunkt bei gleichzeitiger Verlagerung des Bestpunkts zu höheren Durchflüssen auf und flachen zunehmend aus. Auf die Ursachen dieses Verhaltens wird in Kapitel 5.2.3 näher eingegangen. Den maximalen Wirkungsgrad von 81,9 % erreicht die hydraulische Maschine entlang der Kennlinie bei 30 Hz. Der dazugehörige Bestpunkt liegt bei:

- $(Q_{BP}, H_{BP}) = (2,55 \frac{l}{s}, 4,79 m)$ .

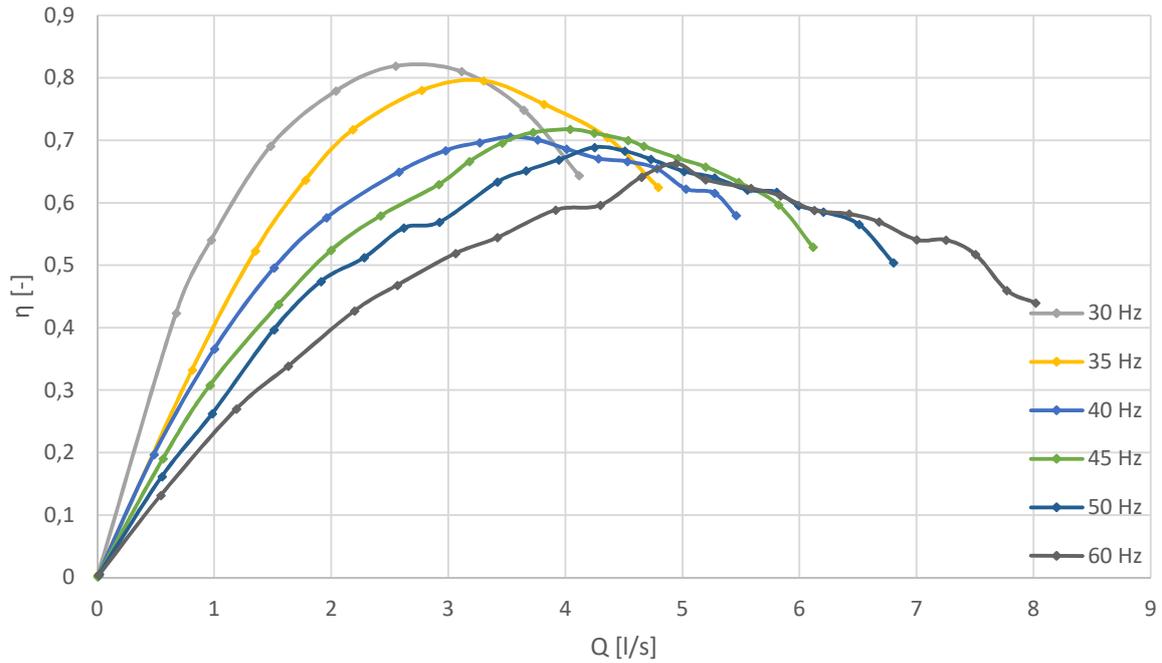


Abbildung 41: Wirkungsgradverlauf für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007

Der Bestpunkt bei 60 Hz weist im Vergleich dazu nur noch einen Wirkungsgrad von 67,12 % auf und der dazugehörige Betriebspunkt liegt bei:

- $(Q, H) = (4,94 \frac{l}{s}, 15,76 m)$ .

In Abbildung 42 sind die Kennlinien der mechanischen Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Diese weisen einen annähernd parallelen Versatz auf.

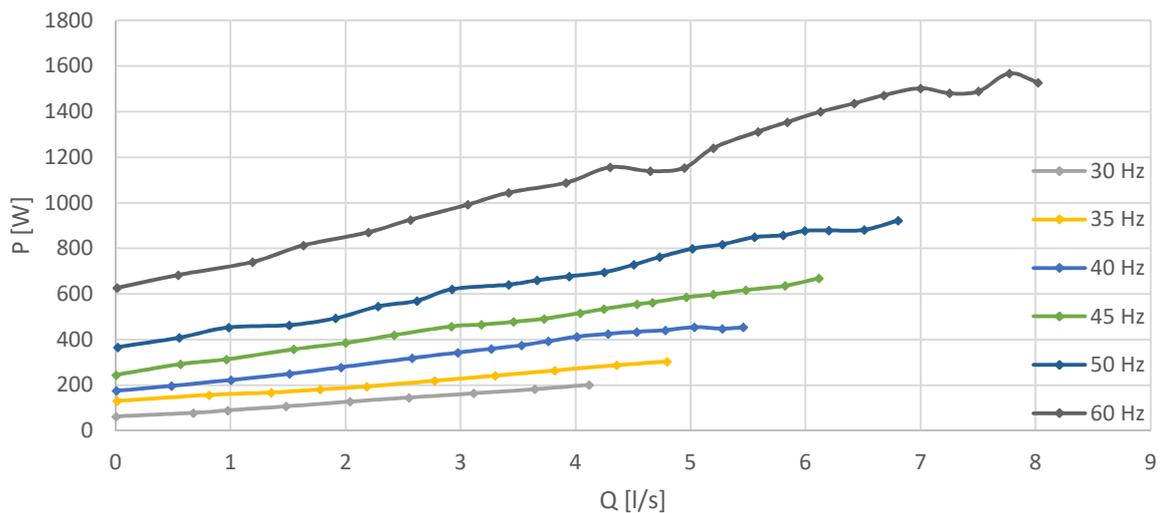


Abbildung 42: Mechanische Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007

Auch für die hydraulische Maschine mit Laufrad 2007 zeigen die Kennlinien die charakteristische Zunahme der mechanischen Leistungsaufnahme mit wachsendem

Durchfluss. Die maximale mechanische Leistungsaufnahme liegt auf der 60 Hz Kennlinie bei ca. 1567 Watt.

### 5.2.3 Vergleich der beiden Laufräder

Der Vergleich der beiden Laufräder wird anfänglich für Auslegungsfrequenz von 50 Hz angestellt. In Abbildung 43; Abbildung 44 und Abbildung 45 werden die H-Q Kennlinie, der Wirkungsgradverlauf sowie die mechanische Leistungsaufnahme beider Laufräder gegenübergestellt.

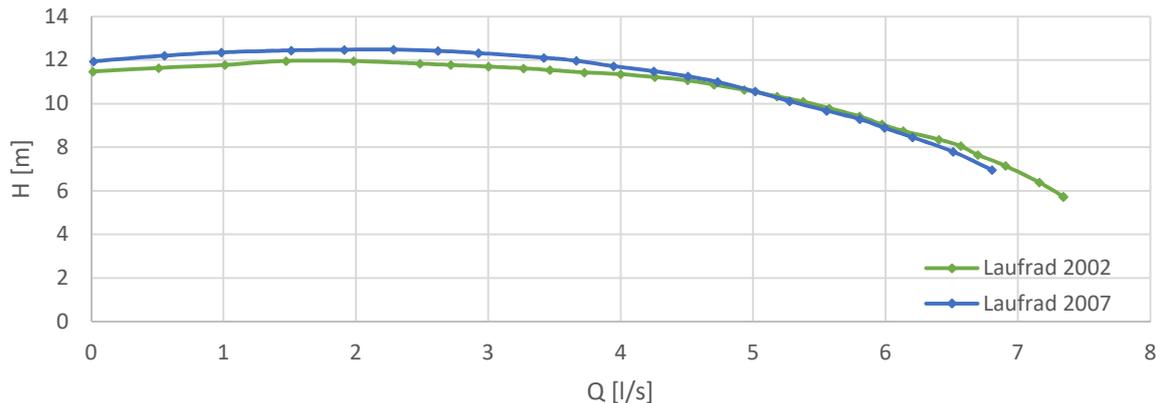


Abbildung 43: Vergleich der H-Q Kennlinien bei 50 Hz

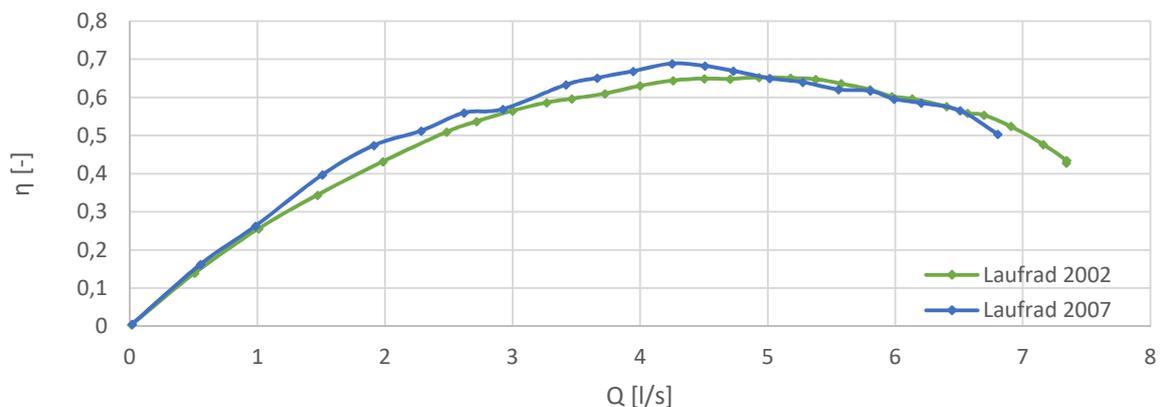


Abbildung 44: Vergleich der Wirkungsgradverläufe bei 50 Hz

Bei der Gegenüberstellung fällt auf, dass bei annähernd gleicher mechanischer Leistungsaufnahme der Wirkungsgrad der hydraulischen Maschine mit Laufrad 2007 etwas über jenem mit Laufrad 2002 liegt. Dies ist bedingt durch die höhere erbrachte Förderhöhe, was gleichbedeutend mit einer erhöhten hydraulischen Leistung ist.

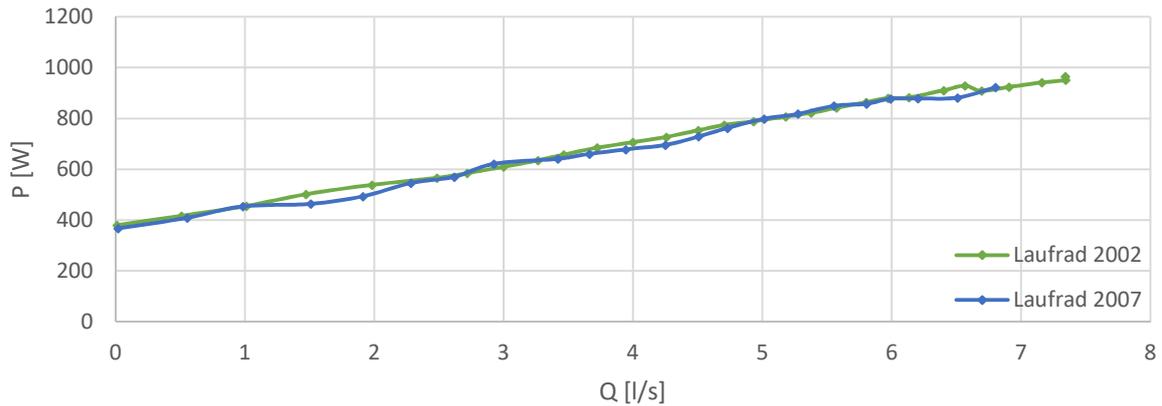


Abbildung 45: Vergleich der mechanischen Leistungsaufnahme bei 50 Hz

Es ist auffällig, dass der maximale Wirkungsgrad der Maschine mit Laufrad 2007 bei ca. 4,25 l/s und 68,9 % liegt, obwohl die Auslegungsfördermenge 5,56 l/s beträgt. Am Auslegungspunkt beträgt der Wirkungsgrad nur noch ca. 62,3 %. Grund dafür ist vermutlich, dass die Spirale dem Laufrad nicht entsprechend angepasst ist.

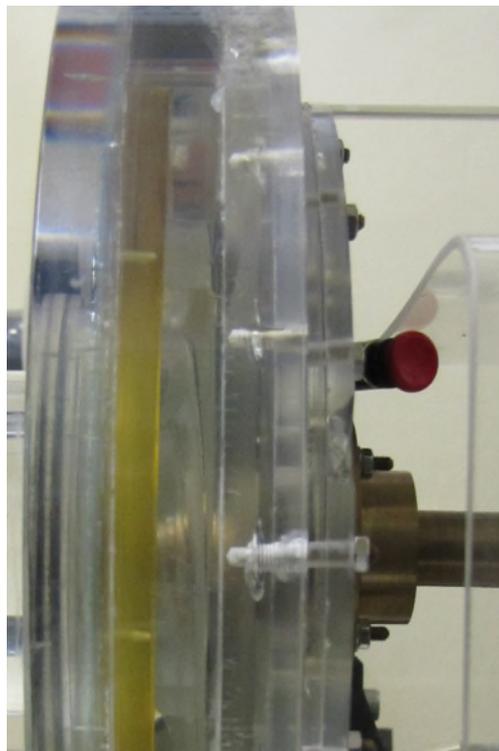


Abbildung 46: Sprungartiger Übergang zwischen Laufrad und Spirale

Da das Laufrad 2007 über eine geringere Austrittsbreite als das Laufrad 2002 verfügt, kommt es zu einem sprungartigen Übergang in die Spirale (siehe Abbildung 46: gelb - Deckscheibe des Laufrades) und dadurch zu ungünstigen Strömungsverhältnissen und Verwirbelungsverlusten. Diese Verluste wachsen mit dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit an und führen somit bei höheren Durchflüssen zu erhöhten Wirkungsgradeinbußen.

Mit Laufrad 2002 erreicht die hydraulische Maschine ihren maximalen Wirkungsgrad von 65,3 % bei einem Durchfluss von 4,93 l/s, was in etwa der Auslegungsfördermenge von 5,0 l/s entspricht und den Effekt der Spirale unterstreicht.

Generell lassen sich die in Abbildung 41 dargestellten, mit der Drehzahl abnehmenden Wirkungsgradverläufe durch die obigen Ausführungen erklären. Mit der Drehzahl wächst die Strömungsgeschwindigkeit im Laufrad an und es können höhere Durchflüsse realisiert werden. Das bedingt höhere Verluste in der hydraulischen Maschine, insbesondere aber am Übergang in die Spirale.

### 5.3 NPSH – Kennlinie

In diesem Kapitel werden die NPSH-Kennlinien der Anlage sowie der beiden Pumpenlaufräder für verschiedene Drehzahlen angeführt. Für die Ermittlung der  $NPSH_R$ -Kennlinie wird das definierte 3 % Kriterium herangezogen. Bei der Durchführung der Messungen wird die Zulaufhöhe, bei konstant gehaltenem Volumenstrom schrittweise mittels Vakuumpumpe herabgesetzt. Die Zulaufhöhe wird solange verringert, bis die spezifische Förderhöhe einbricht. Für die  $NPSH_R$ -Kennlinie wird der Verlauf jener Punkte angegeben, bei denen die spezifische Förderarbeit des jeweiligen Pumpenlaufrades auf 97 % abgefallen ist. Mit Hilfe einer Vakuumpumpe kann der statische Druck im Saugstutzen in einer bestimmten Bandbreite variiert werden. Aufgrund des statischen Drucks, verursacht durch die konstante Wassersäule im Zulaufbetrieb und der maximal möglichen Druckabsenkung im Tank durch die Vakuumpumpe (ca. 0,1 bar), ist dieser Bereich nach unten bei circa 0,2 bar begrenzt. Die ermittelten  $NPSH_R$ -Kennlinien geben Aufschluss über die notwendige Zulaufhöhe für einen kavitationsfreien Betrieb bei entsprechendem Durchfluss. Sie sind von großer Bedeutung für die Wahl einer effizienten Pumpe für den jeweiligen Verwendungszweck. Bei der Auswahl wird üblicherweise auf den jeweiligen  $NPSH_R$ -Wert der Ausbaufördermenge ein Sicherheitszuschlag von 0,5 m zugegeben. Der so ermittelte Wert dient als kritischer Grenzwert für den NPSH Wert der Anlage (i.e.:  $NPSH_A$ ).

#### 5.3.1 Laufrad 2002

Abbildung 47 zeigt die ermittelten  $NPSH_R$ -Kennlinien des Laufrades 2002 für zwei unterschiedliche Frequenzen von 50 Hz sowie 60 Hz.

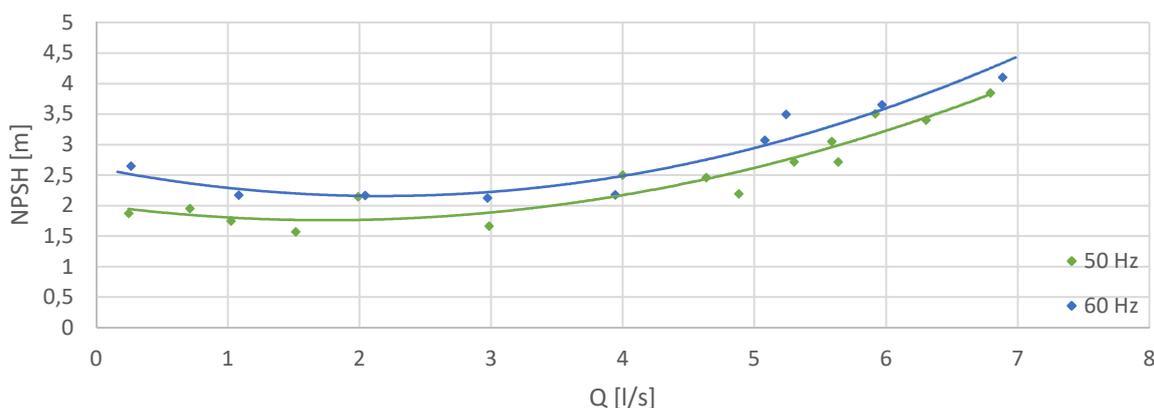


Abbildung 47:  $NPSH_R$ -Kennlinie für verschiedene Drehzahlen – Laufrad 2002

Die  $NPSH_R$ -Kennlinie ergibt sich zu einer Ausgleichskurve der aufgetragenen  $NPSH_{3\%}$  Werte über den Durchfluss. Die Bandbreite in der das Druckniveau variiert werden kann, genügt um die NPSH-Kennlinien für die Frequenzen von 50 Hz und 60 Hz aufzunehmen. Bei niedrigeren Frequenzen konnte saugseitige Eintrittskantenkavitation beobachtet werden, die Druckabsenkung reichte jedoch nicht aus um einen signifikanten kavitationsbedingten Förderhöhenabfall herbeizuführen.

### 5.3.2 Laufrad 2007

Das Laufrad 2007 verfügt theoretisch durch die günstigere Schaufelgeometrie (i.e.: vorgezogene Eintrittskante und doppelt gekrümmte Schaufeln; siehe dazu Kapitel Radiale Kreiselpumpenlaufräder 4.1.1) über verbesserte Kavitationseigenschaften. Das zeigte sich auch praktisch beim Vergleich mit Laufrad 2002, wo beginnende Kavitation bei niedrigeren saugseitigen Druck zu beobachten war (siehe Kapitel 5.3.3). Beim Laufrad 2007 konnte mit der maximal möglichen Druckabsenkung lediglich im Überlastbereich bei Betrieb mit 50 Hz und 60 Hz das 3 % Kriterium für den kavitationsbedingten Förderhöhenabfall herbeigeführt werden.

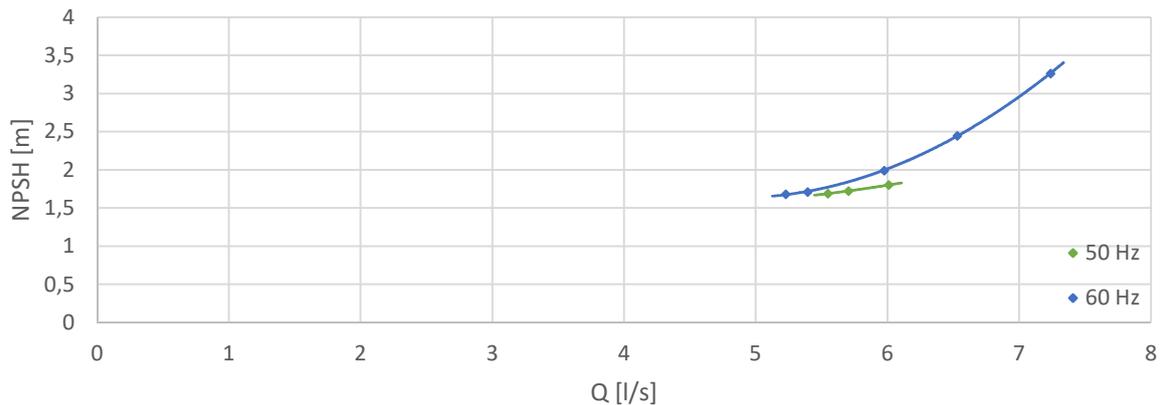


Abbildung 48: NPSH<sub>R</sub>-Kennlinie für verschiedene Drehzahlen – Laufrad 2007

Diese Ergebnisse unterstützen somit die in der einschlägigen Literatur [6] sowie in Kapitel 4.1.1 genannten Ausführungen bezüglich des verbesserten Kavitationsverhaltens dieses Laufrades. Für den Überlastbereich zeigt Abbildung 48 die NPSH<sub>R</sub>-Kennlinie vom Laufrad 2007.

### 5.3.3 Vergleich der beiden Laufräder

In Abbildung 49 sind die NPSH<sub>R</sub> Kennlinien beider betrachteten Laufräder für 60 Hz gegenübergestellt.

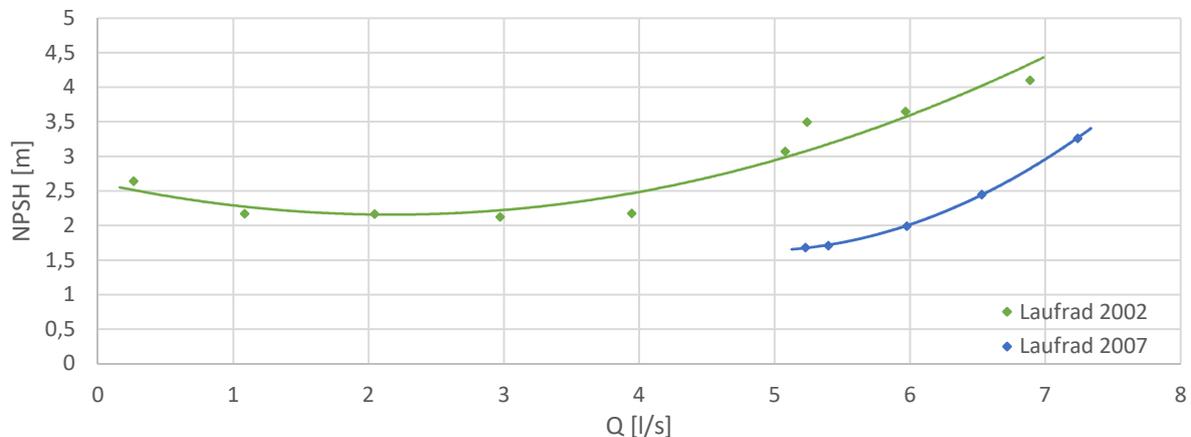


Abbildung 49: Vergleich der NPSH<sub>R</sub> Kennlinien bei 60 Hz

Wie bereits erwähnt konnte bei dem Laufrad 2007 lediglich im Überlastbereich das 3 % Kriterium für den kavitationsbedingten Förderhöhenabfall erfüllt werden. Im direkten Vergleich mit der entsprechenden Kennlinie von Laufrad 2002 sind klare Aussagen über das Kavitationsverhalten zu treffen.

- Unter der Bedingung für einen kavitationsfreien Betrieb innerhalb einer Anlage ( $NPSH_A > NPSH_R$ ) kann Laufrad 2007 bei kleineren  $NPSH_A$  – Werten der Anlage und somit niedrigeren Zulaufhöhen betrieben werden. Beispielhaft der minimale NPSH Wert der Anlage für den Betriebspunkt bei 5,2 l/s inclusive Sicherheitszuschlag von 0,5 m:
  - Laufrad 2002 –  $NPSH_A$ : ca. 3,6 m
  - Laufrad 2007 –  $NPSH_A$ : ca. 2,2 m
- Das Kavitationsverhalten von Laufrad 2007 ist aufgrund der Stabilität der Kennlinie genauer abzuschätzen.

Dieser Unterschied kann auch anhand der NPSH-H Kennlinien beider Laufräder in Abbildung 50 für einen weiteren exemplarischen Betriebspunkt bei 60 Hz und 6,0 l/s verdeutlicht werden.

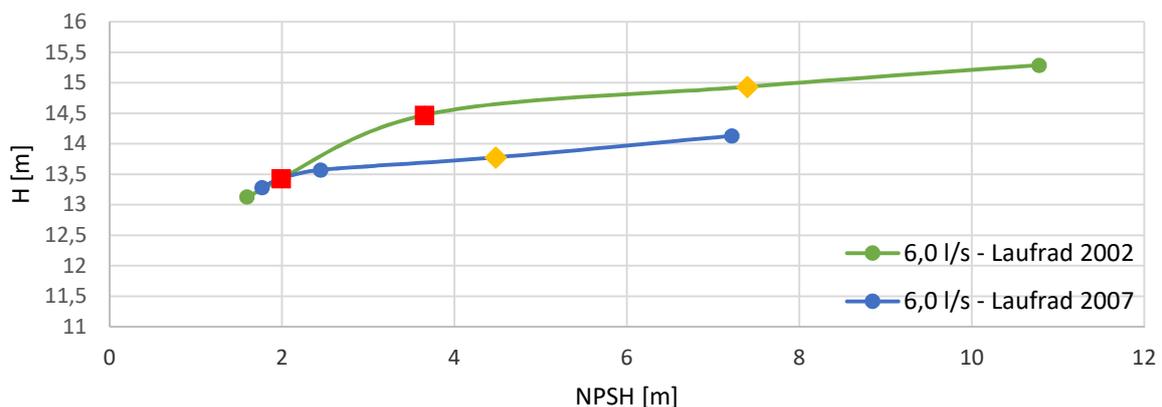


Abbildung 50: NPSH-H Kennlinien beider Laufräder bei 6,0 l/s

Die Abbildung zeigt die unterschiedlichen Lagen der Messpunkte, an denen beginnende Kavitation beobachtet (Raute) und das 3 % Kriterium ( $NPSH_{3\%}$ ) erfüllt ist (Quadrat). Laufrad 2002 beginnt somit bei gleicher Fördermenge bereits bei höherem statischen Druck im Saugrohr zu kavitieren.

## 6 Optische Kavitationsbetrachtung

In diesem Kapitel erfolgt die optische Betrachtung von Kavitation an den beiden Pumpenlaufrädern und der Spirale. Es werden in den folgenden Kapiteln jeweils exemplarisch Abbildungen der beobachteten Kavitationserscheinungen angeführt. Dabei werden für die beiden Laufräder und die Spirale jeweils repräsentative Betriebspunkte im Teil- und Überlastbereich sowie im Bestpunkt angeführt.

Die folgenden NPSH Kriterien werden hier zum besseren Verständnis nochmals angeführt. Diese wurden bereits in Kapitel 2.6 näher erklärt:

- **NPSH<sub>i</sub>** – bei diesem NPSH Wert wurde ein beginnendes Blasenfeld am Laufradeintritt beobachtet.
- **NPSH<sub>3%</sub>** - bei diesem NPSH Wert ist die Ausprägung der Kavitation derart angewachsen, dass die Förderhöhe um 3 % abgefallen ist. Als Referenzwert dient die gemessene Förderhöhe bei NPSH<sub>i</sub>.
- **NPSH<sub>min</sub>** - bei diesem NPSH Wert ist der vom Versuchsstand vorgegebene minimale saugseitige Druck (ca. 0,2 bar) erreicht. Je nach Ausprägung der Kavitationserscheinungen kommt es bei verschiedenen Drehzahlen bzw. Durchflüssen zu unterschiedlich großen Förderhöhenabfällen.

## 6.1 Spirale

Die Kavitationsuntersuchungen an der Spirale beschränken sich auf den Sporn. Funktionsbedingt ist zu erwarten, dass die Druckverteilung im Spiralgehäusekanal in Richtung Austrittsdiffusor ansteigt. Der untere Eintritt in den Spiralgehäusekanal ist folglich die einzige Stelle die für Kavitation anfällig ist.

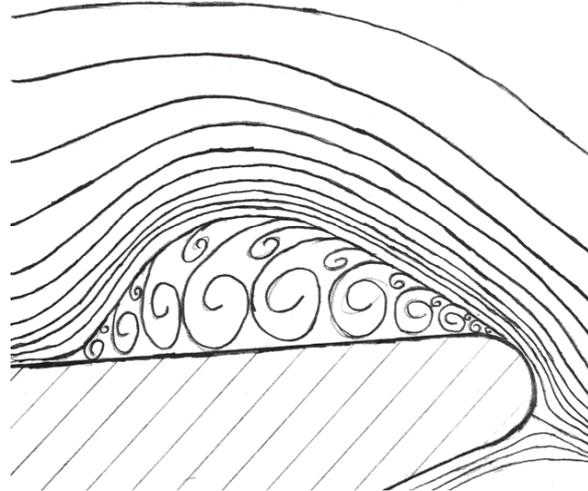


Abbildung 51: Skizze des Stromlinienbildes am Sporn der Spirale im Überlastbereich

Interessante Ergebnisse lieferte die experimentelle Untersuchung des Kavitationsverhaltens am Sporn bei Variation der Zulaufhöhe. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Entwicklung der Kavitation bis zur maximalen Ausprägung bei Teil- und Überlast sowie im Bestpunkt. Es kann beobachtet werden, dass sich sowohl bei 50 Hz als auch bei 60 Hz am Punkt der größten Absenkung des statischen Druckes im Saugstutzen ( $p_s \approx 0,2 \text{ bar}$ ) im Teillastbereich die Richtung der Anströmung am Sporn ändert, dadurch bildet sich im niedrigen Teillastbereich eine Ablösung und in weiterer Folge Kavitation an der Unterseite des Sporns. Bei Betriebspunkten ab dem Bestpunkt bildet sich mit wachsendem Durchfluss an der Oberseite des Sporns Kavitation aus. Das entstehende Blasenfeld versperrt bei seiner maximalen Ausprägung circa die Hälfte des Spiralgehäusekanals. Dargestellt ist dieses Verhalten in Abbildung 52.



Abbildung 52: Kavitation am Sporn bei Teil- und Überlast (links und rechts) sowie im Bestpunkt (mitte)

## 6.2 Laufrad 2002

Zur Darstellung des Kavitationsverhaltens des Laufrades 2002 wurden die Kavitationserscheinungen während der Messungen für die NPSH-Kennlinien festgehalten. Im Nachfolgenden werden jeweils die Kavitationserscheinungen im Bestpunkt, bei Teil- und Überlast angeführt.

### 6.2.1 50 Hz - Bestpunkt – 4,95 l/s

Abbildung 53 zeigt anhand der NPSH-H-Kennlinie für den Bestpunkt bei 50 Hz, an welchen Stellen die Kavitationsuntersuchungen durchgeführt wurden.

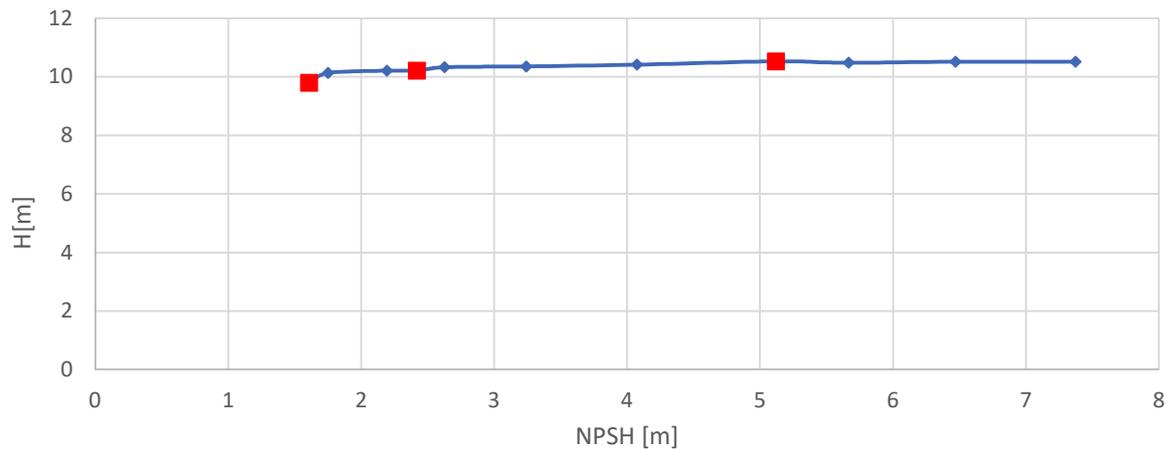


Abbildung 53: NPSH-H-Kennlinie für den Bestpunkt bei 50 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten

- NPSH<sub>i</sub> bei  $(NPSH; H) \approx (5,1 \text{ m}; 10,5 \text{ m})$ :

In der folgenden Abbildung ist beginnende saugseitige Eintrittskantenkavitation an der Schaufel zu erkennen. Es kommt zu keiner vollständigen Ausbildung eines Blasenfeldes, sondern nur zu vereinzelt Kavitationsblasen, welche sofort wieder zusammenbrechen.

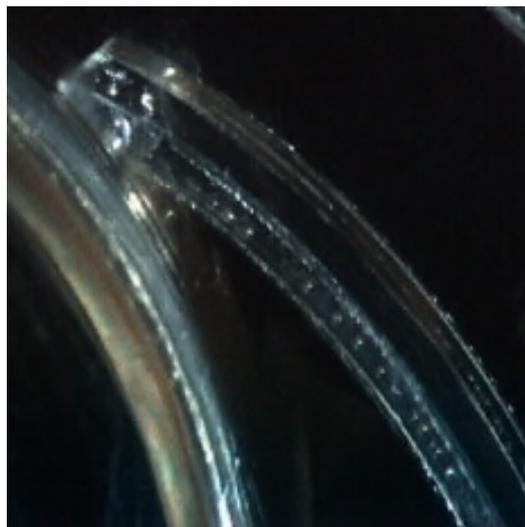


Abbildung 54: NPSH<sub>i</sub> im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002

- $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (2,4 \text{ m}; 10,2 \text{ m})$ :

Dieser Untersuchungspunkt ist gekennzeichnet durch ein moderat ausgeprägtes Blasenfeld an der saugseitigen Eintrittskante, welches im zeitlichen Verlauf relativ konstant in seiner Ausprägung bleibt. Die Schleppenlänge beträgt dabei in etwa 1-1,5 cm.



Abbildung 55:  $NPSH_{3\%}$  im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002

- $NPSH_{\min}$  bei  $(NPSH; H) \approx (1,6 \text{ m}; 9,8 \text{ m})$ :

Besonders interessant waren die Kavitationserscheinungen an dem Punkt der größten Druckabsenkung. Dabei konnten höchst instabile Kavitationserscheinungen beobachtet werden. Diese Vorgänge sind anhand der Bildreihe in Abbildung 56 nachvollziehbar.



Abbildung 56:  $NPSH_{min}$  im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002

Es bildet sich ein Blasenfeld an der saugseitigen Eintrittskante, welches ungefähr bis zum Punkt des engsten Querschnitts, der Schaufelteilung, anwächst. Es lässt sich die Vermutung anstellen, dass an diesem Punkt die Schubspannungen der stark verdrängten Strömung einen Abriss des Blasenfeldes von der Saugkante verursachen. Das Blasenfeld löst sich und wird in Form eines kavitierenden Wirbels durch den Schaufelkanal gerissen, wo es in Gebieten höheren Druckes implodiert.

### 6.2.2 50 Hz - Teillast – 0,25 l/s bei $(NPSH; H) \approx (1,9 \text{ m}; 11,4 \text{ m})$

Im Teillastbereich bei 50 Hz und einem Durchfluss von 0,25 l/s kann mit der größten Druckabsenkung gerade noch ein etwas größerer kavitationsbedingter Förderhöhenabfall, als für das 3 % Kriterium benötigt wird, herbeigeführt werden (siehe Abbildung 57). Wobei der  $NPSH_{3\%}$  Wert bei  $(NPSH; H) \approx (2,2 \text{ m}; 11,4 \text{ m})$  zu liegen kommt. Beginnende Kavitation ist bei  $(NPSH; H) \approx (4,3 \text{ m}; 11,7 \text{ m})$  zu beobachten.

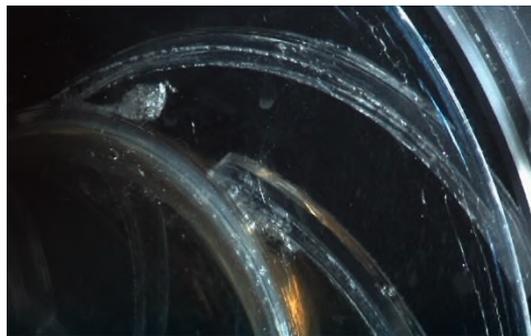
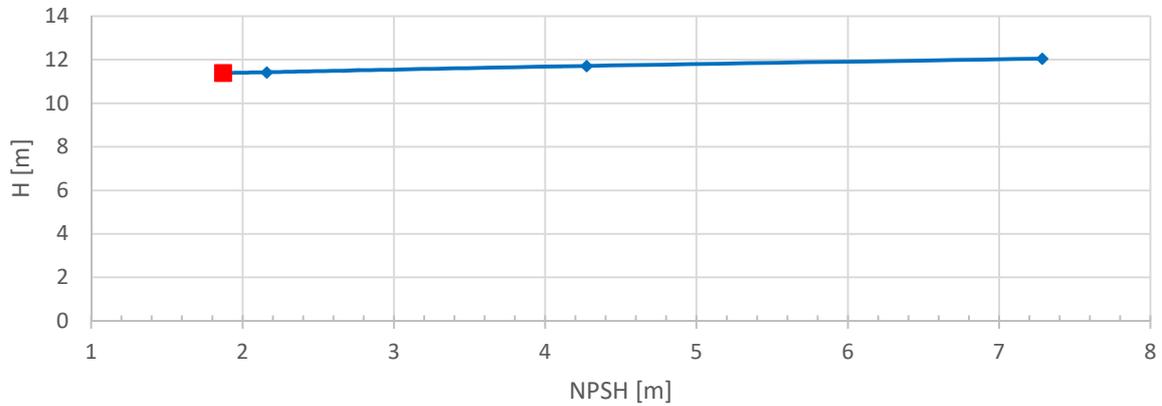


Abbildung 57:  $NPSH_{min}$  bei Teillast 0,25 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002

Dabei kann neben einer moderat ausgeprägten saugseitigen Eintrittskantenkavitation vor allem auch eine druckseitige Flächenkavitation beobachtet werden. Es bilden sich im Bereich des Schaufeldiffusors vereinzelte Kavitationsblasen, welche sofort wieder implodieren.

### 6.2.3 50 Hz - Überlast – 6,3 l/s bei $(NPSH; H) \approx (2,1 \text{ m}; 7,4 \text{ m})$

Für Kavitationserscheinungen im Überlastbereich, ihre Ausprägung und ihr Verhalten sei auf die Ausführungen in Kapitel 6.2.1 verwiesen. Der Unterschied besteht lediglich datentechnisch beim Betrag der erreichten Förderhöhe und NPSH-Werte (vergleiche Abbildung 53 mit Abbildung 58). Beginnende Kavitation sowie das 3 % Kriterium sind in der folgenden Aufzählung angeführt:

- $NPSH_i$  bei  $(NPSH; H) \approx (4,7 \text{ m}; 8,0 \text{ m})$
- $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (3,4 \text{ m}; 7,7 \text{ m})$ .

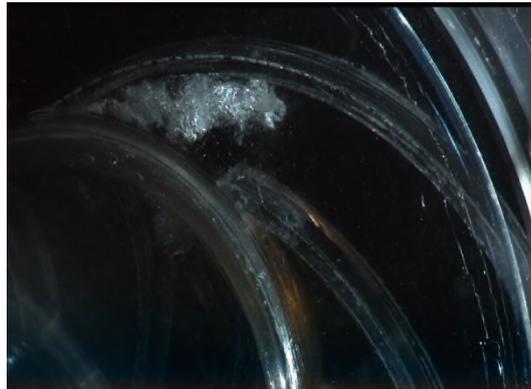
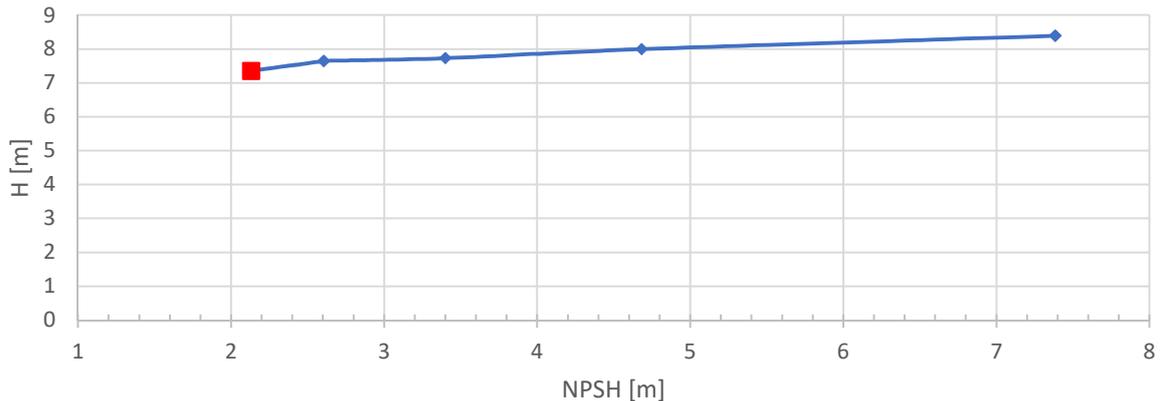


Abbildung 58:  $NPSH_{min}$  bei Überlast 6,3 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002

Das Blasenfeld versperrt an diesem Betriebspunkt zeitweise die Hälfte des engsten Querschnittes. Allerdings hält diese Versperrung aufgrund des stark instabilen Verhaltens nicht dauerhaft an.

### 6.2.4 60 Hz - Bestpunkt – 5,2 l/s

Im Folgenden wird auf die beobachteten Kavitationserscheinungen im Bestpunkt bei 60 Hz genauer eingegangen. In Abbildung 59 ist ein deutlich stärker ausgeprägter kavitationsbedingter Förderhöhenabfall zu erkennen als vergleichsweise im Bestpunkt bei 50 Hz (siehe Kapitel 6.2.1).

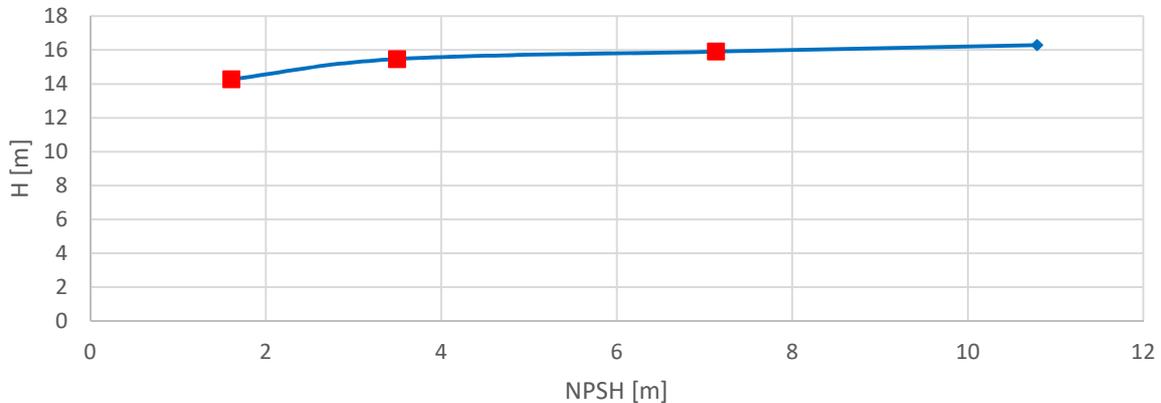


Abbildung 59: NPSH-H-Kennlinie für den Bestpunkt bei 60 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten

- $NPSH_i$  bzw.  $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (7,1 \text{ m}; 15,9 \text{ m})$  bzw.  $(NPSH; H) \approx (3,5 \text{ m}; 15,5 \text{ m})$ :  
 Die beginnende Kavitation an der saugseitigen Eintrittskante bildet sich in Bezug auf die optischen Merkmale in ähnlicher Weise aus, wie dies bereits in Kapitel 6.2.1 für eine Frequenz von 50 Hz beschrieben wurde. Diese Erkenntnis kann auch für jene Kavitationsausprägung getroffen werden, bei welcher die Förderhöhe um 3 % abfällt. Aufgrund der höheren Geschwindigkeiten am Laufradeintritt treten diese Kavitationserscheinungen allerdings schon bei höheren Werten des statischen Drucks im Saugrohr auf.
- $NPSH_{\min}$  bei  $(NPSH; H) \approx (1,6 \text{ m}; 14,3 \text{ m})$ :  
 Besonders interessante Kavitationserscheinungen waren auch bei 60 Hz an dem Punkt der größten Druckabsenkung zu beobachten. Wie bereits bei 50 Hz prägte sich ein instabiles Blasenfeld an der saugseitigen Eintrittskante aus. Zusätzlich ist in diesem Betriebspunkt ebenfalls an der druckseitigen Eintrittskante ein Blasenfeld sichtbar, wie in der folgenden Abbildung zu erkennen ist. Dieses druckseitige Blasenfeld verhält sich ebenfalls instabil.

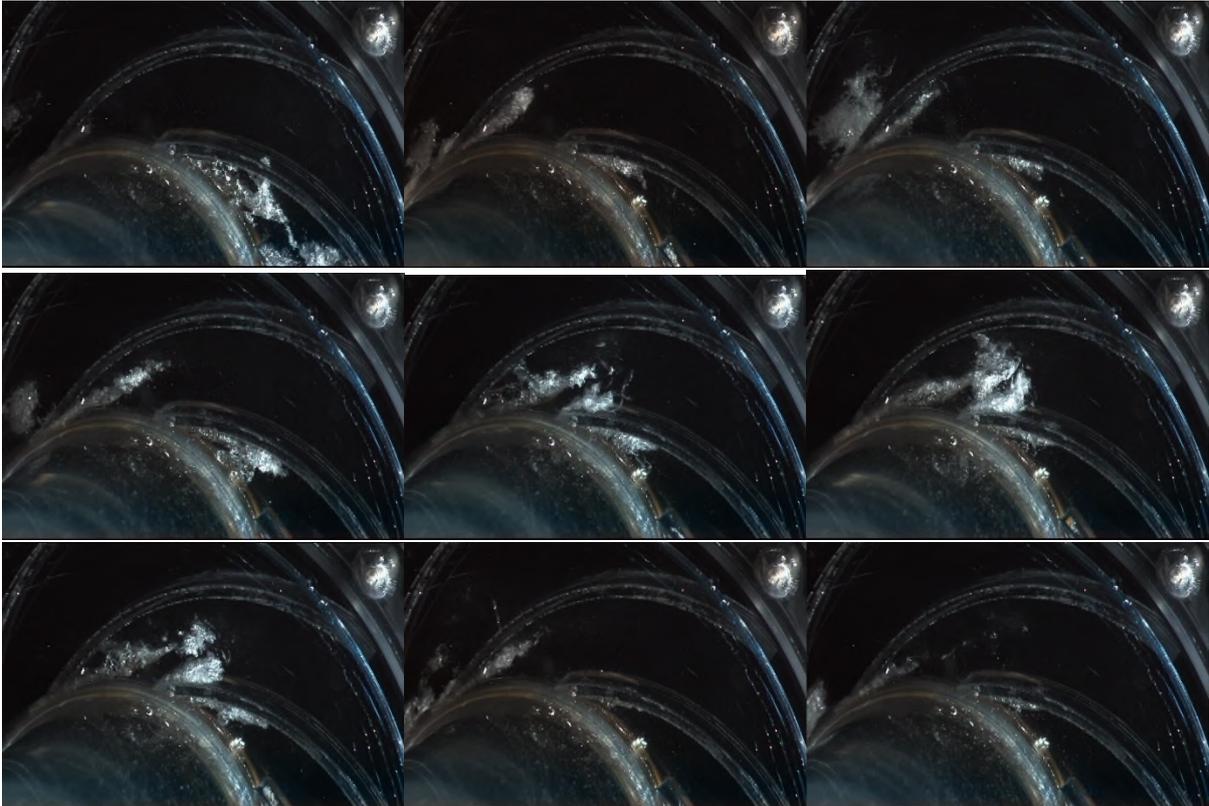


Abbildung 60:  $NPSH_{min}$  im Bestpunkt 5,2 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002

An den Enden beider Blasenfelder reißen fortlaufend kavitierende Wirbel ab, welche durch den Schaufelkanal transportiert werden, ehe sie in Gebieten höheren Druckes implodieren. Bei voller Ausprägung versperren saug- und druckseitiges Blasenfeld einen Großteil des engsten Querschnittes. Diese Versperrung wird nur kurzzeitig aufrechterhalten, führt aber zu starken Schwankungen des Durchflusses.

**6.2.5 60 Hz – Teillast – 0,25 l/s bzw. 2,0 l/s** bei  $(NPSH; H) \approx (1,7 \text{ m}; 16,2 \text{ m})$  bzw.  $(NPSH; H) \approx (1,6 \text{ m}; 16,3 \text{ m})$

Im Teillastbereich bei 60 Hz und einem Durchfluss von 0,25 l/s reicht die größte mögliche Druckabsenkung aus, um einen kavitationsbedingten Förderhöhenabfall von etwas mehr als dem 3 % Kriterium herbeizuleiten (siehe Abbildung 61). Beginnende Kavitation sowie das 3 % Kriterium sind durch die folgenden Punkte dargestellt:

- $NPSH_i$  bei  $(NPSH; H) \approx (6,3 \text{ m}; 16,8 \text{ m})$
- $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (2,6 \text{ m}; 16,3 \text{ m})$ .

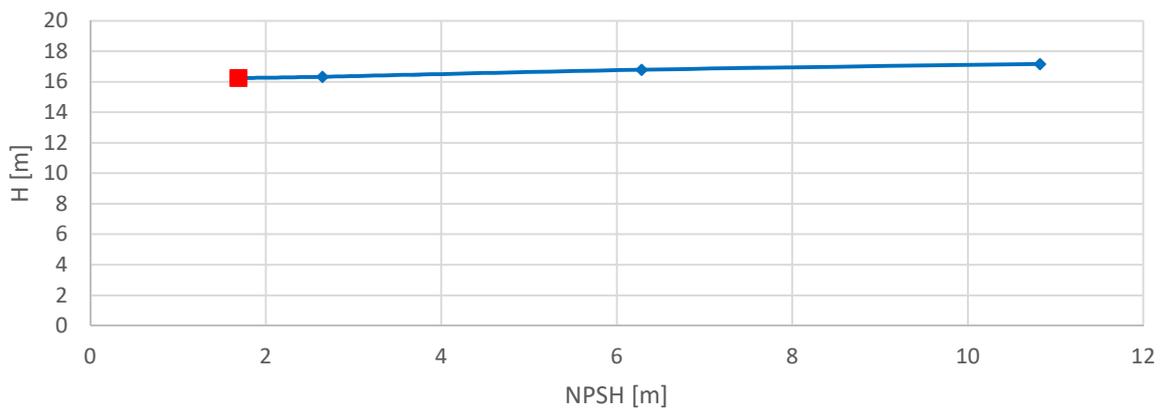


Abbildung 61:  $NPSH_{min}$  bei Teillast 0,25 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002

In diesem Betriebspunkt tritt einerseits eine gering ausgeprägte saugseitige Eintrittskantenkavitation auf und andererseits kann an der druckseitigen Eintrittskante eine Wolke aus Kavitationsblasen beobachtet werden, welche direkt im engsten Querschnitt entsteht. Diese ist bedingt durch sehr starke Rückströmungen in diesem Bereich.

Hier sei außerdem ein weiterer Punkt im Teillastbereich angeführt. Bei einer Drehzahl von 60 Hz und einem Durchfluss von 2,0 l/s bildet sich bei größter Druckabsenkung sowohl an der saugseitigen, als auch an der druckseitigen Eintrittskante ein Blasenfeld aus. Diese Blasenfelder verhalten sich äußerst instabil, reißen ab und bilden sich wieder neu. Außerdem ist ein phasenweises Verschmelzen beider Felder zu beobachten. Dieses Geschehen ist mit einer besonders großen Geräusentwicklung verbunden. Veranschaulicht wird diese Beobachtung in der Bildfolge in Abbildung 62.

Beginnende Kavitation sowie das 3 % Kriterium sind durch die folgenden Punkte dargestellt:

- $NPSH_i$  bei  $(NPSH; H) \approx (5,9 \text{ m}; 17,3 \text{ m})$
- $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (2,2 \text{ m}; 16,8 \text{ m})$ .

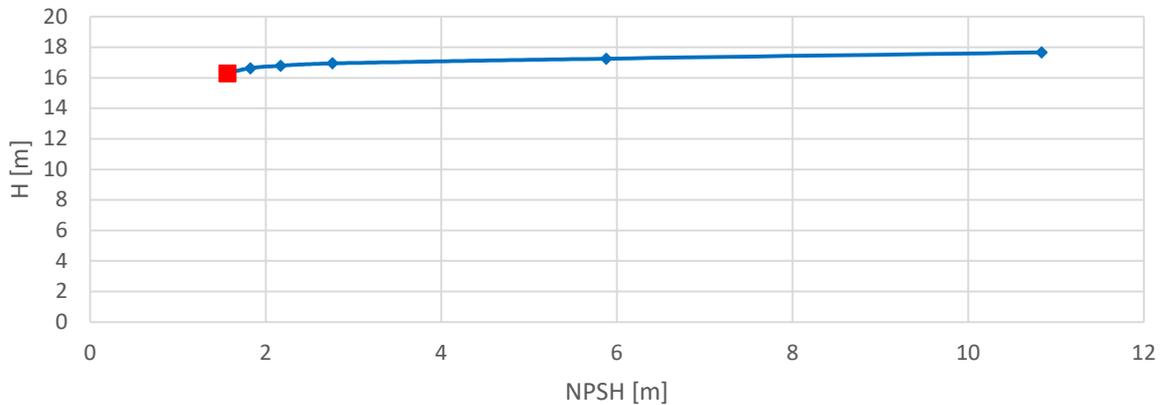


Abbildung 62:  $NPSH_{min}$  bei Teillast 2,0 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002

Die veränderte Anströmung der Schaufel im Teillastbereich verursacht an diesem Betriebspunkt ein Blasenfeld, das nicht mehr unmittelbar an der Saugseite anliegt. Das Blasenfeld erstreckt sich quer über den Schaufeleintritt und versperrt diesen zeitweise. Aufgrund des instabilen Charakters dieser Kavitationserscheinung ist diese Versperrung nicht dauerhaft, führt jedoch ebenfalls zu schwankenden Durchflüssen.



Abbildung 63:  $NPSH_{3\%}$  bei Teillast 2,0 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002

Am Punkt des 3 % Kriteriums ist neben einer moderat ausgeprägten Eintrittskantenkavitation, wie bereits in Kapitel 6.2.2 angeführt, auch eine druckseitige Flächenkavitation im hinteren Bereich der Schaufel zu beobachten (siehe Abbildung 63).

### 6.2.6 60 Hz – Überlast – 7,0 l/s bei $(NPSH; H) = (1,6 \text{ m}; 9,8 \text{ m})$

Abbildung 64 zeigt die NPSH-H Kennlinie sowie die dazugehörigen Kavitationserscheinungen im Überlastbetrieb bei 7,0 l/s. Beginnende Kavitation sowie das 3 % Kriterium sind durch die folgenden Punkte dargestellt:

- NPSH<sub>i</sub> bei  $(NPSH; H) \approx (7,3 \text{ m}; 12,4 \text{ m})$
- NPSH<sub>3%</sub> bei  $(NPSH; H) \approx (4,1 \text{ m}; 11,9 \text{ m})$ .

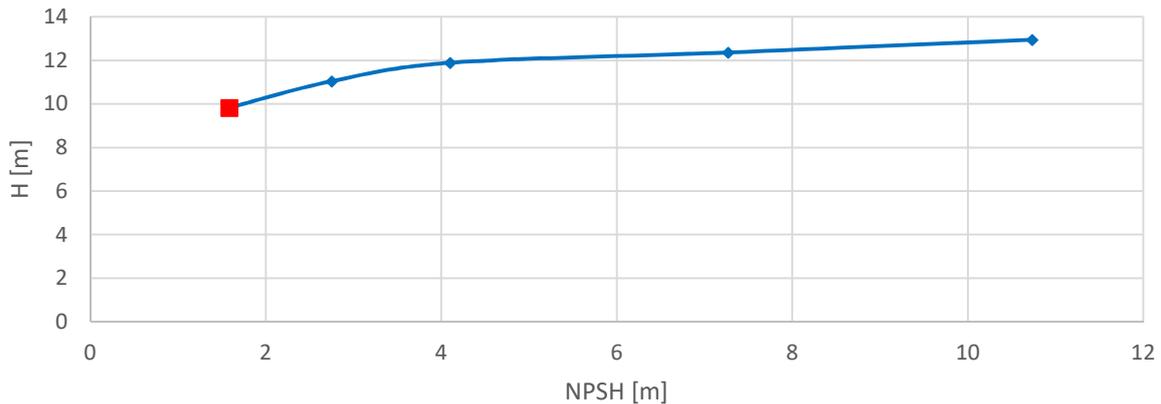


Abbildung 64: NPSH<sub>min</sub> bei Überlast 7,0 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002

Im Überlastbereich bei maximaler Druckabsenkung ist wie bereits im Bestpunkt sowohl ein saug- als auch druckseitiges Blasenfeld zu beobachten. Diese Blasenfelder verhalten sich instabil und versperren einen Großteil des engsten Querschnitts. Auch an diesem Betriebspunkt kommt es zu starken Schwankungsbreiten des gemessenen Durchflusses, sodass der Schaufeleintritt zeitweise, aber nicht dauerhaft versperrt ist.

### 6.3 Laufrad 2007

Zur Darstellung des Kavitationsverhaltens des Laufrades 2007 wurden die Kavitationserscheinungen während der Messungen für die NPSH-Kennlinien festgehalten. Bedingt durch das gute Kavitationsverhalten dieses Laufrades konnte das 3 % Kriterium des Förderhöhenabfalls weder im Teillastbereich noch im Bestpunkt erfüllt werden (siehe Kapitel 5.3.2). Aus diesem Grund werden im Folgenden nur die beobachteten Kavitationserscheinungen im Überlastbereich angeführt.

#### 6.3.1 50 Hz - Überlast – 6,0 l/s

Abbildung 65 zeigt anhand der NPSH-H-Kennlinie für einen Punkt im Überlastbereich bei 50 Hz, an welchen Stellen die Kavitationsuntersuchungen durchgeführt wurden. Bei dieser Fördermenge konnte bei der maximalen Absenkung des statischen Druckes im Saugrohr gerade das 3 % Kriterium erfüllt werden.

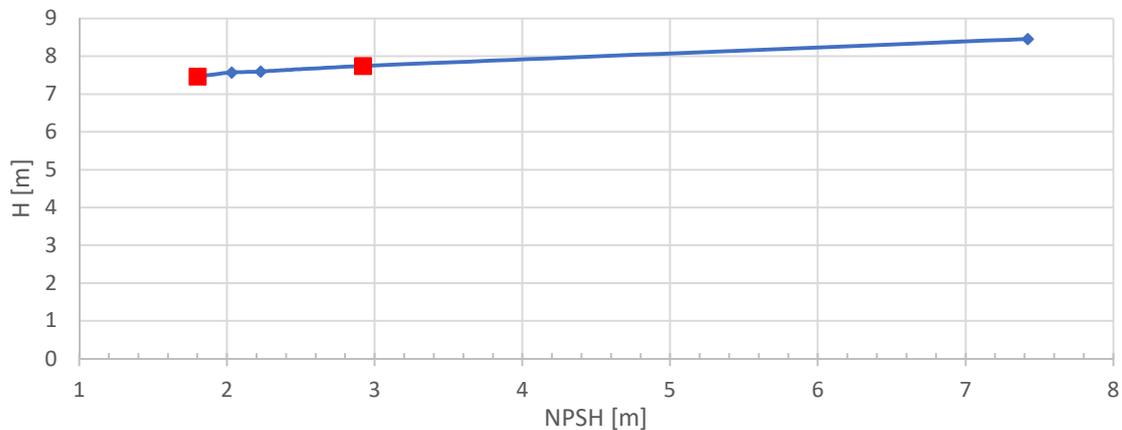


Abbildung 65: NPSH-H-Kennlinie für einen Punkt im Überlastbereich bei 50 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten

- NPSH<sub>i</sub> bei (NPSH; H) ≈ (2,9 m; 7,7 m):

In Abbildung 66 ist beginnende saugseitige Eintrittskantenkavitation an der Schaufel zu erkennen.



Abbildung 66: NPSH<sub>i</sub> bei Überlast 6,0 l/s; 50 Hz - Laufrad 2007

Es kommt noch zu keiner vollständigen Ausbildung eines Blasenfeldes, sondern nur zu vereinzelt Kavitationsblasen, welche sofort wieder zusammenbrechen.

- $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (1,8 \text{ m}; 7,5 \text{ m})$ :

Der kavitationsbedingte Förderhöhenabfall an dem Punkt der größten Druckabsenkung reichte gerade aus um das 3 % Kriterium zu erfüllen. Die dabei beobachteten Kavitationserscheinungen zeigt Abbildung 67.



Abbildung 67:  $NPSH_{3\%} = NPSH_{min}$  bei Überlast 6,0 l/s; 50 Hz – Laufrad 2007

Die Beobachtungen umfassten eine moderat ausgeprägte, saugseitige Eintrittskantenkavitation (1-1,5 cm). Besonders interessant ist das Verhalten dieses Blasenfeldes. Anders als bei Laufrad 2002, bei dem äußerst instabile Blasenfelder zu beobachten waren, ist dieses relativ stabil in seinem Verhalten, liegt an der Saugseite der Schaufel an und reißt nicht ab.

Druckseitig sind vereinzelt Kavitationsblasen zu beobachten. Diese bilden sich, verursacht durch Eckwirbel, an dem Übergang zwischen Schaufel und Deckscheibe des Laufrades.

### 6.3.2 60 Hz - Überlast – 6,5 l/s

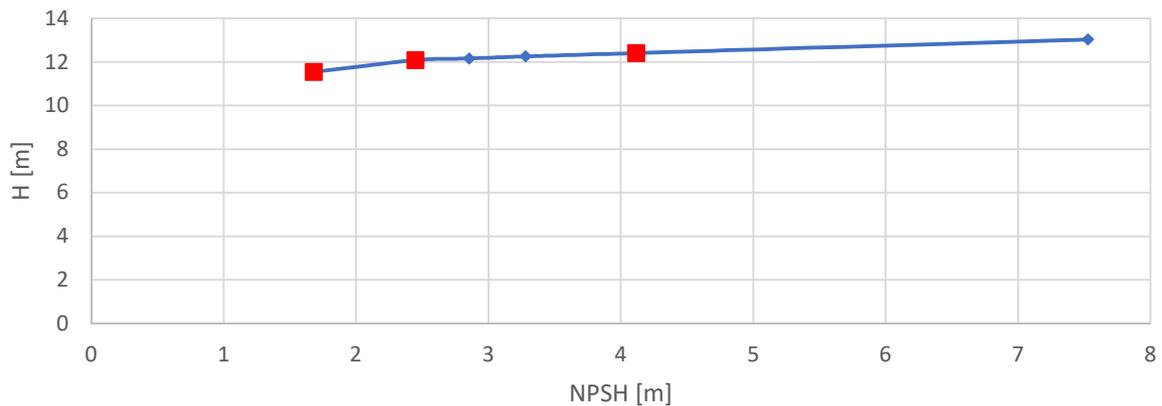


Abbildung 68: NPSH-H-Kennlinie für einen Punkt im Überlastbereich bei 60 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten

- $NPSH_i$  bzw.  $NPSH_{3\%}$  bei  $(NPSH; H) \approx (4,1 \text{ m}; 12,4 \text{ m})$  bzw.  $(NPSH; H) \approx (2,4 \text{ m}; 12,1 \text{ m})$ :

Die Kavitationserscheinungen bei beginnender Kavitation, sowie bei erfülltem 3 % Förderhöhenkriterium ähneln jenen, die bereits in Kapitel 6.3.1 beschrieben wurden. Einen wesentlichen Unterschied stellt jedoch der plausible Zusammenhang dar, dass beide Zustände aufgrund der erhöhten Geschwindigkeiten bereits bei höherem saugseitigen Druck auftreten.

- $NPSH_{min}$  bei  $(NPSH; H) \approx (1,7 \text{ m}; 11,5 \text{ m})$ :

Am Punkt der größten Druckabsenkung entspricht die Schleppenlänge des Blasenfeldes in etwa dem Betrag der Schaufelteilung. Zu sehen ist die beobachtete Kavitationserscheinung in Abbildung 69.

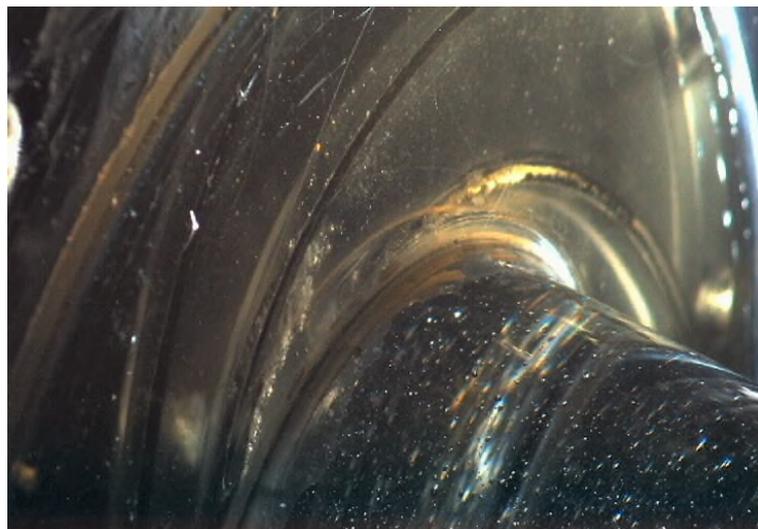


Abbildung 69:  $NPSH_{min}$  bei Überlast 6,5 l/s; 60 Hz - Laufrad 2007

Es ist ein langes dünnes Blasenfeld zu beobachten, welches relativ stabil an der Saugseite der Schaufel anliegt. Durch dieses stabile Verhalten wird ein Teil des engsten Querschnitts dauerhaft versperrt.

## 6.4 Vergleich der beiden Laufräder

Die optische Betrachtung der Kavitationserscheinungen beider Laufräder zeigte sehr unterschiedliche Ausprägungen und Verhalten auf. Zum einen das beobachtete Verhalten der saugseitigen Eintrittskantenkavitation, welche bei Laufrad 2007 stets als schmales anliegendes Blasenfeld auftrat. Laufrad 2002 zeigte hingegen ein Blasenfeld, dass eine eher große Querausdehnung aufwies und an dessen Ende fortlaufend kavitierende Wirbel abrissen. Abbildung 70 verdeutlicht diesen Vergleich exemplarisch anhand der Aufnahmen am Punkt der höchsten Druckabsenkung.

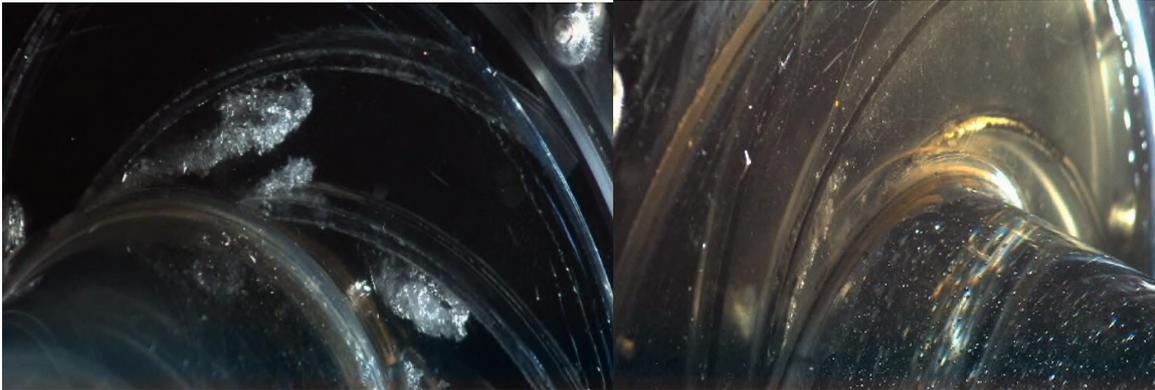


Abbildung 70: Vergleich der Kavitationserscheinungen im Überlastbereich bei 60 Hz und maximaler Druckabsenkung – Laufrad 2002 bei 7,0 l/s (links) und Laufrad 2007 bei 6,5 l/s (rechts)

Eine weitere Auffälligkeit in Abbildung 70 ist die bei Laufrad 2002 im Bestpunkt und im Überlastbereich zusätzlich auftretende druckseitige Eintrittskantenkavitation, welche bei Laufrad 2007 über den gesamten Betriebsbereich nicht beobachtet werden konnte.

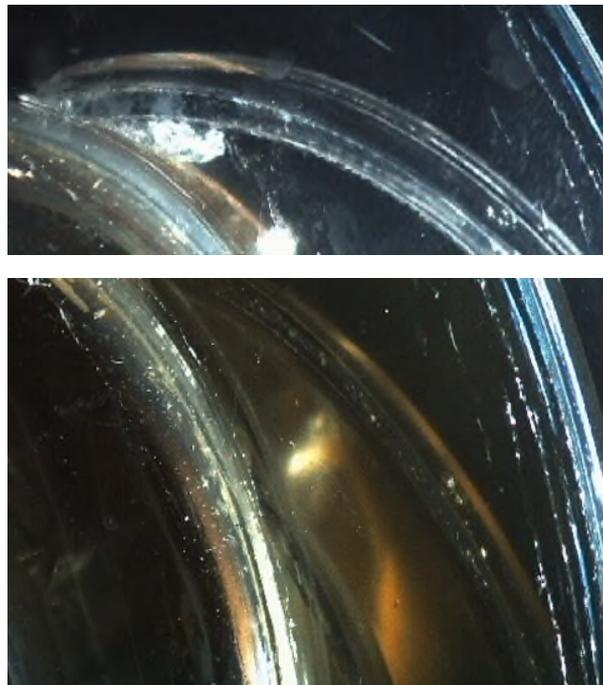


Abbildung 71: Druckseitige Flächenkavitation im tiefen Teillastbereich bei 50 Hz und maximaler Druckabsenkung - Laufrad 2002 bei 2,0 l/s (oben) und Laufrad 2007 bei 1,0 l/s (unten)

Andere Kavitationserscheinungen wie zum Beispiel die druckseitige Flächenkavitation im tiefen Teillastbereich (siehe Abbildung 71) konnten bei beiden Laufrädern in ähnlicher Ausprägung beobachtet werden. Mit dem Unterschied, dass bei Laufrad 2007 der dadurch verursachte Förderhöhenabfall nicht ausreichte um das 3 % NPSH Kriterium zu erfüllen.

Es lässt sich somit die Schlussfolgerung ziehen, dass die Kavitationserscheinungen im Laufrad 2007 ein optisch stabileres Verhalten aufweisen und somit die Ergebnisse der NPSH Kennlinien bestätigen. Das stabilere Verhalten der Blasenfelder verursacht geringere Schwankungen der Messwerte, ermöglicht eine genauere Abnahme der NPSH Kennlinien und somit eindeutigere Aussagen zum Kavitationsverhalten.

## 7 Fehlerbetrachtung

### 7.1 Einleitung

Jede Messung eines technischen Prozesses ist im Allgemeinen mit einer gewissen Ungenauigkeit verbunden. Diese Messfehler, bezeichnen eine Abweichung vom gemessenen und wahren Wert und setzen sich aus systematischen und zufälligen Anteilen zusammen.

- **Systematische Messfehler:**

Ursachen für systematische Fehler können unter anderem fehlerhafte Kalibrierung beziehungsweise Einstellungen innerhalb der Messkette oder Umwelteinflüsse darstellen. Diese Fehler gilt es nach Möglichkeit zu vermeiden. Systematische Fehler können festgestellt und dadurch berücksichtigt und korrigiert werden. Bekannte systematische Fehler bei den Druckmessungen und der Reaktionskraftmessung wurden durch Kalibrierung der Aufnehmer in der angeschlossener Messkette beseitigt.

- **Zufällige Messfehler:**

Als zufälliger Fehler wird eine Messungenauigkeit bezeichnet, die eine Einzelmessung betrifft und deren Ursachen nicht genau bestimmt werden können. Diese Fehler lassen sich generell nur statistisch erfassen und können umso genauer berücksichtigt werden je mehr Einzelmessungen zur Verfügung stehen.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (18)$$

Die zufälligen Messfehler werden statistisch über die Standardabweichung (Gleichung 18) erfasst. Ein Maß für die Standardabweichung der Messwerte stellt die Genauigkeitsklasse des jeweiligen Aufnehmers dar (siehe dazu Kapitel 4.3).

Betrachten wir zum Beispiel den Wirkungsgrad der hydraulischen Maschine, so setzt sich dieser Messwert wie folgt zusammen.

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{mech}} = \frac{\rho * g * Q * H}{M * \omega} \quad (19)$$

Der zufällige Fehler der Rechengröße  $\eta = f(Q, H, M, \omega)$  hängt somit von der Genauigkeit von vier Messgrößen ab  $x_j$  ( $j = 1, 2, \dots, 4$ ), wobei  $H$  von der Genauigkeit von jeweils drei Messgrößen  $p_s$ ,  $p_d$  und  $Q$  abhängig ist (siehe Kapitel 5.1) und der Fehler der Drehzahlmessung vernachlässigt wird. Der zufällige Fehler der Rechengröße  $\eta$  ergibt sich somit nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz zu:

$$\Delta\eta = \eta - \eta_w = \sum_{j=1}^5 \frac{\partial f}{\partial x_j} \Big|_{x_{wj}} * \Delta x_j. \quad (20)$$

Durch die exemplarische Fehlerbetrachtung der ermittelten Messwerte im Bestpunkt der Pumpe mit Laufrad 2007 bei 50 Hz (i.e.: 4,25 l/s Fördermenge und 68,89 % Wirkungsgrad) kommt man zu folgenden Ergebnissen. Der relative zufällige Fehler des gemessenen Wirkungsgrades  $\frac{\Delta\eta}{\eta}$  beträgt  $\pm 2,88\%$ .

Auf die Durchführung der Fehlerrechnung wird in Kapitel 7.2 ausführlich eingegangen. In Abbildung 72 ist der relative zufällige Messfehler für den Wirkungsgrad mit dem vertikalen Fehlerindikator dargestellt.

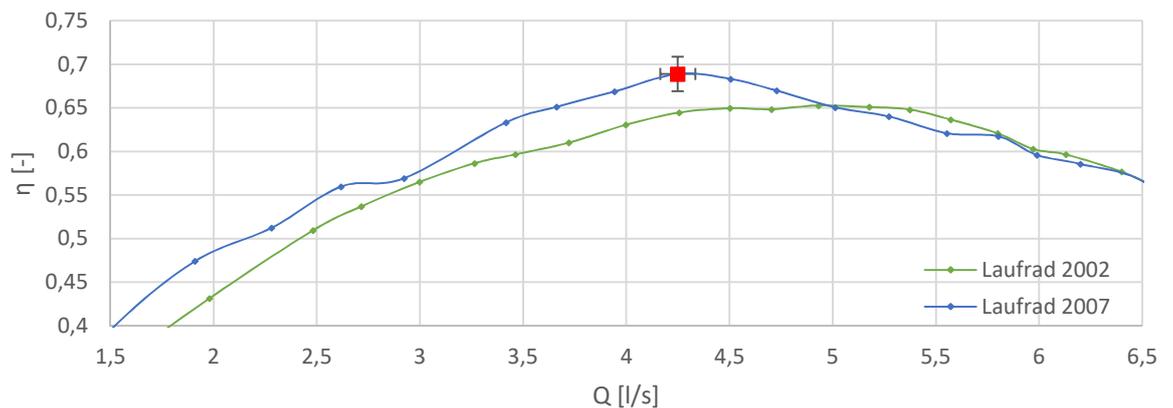


Abbildung 72: Relativer zufälliger Messfehler im Bestpunkt der Pumpe mit Laufrad 2007

Der horizontale Fehlerindikator leitet sich aus dem relativen zufälligen Messfehler von  $\pm 2\%$  der Durchflussmessung ab.

[18]; [21]

## 7.2 Fehlerrechnung – zufälliger Fehler

In Tabelle 4 sind die Messgrößen und weitere relevante Daten für den Bestpunkt der hydraulischen Maschine mit Laufrad 2007 bei 50 Hz aufgelistet. Für diesen Punkt wird exemplarisch die Fehlerrechnung durchgeführt.

Messgrößen		Relativer Messfehler	Absoluter Messfehler
<b>Q</b>	$0,00425 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	$\frac{\Delta Q}{Q} = 2\%$	$\Delta Q = 0,0000849 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
<b>p<sub>s</sub></b>	$109598,523 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	$\frac{\Delta p_s}{p_s} = 0,3\%$	$\Delta p_s = 328,796 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
<b>p<sub>d</sub></b>	$220954,037 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	$\frac{\Delta p_d}{p_d} = 0,25\%$	$\Delta p_d = 552,385 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
<b>m</b>	$1,551 \text{ kg}$	$\frac{\Delta m}{m} = 0,03\%$	$\Delta m = 0,000465 \text{ kg}$
<b>H</b>	$11,496 \text{ m}$		
<b>η</b>	$0,6889$		
$\omega = \frac{n * \pi}{30}$	$152,367 \text{ s}^{-1}$		
Weitere Daten			
<b>ρ</b>	$1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$		
<b>g</b>	$9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$		
<b>A<sub>s</sub></b>	$0,00503 \text{ m}^2$		
<b>A<sub>d</sub></b>	$0,00226 \text{ m}^2$		
<b>l</b>	$0,3 \text{ m}$		

Tabelle 4: Messgrößen und weitere Daten im Bestpunkt der hydraulischen Maschine mit Laufrad 2007 bei 50 Hz

Zu Beginn wird die Gleichung für den Wirkungsgrad komplett angeschrieben. Dabei wird auch die Förderhöhe  $H$  komplett angeschrieben.

$$\eta = \frac{\rho * g * Q * H}{m * g * l * \omega} = \frac{\rho}{l * \omega} * \frac{1}{m} * Q * \left( \frac{p_d - p_s}{\rho * g} + z_d - z_s + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2 * g} \right) \quad (21)$$

Gleichung 21 wird im Folgenden für den Wirkungsgrad anhand des Fehlerfortpflanzungsgesetzes (siehe Gleichung 20) entwickelt. Der Einfachheit halber wird im Folgenden die Druckdifferenz  $p_d - p_s$  mit  $\Delta p$  abgekürzt und wie eine einzelne Messgröße behandelt.

$$\Delta \eta = \frac{\partial \eta}{\partial (\Delta p)} * \Delta (\Delta p) + \frac{\partial \eta}{\partial Q} * \Delta Q + \frac{\partial \eta}{\partial m} * \Delta m \quad (22)$$

Für das Fehlerfortpflanzungsgesetz werden die partiellen Ableitungen (i.e.:  $\frac{\partial \eta}{\partial (\Delta p)}$ ,  $\frac{\partial \eta}{\partial Q}$ ,  $\frac{\partial \eta}{\partial m}$ ) für die Variablen aus Gleichung 21 gebildet und mit dem jeweiligen absoluten Messfehler (i.e.:  $\Delta (\Delta p)$ ,  $\Delta Q$ ,  $\Delta m$ ) multipliziert. Schreibt man Gleichung 22 aus, ergibt sich

Gleichung 23. Dabei wurde auf die Strömungsgeschwindigkeit  $c$  der in Gleichung 13 beschriebene Zusammenhang mit dem Durchfluss angewendet.

$$\Delta\eta = \frac{\rho}{l \cdot \omega} * \left[ \frac{1}{m} * \left( \frac{Q}{\rho * g} * \Delta(\Delta p) \right) + \frac{1}{m} * \left( \frac{\Delta p}{\rho * g} + z_d - z_s + \frac{3 * Q^2 * \left( \frac{1}{A_d^2} - \frac{1}{A_s^2} \right)}{2 * g} \right) * \Delta Q + \left| - \frac{Q * H}{m^2} * \Delta m \right| \right] \quad (23)$$

Bevor aus dieser Gleichung der absolute Fehler für den Wirkungsgrad ermittelt werden kann, muss der noch unbekannte absolute Fehler  $\Delta(\Delta p)$  ermittelt werden. Werden zwei Messgrößen addiert oder subtrahiert, so addieren sich die absoluten Fehler der beiden Messgrößen. Dieser Zusammenhang wird Summenfunktion genannt. Wendet man die Summenfunktion auf die Druckdifferenz an, ergibt sich Gleichung 24.

$$\Delta(\Delta p) = \Delta p_d + \Delta p_s = 552,385 + 328,796 = \pm 881,181 \frac{N}{m^2} \quad (24)$$

Daraus kann der relative Messfehler der Druckdifferenz berechnet werden.

$$\frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} = \frac{881,181}{111355,515} = \pm 0,7913 \%$$

Wird in Gleichung 23 eingesetzt ergibt sich der absolute zufällige Messfehler des Wirkungsgrades.

$$\Delta\eta = \frac{1000}{0,3 * 152,367} * \left[ \frac{1}{1,551} * \left( \frac{0,00425}{1000 * 9,81} * 881,181 \right) + \frac{1}{1,551} * \left( \frac{111355,515}{1000 * 9,81} + 1,04 - 0,93 + \frac{3 * 0,00425^2 * \left( \frac{1}{0,00226^2} - \frac{1}{0,00503^2} \right)}{2 * 9,81} \right) * 0,0000849 + \left| - \frac{0,00425 * 11,496}{1,551^2} * 0,000465 \right| \right] = \pm 0,01984$$

Das Ergebnis des absoluten zufälligen Messfehlers wird auf den absoluten Messwert des Wirkungsgrades bezogen. Es ergibt sich der bereits in Kapitel 7.1 genannte Betrag des relativen zufälligen Messfehlers.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{0,01984}{0,6889} = \pm 2,88 \% \quad (25)$$

[21]

## 8 Resümee und Ausblick

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde der bereits bestehende Pumpen-Kleinversuchsstand für Radiale-Kreiselpumpen derart modifiziert, dass fortan Kavitationsversuche damit durchgeführt werden können. Die Bauart aus Acrylglas ermöglicht, neben der messtechnischen Erfassung dieses physikalischen Phänomens, die uneingeschränkte optische Betrachtung.

Im Zuge der experimentellen Untersuchungen wurden die H-Q Kennlinien, die Wirkungsgradverläufe, sowie die mechanische Leistungsaufnahme für zwei unterschiedliche Laufräder und verschiedene Drehzahlen bestimmt. Des Weiteren wurden beide Laufräder erstmals auf ihr Kavitationsverhalten untersucht und die  $NPSH_R$  Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen ermittelt. Die optische Beobachtung der auftretenden Kavitationserscheinungen, sowie der Vergleich aller Kennlinien zeigten klare Unterschiede beider Laufräder zueinander auf.

Die ursprüngliche Vorgabe den Umbau des Versuchsstands unter Beibehaltung des grundsätzlichen Aufbaus (i.e.: Zulaufhöhe des Tanks) durchzuführen und trotzdem Kavitationsversuche zu ermöglichen ist erfolgreich verlaufen. Allerdings wurden während der Datenakquise etwaige Nachteile dieses grundsätzlichen Aufbaus aufgezeigt. Die Druckabsenkung im Saugstutzen der hydraulischen Maschine war nur bis zu einem minimalen statischen Druck von circa 0,2 bar möglich. Diese untere Grenze für den statischen Druck wird durch zwei Faktoren beeinflusst.

- Statischen Druck von der konstanten Wassersäule im Zulaufbetrieb
- Maximal mögliche Druckabsenkung mit der Vakuumpumpe im Tank (ca. 0,1 bar).

Eine mögliche Verbesserung, für zukünftige Diplomarbeiten, stellt somit eine Abänderung des Tanks dar. Zum einen die Abmessungen betreffend, eher breit als hoch damit mehr Wasser bei niedrigerer Zulaufhöhen vorhanden ist um die Strömung im Tank weiter zu beruhigen. Zum andern dahingehend, eine Höhenverstellung zu entwickeln, um bei Bedarf die Wassersäule, bis hin zum Saugbetrieb, absenken zu können. Weitere Optimierungen dieses Versuchsstands könnten an der Spirale und der relativ ungenauen Durchflussmessung (i.e.: induktive Durchflussmessung statt Ultraschall-Durchflussmessung) durchgeführt werden.

Abschließend lässt sich feststellen, dass mit dem Pumpen-Kleinversuchsstand bei überschaubarem kostentechnischen Aufwand und kurzen Umbauarbeiten aussagekräftige Messergebnisse ermitteln lassen. Aus diesem Grund bietet sich dieser Versuchsstand insbesondere für Lehrzwecke zur Vermittlung eines tieferen Verständnisses der Kavitation aber auch für Projekt-, Seminar- und weitere Diplomarbeiten an. Interessante Erkenntnisse könnte auch eine numerische Strömungssimulation der beobachteten Blasenfelder liefern.

# Literaturverzeichnis

- [1] bmwfw-Bundesministerium für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft: Energiestatus Österreich 2016. Entwicklung bis 2014. Online verfügbar unter <http://www.bmwfw.gv.at/EnergieUndBergbau/Energieeffizienz/Documents/Energiestatus%20%C3%96sterreich%202016.pdf>, zuletzt geprüft am 20.10.2016.
- [2] Bockh, Peter; Saumweber, Christian (2013): Fluidmechanik. Einführendes Lehrbuch. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg.
- [3] Bohl, Willi; Elmendorf, Wolfgang (2013): Strömungsmaschinen. 1: Aufbau und Wirkungsweise. 11. Aufl. Würzburg: Vogel Buchverlag (Kamprath-Reihe). Online verfügbar unter <http://lib.myilibrary.com/detail.asp?id=506064>.
- [4] DIN Deutsche Institut für Normung e.V.: Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008); Deutsche Fassung EN 60751:2008, Mai 2009.
- [5] GE Panametrics (2002): Bedienungsanleitung PT878. Transportables Ultraschalldurchflussmessgerät. 10. Aufl.
- [6] Gülich, Johann F.: Kreiselpumpen. Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb. 4. Aufl.
- [7] Hartl, Stefan (2010): Erweiterung eines bestehenden Pumpenprüfstandes. Bachelorarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Energietechnik und Thermodynamik.
- [8] Krenn, Jürgen (2002): Modellversuchsstand für Strömungsuntersuchungen an Radialpumpen mit PIV. Diplomarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Wasserkraftmaschinen und Pumpen.
- [9] KSB AG: System der Ultraschalldruchflussmessung. Online verfügbar unter [https://www.ksb.com/Kreiselpumpenlexikon\\_de/durchflussmessung/188958](https://www.ksb.com/Kreiselpumpenlexikon_de/durchflussmessung/188958), zuletzt geprüft am 18.10.2016.
- [10] Kuhlmann, Hendrik C. (2007): Strömungsmechanik. München u.a: Pearson Studium (Ing : Maschinenbau).
- [11] Kunst, Stefan (2005): Auslegung, Konstruktion und messtechnische Untersuchung eines Kreiselpumpenlaufrades. Diplomarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Wasserkraftmaschinen und Pumpen.
- [12] Lang, Christoph (2007): Messtechnische Untersuchungen an radialen Kreiselpumpenlaufrädern mit niedriger speziefischer Drehzahl. Diplomarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Thermodynamik und Energieumwandlung.
- [13] Linder, Kurt (2004): Detaillierte Messung der Strömung in einer Versuchskreiselpumpe mit PIV. Diplomarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Wasserkraftmaschinen und Pumpen.
- [14] Pfeleiderer, Carl (2005): Strömungsmaschinen. Berlin, Heidelberg: Springer.

- [15] Quaschnig, Volker (2016): Sektorkopplung durch die Energiewende. Anforderungen an den Ausbau erneuerbarer Energien zum Erreichen der Pariser Klimaschutzziele unter Berücksichtigung der Sektorkopplung. htw - Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, Berlin. Fachbereich 1 - Ingenieurwissenschaften Energie und Information. Online verfügbar unter <http://pvspeicher.htw-berlin.de/wp-content/uploads/2016/05/HTW-2016-Sektorkopplungsstudie.pdf>, zuletzt geprüft am 20.10.2016.
- [16] Ratzinger, Daniel (2015): Vergleich des Erntefaktors und der Energieumsetzung verschiedener erneuerbarer Energieträger. Bachelorarbeit. TU Wien, Wien. Institut für Energietechnik und Thermodynamik.
- [17] Republik Österreich: 72. Bundesgesetz: Energieeffizienzpaket des Bundes. EEffG. Online verfügbar unter <http://www.bmfwf.gv.at/EnergieUndBergbau/Energieeffizienz/Documents/Bundes-Energieeffizienzgesetz.pdf>, zuletzt geprüft am 21.10.2016.
- [18] Springer; Wassermann (2007): Skriptum zur Vorlesung Mess- und Schwingungstechnik. Für Studierende der Studienrichtungen Maschinenbau (Bachelor) E033 245 und Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau (Bachelor) E033 282; TU Wien, Wien; Institut für Mechanik und Mechatronik
- [19] Sulzer AG: Einstufige NB Kreiselpumpe mit axialem Eintritt. Online verfügbar unter <https://www.sulzer.com/de/Products-and-Services/Pumps-and-Systems/Single-Stage-Pumps/ISO5199-Pumps/Other-ISO5199-Pumps/Process-Pump-NB>, zuletzt geprüft am 02.10.2016.
- [20] The Imaging Source (2016): Datenblatt - DFK 23GP031 Farbkamera. The Imaging Source "23" Serie GigE-Kamera. Online verfügbar unter [https://s1.dl.theimagingsource.com/api/2.0/packages/publications/factsheets-single/fsdfk23gp031/0f23eba0fe/fsdfk23gp031.de\\_DE.pdf](https://s1.dl.theimagingsource.com/api/2.0/packages/publications/factsheets-single/fsdfk23gp031/0f23eba0fe/fsdfk23gp031.de_DE.pdf), zuletzt geprüft am 28.10.2016.
- [21] Tränkler, Hans-Rolf; Fischerauer, Gerhard (2014): Das Ingenieurwissen: Messtechnik. Berlin, Heidelberg: Vieweg + Teubner Verlag; Springer Vieweg.
- [22] United Nations: Paris Agreement. Online verfügbar unter [https://unfccc.int/files/essential\\_background/convention/application/pdf/english\\_paris\\_agreement.pdf](https://unfccc.int/files/essential_background/convention/application/pdf/english_paris_agreement.pdf), zuletzt geprüft am 20.10.2016.
- [23] VDI e. V. (2013): VDI-Wärmeatlas. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg (VDI-Buch). Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>.
- [24] Wagner, Walter (2009): Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen. 3. Aufl. Würzburg: Vogel Business Media (Kamprath-Reihe).
- [25] Wesche, Wolfgang (2012): Radiale Kreiselpumpen. Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten. Heidelberg: Springer.
- [26] Bauer, Christian (2015): Hydraulische Maschinen und Anlagen 1 & 2; Vorlesungsskriptum; TU Wien, Wien; Institut für Energietechnik und Thermodynamik (E302)

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Primärenergieerzeugung in Österreich im Jahr 2014 [1] .....	1
Abbildung 2: Betrachtungsmöglichkeit des Pumpenlaufrades im Pumpen- Kleinversuchsstand .....	3
Abbildung 3: Aufbau einer radialen Kreiselpumpe [19] .....	4
Abbildung 4: Aufbau des Laufrades einer radialen Kreiselpumpe [6] .....	5
Abbildung 5: Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt des Laufrades [6] .....	7
Abbildung 6: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt [3] .....	8
Abbildung 7: Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt unter Berücksichtigung der Versperrung (drallfreie Anströmung) [6] .....	8
Abbildung 8: Einfluss des Anstellwinkels an der Eintrittskante [6] .....	8
Abbildung 9: Anströmungsarten - stoßfrei (links) bzw. unter Stoß (rechts) - Verlauf der Stromlinien [25] .....	9
Abbildung 10: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt [3] .....	9
Abbildung 11: Schematische Darstellung der Kennlinien einer Kreiselpumpe mit Rohrkennlinie [6] .....	10
Abbildung 12: Schematische Darstellung von NPSHA- und NPSHR-Kurven [3] .....	10
Abbildung 13: Blasenschleppenlänge und Förderhöhenabfall bei der Messung des NPSHR-Wertes [3] .....	11
Abbildung 14: Verlauf des statischen Druckes in einer Düse bei verschiedenen Temperaturen [6] .....	12
Abbildung 15: p-T - Diagramm - Phasengleichgewichte von Wasser [6] .....	13
Abbildung 16: Sättigungsdruck von Wasser [23] .....	14
Abbildung 17: Verlauf des statischen Druckes - Innen- und Außenströmung [3] .....	15
Abbildung 18: Ablösung durch eine Verzögerung der Strömung [10] .....	16
Abbildung 19: Ablösungen in einem Carnot-Diffusor [10] .....	16
Abbildung 20: Schematische Darstellung der kugelsymmetrischen Implosion einer idealen Kavitationsblase [3] .....	18
Abbildung 21: Schematisch Darstellung der asymmetrischen Implosion einer Kavitationsblase [6] .....	18
Abbildung 22: Asymmetrische Blasenimplosion in Festkörpernähe [6] .....	19
Abbildung 23: Kavitation am Laufradeintritt (Saugseitige Eintrittskantenkavitation) [6] .....	20
Abbildung 24: Schaufelkanal einer radialen Kreiselpumpe [6] .....	21
Abbildung 25: Stromlinien unter Einfluss eines Blasenfeldes (saugseitig - links; druckseitig - rechts) [6] .....	21
Abbildung 26: Anliegendes Blasenfeld, kavitierende Wirbel [6] .....	22
Abbildung 27: Anliegendes Blasenfeld [6] .....	22
Abbildung 28: Blasenwolke im Schaufelkanal, Eckwirbel [6] .....	23
Abbildung 29: Aufbau des Versuchsstandes .....	24
Abbildung 30: Laufrad 2002 [8] (links) und Laufrad 2007 [12] (rechts) .....	26
Abbildung 31: Konzept-Konstruktion des Pumpen-Kleinversuchsstands .....	30
Abbildung 32: Energie-, Druck- und Höhenlinie des Pumpenversuchsstandes ( $p_s =$ $0,2 \text{ bar}$ ; $Q_{max} = 7 \text{ ls}$ ) .....	31
Abbildung 33: Flanschverbindung mit O-Ring-Dichtung, externer Kühlkreislauf und Kegelschieber .....	32

Abbildung 34: Saug- und druckseitige Druckmessung - Ringleitung .....	33
Abbildung 35: Laufzeitdifferenzmessung - Darstellung des Messprinzips und möglicher Sensor-Anordnungen [9]; [21] .....	34
Abbildung 36: Pendellagerung mit Wägezelle .....	35
Abbildung 37: H-Q-Kennlinie für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002 .....	40
Abbildung 38: Wirkungsgradverlauf für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002 ...	41
Abbildung 39: Mechanische Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2002 .....	41
Abbildung 40: H-Q-Kennlinie für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007 .....	42
Abbildung 41: Wirkungsgradverlauf für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007 ...	43
Abbildung 42: Mechanische Leistungsaufnahme für verschiedene Drehzahlen - Laufrad 2007 .....	43
Abbildung 43: Vergleich der H-Q Kennlinien bei 50 Hz .....	44
Abbildung 44: Vergleich der Wirkungsgradverläufe bei 50 Hz.....	44
Abbildung 45: Vergleich der mechanischen Leistungsaufnahme bei 50 Hz .....	45
Abbildung 46: Sprungartiger Übergang zwischen Laufrad und Spirale .....	45
Abbildung 47: NPSH <sub>R</sub> -Kennlinie für verschiedene Drehzahlen – Laufrad 2002 .....	47
Abbildung 48: NPSH <sub>R</sub> -Kennlinie für verschiedene Drehzahlen – Laufrad 2007 .....	48
Abbildung 49: Vergleich der NPSH <sub>R</sub> Kennlinien bei 60 Hz .....	48
Abbildung 50: NPSH-H Kennlinien beider Laufräder bei 6,0 l/s.....	49
Abbildung 51: Skizze des Stromlinienbildes am Sporn der Spirale im Überlastbereich .....	51
Abbildung 52: Kavitation am Sporn bei Teil- und Überlast (links und rechts) sowie im Bestpunkt (mitte) .....	51
Abbildung 53: NPSH-H-Kennlinie für den Bestpunkt bei 50 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten.....	52
Abbildung 54: NPSH <sub>i</sub> im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002 .....	52
Abbildung 55: NPSH <sub>3%</sub> im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002.....	53
Abbildung 56: NPSH <sub>min</sub> im Bestpunkt 4,95 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002 .....	54
Abbildung 57: NPSH <sub>min</sub> bei Teillast 0,25 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002.....	55
Abbildung 58: NPSH <sub>min</sub> bei Überlast 6,3 l/s; 50 Hz - Laufrad 2002.....	56
Abbildung 59: NPSH-H-Kennlinie für den Bestpunkt bei 60 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten.....	57
Abbildung 60: NPSH <sub>min</sub> im Bestpunkt 5,2 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002 .....	58
Abbildung 61: NPSH <sub>min</sub> bei Teillast 0,25 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002.....	59
Abbildung 62: NPSH <sub>min</sub> bei Teillast 2,0 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002.....	60
Abbildung 63: NPSH <sub>3%</sub> bei Teillast 2,0 l/s; 60 Hz – Laufrad 2002 .....	60
Abbildung 64: NPSH <sub>min</sub> bei Überlast 7,0 l/s; 60 Hz - Laufrad 2002.....	61
Abbildung 65: NPSH-H-Kennlinie für einen Punkt im Überlastbereich bei 50 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten.....	62
Abbildung 66: NPSH <sub>i</sub> bei Überlast 6,0 l/s; 50 Hz - Laufrad 2007 .....	62
Abbildung 67: NPSH <sub>3%</sub> = NPSH <sub>min</sub> bei Überlast 6,0 l/s; 50 Hz – Laufrad 2007 .....	63
Abbildung 68: NPSH-H-Kennlinie für einen Punkt im Überlastbereich bei 60 Hz mit eingezeichneten Untersuchungspunkten.....	64
Abbildung 69: NPSH <sub>min</sub> bei Überlast 6,5 l/s; 60 Hz - Laufrad 2007.....	64

Abbildung 70: Vergleich der Kavitationserscheinungen im Überlastbereich bei 60 Hz und maximaler Druckabsenkung – Laufrad 2002 bei 7,0 l/s (links) und Laufrad 2007 bei 6,5 l/s (rechts) .....	65
Abbildung 71: Druckseitige Flächenkavitation im tiefen Teillastbereich bei 50 Hz und maximaler Druckabsenkung - Laufrad 2002 bei 2,0 l/s (oben) und Laufrad 2007 bei 1,0 l/s (unten).....	65
Abbildung 72: Relativer zufälliger Messfehler im Bestpunkt der Pumpe mit Laufrad 2007.....	68

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Laufrad 2002 – Betriebsdaten und Geometrische Daten [8] .....	26
Tabelle 2: Laufrad 2007 - Betriebsdaten und Geometrische Daten [11].....	27
Tabelle 3: Frequenzen und tatsächliche Drehzahlen im Bestpunkt.....	39
Tabelle 4: Messgrößen und weitere Daten im Bestpunkt der hydraulischen Maschine mit Laufrad 2007 bei 50 Hz.....	69