Kreiselpumpe mit horizontalem Leistungsverlauf über dem Volumenstrom

vorgelegt von Dipl.-Ing. Marcus Klaus Beck geboren in Chemnitz

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme der Technischen Universität Berlin zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender:	Prof. DrIng. Henning Jürgen Meyer
1. Gutachter:	Prof. DrIng. Paul Uwe Thamsen
2. Gutachter:	Prof. DrIng. Martin Gabi

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 17. März 2017

Berlin 2018

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand hauptsächlich während meiner Tätigkeit als Doktorand am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der Technischen Universität Berlin.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul-Uwe Thamsen, Leiter des Fachgebietes, danke ich ganz besonders herzlich für die Anregung zu dieser Arbeit, die wertvollen Ratschläge in vielen Fachgesprächen und die Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss und für die Leitung der wissenschaftlichen Aussprache.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi danke ich herzlich für das Interesse an der Arbeit, die schnelle und kritische Durchsicht, sowie für die Übernahme des Koreferats.

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Jürgen Lutz und den Mitarbeitern der Firma Lutz Pumpen GmbH für die freundliche Unterstützung und finanzielle Förderung, welche zur Durchführung der Forschungsarbeiten beigetragen hat.

Bei den Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen des Fachgebiets Fluidsystemdynamik sowie den Studenten, die mich auf unterschiedlichste Weise bei der Durchführung der Arbeit unterstützt haben, möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit in den letzten Jahren bedanken. Mein besonderer Dank geht dabei an meinen langjährigen "Zimmergenossen" Herrn Dr.-Ing. D. Till Naumann für die intensive und aufheiternde Zeit am Institut.

Ganz besonders danke ich meiner Frau Stefanie für ihre Geduld, das mir entgegengebrachte Verständnis, den Rückhalt und die Hilfe beim Lektorat in der Endphase dieser Arbei t. Zuletzt danke ich meiner Familie und allen Freunden, die durch ihre Unterstützung im Alltag diese Arbeit ermöglicht haben.

Ich versichere an Eides Statt, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den genannten Anregungen und Hilfsmitteln, selbstständig durchgeführt habe.

Berlin, im März 2018

Marcus Klaus Beck

INHALTSVERZEICHNIS

1.	EINLEITUNG	1
2.	ZIEL DER ARBEIT UND VORGEHENSWEISE	3
3.	GRUNDLAGEN UND VORBETRACHTUNGEN	4
3.1	Kreiselpumpen kleiner Baugröße	4
3.2	Fasspumpen	7
3.3	Leistung, Verluste und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe	8
3.4	Leistungscharakteristik und Einflussgrößen	13
4	AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION DER NEUEN HYDRAULIK	18
4.1	Methodik der Hydraulikauslegung	
4.2	Basisgrößen für die Hydraulikauslegung	19
4.3	Wahl des Auslegungspunktes	21
4.4	Variable Parameter	28
4.5	Vorgehen bei der Auslegung	33
4.6	Fertigung der Hydraulik	41
5	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	42
5.1	Versuchsstände	42
5.2	Messdatenerfassung und Kennlinienbestimmung	46
5.3	Messunsicherheiten	48
5.4	Ergebnisse der Hydraulikuntersuchung	49
6	SCHLUSSFOLGERUNG UND AUSBLICK	65
6.1	Schlussfolgerung zur Auslegung, Parameterstudie und Leistungsanalyse	65
6.2	Ausblick	66
7	ZUSAMMENFASSUNG	69
8	ANHANG	71
9	LITERATURVERZEICHNIS	93

VERZEICHNIS DER WICHTIGSTEN FORMELZEICHEN

Symbol	Einheit	Bedeutung	
A ₀	mm²	Eintrittsfläche im Saugmund	
b1	mm	Eintrittsbreite vom Laufrad	
b2	mm	Austrittbreite vom Laufrad	
b₅	mm	Eintrittsbreite vom Leitrad	
d	mm	(äußerer) Durchmesser vom Laufrad	
d _{1a}	mm	Eintrittsdurchmesser an der Deckscheibe	
d1i	mm	Eintrittsdurchmesser an der Tragscheibe	
dım	mm	Eintrittsdurchmesser für den mittleren Stromfaden	
d _{2a}	mm	Austrittsdurchmesser an der Deckscheibe	
d _{2i}	mm	Austrittsdurchmesser an der Tragscheibe	
d _{2m}	mm	Austrittsdurchmesser für den mittleren Stromfaden	
d₅	mm	(äußerer) Durchmesser vom Leitrad	
Di	mm	Innendurchmesser vom Steigrohr	
dn	mm	Nabendurchmesser	
ds	mm	Saugmunddurchmesser	
d _{sp}	mm	mittlerer Spaltdurchmesser	
dw	mm	Wellendurchmesser	
g	m/s²	Gravitationskonstante	
Н	m	Förderhöhe	
H _{jges}	m	Druckverluste	
k ₁	mm	Schaufelverengung im Laufradeintritt	
k2	mm	Schaufelverengung im Laufradaustritt	
k 5	mm	Schaufelverengung im Leitradeintritt	
kr	1	Erfahrungswert	
L	mm	Laufradlänge	
LA	1	"Laufrad" Radialrad von Firma Lutz Pumpen	
LR	1	"Laufrotor" Axialrad von Firma Lutz Pumpen	
I _{Sch}	mm	Schaufellänge	
n	1/min	Drehzahl	
n _q	1/min	spezifische Drehzahl	
ns	1	spezifische Drehzahl	
р	1	Minderleistungsbeiwert	
р	bar	Druck	
Р	W	elektrische Leistungsaufnahme	
Pa	W	Verlustleistung durch Austauschverluste	
P _{max}	W	maximale Leistungsaufnahme	
Pi	W	innere Leistung	
P _{jges}	W	Verlustleistung	
P _k	W	Leistungsaufnahme an der Kupplung	
Phorizontal	W	horizontale Leistungsaufnahme über den Volumenstrom	
Pm	W	mechanische Verlustleistung	
P _{mot}	W	Motorleistung	
Pr	W	Verlustleistung durch Radreibung	
P _{Rec}	VV	Verlustieistung durch Rezirkulation	
P _{sp}	W	Verlustleistung durch Spaltstromung	
P _{vh}	W .	nydraulische Verlustieistung	
Q	I/min	Volumenstrom	
Qopt	I/min	Volumenstrom im Bestpunkt	
Qrech	i/min	volumenstrom um den Spaltvolumenstrom reduziert	
U _{sp}	i/min	Spartvolumenstrom	
5		Schauterstarke	
Sr +		raulaies Spaltmals	
ι +-	11111 mm	Schaufaltailung im Laitrad	
15		Schauteiteitung im Leitrau	
v 0	111/5	zustromgeschwindigkeit im Saugmund	

Symbol	Einheit	Bedeutung
V 0u	m/s	Umfangskomponente am Laufradeintritt
V ₁	m/s	Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt
V1m	m/s	Meridiankomponente am Laufradeintritt
V ₂	m/s	Absolutgeschwindigkeit am Laufradaustritt
V2m	m/s	Meridiankomponente am Laufradaustritt
V2u	m/s	Umfangskomponente am Laufradaustritt
V _{3u}	m/s	Umfangskomponente der Austrittsströmung
Vsp	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Spalt
W 0	m/s	Relativgeschwindigkeit im Saugmund
W 1	m/s	Relativgeschwindigkeit am Laufradeintritt
W2	m/s	Relativgeschwindigkeit am Laufradaustritt
т	°C	Wassertemperatur
t1	mm	Schaufelteilung im Laufrad
t5	mm	Schaufelteilung im Leitrad
U 1	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt
U ₂	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt
Usp	m/s	Umfangsgeschwindigkeit im Radialspalt
Y	m²/s²	Stutzenarbeit
Y _{sch}	m²/s²	Schaufelarbeit
Z	1	Schaufelzahl vom Laufrad
Ze	mm	axiale Erstreckung
ZLe	1	Schaufelzahl vom Leitrad
Z _{st}	1	Schaufelzahl der Stützschaufeln
α3	0	Strömungswinkel am Laufradaustritt
α5	0	Strömungswinkel am Leitradeintritt
βo	0	Strömungswinkel im Saugmund
β1	0	Strömungswinkel am Laufradeintritt
β _{1Sch}	0	Schaufelwinkel an der Eintrittskante
β2	0	Strömungswinkel am Laufradaustritt
β2Sch	0	Schaufelwinkel an der Austrittskante
δ	1	Durchmesserzahl
ζ	1	Verlustbeiwert
η	%	Pumpenwirkungsgrad
η _{gr}	%	Aggregatwirkungsgrad
η _h	%	hydraulischer Wirkungsgrad
ηί	%	innerer Wirkungsgrad
η _m	%	mechanischer Wirkungsgrad
η_{mot}	%	Motorwirkungsgrad
λ	1	Reibbeiwert
μ	1	Erfahrungswert
ν	m²/s	kinematische Viskosität
π	1	Kreiszahl
ρ	kg/m³	Dichte von Wasser
σ	1	Schnellaufzahl
σ_1	mm	Versperrungsbogenlänge
φ	1	Durchflusszahl
arphi	0	Umschlingungswinkel
ψ	1	Druckzahl

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1-1 Leistungsaufnahme von Kreiselpumpen abhängig von der spezifischen Drehzahl [PP05]	1
Abbildung 3-1 Leistungsklassen und Betriebsbereiche von Pumpen [Fuc67]	4
Abbildung 3-2 Einsatzbereiche von Kreiselpumpen kleiner Baugröße	5
Abbildung 3-3 Fasspumpe, Hydraulikteil und typische Laufräder [Lut13]	7
Abbildung 3-4 Einteilung der Verluste bei Kreiselpumpen [PP05]	10
Abbildung 3-5 Leistungsbilanz einer Pumpe	11
Abbildung 3-6 Charakteristische Kennlinien einer radialen Kreiselpumpe [Gül10]	13
Abbildung 3-7 Einteilung der Radformen nach der spezifischen Drehzahl [PF72]	13
Abbildung 3-8 Laufradformen, Geschwindigkeitsdreiecke und charakteristische Kennlinienverläufe in	
Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [Tro73]	14
Abbildung 3-9 Laufradformen, deren Ausbildung von Rezirkulationsgebieten und charakteristische	
Kennlinienverläufe [Tro76]	15
Abbildung 3-10 Leistungsverläufe bei unterschiedlichen spezifischen Drehzahlen [Gül10]	16
Abbildung 3-11 Rezirkulationsleistung und -beeinflussung (links nach [Gül10])	17
Abbildung 4-1 Struktur des Auslegungsprozesses bei Kreiselpumpen	18
Abbildung 4-2 Schematische Darstellung der neuen Hydraulik	21
Abbildung 4-3 Zusammenhang zwischen Druckzahl, spezifischer Drehzahl und Förderhöhe	22
Abbildung 4-4 Auslegungspunkt und Betriebsbereiche der Fasspumpen	23
Abbildung 4-5 Cordier-Diagramm für optimal ausgeführte Strömungsmaschinen [PP05]	25
Abbildung 4-6 Druckzahlen zu unterschiedlichen Kreiselpumpen [Gül10]	26
Abbildung 4-7 Hydraulischer Wirkungsgrad halbaxialer und axialer Pumpen [Gül10]	27
Abbildung 4-8 Pumpenwirkungsgrad halbaxialer und axialer Pumpen [Gül10]	27
Abbildung 4-9 Parameter zur Beschreibung einer Laufradgeometrie [Gül10]	28
Abbildung 4-10 Geschwindigkeitsdreiecke bei gekrümmter Eintrittskante [Sig13]	30
Abbildung 4-11 Benennung der Laufräder	32
Abbildung 4-12 Meridiankontur im Laufradauslegungsprogramm	34
Abbildung 4-13 Schaufelentwurf im Laufradauslegungsprogramm	35
Abbildung 4-14 Konstruktion der endgültigen Laufradgeometrie	35
Abbildung 4-15 Grenzbereich für den Schaufelwinkel am Eintritt nach Stepanoff [Ste66]	39
Abbildung 4-16 Leitrad aus verschiedenen Perspektiven im CAD	41
Abbildung 4-17 vereinfachte Schnittdarstellung der Hydraulik	41
Abbildung 5-1 Versuchskreislauf zur Hydraulikentwicklung	42
Abbildung 5-2 Versuchspumpe im Versuchsstand	44
Abbildung 5-3 Versuchskreislauf zur Untersuchung von Fasspumpen	45
Abbildung 5-4 Leistungskurven der vermessenen Laufräder	50
Abbildung 5-5 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlicher Schaufelzahl	52
Abbildung 5-6 Vergleich der Laufräder mit und ohne Stützschaufeln	54
Abbildung 5-7 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlichen Saugmunddurchmesser	56

Abbildung 5-8 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlichen Eintrittskanten	58
Abbildung 5-9 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlicher Austrittsbreite	59
Abbildung 5-10 Kennlinienvergleich neues Halbaxialrad und Axialrad	61
Abbildung 5-11 Leistungsbilanzierung für den Bestpunkt im Hydraulikversuchsstand	62
Abbildung 5-12 Leistungsverläufe im Hydraulikversuchsstand	63
Abbildung 5-13 Kennlinienvergleich neue und alte Hydrauliken im Fasspumpenversuchsstand	64
Abbildung 6-1 Strömungsführung in den Hydrauliken	65
Abbildung 6-2 Wirbelstrukturen im freien Zulauf zum neuen Laufrad bei Teillast	67
Abbildung 6-3 Beeinflussung der Rezirkulation durch die neue Hydraulik	68
Abbildung 8-1 Förderkurven der vermessenen Laufräder	71
Abbildung 8-2 Leistungskurven der vermessenen Laufräder	72
Abbildung 8-3 Wirkungsgradkurven der vermessenen Laufräder	73
Abbildung 8-4 Druckverluste zwischen den Druckmessstellen	74
Abbildung 8-5 Reibleistung und mechanische Verluste	74
Abbildung 8-6 Leistung abhängig von der Drehzahl	75
Abbildung 8-7 Förderhöhen abhängig von der Drehzahl	76
Abbildung 8-8 Dimensionslose Förderkennlinien	76
Abbildung 8-9 Leistungsaufnahme bei unterschiedlichen Leiträdern	76
Abbildung 8-10 Spaltbreite zwischen Lauf- und Leitrad	77
Abbildung 8-11 Laufrad links mit Rillen- und rechts mit Gewindekontur in Deckscheibe	78
Abbildung 8-12 Spaltgeometrie zwischen Laufrad und Hydraulikgehäuse	78
Abbildung 8-13 Gegenüberstellung Leistungskurven je Versuchsstand	79
Abbildung 8-14 Gegenüberstellung Wirkungsgradkurven je Versuchsstand	79
Abbildung 8-15 Vergleich der Laufräder mit und ohne Stützschaufeln II	80

TABELLENVERZEICHNIS

12
24
24
32
33
37
40
43
45
60

1. Einleitung

In dieser Arbeit wird eine Kreiselpumpe nach einem bisher einzigartigen neuen Ansatz entwickelt und experimentell untersucht. Hierbei wird angestrebt, eine Pumpenhydraulik derart auszulegen, dass diese mit einer konstanten Leistungsaufnahme betrieben werden kann, wobei sich ein horizontaler Verlauf der elektrischen Leistungskennlinie über den gesamten Volumenstrombereich ergibt. Der Ansatz dieser Arbeit unterscheidet sich von den meisten Hydraulikauslegungen, die normalerweise hohe Wirkungsgrade zum Ziel haben.

Mit einer konstanten Leistungsaufnahme ergeben sich viele Vorteile insbesondere für den Pumpenantrieb. Durch bessere Ausnutzung der Leistungsreserven kann sich die Baugröße für den Elektromotor reduzieren, was ökonomisch interessant ist. Weiterhin lassen sich konstante Drehzahlen für alle Betriebspunkte anfahren. Hierbei kann für den Pumpenantrieb eine effektivere Kühlung sowie geringe Geräuschemission erzielt werden.

Bei Kreiselpumpen hängt die elektrische Leistungsaufnahme wesentlich von der gewählten Laufradbauart ab. Sobald sich der Volumenstrom verändert, steigt oder sinkt üblicherweise auch die Leistungsaufnahme der Pumpe. Soll also eine vom Volumenstrom unabhängige, konstante Leistungsaufnahme durch die neue Pumpe erzielt werden, so wird diese nur durch ein speziell dafür konstruiertes Laufrad erreicht, da dieses wesentlich für den Energieumwandlungsprozess verantwortlich ist.

Angaben zu Leistungskennlinien von Pumpen gibt es in der Literatur sehr viele. So sind in der Abbildung 1-1 charakteristische Verläufe der Leistungskennlinien in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl für typische Laufradformen dargestellt. Mit zunehmenden Volumenstrom nimmt die Leistungsaufnahme für Laufräder mit kleinen spezifischen Drehzahlen zu, während diese bei hohen spezifischen Drehzahlen abnimmt. Dabei unterscheiden sich die Leistungsmaxima im Vergleich mit einem horizontalen Verlauf.



Abbildung 1-1 Leistungsaufnahme von Kreiselpumpen abhängig von der spezifischen Drehzahl [PP05]

Die Entwicklung einer Kreiselpumpe mit horizontalem Leistungsverlauf über dem Volumenstrom erfolgt in dieser Arbeit am Beispiel einer Fasspumpe. Fasspumpen zählen zu Kreiselpumpen kleiner Baugröße und haben die Funktion, unterschiedlich viskose Flüssigkeiten aus großen Behältern und Fässern zu fördern. Für diese Maschinen ist eine sehr flache Leistungsaufnahme interessant, da diese bei einer geringeren Leistungsreserve die Option für kleinere Antriebsaggregate eröffnet und eine konstante, drehzahlstabile Betriebsweise eine gleichmäßige Motorkühlung gewährleistet.

Unter Einbeziehung der geometrischen Randbedingungen, die sich aus dem speziellen Einsatzbereich einer Fasspumpe ergeben und den theoretischen Ansätzen aus der Fachliteratur hinsichtlich der besonderen Anforderung an die Leistungscharakteristik, wird eine neue Kreiselpumpenhydraulik ausgelegt. Hierfür werden verschiedene Auslegungsparameter variiert und die dabei entwickelten Laufräder experimentell untersucht.

Die aus dieser Arbeit resultierenden Erkenntnisse sollen Aufschluss hinsichtlich einer Realisierbarkeit von Kreiselpumpen mit horizontalem Leistungsverlauf über den Volumenstrom geben und Hinweise zur Auslegung ähnlicher Pumpen liefern.

2. Ziel der Arbeit und Vorgehensweise

Ziel der Arbeit

Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, eine neue Kreiselpumpenhydraulik mit horizontaler Leistungscharakteristik über dem Volumenstrom zu entwickeln.

Hierzu werden anhand von zuvor definierten Geometrieparametern, unterschiedliche Laufräder entworfen und getestet.

Dabei liegt der Fokus darauf, eine möglichst horizontale Leistungscharakteristik ohne Einbuße bei Wirkungsgrad und Förderhöhe gegenüber einem konventionellen axialen Laufrad einer Fasspumpe zu erreichen, welches als Vergleichsgrundlage herangezogen wird.

Bei einer Gegenüberstellung der unterschiedlichen Laufräder soll der Einfluss der Geometrieparameter auf die Fördereigenschaften betrachtet werden.

Mit den Ergebnissen der Untersuchungen soll geklärt werden, ob die anvisierte konstante Leistungsaufnahme bei Kreiselpumpen möglich ist und wie diese erreicht werden kann. Dabei sollen grundlegende Hinweise zur Auslegung und Laufradgestaltung abgeleitet werden.

Vorgehensweise

Um die neue Kreiselpumpenhydraulik bauen zu können, sind zuerst die speziellen Anforderungen einer Fasspumpe zu definieren, und die in der Literatur etablierte Auslegungsmethodik für Kreiselpumpenlaufräder kleiner Baugröße daran anzupassen.

In diesem Zusammenhang sind die für eine Beeinflussung der Leistungsverläufe interessanten Geometrieparameter zu ermitteln und deren Variationen festzulegen, welche in der Auslegungsroutine abgearbeitet werden. Hierzu entsteht eine Matrix, in welcher die jeweiligen Modifikationen dargestellt werden.

Die ausgelegten Prototypenlaufräder sind so zu konstruieren, dass diese mittels Stereolithographieverfahren hergestellt und für die experimentellen Untersuchungen aufgearbeitet werden können.

Für die Experimente sind ein geschlossener Versuchskreislauf für die Hydraulikuntersuchung, und ein Versuchskreislauf für die Untersuchung der Fasspumpen zu entwickeln und aufzubauen. In beiden Versuchsständen werden alle experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit durchgeführt. Es sind hierbei die Druckdifferenz, der Volumenstrom und die Leistungsaufnahme für jeden gewählten Betriebspunkt reproduzierbar zu erfassen.

Weiterhin sind die Messdaten so aufzubereiten, dass generierte Kennlinien miteinander vergleichbar sind und die Einflüsse durch die Auslegungsparameter auf die Kennlinien-verläufe diskutiert werden können.

Final sind die in der Arbeit gewonnen Erkenntnisse zusammen zu fassen und Gestaltungshinweise für entsprechende Kreiselpumpen sowie Anregungen für weitere Untersuchungen zu geben.

3. Grundlagen und Vorbetrachtungen

3.1 Kreiselpumpen kleiner Baugröße

In dieser Arbeit werden die Laufradentwicklung und experimentellen Untersuchungen an kleinbauenden Kreiselpumpen durchgeführt. Diese Maschinen kleiner Baugröße haben Laufraddurchmesser von wenigen Millimetern bis ungefähr 50 mm. Eine typische Antriebsleistung liegt im Bereich von 0,01 – 1 kW, Förderdrücke liegen im Bereich von 0,01 - 3 bar, und Volumenströme liegen im Bereich von 1 ml/h bis zu 500 ml/h. Der Abbildung 3-1 ist zu entnehmen, in welche Betriebsbereiche sich bekannte Pumpentypen einteilen lassen. FUCHSLOCHER UND SCHULZ geben ein Gebiet an, in welchem Kreiselpumpen kleiner Baugröße zu finden sind. Die Maschinen liegen deutlich im untersten Bereich des Anwendungsspektrums für Kreiselpumpen. Grundsätzlich gibt es auch hier noch die typischen Bauformen mit axialen, halbaxialen und radialen Laufrädern. Die klaren Abgrenzungen verschwinden hin zu kleinsten Baugrößen, da (nach heutigen Stand der Technik) realisierbare kleine Kreiselpumpenausführungen stark zunehmende hydraulische und mechanische Verluste aufweisen, was ihre Verwendung ineffizient und aufwendig macht. [Fuc67]



Abbildung 3-1 Leistungsklassen und Betriebsbereiche von Pumpen [Fuc67]



Abbildung 3-2 Einsatzbereiche von Kreiselpumpen kleiner Baugröße

In Abbildung 3-2 wird aufgezeigt, dass Kreiselpumpen kleiner Baugröße in vielen technischen Anwendungsbereichen vorkommen. Im Folgenden werden diese kurz vorgestellt:

Medizintechnik

Kreiselpumpen werden hier als Blutpumpen zum anteiligen oder vollständigen Herzersatz verwendet. Diese werden entweder implantiert oder herznah betrieben. Die verwendeten Axial- oder Radialmaschinen haben Laufräder von wenigen Millimetern bis etwa 50 mm Durchmesser. Der Bereich der Drehzahlen liegt bei diesen Pumpen zwischen 3.000 und 30.000 1/min. Hierbei werden Volumenströme von ungefähr 6 l/min bei einem Differenzdruck von ca. 150 mmHg erreicht, dies entspricht etwa 0,2 bar. [Mat00]

Es ist anzumerken, dass besonders in diesem Gebiet viel Grundlagenforschung betrieben wird. Eine große Herausforderung stellt der blutschonende Einsatz der Pumpen dar, die wegen der hohen Drehzahlen, zu großen Scherspannungen neigen und damit zur *Hämolyse* beitragen, der Zerstörung der roten Blutkörperchen.

Verfahrenstechnik

Als pulsationsfreie Förderalternative zu herkömmlichen Verdrängerpumpen im Volumenstrombereich von 1 – 5.000 ml/min bei bis zu 25 bar Förderdruck, hat die Firma KSB die kleinbauende Kreiselpumpe "Microchem" entwickelt und 2007 auf den Markt gebracht. Diese soll gerade in der Mikroverfahrenstechnik und in der kontinuierlichen Prozessführung durch einen großen Betriebsbereich neue Lösungswege aufzeigen. Das radiale Scheibenlaufrad der Pumpe hat einen Durchmesser von 42 mm und wird im Hoch-drehzahlbereich von 12.000-26.000 1/min betrieben. [KSB0], [KSB11]

Haustechnik

In Ein- und Mehrfamilienhäusern werden Heizungsumwälzpumpen in der Regel mit radialen Laufrädern und Durchmessern von 30 bis 50 mm eingesetzt. Diese Pumpen werden durch ihr Spiralgehäuse mit Inlinebauweise direkt in die Leitungstechnik integriert. Strenge Forderungen werden bei diesen Maschinen hinsichtlich Zuverlässigkeit und Geräuscharmut gestellt. Allein in Europa werden etwa 5 Millionen Heizungsumwälzpumpen pro Jahr bei einer mittleren Leistung von 60 W pro Kreiselpumpe hergestellt. [Den10]

In Aquarien oder bei der Garten- und Teichbewässerung finden sich ebenfalls Kleinpumpen mit sehr einfachen axialen und radialen Laufrädern in Leistungsklassen von 5 bis 100 W.

Kraftfahrzeugtechnik

In der Fahrzeugtechnik werden kleine radiale Kreiselpumpen zum Transport von Kühlmittel zur Motorkühlung und für die Klimaanlage verwendet. Da deren Antrieb über den Keilriemen vom Motor erfolgt, werden diese Pumpen nicht stationär betrieben, weil die Drehzahl des Motors variiert. Da dies Auswirkung auf die Kühlleistung hat, werden dezentrale Systeme entwickelt, wobei die Kühlmittelpumpe direkt durch einen kleinen Elektromotor betrieben wird.

Die dabei untersuchten Radial-, Diagonal- und Axiallaufräder weisen einen Außendurchmesser zwischen 25 mm und 50 mm auf und werden bei Drehzahlen zwischen 6.000 und 20.000 1/min betrieben. Der angestrebte Volumenstrom liegt hier bei 117 bzw. 150 l/min und einem Differenzdruck von 0,45 bzw. 0,8 bar. [Fan96], [Bis10]

Raumfahrt- und Raketentechnik

Die Nutzung von kleinen Kreiselpumpen findet Anwendung in der Raketentechnik. Die Laufräder sind für den Transport von Flüssigbrennstoff verantwortlich. Bekannt sind theoretische Untersuchungen an offenen Halbaxialrädern mit Laufradaußendurchmessern von 34 und 36 mm. Hierbei wurden Drehzahlbereiche von 3.000 bis 10.000 U/min getestet. [Liu02]

Sonderbauformen

Für feststoffbeladene oder stark gashaltige Medien wird auf eine Reihe von Sonderbauarten zurückgegriffen, welche in Anlehnung zu üblichen Abwasserpumpen mit schneckenförmigen Laufrädern ausgestattet sind.

Zu den Sonderbauausführungen wird für weitere Anwendungsbeispiele in der chemischen Industrie auf bekannte Literaturquellen verwiesen. [Gül10], [Sig13], [Boh08]

3.2 Fasspumpen

Das besondere Augenmerk dieser Arbeit richtet sich auf die Untersuchung einer Fasspumpenhydraulik, so dass die Maschine nachfolgend vertiefend vorgestellt wird. Hierbei handelt es sich um eine Sonderbauform einer Kreiselpumpe kleiner Baugröße zur automatisierten Entleerung von Behältern, Fässern und Flüssigkeitscontainern mit einem Fassungsvolumen von wenigen Litern bis hin zu Volumina von über 1 m³. Typische Fördermedien sind dabei Öle, Säuren und ähnliche Gebinde (viskose Fluide).



Abbildung 3-3 Fasspumpe, Hydraulikteil und typische Laufräder [Lut13]

Der Abbildung 3-3 links folgend ist der Motor direkt mit dem Pumpwerk und der am unteren Ende angepassten Hydraulik verbunden. Zum Betrieb wird die Fasspumpe über eine Öffnung (Spundloch) in ein Fass oder ähnliches Behältnis und das darin befindliche Gebinde eingeführt. Der Gehäusefuß befindet dabei über dem Grund des Behältnisses, während sich der Antriebsmotor und der Auslass außerhalb des Behältnisses befinden. Der Motor treibt das Laufrad über die Welle an, wodurch Energie in das Gebinde gebracht wird. Das Fördermedium wird dabei durch das hohle Pumpwerk nach oben gefördert. Die 1 m bis 4 m lange Antriebswelle befindet sich in einem separaten Rohr innerhalb des Pumpwerkes, um es vor den chemischen Eigenschaften des Fördermediums zu schützen und keinen zusätzlichen Drall in der Strömung zu erzeugen. Hinter dem Laufrad befindet sich eine axial angeordnete Leiteinrichtung in Form eines beschaufelten Leitradkreuzes. Dort ist mittig das Gleitlager eingepasst, um die Antriebswelle hin zum Laufrad zu stabilisieren.

Fasspumpen werden überwiegend mit axialen Laufrädern betrieben. Für Anwendungen mit viskoseren Medien ist mehr Förderhöhe erforderlich, so dass ein halboffenes radiales Laufrad mit gehäuseseitiger Gegenkontur (siehe Abbildung 3-3, mittig) verwendet wird, welches die gleiche axiale Leiteinrichtung nutzt.

3.3 Leistung, Verluste und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe

Allgemein wird einer Kreiselpumpe über den Antrieb mechanische Leistung zugeführt, welche sie als Nutzleistung oder hydraulische Leistung P_u an das Fördermedium abgibt. Dabei errechnet sich die Leistungsaufnahme P_k einer Pumpe nach der Gleichung (3.1).

$$P_{k} = P_{u} + P_{jges} \tag{3.1}$$

mit
$$P_u = \rho g H Q$$
 (3.2)

Die Energieumwandlung ist in der Kreiselpumpe unterliegt Leistungseinbußen, die in der Gesamtverlustleistung P_{jges} zusammengefasst werden. Bemerkbar machen sich die Verluste vorzugsweise durch Wärmeentwicklung und energieintensive Strömungsphänomene. Dabei wird in Gleichung (3.3) zwischen der äußeren und der inneren Verlustleistung unterschieden.

$$P_{\text{jges}} = P_{\text{m}} + P_{\text{i}} \tag{3.3}$$

Unter äußeren Verlusten respektive der mechanischen Verlustleistung P_m werden in den meisten Fällen die Verluste infolge von Reibung durch die im Pumpengehäuse integrierten Lager und Dichtungen sowie der Energiebedarf von möglichen Hilfsmaschinen zusammengefasst. Die Luftreibung an der rotierenden Antriebswelle wird in der Regel vernachlässigt.

Die Größenordnung der mechanischen Verlustleistung hängt stark von der Baugröße der Pumpe und dem Einsatz verlustarmer Lager und Dichtungen ab. Sie liegt allgemein bei etwa 1 % bis 3 % der zugeführten Antriebsleistung. Bei sehr kleinen Baugrößen können die Verluste auch deutlich höher liegen und bis über 30 % der zugeführten Leistung P_k ausmachen. Abhilfe bieten hier kostenintensive Fertigungsverfahren. [Wes12]

Die innere Verlustleistung P_i lässt sich in weitere Einzelverlustgrößen in Gleichung (3.4) unterteilen, auf welche nachfolgend betrachtet werden.

$$P_i = P_{sp} + P_r + P_a + P_h \tag{3.4}$$

Leckageverluste

Leckage- oder Spaltverluste P_{sp} stellen die volumetrischen Verluste dar. Sie treten vorrangig auf, weil die Bereiche zwischen Laufrad und Gehäuse mit unterschiedlichen Druckniveaus nicht absolut leckagefrei trennbar sind. Eine Strömung fließt immer entlang des Druckabfalls. Der Druck auf der Druckseite der Pumpe ist immer höher als auf der Saugseite, so dass ein Anteil der Strömung von der Druckseite über die Spalte zurück zur Saugseite fließt.

$$P_{\rm sp} = \rho g H Q_{\rm sp} \tag{3.5}$$

Dieser Spaltstrom Q_{sp} in Gleichung (3.5) ist ein Verlust, da der Rückströmung zusätzliche Energie zugeführt werden muss, um sie erneut durch das Laufrad zu transportieren. Die Größenordnung der Spaltverluste hängt von der Druckdifferenz, der Spaltgeometrie und den Fluideigenschaften ab und kann im Extremfall bis zu 15 % des Nutzvolumenstromes betragen. Gerade bei kleinen Pumpen begrenzt die Spaltgeometrie die Effizienz, weil die Spaltmaße groß im Verhältnis zum Strömungskanal werden und eine präzisere Fertigung kostenintensiv ist. [PP05], [Tha08], [Gül10], [Wes12]

Radreibungsverluste

Die Radreibungsverluste Pr entstehen infolge der Flüssigkeitsreibung an den Trag- und Deckscheiben der Laufräder. Sie lassen sich konstruktiv nur wenig beeinflussen und sind abhängig von der Laufradgeometrie, der Werkstoffoberfläche und der Strömungscharakteristik in den Radseitenräumen.

$$P_r = k_r \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{3.6}$$

Nach Gleichung (3.6) gilt bei Laufrädern: je kleiner ein Laufrad ist, desto kleiner sind auch die Radreibungsverluste, infolge des sehr dominanten Durchmessereinflusses. Bei hohen Rotationsgeschwindigkeiten können auch Pumpen mit sehr kleinen Laufraddurchmessern signifikante Radreibungsverluste aufweisen. [PP05], [Gül10], [Wes12]

Austauschverluste

Die Rezirkulations- oder Austauschverluste P_a fassen sämtliche Wechselwirkungen zwischen Zulauf, Laufrad und Leitrad zusammen. Diese entstehen vornehmlich bei Teillast, weil eine Strömung infolge von Verzögerungen vor und hinter dem Laufrad ablöst. Die dabei auftretenden Verwirbelungen bilden einen zu berücksichtigenden Verlust, welcher bei Betrieb gegen geschlossenen Schieber oder bei niedrigen Volumenstrom einen beträchtlichen Anteil der Leistungsaufnahme ausmachen kann. Bei richtiger Auslegung gehen diese Verluste im Bestpunkt gegen Null. [Gül10], [Wes12]

Hydraulische Verluste und Stoßverluste

Hydraulische Verluste oder Schaufelverluste P_{vh} fassen sämtliche Energieumwandlungen infolge von Reibung, Verwirbelung, Querschnittsänderung oder Richtungsänderung in allen durchströmten Teilen und insbesondere in den Schaufelkanälen einer Pumpe zusammen und werden im Auslegungspunkt durch den hydraulischen Wirkungsgrad erfasst, wie Gleichung (3.7) zeigt. [Gül10], [Sig13]

$$P_{\rm vh} = \rho g H Q \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\rm h}} - 1\right) \tag{3.7}$$

An dieser Stelle sind besonders die Stoßverluste zu nennen, welche bei der Änderung von Strömungsquerschnitten auftreten und abhängig von der Strömungsrichtung sind. Insbesondere am Ein- und Austritt des Laufrades findet durch die vorhandene Geschwindigkeitsänderung ein Impulsaustausch in der Strömung statt, welcher zu Verlusten führt.

Im Idealfall ist eine Strömungsmaschine so konstruiert, dass im Bestpunkt keine Stoßverluste am Laufradeintritt auftreten. Die Stoßverluste nehmen bei der Entfernung vom Bestpunkt quadratisch zu. [PP05]

PFLEIDERER stellt die Größenordnung der einzelnen Verluste bei Kreiselpumpen mit Bezug zur spezifischen Drehzahl n_q anteilig prozentual dar (vgl. Abbildung 3-4). Diese spezifische Kennzahl erlaubt übergreifende Vergleichsbetrachtungen bei Pumpen unabhängig von der Laufradbauart. Für die spezifische Drehzahl gibt es in der Literatur unterschiedliche Definitionen. Nach PFLEIDERER lautet eine mögliche Berechnungsgleichung:

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\gamma^{3/4}} \tag{3.8}$$

In Abbildung 3-4 sind die hydraulischen Verluste, Stoßverluste und Austauschverluste als Schaufelverluste zusammengefasst. So ist etwa bei n_q von 50 ein Optimum der Nutzleistung P_u ermittelt worden, wo im Verhältnis zur Antriebsleistung P_k idealerweise auch die höchsten Wirkungsgrade zu erwarten sind. Bei größeren spezifischen Drehzahlen nimmt die Nutzleistung ab, da der Anteil der Schaufelverluste steigt.



Abbildung 3-4 Einteilung der Verluste bei Kreiselpumpen [PP05]

Für die Leistungsaufnahme P_k der Pumpe an der Antriebswelle lässt sich zusammenfassend aus den Einzelverlustgrößen und der Nutzleistung P_u eine allgemeine Gleichung (3.9) definieren und für den Auslegungspunkt erweitern (3.10):

$$P_{k} = P_{m} + P_{sp} + P_{r} + P_{a} + P_{vh} + P_{u}$$
(3.9)

$$P_{k} = P_{m} + P_{r} + P_{a} + \rho g H (Q + Q_{sp}) \cdot (\frac{1}{\eta_{h}} - 1)$$
(3.10)

Unter Hinzunahme von Angaben zum Motor, wie dem Motorwirkungsgrad η_{mot} oder der Leistungsaufnahme des Motors P_{mot}, lässt sich die Leistungsaufnahme P des Pumpenagregates (Pumpe + Antriebsmotor) in Gleichung (3.11) bestimmen.

$$P = P_{mot} + P_m + P_r + P_a + \rho g H (Q + Q_{sp}) \cdot (\frac{1}{\eta_h} - 1)$$
(3.11)

Bei Verwendung eines Frequenzumformers ist dessen Verlust (analog wie beim Motor) ebenfalls bei der Leistungsaufnahme P zu berücksichtigen.

Leistungsbilanzierung

Sämtliche Leistungsgrößen einer Pumpe lassen sich übersichtlich in einer Leistungsbilanz darstellen, wie es Abbildung 3-5 als *Sankey*-Diagramm zeigt. Dabei kann der Energieverbrauch von der Stromquelle zur Antriebswelle bis hin zur übertragenen hydraulischen Nutzleistung in der Strömung aufgezeigt werden.



Abbildung 3-5 Leistungsbilanz einer Pumpe

Sofern alle Leistungsgrößen bekannt sind, lassen sich sämtliche Wirkungsgrade der Pumpe errechnen. Hersteller geben in der Regel nur den Pumpenwirkungsgrad an, was für eine präzise Verlustabschätzung nicht ausreicht. Gerade der Gesamt- oder Aggregatwirkungsgrad, ist ein wichtiger Indikator für die Effizienz der Maschine.

Grundsätzlich lassen sich sämtliche Wirkungsgrade experimentell bestimmen, mit Ausnahme des hydraulischen Wirkungsgrades, da die Strömungsverhältnisse innerhalb der Schaufelkanäle sehr komplex sind. [PP05]

PFLEIDERER ordnet die Austauschverluste den hydraulischen Verlusten zu und bezeichnet beides als Schaufelverluste (vgl. Abbildung 3-4), so dass beide Größen im hydraulischen Wirkungsgrad abgeschätzt werden. Auch für Austauschverluste ist ein Einzelnachweis infolge der komplexen Teillastrezirkulationswirbel im Experiment nicht eindeutig möglich. Auf die Bedeutung Teillastrezirkulation in Verbindung mit den Austauschverlusten wird weiterführend in Kapitel 3.4 eingegangen.

Gemäß DIN EN 12723 sind die wichtigsten Wirkungsgrade und deren Zusammenhang mit den Leistungsgrößen für Kreiselpumpen in der Tabelle 1 aufgeführt.

Benennung	Zeichen	Definition
Pumpenwirkungsgrad	η	Verhältnis der Förderleistung zu der an der Kupplung (Welle) der Pumpe anliegenden Leistung
		$\eta=P_u/P_k~(3.12)$
mechanischer Wirkungsgrad	η_m	Verhältnis der Leistung, die dem Fluid zugeführt wird, und der Leistung, die an der Kupplung (Welle) der Pumpe zugeführt wird
		$\eta_m = (P_k - P_m)/P_k = P_i/P_k$ (3.13)
innerer Wirkungsgrad	η_i	Verhältnis der Förderleistung zur inneren Leistung
		$\eta_i = P_u/P_i ~(3.14)$
hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	Verhältnis der Förderleistung zum Leistungs- bedarf der Pumpe, vermindert um den mechanischen Verlust, den Radreibungsverlust und den Spaltverlust
		(Das Verhältnis der Stutzenarbeit Y zur Schaufelarbeit Y _{sch} ist zu Gleichung (3.14) äquivalent.)
		$\eta_{h} = P_{u}/(P_{k} - P_{m} - P_{r} - P_{sp}) = Y/Y_{Sch} (3.15)$
Motorwirkungsgrad	η_{mot}	Verhältnis der am Motor anliegenden Leistung P zu der vom Motor abgegebenen Leistung $\ P_{k}$
		$\eta_{mot} = P_k/P ~(3.16)$
Gesamtwirkungsgrad des Pumpenaggregates	η_{gr}	Verhältnis der Förderleistung P _u zu der vom Motor aufgenommenen Leistung P
		$\eta_{gr} = P_u/P$ (3.17)

Tabelle 1: Wirkungsgrade nach DIN EN 12723

3.4 Leistungscharakteristik und Einflussgrößen

Die Leistungscharakteristik einer Pumpe wird in der Regel durch eine entsprechende Kennlinie beschrieben. Diese wird in den meisten Fällen durch die Leistungsaufnahme P dargestellt und wie die Förderhöhe H oder der Gesamtwirkungsgrad η als Funktion des Volumenstromes Q angegeben (siehe Abbildung 3-6).



Abbildung 3-6 Charakteristische Kennlinien einer radialen Kreiselpumpe [Gül10]

Die Leistungscharakteristik einer Pumpe unterscheidet sich je nach verwendeter Laufradform deutlich voneinander. Die klassischen Bauformen für Laufräder sind radial, halbaxial und axial.

Die Einteilung der Laufradformen wird mit der Radformkennzahl beziehungsweise spezifischen Drehzahl n_q vorgenommen. Hiermit ist ein von der Baugröße unabhängiger Vergleich der jeweiligen Laufradformen in Abhängigkeit der Laufraddrehzahl und der Fähigkeit der Übertragung von Strömungsdruck auf das Fördermedium möglich. In der Literatur gibt es aus historischen Gründen unterschiedliche Angaben zu spezifischen Drehzahlen, die sich jedoch ineinander umrechnen lassen. Anhand der spezifischen Drehzahl (zum Vergleich Formel 3.8) unterscheidet PFLEIDERER prinzipiell vier Radformen, wie in Abbildung 3-7 zu erkennen ist.



Abbildung 3-7 Einteilung der Radformen nach der spezifischen Drehzahl [PF72]

Vertiefend und in ähnlicher Weise unterscheidet TROSKOLANSKI die Laufradformen und ordnet diesen dabei Geschwindigkeitsdreiecke und charakteristische Kennlinien zu (siehe Abbildung 3-8). Die spezifische Drehzahl rechnet sich dabei um mit:



$$n_s^* = 2,76 \cdot n_q$$
 (3.18)

Abbildung 3-8 Laufradformen, Geschwindigkeitsdreiecke und charakteristische Kennlinienverläufe in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl [Tro73]

Die in Abbildung 3-8 (unten) dargestellten Leistungsverläufe unterscheiden sich je nach Laufradform deutlich voneinander. Daher hierzu einige vertiefende Erläuterungen:

Bei radialen Laufrädern liegt bei Nullförderhöhe (Q = 0) die geringste Leistungsaufnahme vor. Mit zunehmenden Volumenstrom Q ist auch ein Anstieg der Leistung P zu verzeichnen. Diese Leistungszunahme lässt sich vor allem auf die mit zunehmendem Volumenstrom einhergehenden Verluste infolge von Reibung, in der Strömung und an den Schaufeln, der Abströmung, die maßgeblich vom Austrittswinkel β_2 beeinflusst wird, sowie durch Stoßverluste an den Schaufelkanten zurückführen. [PP05]

Trotz dieses Zusammenhangs unterscheidet sich der Verlauf der Leistungskennlinien bei halbaxialen und axialen Laufrädern besonders bei kleinen Volumenströmen von denen radialer Laufräder. So liegt bei diesen Laufradformen bei Nullförderhöhe der maximale Leistungsbedarf vor, welcher mit zunehmendem Volumenstrom stark abfällt. Dieser Unterschied lässt sich insbesondere mit den Strömungseffekten erklären, die bei axialen und halbaxialen Laufrädern besonders bei Teillast auftreten.

Der bei Teillast verringerte Volumenstrom erlaubt die Ausbildung von Rückströmungen an den Laufradkanten, die als Rezirkulationsströmungen bezeichnet werden, wodurch saug- und druckseitige Wirbelsysteme entstehen (vgl. Abbildung 3-9). Diese Teillastwirbel haben in ihrer Wirkweise bei halbaxialen und axialen Laufrädern einen besonders dominanten Einfluss auf den Verlauf der Kennlinien. [Tro73]

Einerseits bewirkt bei einem Teillastwirbelsystem der Einfluss der Rezirkulationsströmung als sogenannte "Wirbelbremse" einen intensiven Impulsaustausch zwischen der Haupt- und Außenströmung am Laufradein- und Lauradaustritt. Da dieser sehr verlustbehaftet ist, fällt der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe im Bereich kleiner Volumenströme schnell ab und sorgt gleichermaßen für einen Anstieg des Leistungsbedarfs hin zur Nullförderleistung. [Tro76], [PP05]



Abbildung 3-9 Laufradformen, deren Ausbildung von Rezirkulationsgebieten und charakteristische Kennlinienverläufe [Tro76]

Andererseits verengt das Wirbelsystem den Saugkanalquerschnitt, wodurch die Hauptströmung eingeschnürt und im Schaufelkanal in radiale Richtung abgelenkt wird. Dieser Effekt führt dazu, dass die Verwirbelung die Kernströmung nicht abgebremst wird und dabei immer noch günstig in das Laufrad einströmt, wodurch Stoßverluste zunächst nicht zunehmen. Die Strömung ist nun in der Lage, mehr Energie aufzunehmen, was gerade bei halbaxialen und axialen Laufrädern zu einer steilen Förderkennlinie führt. [Tro76], [Sig13]

Da bei radialen Laufrädern ohnehin eine Abströmung in radialer Richtung vorliegt, beschränkt sich der Einfluss des Teillastwirbelsystems auf den verlustbehafteten Impulsaustausch, so dass hin zur Nullförderhöhe vorrangig Stoßverluste begünstigt werden. [Sig13]

In Abbildung 3-9 ist bei den mittleren Laufrädern hin zu kleinen Volumenströmen eine Veränderung des Verlaufs der Leistungsaufnahme von steigend zu sinkend erkennbar. Dieser deutliche Unterschied führt zur Annahme, dass es mit großer Wahrscheinlichkeit eine Laufradform geben muss, durch welches sich die Effekte der Teillastcharakteristik gerade soweit ausbilden, dass die Leistungsaufnahme einen horizontalen Verlauf hat. Dadurch wäre aus theoretischer Sicht ein Übergang von ansteigender zu fallender Leistungscharakteristik im Teillastbereich definierbar.

Dieser Übergangsbereich ist bis heute praktisch unerforscht. Bezogen auf die Laufradform lässt sich der Übergangsbereich zumindest nach der klassischen Unterscheidung in der Literatur zwischen "radialer" und "halbaxialer" Bauart verorten. GÜLICH fasst die verschiedenen Verläufe der Leistungsaufnahme P bezogen auf die Laufradformen in dem Diagramm von Abbildung 3-10 theoretisch zusammen. Dort sind Leistungsverläufe von Laufrädern mit unterschiedlichen spezifischen Drehzahlen über einem spezifischen Volumenstrombereich dargestellt.



Abbildung 3-10 Leistungsverläufe bei unterschiedlichen spezifischen Drehzahlen [Gül10]

Entsprechend dieser Darstellung kommt eine Laufradform mit einem $n_q = 100$ am ehesten für den angedachten Übergangsbereich in Frage. Gemäß der Einordnung nach den typischen Radformen wird es sich dabei um ein halbaxiales Laufrad handeln.

GÜLICH stellt fest, dass es einen Zusammenhang zwischen der aufgenommen Leistung der Pumpe, der hydraulischen Leistung und der teillastbedingten Rezirkulation gibt, abgesehen von den Nebenverlusten, die nicht vom Volumenstrom abhängig sind.

Unter der Vorstellung, dass die Teillastrezirkulation eine repräsentative Verlustgröße darstellt, definiert GÜLICH im Teillastfall einen Bereich zwischen den Verläufen der Leistungsaufnahme P und der hydraulischen Leistung P_u , welchen er als Rezirkulationsleistung P_{Rec} benennt.

GÜLICH gibt hierfür einen entsprechenden Entwurf an, wie links in Abbildung 3-11 zu erkennen ist. Hierbei werden die Leistungsgrößen über dem Volumenstrom aufgetragen. Dieser Entwurf ist an dieser Stelle für die neue Situation einer horizontalen Leistungskennlinie erweitert worden.

Folglich ist bei einer Hydraulik mit horizontalem Leistungsverlauf die Beeinflussung der Verwirbelung im Laufrad vom Bestpunkt hin bis zur Nullförderhöhe von zentraler Bedeutung, wodurch die Rezirkulationsleistung P_{Rec} in einem direkten Zusammenhang mit dem Volumenstrom und der Leistungsaufnahme steht.



Abbildung 3-11 Rezirkulationsleistung und -beeinflussung (links nach [Gül10])

Es bleibt die Frage, inwieweit konstruktive Änderungen bei Laufrädern auf das Teillastverhalten derart einwirken können, dass sich deren Leistungsverläufe dadurch signifikant verändern lassen.

GÜLICH führt bereits erprobte Maßnahmen auf, die zur Beeinflussung des Rezirkulationsbeginns an Laufrädern Anwendung finden können. Es sind zu nennen:

- Verkleinerung des Laufradeintrittdurchmessers ds,
- Verkleinerung des engsten Querschnittes am Laufradeintritt d1a/d1i,
- Vorrotation (Mitdrall) erzeugen,
- Vergrößerung des Schaufeleintrittdurchmessers d_{1i},
- Veränderung des Eintrittsquerschnittes vom Leitrad. [Gül10]

GÜLICH selbst weist darauf hin, dass Rezirkulationsströmungen wegen ihrer dreidimensionalen Komplexität noch nicht vollständig erforscht sind. Vielmehr gibt es heute Modellvorstellungen über deren Ausprägung in Laufrädern. Wissenschaftlich untersucht wird vorrangig der Beginn der Rezirkulationsströmungen in allen Laufradarten, da dieser von Bedeutung für den Beginn instabiler Kennlinien ist und gern als untere Betriebsgrenze der betrachteten Pumpen angesehen wird.

Ob die von GÜLICH genannten Maßnahmen zu einer Beeinflussung des Teillastverhaltens auch zu einer flachen respektive horizontalen Leistungskennlinie führen, ist bisher nicht erforscht worden.

Kreiselpumpen mit horizontaler Leistungskennlinie oder entsprechende Untersuchungen hinsichtlich einer derartigen Leistungsbeeinflussung sind bisher nicht bekannt.

4 Auslegung und Konstruktion der neuen Hydraulik

4.1 Methodik der Hydraulikauslegung

Die Auslegung von Kreiselpumpenhydrauliken folgt einer Struktur (vgl. Abbildung 4-1). Erst die oft unvermeidbare Verwendung von Annahmen für unbekannte Parameter und besondere Randbedingungen führen dazu, dass sich die Auslegung zu einem iterativen Prozess entwickelt, dessen Erfolg in der Umsetzung immer noch von theoretischen und praktischen Erfahrungswerten abhängt.



Abbildung 4-1 Struktur des Auslegungsprozesses bei Kreiselpumpen

Das Vorgehen bei einer Auslegungsrechnung ist bereits hinreichend in der Fachliteratur beschrieben. Gerade im Hinblick auf die Auslegung von radialen und halbaxialen Laufrädern kann an dieser Stelle auf bekannte Literatur von PFLEIDERER, BOHL, STEPANOFF, WEBER, GRABOW, GÜLICH, SIGLOCH und WESCHE verwiesen werden, welche sich intensiv mit der Thematik zu Kreiselpumpen auseinander setzen. In den Werken werden vorrangig Maschinen mit relativ großen Laufrädern und großen Mengendurchsätzen betrachtet, wie sie beispielsweise zur Förderung von Trinkwasser oder Erdöl erforderlich sind. [PP05], [Boh08], [Ste66], [Web74], [Far04], [Gül10], [Sig13], [Wes12]

Für kleine Baugrößen gibt es keine vollkommen eigenständige Betrachtung, so dass ein Auslegungserfolg immer noch von vereinzelten Hinweisen aus bekannter Fachliteratur und Vergleichsbetrachtungen mit ähnlich kleinen Maschinen abhängt.

Eine Skalierung von effizient ausgelegten Kreiselpumpen hin zu kleineren Baugrößen lässt sich bisher nicht erfolgreich umsetzen, da hierbei Laufräder mit papierdünnen Wandstärken entstehen, die keiner Festigkeitsanforderungen standhalten würden. Eine nachträgliche Veränderung der Wandstärken bei skalierten Laufrädern führt zu ungleichen Strömungsverhältnissen mit deutlich verschlechterten Wirkungsgraden. Es bleibt das klassische Vorgehen, bei welchem eine bekannte Auslegungsrechnung durchgeführt und mit experimentellen Untersuchungen gestützt wird.

Entsprechend wird der Struktur aus Abbildung 4-1 gefolgt und in diesem Kapitel die Hydraulikauslegung in knapper Form beschrieben, wobei auf relevante Erfahrungswerte hingewiesen wird.

4.2 Basisgrößen für die Hydraulikauslegung

Bereits in Kapitel 3.2 wurde der Aufbau der Fasspumpe beschrieben. In diese soll die neu zu entwickelnde Hydraulik integrierbar sein, ohne dass der grundlegende Aufbau der Fasspumpe verändert wird. Erfahrungen zur Gestaltung von Kreiselpumpen und die Erkenntnisse aus Kapitel 3.3, die für die spezielle Leistungscharakteristik eine Bedeutung haben, sind ebenfalls unbedingt zu beachten.

Es ergeben sich besondere Randbedingungen, die bei der Hydraulikauslegung berücksichtigt werden müssen. Diese sind nachfolgend aufgeführt.

Randbedingung

Erklärung

kleine Baugröße infolge begrenztem Durchmesser Die genormte Fassöffnung (Spundloch) begrenzt maßgeblich den Außendurchmesser für die Hydraulik. Zusammen mit dem Steigrohr der Fasspumpe muss diese für den Betrieb zunächst in das Fass eingeführt werden. So ist der freie Durchmesser für das Steigrohr bereits auf 38 mm festgelegt. Hinzu kommt ein fertigungsbedingtes Spaltmaß von 0,2 mm zwischen Gehäusewand und Hydraulik, welches nicht unterschritten werden sollte. Dadurch verbleibt als Abmessung für den maximalen Außendurchmesser des Laufrades $d_{2a} = 37,6$ mm.

Weiterhin ist ebenfalls fertigungsbedingt eine axiale Laufradlänge (Erstreckung) 15 mm $\leq L \leq 30$ mm zu realisieren, so dass das Laufrad in den verfügbaren Bauraum einer Fasspumpe integrierbar bleibt, ohne die Hauptabmessungen zusätzlich zu verlängern. Bestehende Laufräder haben eine axiale Laufradlänge von etwa 20 mm. Ein Laufrad mit großer Erstreckung ist im Hinblick auf Reibungsverluste im Schaufelkanal ohnehin eher nachteilig [PP05]. Eine minimale Erstreckung muss eingehalten werden, da genug Material vorhanden sein muss, um die Verbindung von Laufrad und Antriebswelle realisieren zu können.

Randbedingung	Erklärung
Lagerung	Die lange Antriebswelle im Steigrohr der Fasspumpe wird Abschnittsweise im Steigrohr und in der Leiteinrichtung gelagert. Mögliche hydraulische Kräfte, welche zu Schwingungen führen, sollen durch eine günstige Geometriegestaltung im Spaltbereich zwischen Laufrad und Saugraumwandung (Pumpwerk) möglichst vermieden werden.
Drehzahlreduktion für geräuscharmen Betrieb	Fasspumpen werden bei Drehzahlen um 12.000 min ⁻¹ betrieben. Es hat sich gezeigt, dass die Maschinen bei geringerer Drehzahl deutlich geräuschreduziert laufen, so dass ein Betrieb bei geringeren Drehzahlen angestrebt wird. Hierbei wird vorausgesetzt, dass die Förderhöhe mit der neuen Hydraulik deutlich erhöht sein muss, um ein vergleichbares Förderergebnis mit geringerer Drehzahl zu realisieren. Als Zieldrehzahl wird $n \leq 10.000 \text{ min}^{-1}$ festgelegt.
halbaxiale Laufradform	Aus der Betrachtung in Kapitel 3.3 zu den Leistungs- verläufen hat sich bereits gezeigt, dass eine halbaxiale Laufradform angenähert an $n_q = 100$ anzustreben ist.
	Weiterhin erlaubt die Laufradform im Vergleich zu einem Axialrad eine zusätzliche Druckerhöhung, da am Laufrad- austritt eine vergleichsweise höhere Umfangsgeschwin- digkeit erreicht wird. [PP05]
	Das halbaxiale Laufrad ist entsprechend dem aktuellen Stand der Technik auszulegen, um dabei möglichst hohe Wirkungsgrade zu erreichen.
Leiteinrichtung	Passend zur Austrittskontur sowie Beschaufelung des Laufrades ist eine Leiteinrichtung hinter dem Laufrad anzubinden und nach dem aktuellen Stand der Technik auszulegen. Hierbei muss ein Kompromiss eingegangen werden, denn die Durchmesserbegrenzung durch das Pumpwerk erlaubt nicht, dass die diagonale Abströmung aus dem halbaxialen Laufrad direkt diagonal in das Leitrad überführt werden kann, sondern idealerweise axial sein muss. Ähnliche <i>Zwitterhydrauliken</i> mit axial abströmenden Radialrädern sind aus Unterwassermotorpumpen bekannt. [Wei06], [Roc08] Für den Weitertransport im Steigrohr soll die Leiteinrichtung drallfrei axial abströmen.
Schaufelstärke	Bedingt durch die Fertigung soll sowohl beim Laufrad als auch bei der Leiteinrichtung eine minimale Dicke s bei den Schaufeln von 1,5 mm eingehalten werden.

Wie oben dargestellt, sorgen die Randbedingungen dafür, dass die Auslegung der Pumpenhydraulik durch die Einbindung in eine Fasspumpenperipherie klare Vorgaben bekommt. So lässt sich aus den Angaben bereits ein erster grober Entwurf für die neue halbaxiale Hydraulik ableiten (vgl. Abbildung 4-2).



Außendurchmesser - Pumpwerk

Mittellinie – Anschluss an Welle

Abbildung 4-2 Schematische Darstellung der neuen Hydraulik

Aus dem Entwurf wird erkennbar, dass sich ein halbaxiales Laufrad zwar in das Pumpwerk der Fasspumpe integrieren lässt, jedoch die Zulauf- und Spaltgeometrien sowie die Anbindung einer Leiteinrichtung noch viele Freiheitsgrade im Hinblick auf Strömungsführung und Geometriegestaltung offen lassen.

4.3 Wahl des Auslegungspunktes

Der in dieser Arbeit gewählte Auslegungspunkt stellt die Grundlage für die Auslegungsberechnung und gibt später einen Hinweis auf den Auslegungserfolg bei der experimentellen Untersuchung. Dabei ist zu beachten, dass mit der neuen Hydraulik der bisherige Betriebsbereich der bestehenden Fasspumpen möglichst beizubehalten ist und durch Drucksteigerung erweitert werden soll.

Insofern ist der Volumenstrom mit 100 l/min festgelegt worden, weil die Fasspumpe mit axialen Laufrad ihren Bestpunkt bei etwa 100 l/min hat.

Im Hinblick auf die Auswahl der Förderhöhe hat sich gezeigt, dass der Auslegungspunkt ein Kompromiss aus gegensätzlichen Forderungen in den unter Kapitel 4.2 angegebenen Randbedingungen sein muss:

Während einerseits für eine Drehzahlreduktion möglichst viel Förderhöhe gefordert wird, sind andererseits eine halbaxiale Laufradform bei limitierten Außendurchmesser und die Anbindung in die axial angeordnete Leiteinrichtung umzusetzen, was die erzielbare Drucksteigerung deutlich begrenzt.

Eine Entscheidungshilfe geben dimensionslose Kennzahlen für einstufige Kreiselpumpen, da diese in Schaubildern zusammengeführt werden, in welchen die Bereiche für bereits vorhandene Kreiselpumpen mit möglichst hohen Wirkungsgraden definiert worden sind. Hierbei handelt es sich um die Druckzahl ψ , die Durchflusszahl φ , die Schnelllaufzahl σ und die Durchmesserzahl δ :

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \tag{4.1}$$

mit
$$u_2 = n\pi d_{2m}$$
 und $d_{2m} = 33 \text{ mm}$ (4.2)

$$\varphi = \frac{Q}{u_2 b_2 \pi d_2} \tag{4.3}$$

mit (4.2) und
$$b_2 = 5 \text{ mm}$$
 (4.4)

$$\sigma = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}}$$
(4.5)

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$$
(4.6)

Eine Sensitivitätsanalyse zur Förderhöhe zeigt in Abbildung 4-3 auf, wie sich Druckzahl und spezifische Drehzahl bezogen auf die Förderhöhe entwickeln. So wird mit großer Förderhöhe zwar eine hohe Druckzahl erzielt (links dargestellt), was interessant im Hinblick auf eine Drehzahlreduzierung ist. Die damit verbundene Reduzierung der spezifischen Drehzahl (rechts dargestellt), steht im Konflikt mit der Forderung aus der Randbedingung zur halbaxialen Laufradform.



Abbildung 4-3 Zusammenhang zwischen Druckzahl, spezifischer Drehzahl und Förderhöhe

Grundsätzlich hat die Wahl der Druckzahl einen deutlichen Einfluss auf den Verlauf der Förder- und Leistungskennlinie. So begünstigt eine geringe Druckzahl einen flachen Kennlinienverlauf, während eine hohe Druckzahl zu steil abfallenden Förderkennlinien und steil ansteigenden Leistungskennlinien führt. [KSB09] Hohe Druckzahlen bedingen keine ($d_{2a} = d_{2i}$) oder eine geringe Neigung der Austrittskante am Laufrad und führen zu großen druckerhöhenden Umfangskomponenten sowie radialer Abströmung. Für eine sinnvolle Gestaltung einer (halb-) axialen Abströmung aus dem Laufrad in eine Leiteinrichtung innerhalb des Steigrohres muss die Neigung des Laufrades deutlich größer sein ($d_{2a} > d_{2i}$), als bei üblichen diagonalen Leitradanbindungen, wie sie beispielsweise bei Unterwasserpumpen vorkommen, um einen vertretbaren Austrittskanal für die Strömung zu realisieren. [PP05], [Sig13]

Eine Drucksteigerung zur Drehzahlreduzierung erfordert einen möglichst maximalen Durchmesser d_{2i} , welcher im Hinblick auf die Anbindung an ein Leitrad jedoch begrenzt werden muss.

Um dem Auslegungsziel gerecht zu werden und eine Drucksteigerung unter Berücksichtigung der anderen Randbedingungen zuzulassen, wird die Förderhöhe, wie in Abbildung 4-3 dargestellt, als Kompromiss mit 7,5 m festgelegt. Dadurch wird die spezifische Drehzahl angenähert bleiben aber unterhalb von $n_q = 100$ liegen.

In Abbildung 4-4 sind der festgelegte Auslegungspunkt und die typischen Betriebsbereiche der Fasspumpen schematisch dargestellt. Fasspumpen mit radialen Laufrädern weisen steile Kennlinien mit großen Förderhöhen und geringem Volumenstrombereichen auf und arbeiten vornehmlich im linken Betriebsbereich, während mit axialen Laufrädern flache Kennlinien mit reduzierten Förderhöhen und größeren Volumenstrombereichen erreicht werden und überwiegend den rechten Betriebsbereich abdecken. Die neue Hydraulik wird vorzugsweise den Betriebsbereich des axialen Laufrades abdecken.



Abbildung 4-4 Auslegungspunkt und Betriebsbereiche der Fasspumpen

Zusammenfassend mit den Angaben in den Randbedingungen aus Kapitel 4.2 und dem gewählten Auslegungspunkt, sind in Tabelle 2 alle charakteristischen Größen dargestellt, die in der Hydraulikauslegung unbedingt beachtet werden müssen.

Tabelle 2: Auslegungspunkt und Charakteris	stische Größen
Größe	Dimension
Wellendurchmesser d _w	5,5 mm
Innendurchmesser Steigrohr D _i	38,0 mm
radiales Spaltmaß s _r	≥ 0,2 mm
Außendurchmesser d _{2a}	37,6 mm
Drehzahl n	10.000 min ⁻¹
Förderhöhe H	7,5 m
Volumenstrom Q	100 l/min
Dichte p	998 kg/m ³
Schaufelstärke s	1,5 mm

Als Fördermedium wird für die Auslegung und spätere experimentelle Untersuchung Wasser bei Umgebungstemperatur (von etwa 20 °C) verwendet.

Für den Auslegungspunkt sind die ermittelten Kennzahlen in Tabelle 3 zusammengefasst:

Tabelle 3: dimensionslose Kennzahlen für den Auslegungspunkt

Größe	Betrag
spezifische Drehzahl n _q	90
Druckzahl ψ	0,49
Durchflusszahl φ	0,19
Schnelllaufzahl σ	0,73
Durchmesserzahl δ	1,94

Mit den spezifischen Kennzahlen können bereits erste Aussagen über den zu erwartenden Auslegungserfolg getroffen werden, da diese den Vergleich mit bekannten Messergebnissen erlauben. Dies wird unter anderem in der Abbildung 4-5 deutlich.



Abbildung 4-5 Cordier-Diagramm für optimal ausgeführte Strömungsmaschinen [PP05]

Der Abbildung 4-5 ist zu entnehmen, dass der gewählte Auslegungspunkt direkt an der Wende der Kurve für optimal ausgelegte Strömungsmaschinen liegt, also im Übergang von Axial- und Radialmaschinen. Abweichend zum festgelegten Auslegungspunkt müsste die Druckzahl entsprechend der Darstellung im Diagramm etwa bei 0,7 liegen.

In einem aktuelleren Schaubild zur Druckzahl gibt es ebenfalls bereits als ideal beschriebene Bereiche, die an unterschiedlichen Kreiselpumpen bestimmt wurden (siehe. Abbildung 4-6).





Auch hier liegt die für den Auslegungspunkt bestimmte Druckzahl deutlich unterhalb des in der Literatur empfohlenen Bereichs, welcher auf Basis sehr guter halbaxialer Laufräder ermittelt worden ist. Eine sinnvolle Druckzahl müsste entsprechend der Darstellung im Diagramm eher bei 0,65 liegen, so dass sich die ermittelte Druckzahl für die neue Hydraulik nicht an den Erfahrungswerten orientieren lässt.

Die meisten Maschinen, auf denen die Parameter und Kurven in den Diagrammen basieren, sind Kreiselpumpen aus der Wasser- und Ölindustrie. Im Unterschied zu diesen Pumpen wird die neue Hydraulik einen kleineren Laufraddurchmesser haben und mit höherer Drehzahl betrieben. Beide Größen wirken sich auf die Druckzahl aus, so dass ein klarer Bezug zu den Diagrammen im Hinblick auf die Druckzahl schwierig ist.

Dennoch zeigt die Einordnung der spezifischen Größen auf, dass der Auslegungspunkt zu einer Maschine mit gutem Wirkungsgrad führen kann.

Aus den Verläufen in Abbildung 4-7 kann bereits eine Abschätzung zu dem maximal zu erwartenden hydraulischen Wirkungsgrad gemacht werden, welche in der Auslegungsrechnung als eine Annahme eingeht. Für den gewählten Auslegungspunkt (mit Q \approx 0,0017 m³/s) wird der hydraulische Wirkungsgrad etwa bei einem η_h von 0,8 angenommen. Dieser Wert liegt unterhalb der repräsentativen Kennlinien für typische spezifische Drehzahlen, was die für die Abschätzung nachteilig sein kann. Weiterhin ist zu beachten, dass die Verläufe auf Untersuchungen von Pumpen mit wesentlich größeren Laufrädern und Volumenströmen basieren. Der reale hydraulische Wirkungsgrad kann wegen den kleinen Abmessungen und der Strömungsführung in der Fasspumpengeometrie daher deutlich niedriger ausfallen.



Abbildung 4-7 Hydraulischer Wirkungsgrad halbaxialer und axialer Pumpen [Gül10]

Ergänzend dazu ist der Pumpenwirkungsgrad aufgrund der Verlustkette, wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben, noch weitaus geringer zu erwarten. In Abbildung 4-8 ist dieser ebenfalls über der spezifischen Drehzahl aufgetragen. So wird η für den Auslegungspunkt eher unterhalb von 0,60 angenommen.



Abbildung 4-8 Pumpenwirkungsgrad halbaxialer und axialer Pumpen [Gül10]

4.4 Variable Parameter

Eine Hydraulik auszulegen, bedeutet eine Vielzahl an Parametern zu berücksichtigen, welche die Laufradgeometrie festlegen und damit die Bauform und Förderleistung maßgeblich beeinflussen. Die bereits definierten Randbedingungen aus Kapitel 4.2 und der Auslegungspunkt aus Kapitel 4.3 helfen dabei Einschränkungen vorzunehmen.

In Abbildung 4-9 sind die wichtigsten Parameter für eine Laufradgeometrie dargestellt. Analog verhält es sich bei der Leitradgeometrie. Dabei handelt es sich um die Größen, welche die Schaufelgeometrie und den Strömungskanal festlegen. Hierzu zählen maßgeblich die Schaufelzahl, die Schaufellänge, die zugehörigen Schaufelwinkel und Durchmesser sowie die Ein- und Austrittsbreite des Laufrades. Mit diesen Parametern lässt sich jedes Laufrad grundlegend beeinflussen. Sind die Größen einmal festgelegt, ergeben sich die Verläufe von Meridian und Schaufelkontur.



Abbildung 4-9 Parameter zur Beschreibung einer Laufradgeometrie [Gül10]

Wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben, unterliegen die Leistungskennlinien der Laufräder maßgeblich dem Einfluss der Rezirkulationsströmungen. Die Mechanismen der komplexen Strömungsstrukturen sind noch nicht ausreichend erforscht. Es gibt lediglich Angaben zu Maßnahmen, bei denen Geometrieparameter erfolgreich angepasst worden sind, um den Rezirkulationsbeginn zu beeinflussen. Diese Einflussnahme ist von großer Bedeutung für das Vorhaben, eine möglichst horizontale Leistungskennlinie mit der Hydraulik zu generieren. Hierbei sind der Laufradeintrittsdurchmesser d_S, das Eintrittsdurchmesserverhältnis d_{1a}/d_{1i} und der Schaufeleintrittsdurchmesser d_{1i} benannt worden. Weiterhin werden Vorrotation und die Gestaltung des Eintrittsquerschnitts vom Leitrad als Maßnahmen aufgeführt, ohne weitere Größenangaben zu nennen. Bezugnehmend auf Kapitel 4.2 ist, im Hinblick auf den Übergang zum Leitrad, auch die Gestaltung des Laufradaustrittes b₂ interessant. Weiterhin wird auch die Schaufelzahl z einen wesentlichen Einfluss auf die Strömungsverhältnisse haben.

Es ist sinnvoll, gerade diese Geometrieparameter bei der Laufradauslegung zu berücksichtigen. Deren Variation wird erforderlich, um die Laufradauslegung hinsichtlich des Ansatzes der vorliegenden Arbeit besser ergründen zu können. Nachfolgend werden daher die oben benannten Parameter vertiefend betrachtet.

Einfluss der Schaufelzahl

Wie bereits Kapitel 3.2 zu entnehmen, haben die Laufräder in einer Fasspumpe drei oder vier Schaufeln und die Leiteinrichtung vier Streben. Grundsätzlich sollte die Schaufelzahl gemäß PFLEIDERER im Hinblick auf Resonanzerscheinungen zwischen Laufrad und Leitrad nie gleich sein. [PP05] Im Hinblick auf die typischen Fördermedien einer Fasspumpe mit Viskositäten von 0 bis zu 500 mPas sind möglichst wenige Schaufeln zu verwenden, um Verstopfungsneigungen zu reduzieren.

Die empfohlene Schaufelzahl liegt für radiale- und halbaxiale Laufräder aufgrund von Druckpulsationen, hydrodynamischer Schaufelbelastung und Kennlinienstabilität bei ausreichender Förderhöhe bei 5 bis 7 Schaufeln. Kleine Bauformen werden mit weniger Schaufeln ausgelegt, da die Saugkantenversperrung stark zunimmt und das Saugverhalten des Laufrades negativ beeinflusst wird. Zusätzlich werden die Reibungsverluste im kleinskaligen Bereich mit jeder zusätzlichen Schaufelfläche im Laufrad und Leitrad dominant, was zu sinkenden Wirkungsgraden führt. [PP05], [Wes12], [Sig13]

Ein wesentlicher Vorteil von kleinen Schaufelzahlen ist das gute Saugverhalten, was sich durch die geringe Verengung des Saugkantenquerschnittes im Hinblick auf Kavitation positiv auswirkt. Die großen Abstände zwischen den einzelnen Schaufeln verhindern eine ideale Strömungsführung, was zu einem erhöhten Schaufeldruck und damit zu größerer Minderarbeit führt. Eine unzureichende Strömungsführung hat zur Folge, dass die Strömung an den Schaufeln abreißt, was zu Verwirbelungen führt und die Auswirkung der Teillastrezirkulation erhöht sowie sich begrenzend auf die mögliche Energie-übertragung auf das Medium auswirkt. [Gül10], [Sig13]

Als Varianten werden Laufräder mit den Schaufelzahlen drei, vier und fünf getestet.

Einfluss von Stützschaufeln

Die Verwendung von Stütz- oder Zwischenschaufeln soll die Strömungsführung verbessern, was gerade bei Laufrädern mit geringer Schaufelzahl sinnvoll sein kann. Stützschaufeln sind um die ursprüngliche Gesamtlänge verkürzte Laufradschaufeln, welche in der Regel erst innerhalb des Strömungskanals beginnen. Dabei entsteht ein geringerer Schaufeldruck, was eine kleinere Minderarbeit zur Folge hat und eine Steigerung der Förderhöhe ermöglichen kann. Mit den Stützschaufeln kann weiterhin die Versperrung des saugseitigen Kanaleintrittes, welche bei voller Schaufellänge nachteilig ist, deutlich reduziert werden. [Net02], [Car09], [Sig13]

SIGLOCH weist darauf hin, dass Laufräder mit Stützschaufeln besonders bei ungenauer Zuströmung empfindlich sind und schnell schlechtere Wirkungsgrade aufweisen. [Sig13]

BASILE hat Zwischenschaufeln bei Ventilatoren untersucht und Vorschläge für ideale Geometrieparameter angegeben. Hierbei konnte bei 6 Hauptschaufeln und 6 mittig im Schaufelkanal positionierte Zwischenschaufeln eine Steigerung des Totaldrucks von 7 % bis 12 % erreicht werden. [Bas02]

Nach BASILE hängt die Länge der Zwischenschaufeln stark von der Schaufelzahl des Laufrades ab. So beträgt diese bei 6 Hauptschaufeln 64 % und bei 8 Hauptschaufeln nur noch 40 %. [Bas02]
Inwieweit diese Untersuchungen in Luft auf Anwendungen in Wasser übertragbar sind, bleibt offen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Laufräder mit 4 Hauptschaufeln und 4 Stützschaufeln getestet, deren Länge 50 % der Hauptschaufellänge beträgt. Die Verkürzung der Länge ungleich den Angaben von BASILE, lässt sich mit den ohnehin schon engen Schaufelkanälen zwischen den Hauptschaufeln begründen, die beispielsweise bei dem radialen Laufrad einer Fasspumpe aus Kapitel 3.2 ersichtlich sind.

Als Variante wird ein Laufrad mit 3 Hauptschaufeln und 3 Stützschaufeln getestet, deren Länge 50% der Hauptschaufellänge beträgt.

Einfluss des Saugmunddurchmessers

Der Einfluss des Saugmunddurchmessers d_s bei vorgezogener Eintrittskante d_{1a} ist gerade für die Einströmung in das Laufrad bedeutsam, da dieser die Saugfähigkeit und Schaufellänge beeinflusst. Deswegen gibt es gerade für den Saugmund mehrere Möglichkeiten in der Auslegung.

GÜLICH empfiehlt den Saugmunddurchmesser im Hinblick auf den Rezirkulationsbeginn klein zu wählen. [Gül10]

Unter Berücksichtigung der Abschätzungsgleichungen von PFLEIDERER, BOHL und GÜLICH ergibt sich nach den Angaben aus Kapitel 4.3 resultierend ein Saugmunddurchmesser von 27 mm. [PP05], [Boh08], [Gül10]

Um den Einfluss des Saugmunddurchmessers zu untersuchen, wird jeweils ein weiteres Laufrad mit $d_s < 27$ mm und mit $d_s > 27$ mm entwickelt.

Einfluss der Lage der Eintrittskannte

Bei halbaxialen Pumpen werden heute komplexe, räumlich verwundene Schaufeln verwendet, um hohe Wirkungsgrade zu erreichen. Entsprechend wird die Eintrittskante gekrümmt und in den Saugmund vorgezogen. Die Geschwindigkeitsdreicke gemäß Abbildung 4-10 geben die Verhältnisse für den äußeren und inneren Punkt der Eintrittskante wieder. Da, wie abgebildet, von einer drallfreien Zuströmung in das Laufrad ausgegangen wird und $v_{0u} = 0$ sein muss, wirkt die Eintrittskante nicht direkt auf die Energieumwandlung ein und beeinflusst durch Stoßverluste vorrangig den Wirkungsgrad. Zusätzlich erlauben räumlich gekrümmte Eintrittskanten ein besseres Saugverhalten. [Sig13], [PP05]



Abbildung 4-10 Geschwindigkeitsdreiecke bei gekrümmter Eintrittskante [Sig13]

GÜLICH weist darauf hin, dass gerade der Eintrittsdurchmesser d_{1i} besonders interessant für die Kennlinienstabilität und Ablösungserscheinungen bei Teillast ist, insbesondere wenn dieser zu klein gewählt wird. [Gül10]

Im Rahmen dieser Arbeit wird die genaue Lage und Kontur der Eintrittskante im Auslegungsverfahren festgelegt. Da die Eintrittskante gewölbt und an der äußeren Stromlinie in den Saugmund vorgezogen ist, liegt diese an der inneren Stromlinie weiter innen im Saugmund. Der Eintrittsdurchmesser d_{1i} beträgt immer 10 mm.

Um den Einfluss des Eintrittsdurchmessers zu untersuchen, wird jeweils ein weiteres Laufrad mit $d_{1i} < 10$ mm und mit $d_{1i} > 10$ mm getestet.

Einfluss der Austrittsbreite

Austrittsbreite b_2 , Austrittswinkel β_2 und Schaufelzahl z stehen in einem direkten Verhältnis. Bei gegebenen Werten für Austrittswinkel und Schaufelzahl sinkt mit zunehmender Austrittsbreite die Meridiangeschwindigkeit, was auch die Umfangsgeschwindigkeit beeinflusst, so dass theoretisch die Förderhöhe zunimmt. [Gül10]

GÜLICH und SIGLOCH geben für Kreiselpumpen an, dass der Winkel am äußeren Punkt der Austrittskante zur Erfüllung der Druckzahl bei $\beta_{2.Sch} = 20^{\circ}$ bis 45° liegen sollte. Da ab einer spezifischen Drehzahl von $n_q \ge 70$ die Austrittskante geneigt wird, ist auch der Winkel $\beta_{2.Sch}$ über b_2 nicht mehr konstant, wodurch die Stromlinien nach außen verlängert werden. Diese Winkelanpassung erlaubt eine ablösungsfreie Ausströmung aus dem Laufrad. [Gül10], [Sig13]

Für eine stabile Förderkennlinie ist eine genügend große Austrittsbreite relevant. Ist dies nicht gewährleistet, kann die Kennlinie infolge von zu geringer Austrittszirkulation bei kleinen Durchfluss abflachen und die Leistungsaufnahme sinken. Eine übermäßige Vergrößerung der Laufradbreite ist wiederum nachteilig, denn die Abströmung aus dem Laufrad wird dadurch ungleichförmiger. Bei zunehmenden Verhältnis b₂/d₂ steigt die Austrittszirkulation, wodurch der Nulldruck und die Leistungsaufnahme bei einem geschlossenen Schieber ansteigen und die Verwirbelungsverluste im Leitapparat zunehmen. [Gül10]

Unter Berücksichtigung der Anforderungen an die Gestaltung der Druckkante bei der Auslegung wird eine Austrittsbreite von 5 mm festgelegt. Zusätzlich wird die Austrittsbreite vergrößert, um deren Einfluss auf die Kennlinien zu untersuchen. Wie im folgenden Kapitel 4.5 ersichtlich wird, stehen alle weiteren Geometriegrößen, wie die Eintrittsbreite b_1 und die Schaufelwinkel in direkter Abhängigkeit zu den für die Variantenuntersuchung ausgewählten Parameter.

In Tabelle 4 sind die Kombinationen der Parameter aufgelistet, die in der Auslegung zu berücksichtigen sind. Aufgrund der Anzahl an Faktoren wird auf eine Betrachtung von Querbezügen zwischen den Varianten bei der Untersuchung verzichtet. Vielmehr wird in der Berechnung der Laufräder darauf geachtet, dass alle übrigen Geometrieparameter des Laufrades möglichst annähernd gleich bleiben, während der Parameter der jeweiligen Variante bewusst verändert wird. So wird es möglich, den Einfluss des Parameters auf die Kennlinien im Experiment zu vermessen und die Ergebnisse später miteinander vergleichen zu können.

Weiterhin wird für einen Vergleich mit einer bekannten Hydraulik das axiale Laufrad einer Fasspumpe (LR) vermessen. Es ist in der Tabelle 4 ebenfalls aufgeführt.

Benennung	Schaufel- zahl z	Stütz- schaufel- zahl z _{st}	Eintritt ds	Eintritt d1i	Austritt b2
LR (Axialrad)	3	0	37,2	20	8,6
B 3-0-27-10-5	3	0	27	10	5
B 5-3-27-10-5	3	3	27	10	5
B 4-0-27-10-5	4	0	27	10	5
B 4-4-27-10-5	4	4	27	10	5
B 5-0-27-10-5	5	0	27	10	5
B 4-0-25-10-5	4	0	25	10	5
B 4-0-28-10-5	4	0	28	10	5
B 4-0-27-09-5	4	0	27	9	5
B 4-0-27-11-5	4	0	27	11	5
B 4-0-27-10-7	4	0	27	10	7
B 4-4-27-10-7	4	4	27	10	7

Tabelle 4: Parametervarianten bei der Laufraduntersuchung

Die Benennung der Laufräder erfolgt durch eine Zahlenkombination nach Abbildung 4-11, welche für die gewählten Auslegungsparameter gemäß Tabelle 4 steht. Dadurch lassen sich die einzelnen Kombinationen der zu untersuchenden Varianten eindeutig zuordnen.



Abbildung 4-11 Benennung der Laufräder

4.5 Vorgehen bei der Auslegung

Laufradauslegung

Wie bereits in Kapitel 4.1 angegeben, stützen sich die Auslegungsrechnungen auf die Anregungen und Angaben der Fachliteratur. Für die iterativen Prozesse wurde ein am Fachgebiet *Fluidsystemdynamik* entwickeltes Berechnungsprogramm zur Laufradauslegung verwendet. Wichtige Formeln sind in Tabelle 5 aufgeführt. Die Ergebnisse der Berechnung für alle Laufräder ist in Kapitel 8 enthalten.

Tabelle 5: Berechnungsgleichungen für Geometrie und Kinematik

Nabendurchmesser	$d_N = k_N d_w$	(4.7)
	mit dw = 5,5 mm und k_N = 1,455	(4.8)
Umfangsgeschwindigkeit	u1 = ds π n mit ds gewählt	(4.9)
Eintrittsbreite	$b_1 = \frac{1}{2} (d_s - d_N)$	(4.10)
Strömungswinkel im Saugmund	$\tan\beta_0 = v_0/u_1$	(4.11)
Relativgeschwindigkeit im Saugmund	$w_0 = \sqrt{v_0^2 + u_1^2}$	(4.12)
	mit $v_0 = Q_{rech}/A_0$	(4.13)
Meridiangeschwindigkeit am Eintritt	$v_{1m} = \tau_1 v_{0m}$	(4.14)
	mit $\tau_1 = t/(t-\sigma)$ und mit $v_{0m} = v_0$	(4.15)
Absolutgeschwindigkeit am Eintritt	$v_1 = \tau_1 v_0$	(4.16)
Relativgeschwindigkeit am Eintritt	$w_1 = \sqrt{v_1^2 + u_1^2}$	(4.17)
Eintrittswinkel	$tan\beta_1 = \tau_1 tan\beta_0$	(4.18)
Euler-Hauptgleichung	$Y_{Sch} = u_2 v_{3u} - u_1 v_{0u}$	(4.19)
	mit $Y_{Sch} = Y \eta_h$ mit η_h gewählt	(4.20)
	und Y = g H sowie $v_{0u} = 0$	(4.21)
Umfangsgeschwindigkeit am Austritt	u2 = d2a π n mit d2a gewählt	(4.22)
Umfangskomponente am Austritt	$v_{2u} = v_{3u} (1-p)$	(4.23)
Meridiangeschwindigkeit am Austritt	$w_{2m} = Q_{rech} / (\pi d_{2m} b_2)$	(4.24)
	mit d _{2m} = ½ (d _{2a} + d _{2i}) und mit d _{2i} sowie b ₂ gewählt	(4.25)
Austrittswinkel	$\tan\beta_2 = v_{2m}/(u_2 - v_{2u})$	(4.26)
Relativgeschwindigkeit am Austritt	$w_2 = v_{2m}/\sin\beta_2$	(4.27)
Absolutgeschwindigkeit am Austritt	$v_2 = \sqrt{w_2^2 - u_2^2}$	(4.28)

Anhand der Berechnung für die Stromfäden der Saug- und Druckseite des Laufrades kann der Strömungskanal festgelegt werden. Hierbei soll an der Austrittskante ein möglichst großer Durchmesser d_{2i} erreicht werden, um die Fliehkraftwirkung infolge der größeren Umfangskomponente am Austritt maximal zur Drucksteigerung auszunutzen. Daraus resultiert die Position der Austrittskante. Sind die Hauptabmessungen festgelegt, werden die einzelnen Punkte der Meridiankontur sowie die Ein- und Austrittskante berechnet. Es werden weitere Stützpunkte unter Einbeziehung des statischen Momentes bestimmt, so dass mit Hilfe des Algorithmuses nach *Casteljau* Bezierkurven ermittelt werden, welche in Abbildung 4-12 durch die äußere, mittlere und innere Stromlinie dargestellt sind. Diese werden und für die Modellierung des Laufrades in ein CAD-Programm übergeben.



Abbildung 4-12 Meridiankontur im Laufradauslegungsprogramm

Weiterhin erfolgt nach der Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke und Schaufelwinkel am Eintritt und Austritt des Laufrades der Schaufelentwurf. Hierbei hat sich das Vorgehen der punktweisen Berechnung der Schaufel für mehrere Stromfäden nach PFLEIDERER bewährt [PP05]. Der Umschlingungswinkel wird dabei gemäß der Gleichung (4.29) bestimmt, wobei die einzelnen Punkte in gleichmäßige Intervalle ΔI_{Sch} über die Schaufellänge Isch verteilt werden.

$$\varphi = \frac{\Delta l_{Sch} \cdot 180^{\circ}}{\pi} \cdot \sum \frac{1}{l_{Sch} \cdot \tan(\beta_{Sch})}$$
(4.29)

Die resultierenden Verläufe der äußeren, mittleren und inneren Stromfäden sind in Abbildung 4-13 für ein Laufrad exemplarisch dargestellt



Abbildung 4-13 Schaufelentwurf im Laufradauslegungsprogramm

Die Schaufelkonturen werden ebenfalls für die Modellierung jedes Laufrades in ein CAD-Programm übergeben. Hier erfolgt die manuelle Fertigstellung des Laufrades.

Manuelle Geometrieanpassung

Bei der Auslegungsrechnung werden lediglich die Raumkurven generiert, welche später die Tragscheibe, Deckscheibe, die Ein- und Austrittskante sowie die Schaufelkontur jedes Laufrades darstellen. Mit Hilfe eines CAD-Programms werden daraus Volumenkörper erstellt.

Zuerst wird die Tragscheibe konstruiert. Hierzu wird die innere Stromlinie der Meridiankontur zu einem Rotationskörper und saugseitig die Nabe als Kuppel ausgeformt, so dass die Kontur geschlossen ist. Die Nabenkontur ist für alle Laufräder identisch.

Nachfolgend wird die Deckscheibe konstruiert. Dafür wird saugseitig eine kreisförmige Kontur mit der äußeren Stromlinie vom Meridianverlauf verbunden und diese Raumkurve rückführend entlang des Außendurchmessers als Fläche geschlossen, so dass die ringförmige Laufraddeckscheibe entsteht (siehe Abbildung 4-14, links). Dadurch ergibt sich gleichzeitig die besondere Spaltgeometrie.



Abbildung 4-14 Konstruktion der endgültigen Laufradgeometrie

Die abgerundeten Konturen an Deckscheibe und Nabe sollen eine verbesserte Zuströmung ermöglichen. Der düsenförmige Eintritt erlaubt die Ausführung des Strömungskanals entsprechend einer halbaxialen Bauform.

Die axiale Längsspaltgeometrie ergibt sich aus der Situation der Integration des Laufrades innerhalb des Pumpwerkes und der Forderung nach einem stabilen Betrieb durch sinnvolle Lagerung (nach Kapitel 4.2). Durch den axialen Längsspalt wird eine Selbstzentrierung des Laufrades aufgrund des *Lomakin-Effektes* unterstützt. Gleichzeitig kann dadurch eine für die Fertigung annehmbare Längentoleranz zwischen Laufrad und Leitrad erreicht werden. Die Spaltströmung kann bei dieser Konstruktion aus dem Laufrad fließen ohne direkt im Saugmund mit der Zuströmung zu interagieren.

Die Schaufeln werden gemäß ihrer berechneten Verläufe zwischen der Ein- und Austrittskante eingefügt und mit den vorgegebenen Schaufeldicken versehen. Die Schaufelkanten am Eintritt werden elliptisch profiliert (siehe Abbildung 4-14, rechts), um ein tolerantes Verhalten der Hydraulik hinsichtlich fehlerhafter Zuströmung zu erlauben. Auf eine Profilierung der Schaufeln am Austritt wird verzichtet.

Nach der beschriebenen Vorgehensweise sind alle Laufräder ausgelegt worden und die Ergebnisse in Tabelle 6 aufgeführt. Hierbei sei darauf hingewiesen, dass bei der Draufsicht die Deckscheibe nicht dargestellt ist und die Seitenansicht nur eine Laufradhälfte mit dem Strömungskanal und Schaufelkanten zeigt. Zusätzlich ist jeweils eine unterschiedliche Farbe je Laufrad gewählt worden, welche später eine bessere Unterscheidung erlaubt. Die wichtigsten Parameter für jedes Laufrad sind im Kapitel 8 aufgeführt.



B 4-0-27-10-7

B 4-4-27-10-7

Leitradauslegung

Die in der bestehenden Fasspumpe realisierte Leiteinrichtung ist auf die verwendeten beiden Laufradformen abgestimmt. Dabei ist der Aufbau mit einer Ringfläche und vier geradlinigen Schaufeln, die als Kreuz angeordnet (siehe Abbildung 3-3) geometrisch und einfach fertigbar sind, gelöst worden. Die Schaufeln haben die Aufgabe, eine stabile Gehäusestruktur zu schaffen, in welcher sie als Drallbremse fungieren. Zusätzlich dient das Leitrad dazu, die Antriebswelle zu lagern und kann eine Wellendichtung aufnehmen.

Während bei der Laufradauslegung mehrere Varianten berechnet werden, ist bei der Leitradauslegung der Fokus auf eine an die Austrittsgeometrie der neuen Laufräder angepasste Kontur gelegt worden. Bei der Auslegung der Laufräder wurde darauf geachtet, dass für die Auslegung des Leitrades erforderliche Parameter, wie Strömungswinkel und Austrittsbreite, möglichst gleich gehalten werden, so dass nicht zu jeder Laufradvariante ein Leitrad angefertigt werden muss.

Grundsätzlich folgt die Leitradauslegung den aus der Literatur bekannten Angaben von PFLEIDERER, TROSKOLANSKI und GÜLICH, weil diese im Hinblick auf die Anbindung von Leiträdern an halbaxiale Laufräder die meisten Erfahrungswerte geben konnten. [PP05], [Tro76], [Gül10]

Im Kapitel 4.2 sind bereits einige Anforderungen zur Leitradgestaltung aufgeführt worden, die in der Konstruktion verwendet werden. Ergänzend dazu werden die Einflussgrößen *Eintrittsbreite, Schaufelzahl, Strömungswinkel* und *Abstand zum Laufrad* besonders beschrieben.

Einfluss der Eintrittsbreite

TROSKOLANSKI weist darauf hin, dass die Leitradeintrittsbreite b₅ gegenüber der Laufradaustrittsbreite b₂ um 10 % zu vergrößern ist. GÜLICH spricht sogar von 5-30 %. Diese Forderung unterstreicht auch WESCHE, mit der Angabe, den Innendurchmesser d_{5i} kleiner als d_{2i} zu wählen. Die Begründung dafür ist, dass die Strömung in das Leitrad möglichst frei von Stoßverlusten wird und ein Impulsaustausch der Hauptströmung mit der Radseitenströmung verringert werden kann. [Tro76], [Gül10], [Wes12]

Einfluss der Schaufelzahl

Die Schaufelzahlen von Laufrad z und vom Leitrad z_{Le} sind aufgrund von schwingungsinduzierten Resonanzeffekten unbedingt aufeinander abzustimmen. Durch die Druckunterschiede an den Schaufeln im Laufrad und den Wirbelsystemen in den Schaufelkanälen bildet sich eine ungleichförmige Nachlaufströmung aus, welche beim Auftreffen auf die Beschaufelung des Leitrades zur Schwingungsanregung führt. Es wird eine Schaufelzahl $z \neq z_{Le}$ empfohlen. [PP05], [Wes12]

Einfluss der Strömungswinkel

Die Bestimmung der Schaufelwinkel am Leitrad setzt die Kenntnis des Strömungswinkels α_3 oder der Meridiangeschwindigkeit v_{2m} am Austritt vom Laufrad voraus. PFLEIDERER gibt für die Meridiankomponente am Laufradaustritt einen logarithmischen Verlauf an. [PP05] Dieser ist stark vom Krümmungshalbmesser der Seitenwände im Meridianschnitt des inneren und äußeren Stromfadens abhängig. Da der Verlauf der Stromfäden gemäß Abbildung 4-12 zum Austritt hin linear verläuft, lässt sich für die Meridiankomponente eine Vereinfachung von $v_{2m} \approx v_0$ vornehmen. Diese Vereinfachung geschieht vor dem Hintergrund, dass nach TROSKOLANSKI eine Leitradfehlanströmung von ± 5° kaum Auswirkung auf die Pumpenkennlinie zeigt. [Tro76]

GÜLICH gibt dazu an, dass der Einfluss der Minderleistung bei kleinbauenden Maschinen mit kurzen Laufschaufeln eher geringfügig ist. Vielmehr haben Verblockungs- und Grenzschichteffekte Einfluss auf die Förderleistung. [Gül10]

Die Berechnung der Strömungswinkel erfolgt unter Berücksichtigung der Minderleistung, wie es bereits bei der Laufradauslegung in diesem Kapitel 4.5 dargestellt ist.

Alternativ können die Strömungswinkel auch nach einem Verfahren von STEPANOFF bestimmt werden, welches Einsatz bei der Auslegung von Bohrlochpumpen findet. So gibt STEPANOFF in Abbildung 4-15 an, in welchem Grenzbereich die Strömungswinkel für den mittleren Stromfaden liegen sollten. [Ste66]



Abbildung 4-15 Grenzbereich für den Schaufelwinkel am Eintritt nach Stepanoff [Ste66]

Bei der Berechnung nach STEPANOFF wird auf eine Berücksichtigung der Minderumlenkung vollständig verzichtet. Vielmehr beruht die Auslegung auf der Kenntnis oder Abschätzung der Förderdaten der Pumpe. Diese Herangehensweise kann bei einfachen Pumpen kleiner Baugröße sinnvoll sein, wurde hier jedoch nicht weiter verfolgt. [Ste66]

Übergangsbereich zwischen Laufrad und Leitrad

Im Hinblick auf die Ausmischung der Strömung hinter dem Laufrad gibt PFLEIDERER den Hinweis, einen hinreichenden axialen Abstand zwischen Laufrad und Leitrad zu erlauben und die Leitradschaufeln nicht unmittelbar hinter dem Laufrad beginnen zu lassen. Hiermit begründet PFLEIDERER ebenfalls die Eintrittskante für die Leitschaufeln dabei nicht unmittelbar schräg an die schräge Austrittskante vom Laufrad vorzuziehen, sondern gerade zu gestalten. [PP05]

Dieser Hinweis wird bei der Auslegung des Leitrades berücksichtigt.

Die bei der Leitradauslegung verwendeten Formeln sind in Tabelle 7 aufgeführt.

Eintrittsbreite	b ₅ = 1,1 b ₂	(4.30)
Strömungswinkel nach [PP05]	$tan\alpha_3 = k_2 (1+p) v_{2m}/v_{2u}$	(4.31)
	$tan\alpha_5 = \mu tan\alpha_3/k_5$ mit $\mu = 1,2$	(4.32)
	$k_5 = t_5 / (t_5 - e/sin\alpha_5)$	(4.33)
	$t_5 = \pi d_5 / z_{Le}$	(4.34)
Strömungswinkel nach [Ste66]	tan α_5 = Q _{La} n μ / (Y _{Sch} k ₅ b ₅) mit μ = 1,5 und (4.34)	(4.35)

Tabelle 7: Berechnungsgleichungen für Leitradauslegung

Da das Leitrad später mit dem Wellenführungsrohr (siehe Abbildung 5-2) verbunden wird, muss der Durchmesser der Tragscheibe verringert werden, während die Deckscheibe aufgrund der äußeren Wandung fest bei 38 mm bleibt.

Grundsätzlich ergibt sich dadurch im Meridianschnitt eine Diffusorkontur für das Leitrad mit einem Öffnungswinkel von 5,4°, welcher unter dem Grenzmaß für Strömungsablösung bleibt. [PP05], [Tha08]

Wie beim Schaufelentwurf der doppelt gekrümmten Laufradschaufeln werden auch bei dem Leitrad die Verläufe der Leitschaufeln punktweise berechnet. Hierbei wird ein Abströmwinkel von 90° festgelegt und die Abwicklung der Schaufel auf eine Länge von 50 mm begrenzt.

Auf die von PFLEIDERER empfohlene Schaufelübertreibung von 3° bis 6° am Leitradaustritt wird verzichtet. [PP05]

Stattdessen wird jede Schaufel bei einem Austrittwinkel von 90° zusätzlich um 8,5 mm verlängert. Am Leitradeintritt sind die Schaufeln mit einem Halbrundprofil versehen, um ein tolerantes Verhalten hinsichtlich Fehlanströmungen zu ermöglichen. Am Leitradaustritt laufen die Schaufeln spitz zugeschärft aus. Das Leitrad ist in Abbildung 4-16 dargestellt.

Die Parameterübersicht für das Leitrad ist im Kapitel 8 hinterlegt.



Abbildung 4-16 Leitrad aus verschiedenen Perspektiven im CAD

4.6 Fertigung der Hydraulik

Alle Laufräder und das Leitrad werden mittels Stereolithographieverfahren aus Epoxidharz hergestellt. Die Hauptabmessungen werden mit leichtem Übermaß (+0,2 mm) gefertigt, um eine mögliche negative Streuung der Fertigungstoleranzen durch das gewählte Fertigungsverfahren zu berücksichtigen.

Die Laufräder werden anschließend auf die äußeren Passmaße abgedreht und gefräst. In die Tragscheibenmitte wird für die Anbindung der Welle eine Metallhülse mit Innengewinde in die zentrale Bohrung gepresst. Dadurch lässt sich das Laufrad später mehrfach auf der Welle montieren und demontieren.

Das Leitrad wird gleichermaßen nachgearbeitet und in dessen Kernbohrung ein Teflonrundschlauch eingepresst. Teflon hat gute Gleiteigenschaften in der Werkstoffpaarung mit Edelstahl, wodurch das Leitrad einerseits zur Strömungsführung eingesetzt wird und andererseits wie ein axiales Gleitlager auf der Antriebswelle funktioniert. Das Leitrad wird in das Hydraulikgehäuse aus Acrylglas fest eingepasst. Die Abbildung 4-17 zeigt anhand einer vereinfachten Meridianschnittzeichnung den Aufbau der neuen Versuchspumpe. Im Kapitel 5 wird in Abbildung 5-2 die komplette Anordnung im Versuchsstand gezeigt.



Abbildung 4-17 vereinfachte Schnittdarstellung der Hydraulik

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Versuchsstände

Hydraulikversuchsstand

Die Untersuchungen werden an einem geschlossenen Versuchskreislauf durchgeführt. Dieser in Abbildung 5-1 dargestellte Versuchsstand ist für die Messung der relevanten Leistungsdaten und Kennlinien einer Kreiselpumpe in Anlehnung an DIN EN ISO 9906 ausgestattet und speziell für das Vorhaben aufgebaut worden.



Abbildung 5-1 Versuchskreislauf zur Hydraulikentwicklung

Das Kernstück in dem geschlossenen Versuchskreislauf ist ein Rundbehälter, welcher aus einem beidseitig geschlossenen Rohrstück aus Plexiglas (DN 200) besteht. Darin ist die Versuchspumpe angeordnet. Im dem Rundbehälter befindet sich auf der gegenüberliegenden Seite zur Versuchspumpe eine Prallwand, um einerseits dem Laufrad freies Ansaugen von Fluid zu ermöglichen und um andererseits das direkte Einströmen von Fluid aus der Leitungsstrecke in das Laufrad zu unterbinden. Der Volumenstrom wird über ein Drosselventil variiert. Die Messung des Volumenstroms erfolgt mit Hilfe eines magnetisch induktiven Volumenstrommessgerätes. Die Messung der Druckdifferenz vor und hinter der Versuchspumpe erfolgt mittels eines piezoresistiven Differenzdrucksensors. Der Versuchsstand verfügt über die Möglichkeit, den Systemdruck einzustellen, welcher mit einem piezoresistiven Absolutdrucksensor überwacht wird.

Die Versuchspumpe wird mit einen drehzahlstabilen Linearmotor angetrieben. Die Antriebswelle wird durch einen druckseitig von der Versuchspumpe angeordneten 45°-Krümmer mit integrierter Dichtung aus Acrylglas geführt. Dieses Bauteil ist gefertigt worden, um einerseits den Anforderungen an eine absolut zentrierte Antriebswelle für die Drehzahlmessung gerecht zu werden und andererseits das Fluid mit möglichst geringen Druckverlusten nach der Hydraulik abzuleiten.

Die Leistungsaufnahme erfolgt an der Antriebswelle mittels Drehmomentmesswelle durch die gleichzeitige Erfassung von Drehzahl und Drehmoment. Der Frequenzumrichter ermöglicht eine stufenlose Variation der Drehzahl des Pumpenantriebs. Zusätzlich besteht die Möglichkeit die Leistungsaufnahme direkt vor dem Frequenzumformer zu erfassen, was für den Vergleich der Versuchsstände wichtig ist.

Der gesamte Versuchsaufbau wird durch Aluprofile fixiert und am Boden über Dämpfungsfüße gestützt. Für eine gute Sicht auf die Hydraulik und optische Untersuchungen sind der Rundbehälter und das komplette Hydraulikgehäuse aus transparentem Kunststoff gefertigt.

Technische Daten zum Hydraulikversuchsstand

Wichtige Bauteile und die im Versuchsstand installierte Messtechnik sind nachfolgend in Tabelle 8 detailliert aufgelistet.

Bauteil	Daten	
Rundbehälter/ Rohrleitung	Behältervolumen:	≈ 33 l
PVC transparent/grau	zulässiger Innendruck:	3 bar
	Rohrvolumen:	≈ 3 I
Durchflussmesser	Anschlussmaß:	DN- 25/ (1")
Magnetoflow Primo 3.1	Messbereich:	2 bis 525 l/min
(Firma Badger-Meter)	Messgenauigkeit:	±0,25 %
	Messprinzip:	magnetisch-induktiv
Drucksensoren	Anschlussmaße:	¼"(AG)/ ¼" (IG)
PAA21/PD23	Messbereich:	0 bis 6 bar/ -1 bis 5 bar
(Firma Keller)	Messgenauigkeit:	±0,5 %
	Art der Druckmessung:	Absolut-/Differenzdruck
	Messprinzip:	DMS-Membran

Tabelle 8: Technische Daten zum Hydraulikversuchsstand

Bauteil	Daten	
Drehmoment-Sensor	Anschlussmaß:	ø 8 mm (Welle)
DR 3000	Messbereich:	0,5-5000 Nm
(Firma Lorenz)	max. Drehzahl:	30.000 min ⁻¹
	Messgenauigkeit:	±0,1 %
	Messprinzip:	DMS-Streifen
Motor	Anschlussmaß:	ø 8 mm (Welle)
MT1055-090-DX S1	max. Drehzahl:	18.000 min ⁻¹
(Firma Kemmerich)	Schwankung:	± 10 min ⁻¹
	Motorwirkungsgrad:	0,65
	Leistungsklasse:	1 kW (1,3 kW)
	Netzanschluss:	220 V
Leistungsmessgerät	Messbereich:	8 W bis 8 kW
HM8115-2	Genauigkeit:	20 Hz bis 10 kHz
(Firma Hameg)	Messgenauigkeit:	±0,8 % (+ 10 Digit)
	Netzanschluss:	220 V

Integration von Lauf- und Leitrad in den Versuchsstand

Die Einbindung der Versuchspumpe in den Versuchsstand entspricht der Situation einer Fasspumpe im Fass. Die neue Hydraulik selbst befindet sich in einem im Rundbehälter zentrisch angeordneten Hydraulikgehäuse aus Acrylglaszylinder (siehe Abbildung 5-2).



Abbildung 5-2 Versuchspumpe im Versuchsstand

Es wurden bei der Integration der Versuchspumpe zusätzliche Messungen durchgeführt, um die ideale Positionierung des Laufrades am Eintritt sowie den idealen Abstand zwischen Laufrad und Leitrad zu finden. Diese befinden sich im Kapitel 8. Dabei wurde festgelegt, dass das Laufrad im Hydraulikgehäuse sehr weit vorn angeordnet wird und dadurch frei ansaugt anstatt eine Zulaufstrecke im Hydraulikgehäuse vorzusehen. Für den Abstand zwischen Laufrad und Leitrad wurde ein axiales Spaltmaß von 3 mm für alle Untersuchungen festgelegt.

Fasspumpenversuchsstand



Abbildung 5-3 Versuchskreislauf zur Untersuchung von Fasspumpen

Die Vermessung der Fasspumpen und der neuen Versuchspump erfolgt, wie in Abbildung 5-3 dargestellt, ebenfalls an einem realitätsnahen Fasspumpenversuchsstand durchgeführt. Der Versuchsstand bildet die reale Situation einer Fassentleerung ab, so dass die Fasspumpe in den mit Fördermedium gefülltem Behälter eingehängt wird und dieses in einen Ausgleichsbehälter entleert. Dabei werden Druck- und Volumenstrom erfasst. Die Leistungsaufnahme erfolgt separat. Der Versuchsstand erlaubt auch einen kontinuierlichen Betrieb, indem der Ausgleichsbehälter mit dem Pumpenbehälter durch eine Leitung am Boden gekoppelt ist. Das gepumpte Fördermedium strömt durch diese Leitung stetig zurück, was für einen konstanten Füllstand sorgt.

Technische Daten zum Fasspumpenversuchsstand

Wichtige Bauteile und die im Versuchsstand installierte Messtechnik sind nachfolgend in Tabelle 9 detailliert aufgelistet.

Bauteil	Daten		
Behälter/ Rohrleitung	Behältervolumen:	≈ 500 l	
PVC transparent/grau	zulässiger Innendruck:	5 bar	
	Rohrvolumen:	≈ 10 l	
Durchflussmesser	Anschlussmaß:	DN- 50	
Magnetoflow Primo 3.1	Messbereich:	2 bis 525 l/min	
(Firma Badger-Meter)	Messgenauigkeit:	±0,25 %	
	Messprinzip:	magnetisch-induktiv	

Tabelle 9: Technische Daten zum Fasspumpenversuchsstand

Bauteil	Daten	
Drucksensor	Anschlussmaße:	¼"(AG)/ ¼" (IG)
PR23	Messbereich:	0 bis 5 bar
(Firma Keller)	Messgenauigkeit:	±0,5 % FS
	Art der Druckmessung:	Relativdruck
	Messprinzip:	DMS-Membran
Motor	max. Drehzahl:	12.000 min ⁻¹
MI4	Schwankung:	± 100 min ⁻¹ (gemessen)
(Firma Lutz Pumpen)	Motorwirkungsgrad:	0,64
	Leistungsklasse:	1 kW (0,5 kW)
	Netzanschluss:	220 V
Leistungsmessgerät	Messbereich:	8 W bis 8 kW
HM8115-2	Genauigkeit:	20 Hz bis 10 kHz
(Firma Hameg)	Messgenauigkeit:	±0,8 % (+ 10 Digit)
	Netzanschluss:	220 V

5.2 Messdatenerfassung und Kennlinienbestimmung

Erfassung von Volumenstrom, Druck und Leistung

Beide Versuchsstände sind gemäß den Anforderungen der DIN EN ISO 9906 ausgelegt, so dass Volumenstrom- und Druckdaten entsprechend der höchsten Anforderungen der Norm bestimmt werden. Anfallende hydraulische Verluste durch den Abstand der Druckmessung zur Hydraulik werden bei der Berechnung der Förderhöhe berücksichtigt.

Wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben, wird beim Betrieb der Kreiselpumpe zugeführte mechanische Leistung in hydraulische Leistung umgewandelt. An beiden Versuchsständen wird die Leistungsaufnahme des gesamten Pumpenaggregates mittels eines Leistungsmessgerätes erfasst. Der Hydraulikversuchsstand besitzt zusätzlich eine Drehmomentmesswelle, bei welcher die Leistung an der Kupplung gemessen wird, so dass Einflüsse von Motor und Frequenzumformer ausgeschlossen werden können. Diese stellt die Basisgröße für die Leistungsanalyse an der Hydraulik dar. Durch die Messung der Förderhöhe und des Volumenstromes, kann die hydraulische Nutzleistung rechnerisch ermittelt werden.

Bestimmung der Verluste

Für die Betrachtung der Leistung und der Wirkungsgrade wird eine Verlustanalyse in Form einer Leistungsbilanzierung durchgeführt. Hierzu werden die gemessenen Leistungsdaten genutzt. Die grundlegenden Zusammenhänge und Berechnungsgleichungen sind dafür bereits in Kapitel 3.3 erklärt worden.

Für die Erfassung der mechanischen Verluste durch die Reibung in den Lagern, der Dichtung und an der Welle muss der Versuchsstand ohne Laufrad mit offenem Wellenende betrieben werden, so dass keine Leistungsübertragung an das Fluid möglich ist. Dabei wird die Leistungsaufnahme an der Drehmomentmesswelle gemessen. Die Radreibungsverluste werden ermittelt, indem der Kontakt zwischen dem Fluid und den Laufschaufeln verhindert wird. Dazu wird ein stark vereinfachtes Laufrad ohne Schaufelkanälen (Vollzylinder) in die Pumpe eingesetzt und die Leistungsaufnahme an der Drehmomentmesswelle im Betrieb erfasst.

Die Messung des Spaltstromes ist nur möglich, indem der Radseitentraum versiegelt und der Spaltstrom über eine zusätzliche Rohrleitung zurück zur Saugseite geführt wird. Auf die praktische Umsetzung der Messung wird verzichtet. Stattdessen wird der Spaltverlust für den radialen Ringspalt analytisch abgeschätzt.

Es ist nicht möglich hydraulische Verluste, Stoßverluste und Austauschverluste getrennt voneinander zu messen. [PP05] Sie lassen sich lediglich als Summe ermitteln, wenn alle anderen Verlustarten bekannt sind. Sie errechnen sich aus den Gesamtverlusten abzüglich der mechanischen Verluste, der Radreibungsverluste und der Spaltverluste.

Bestimmung der Kennlinien

Es werden Kennlinien für die Förderhöhe, die Leistungsaufnahme und die Wirkungsgrade generiert, um später einen Vergleich der verschiedenen Laufräder durchführen zu können. Hierbei wird der komplette Volumenstrombereich für jedes Laufrad ausgenutzt und für jeden Punkt Daten durch die Messtechnik aufgenommen.

Die Förderhöhe wird nach der Gleichung (5.1) für jeden eingestellten Volumenstrom einzeln berechnet. Anschließend lässt sich die Förderkennlinie in einem Diagramm darstellen.

$$H(Q) = \frac{\Delta p(Q)}{\rho(T)g} + \frac{\Delta v^{2}(Q)}{2g} + H_{j}(Q) \text{ mit } T = \text{const. (20 °C)}$$
(5.1)

Zwischen den Messstellen und der Versuchspumpe entstehen wegen der Strömungsreibung hydraulische Verluste H_j in der Leitung, welche berücksichtigt werden müssen (siehe Kapitel 8). Die Bestimmung der Rohrleitungsverluste erfolgt entsprechend der Angaben in der Literatur [Gro07], [Tha08].

Die Leistungskennlinie P über Q entsteht durch die Auswertung der Leistungsdaten aus der Drehmomentmessung. Diese lassen sich direkt zu jedem Betriebspunkt zuordnen.

Die hydraulische Leistung P_h einer Pumpe wird nach der Gleichung (3.2) berechnet. Es lassen sich die hydraulischen Leistungsdaten zu jedem Betriebspunkt zuordnen.

Die Wirkungsgradkurve einer Pumpe wird nach der Gleichung (3.12) bestimmt. Weiterhin lässt sich auch der Aggregatwirkungsgrad mit der Gleichung (3.17) ermitteln. Die Wirkungsgrade lassen sich anschließend jedem Betriebspunkt zuordnen.

Sämtliche Messungen werden mehrfach durchgeführt und entsprechend dokumentiert.

5.3 Messunsicherheiten

Im Folgenden werden die im Versuch möglichen Fehlerquellen und äußeren Einflussfaktoren analysiert und diskutiert. Zu nennen sind zunächst die in Tabelle 8 und Tabelle 9 aufgeführten Messtoleranzen, welche für die Messkampagne vertretbar sind und für die Messwerte jeweils deutlich unterhalb von 1 % liegen. Die Fehlerfortpflanzung, wie sie bei der Berechnung der Förderhöhen und Wirkungsgrade relevant wird, bleibt dabei mit unter 2 % akzeptabel. Zur Überprüfung möglicher Messabweichungen wurden alle Messungen zu verschiedenen Zeiten mehrfach wiederholt. Es hat sich dabei gezeigt, dass der Versuchsstand unabhängig von äußeren Einflüssen reproduzierbare Messwerte generiert.

Weiterhin wurde die neue Pumpenhydraulik hinsichtlich ihrer Drehzahlaffinität überprüft. Diese Messdaten sind im Kapitel 8 hinterlegt. Aus den Messungen geht hervor, dass eine Drehzahlaffinität vorliegt.

Wie in Kapitel 5.1 und 5.2 beschrieben, befinden sich die Druckmessstellen in einem sicheren Abstand vor und hinter der Pumpenhydraulik. Dieser Abstand reicht aus, dass dynamische Druckverluste zu einer Messwertabweichung führen. Eine Überprüfung zeigt in Kapitel 8, dass diese abhängig vom Volumenstrom ansteigen. Bei 200 l/min beträgt die Abweichung der Förderhöhe 0,15 m, was zu einem Fehler von 3,75 % führt. Entsprechend ist der Druckverlust für jeden Messpunkt berücksichtigt worden.

Der manuelle Zusammenbau der Hydraulikeinheit für jede Versuchsreihe unterliegt systematischen Schwankungen, da zu jeder Variante ein Laufrad aus dem Versuchsstand entnommen und neu montiert werden muss. Aufgrund der im Rahmen der Kosten realisierbaren Toleranzen von $\pm 0,05$ mm (für die Laufräder) stellen sich daher minimal unterschiedliche Spalte und Abstände ein. Eine deutlich aufwendigere Fertigung und Montage wäre notwendig, um eine noch bessere Reproduzierbarkeit zu gewährleisten.

Bei voller Befüllung des Versuchsstandes mit Wasser verbleibt Restluft im Behälter, die sich auch mit den üblichen Maßnahmen, wie Spülung und Erhöhen des Systemdrucks, nicht verdrängen lassen hat. Die Luft ist besonders gut durch den transparenten Aufbau des Rundbehälters sichtbar und erlaubt im Betrieb eine sehr gute Visualisierung der saugseitigen Teillastwirbel und der Spaltströmung. Da die Laufräder durch die vorhandene Restluft keine Beeinträchtigung gezeigt haben und sogar bei einer bewussten Luftzuführung robust hinsichtlich ihrer Kennlinienstabilität reagiert haben, ist der Einfluss an Restluft zu vernachlässigen.

Das Fluid im Behälter wird durch die Zulaufströmung vom Laufrad beeinflusst. So regt die Laufradrotation die Zulaufströmung an, in Drehrichtung zu rotieren. Diese Rotation überträgt sich schon nach wenigen Minuten Betriebszeit auf das Fluid im gesamten Behälter. Die Rotationsgeschwindigkeit außerhalb des Saugtrichters der Zulaufströmung wird jedoch stark gebremst. Während die Laufradgeschwindigkeit abhängig vom Volumenstrom bei den meisten Messungen bei etwa 167 s⁻¹ liegt, bleibt die Rotationsgeschwindigkeit in Nähe der Behälterwand deutlich unter 1 s⁻¹.

Bei Fasspumpen ist das freie Ansaugen der Strömung durch das Laufrad über dem Fassboden typisch, was in den Untersuchungen auch der Fall ist. Der sich vor dem frei ansaugenden Laufrad ausbildende Gleichdrall wirkt sich negativ auf den Energieumsatz des Laufrades aus. Die Zulaufströmung verfügt daher bereits über eine Umfangskomponente in Drehrichtung, so dass im Laufrad nun weniger Drallumwandlung stattfinden kann. Die Konsequenz dabei ist, dass weniger Förderleistung generiert werden kann. Auf die Implementierung einer Drallbremse am Laufradeintritt wurde aufgrund der in der Untersuchung unerwünschten Zuströmungsbeeinflussung verzichtet. Da die Zulaufsituation für alle Untersuchungen unverändert bleibt, ist eine Vergleichbarkeit der Laufräder untereinander weiterhin uneingeschränkt möglich.

5.4 Ergebnisse der Hydraulikuntersuchung

Wie bereits in Kapitel 5.2 beschrieben, sind für jedes Laufrad die charakteristischen Kennlinien bestimmt worden. Die aufbereiteten Messergebnisse werden nachfolgend genauer untersucht und Aussagen gesammelt, ob und wie eine Auslegung hinsichtlich einer horizontalen Leistungscharakteristik über den Volumenstrom möglich ist.

Die Vermessung der unterschiedlichen Laufräder hat ergeben, dass fast alle Varianten flache Leistungskennlinien haben. Für zwei Laufräder ist erkennbar, dass diese eine nahezu horizontale Leistungskennlinie aufweisen (siehe Abbildung 5-4).

Alle dargestellten Messungen sind bei 10.000 1/min, mit einem Abstand zwischen Laufrad und Leitrad von 3 mm und mit derselben Leiteinrichtung durchgeführt worden. Abweichende Untersuchungen sind im Kapitel 8 aufgeführt.



Abbildung 5-4 Leistungskurven der vermessenen Laufräder

Vergleich der Schaufelzahlen

Es wurden drei Laufräder mit den Schaufelzahlen z_{La} 3, 4 und 5 ausgelegt, deren Messdaten in der Abbildung 5-5 dargestellt sind. Grundsätzlich weisen die Kennlinien von z = 4 und 5 eine ähnliche Charakteristik auf. Bei z = 3 sind deutliche Unterschiede zu erkennen.

Mit der Betrachtung der Förderhöhengraphen wird ersichtlich, dass die Kennlinien H(Q) mit zunehmenden z steilerer werden, so dass die größte Nullförderhöhe mit z = 5 bei 14 m (z = 4 erreicht 13 m) liegt.

Eine über den Volumenstrom näherungsweise horizontale Leistungscharakteristik erreichen die Kennlinien P(Q) mit z = 4 und 5, wobei diese mit z = 5 bei größeren Volumenströmen abfällt. Die Leistungscharakteristik von z = 3 entspricht eher dem aus der Literatur bekannten Verlauf für ein typisches halbaxiales Laufrad (siehe Kapitel 3.3). Die geringste Leistungsaufnahme hat z = 4 mit 220 W. Bei z = 3 steigt die Leistungsaufnahme bei größeren Volumenströmen auf bis 300 W an.

Der höchste Wirkungsgrad liegt auf der Kennlinie $\eta(Q)$ von z = 4 und beträgt im Bestpunkt 71 % bei 150 l/min. Die Wirkungsgrade der anderen Laufräder sind um 3 bis 5 Punkte vermindert. Weiterhin verschiebt sich Bestpunkt mit zunehmenden z hin zu kleineren Volumenströmen.

Bereits im Kapitel 4.4 sind die wesentlichen Auswirkungen der Einflüsse durch die Schaufelzahl vorgestellt worden. Darunter sind die Strömungsführung, die Wirbelgebiete, die Reibungsverluste und die Effekte durch die Minderumlenkung zu nennen.

Die Messergebnisse zeigen, dass eine horizontale Leistungscharakteristik mit einer Schaufelzahl von 4 oder 5 ermöglicht wird. Da bei z = 4 der höchste Wirkungsgrad erreicht wird, ist hier der beste Kompromiss zwischen den Einflussgrößen gefunden worden.









Abbildung 5-5 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlicher Schaufelzahl

Vergleich der Stützschaufeln

Es wurden Laufräder mit $z_{St} = 3$ und mit $z_{St} = 4$ ausgelegt, deren Messdaten in der Abbildung 5-6 dargestellt sind. Zum Vergleich werden die Laufräder der Schaufelzahluntersuchung erneut betrachtet.

Die Kennlinien H(Q) sind bei den Laufrädern mit Stützschaufeln deutlich steiler als bei den Vergleichslaufrädern. Dabei ist die Förderhöhe beim Laufrad mit $z_{St} = 4$ höher als beim Laufrad mit $z_{St} = 3$ und es erreicht die größte Nullförderhöhe bei 14 m.

Bis auf die Kennlinie P(Q) vom Laufrad mit z = 3 weisen die übrigen Verläufe eine über den Volumenstrom nahezu horizontale Leistungscharakteristik auf. Bei den Laufrädern mit Stützschaufeln fällt der Verlauf mit dem Erreichen von η_{max} kontinuierlich ab.

Die Verläufe der Leistungsaufnahme ändern sich bei den Laufrädern mit Stützschaufeln gegenüber den Vergleichslaufrädern. So sinkt die Leistungsaufnahme beim Laufrad mit $z_{St} = 3$ ab, während sich die Leistungsaufnahme beim Laufrad mit $z_{St} = 4$ um etwa 55 W gegenüber dem Vergleichslaufrad ohne Stützschaufeln erhöht.

Die Laufräder mit Stützschaufeln weisen einen geringeren Wirkungsgrad auf, wobei der Bestpunkt nach links verschoben ist. Mit z_{St} = 4 sind es 54 % bei 130 l/min und mit z_{St} = 3 sind es 61 % bei 130 l/min.

Die Verwendung von Stütz- oder Zwischenschaufeln verbessert die Strömungsführung. Dabei entsteht ein geringerer Schaufeldruck, was eine geringere Minderleistung zur Folge hat und zu einer Steigerung der Förderhöhe und steilere Kennlinie führt. [Car09]

Diese Feststellung bestätigen die Ergebnisse, da die Laufräder mit Stützschaufeln steilere Kennlinien H(Q) aufweisen. Die Zunahme der Schaufelreibung infolge der zusätzlichen Schaufeln begrenzt den Bereich der Förderung hin zu größeren Volumenströmen. [PP05]

Wie die Messergebnisse zeigen, lässt sich durch Stützschaufeln insbesondere bei Laufrädern mit großen Kanalquerschnitten die Strömungsführung verbessern. Dabei weisen diese steile Förderkennlinien und sogar nahezu horizontale Leistungskurven auf. Die zusätzlichen Schaufeln erhöhen die Reibungsverluste, was im Endeffekt den Wirkungsgrad vermindert.

Es wird keine Variante mit Stützschaufeln präferiert, weil das Laufrad mit z = 4 ohne Stützschaufeln bereits einen nahezu horizontalen Leistungsverlauf bei vergleichsweise höherem Wirkungsgrad erreicht.



Abbildung 5-6 Vergleich der Laufräder mit und ohne Stützschaufeln

Vergleich der Saugdurchmesser

Es wurden drei Laufräder mit den Saugdurchmessern $d_s = 25$ mm, 27 mm und 28 mm ausgelegt, deren Messdaten in der Abbildung 5-7 dargestellt sind. Grundsätzlich weisen alle Kennlinien eine ähnliche Charakteristik auf.

Das Laufrad $d_s = 28 \text{ mm}$ hat über den gesamten Kennlinienbereich H(Q) mehr Förderhöhe als die anderen Laufräder, so dass es die größte Nullförderhöhe mit 14,5 m erreicht. Die Verläufe für die Förderhöhe sind bei $d_s = 25 \text{ mm}$ und 27 mm ähnlich und erreichen eine Nullförderhöhe bei etwa 13 m.

Eine über dem Volumenstrom annähernd horizontale Leistungscharakteristik erreichen die Kennlinien P(Q) bei $d_s = 27$ mm und 28 mm, wobei diese bei $d_s = 28$ mm hin zu größeren Volumenströmen leicht abfällt. Die Leistungscharakteristik von $d_s = 25$ mm nähert sich eher dem aus der Literatur bekannten Verlauf für ein halbaxiales Laufrad an (siehe Kapitel 3.3). Die Leistungsaufnahme ist bei $d_s = 27$ mm mit 220 W am geringsten und bei $d_s = 28$ mm mit etwa 270 W am größten.

Der höchste Wirkungsgrad liegt auf der Kennlinie $\eta(Q)$ von ds = 27 mm und beträgt im Bestpunkt 71 bei 150 l/min. Die Wirkungsgrade der anderen Laufräder sind um 4 bis 7 Punkte vermindert und liegen ebenso bei 150 l/min.

Bereits im Kapitel 4.4 wurde auf Auswirkungen der Einflüsse durch den Saugdurchmesser hingewiesen. An dieser Stelle sind die mit der Saugfähigkeit verbundene Zulaufgeschwindigkeit und die mit der Rezirkulationsneigung verbundene Umfangs-geschwindigkeit zu nennen. Der Saugdurchmesser hat auch Einfluss auf die Verzögerung im Laufrad und damit auf dessen Energieumsetzung. [Gül10], [PP05]

Die Messergebisse zeigen, dass bei $d_s = 28$ mm vordergründig Rezirkulationen und höhere Umfangsgeschwindigkeit auftreten, während bei $d_s = 25$ mm höhere Zuströmgeschwindigkeiten vorliegen. Ein Optimum befindet sich dazwischen, was sich dadurch zeigt, dass der höchste Wirkungsgrad bei $d_s = 27$ mm gemessen worden ist.

Ein Saugdurchmesser von $d_s = 27$ mm erscheint als ein guter Kompromiss.



Abbildung 5-7 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlichen Saugmunddurchmesser

Vergleich der Lage der Eintrittskante

Es wurden drei Laufräder mit der Position der inneren Eintrittskante bei $d_{1i} = 9 \text{ mm}$, 10 mm und 11 mm ausgelegt, deren Messdaten in der Abbildung 5-8 dargestellt sind. Die Eintrittskante bei d_{1a} ist für alle drei Laufräder gleich. Grundsätzlich weisen alle Kennlinien eine ähnliche Charakteristik auf.

Das Laufrad $d_{1i} = 11$ mm hat über den gesamten Kennlinienbereich H(Q) mehr Förderhöhe als die anderen Laufräder, so dass es die größte Nullförderhöhe mit 14 m erreicht. Die Ergebnisse von $d_{1i} = 9$ mm und 10 mm liegen nahe beieinander.

Eine über den Volumenstrom nahezu horizontale Leistungscharakteristik erreicht die Kennlinie P(Q) bei $d_{1i} = 10$ mm. Die Leistungsaufnahme bei $d_{1i} \neq 10$ mm ist ungleichmäßig und bei größeren Volumenströmen leicht abfallend. Die gemessene Leistungsaufnahme ist bei $d_{1i} = 10$ mm mit 220 W am geringsten und bei $d_{1i} = 11$ mit 250 W am größten. Der höchste Wirkungsgrad liegt auf der Kennlinie $\eta(Q)$ von $d_{1i} = 10$ mm und beträgt im Bestpunkt 71 % bei 150 l/min. Die Wirkungsgrade der anderen Laufräder sind um 3 bis 9 Punkte vermindert und liegen annähernd bei 150 l/min.

Eine Verschiebung der Eintrittskannte in den Saugmund oder in den Schaufelkanal hat direkten Einfluss auf die Schaufellänge, in Form von Reibung, der Umlenkung der Strömung sowie auf die Minderleistung. [Gül10], [PP05]

Die Messergebnisse zeigen, dass die Lage der Eintrittskante bei d_{1i} = 10 mm gut gewählt ist.

Vergleich der Austrittsbreiten

Es wurden zwei Laufräder mit den Austrittsbreiten $b_2 = 5 \text{ mm}$ und 7 mm ausgelegt, deren Messdaten in der Abbildung 5-9 dargestellt sind.

Das Laufrad $b_2 = 7$ mm hat über den gesamten Kennlinienbereich H(Q) mehr Förderhöhe als das Laufrad $b_2 = 5$ mm, so dass es die größte Nullförderhöhe mit 15 m erreicht. Beide Laufräder weisen eine über den Volumenstrom nahezu horizontale Leistungscharakteristik auf. Mit $b_2 = 5$ mm ist die Leistungsaufnahme um 80 W deutlich geringer als mit $b_2 = 7$ mm. Beide Laufräder weisen ein Wirkungsgradmaximum von 71 % auf, wobei sich der Best-punkt bei Laufrad $b_2 = 5$ mm bei 150 l/min befindet und bei $b_2 = 7$ mm mit 180 l/min weiter rechts liegt.

Das Verhältnis aus Eintritts- und Austrittsquerschnitt wird mit der Vergrößerung der Austrittsbreite dahingehend beeinflusst, dass die Meridiangeschwindigkeit bei gleichzeitig größerer Umfangsgeschwindigkeit und zunehmender Förderhöhe sinkt. Durch den resultierend größeren Schaufelkanal nehmen anteilig die Strömungsverluste zu. [PP05], [Gül10]

Eben dieser Zusammenhang lässt sich auch bei der Gegenüberstellung der gemessenen Laufräder erkennen und erklärt die Förderhöhenzunahme bei gleichzeitiger Leistungszunahme durch die Vergrößerung der Austrittsbreite von $b_2 = 5 \text{ mm}$ auf 7 mm.

Das Laufrad mit $b_2 = 5$ mm wird hierbei präferiert, weil es die Auslegung bei geringerer Leistungsaufnahme erfüllt.



Abbildung 5-8 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlichen Eintrittskanten









Volumenstrom Q [l/min]





Abbildung 5-9 Vergleich der Laufräder mit unterschiedlicher Austrittsbreite

Die Parameterstudie zeigt, dass die Geometrie für das Laufrad B4-0-27-10-5 (siehe Abbildung 5-4) hinsichtlich der betrachteten Einflüsse die besten Ergebnisse erzielt hat.

Benennung	Schaufel- zahl z	Stütz- schaufel- zahl z _{st}	Eintritt ds	Eintritt d _{1i}	Austritt b ₂
B 4-0-27-10-5	4	0	27	10	5

Tabelle 10: Parameter für das beste Laufrad aus der Laufraduntersuchung

Vergleich mit bekannter Pumpenhydraulik

Für den Vergleich der Versuchspumpe mit der neuen Hydraulik mit einer bekannten Kreiselpumpe wurde das axiale Laufrad (LR) einer Fasspumpe mit zugehöriger Leiteinrichtung im Hydraulikversuchsstand vermessen. Hierzu wurde das axiale Laufrad mit seiner zugehörigen Leiteinrichtung in das vorhandene Hydraulikgehäuse integriert. Die Messergebnisse zu den charakteristischen Kennlinien sind in der Abbildung 5-10 dargestellt.

Im Vergleich der beiden Laufräder ist vor allem der große Unterschied in der Leistungsaufnahme zu erkennen (ca. 180 W; 58 % Leistungsverminderung), was sich auch im Wirkungsgrad widerspiegelt (ca. 40 Punkte; 130 % Wirkungsgradsteigerung).

Die erzielten 71 % beim Pumpenwirkungsgrad übertreffen die Erfahrungswerte hinsichtlich der erreichbaren Wirkungsgrade von kleinbauenden Kreiselpumpen (siehe [Bis10], [Gül10], [Wes12]).

Der Auslegungspunkt wurde mit 8,36 m über 100 l/min etwa eingehalten und ist. Dabei ist ein Wirkungsgrad von 62 % erreicht worden. Die Bestpunkte liegen bei beiden Laufrädern oberhalb von 150 l/min.



Abbildung 5-10 Kennlinienvergleich neues Halbaxialrad und Axialrad

Leistungsbilanzierung

Die Bilanzierung der gemessenen Leistungsparameter erfolgt nach der Aufteilung aus Kapitel 3.3. Die Leistungsaufnahme P und die Leistung an der Kupplung P_k konnten direkt gemessen werden. Die innere Leistung P_i und die hydraulische Nutzleistung P_u lassen sich berechnen. Die Antriebsverluste P_{mot} ergeben sich aus der Differenz von P und P_k. Die Radreibungsverluste P_r und die mechanischen Verluste P_m wurden gemessen und Spaltverluste P_{sp} abgeschätzt (siehe Kapitel 8).

Gemäß der Gleichung (3.9) lassen sich resultierend die hydraulischen Verluste P_h bestimmen. Die Austauschverluste P_a werden den hydraulischen Verlusten zugeordnet. Unter Verwendung der ermittelten Leistungsgrößen, sind nach Tabelle 1 auch alle Wirkungsgrade für die neue Pumpenhydraulik bestimmt worden.

Aus der Bilanzierung in der Abbildung 5-11 ist ersichtlich, dass bei dem neuen Laufrad die Radreibungsverluste P_r und Spaltverluste P_{sp} dominieren. Etwa 25 % der inneren Leistung P_i geht in diese Verluste über. Dieses Ergebnis ist auf das ungünstige Verhältnis von Reibfläche gegenüber der vom Fördermedium durchströmten Fläche zurückzuführen, was bei Kreiselpumpen kleiner Baugröße typisch ist. Im Vergleich zu größeren Kreiselpumpen entsteht mehr Reibung und der durchströmte Spalt fällt relativ groß aus. Nebenuntersuchungen zeigen (siehe Kapitel 8), dass eine Veränderung der Spaltgeometrie die Spaltverluste reduzieren kann. Diese Änderung wirkt sich jedoch nachteilig auf den horizontalen Verlauf der Leistungsaufnahme aus.

Weiterführend ergibt die Leistungsbilanzierung, dass von der inneren Leistung etwa 71% an das Fördermedium weiter gegeben werden und damit auf die hydraulischen Verluste Ph nur etwa 4 % fallen. Die mechanischen Verluste Pm fallen ebenfalls gering aus. Das führt resultierend zu dem hydraulischen Wirkungsgrad η_h mit 95 %.



Bestpunkt: 150 l/min, 10.000 1/min

Abbildung 5-11 Leistungsbilanzierung für den Bestpunkt im Hydraulikversuchsstand

Der gute hydraulische Wirkungsgrad, lässt Grund zur Annahme, dass die Schaufelverluste und die Stoßverluste in der neuen Versuchspumpe nur in geringem Umfang vorkommen, so dass die Umwandlung von Rotationsenergie in Strömungsenergie in dem Laufrad gut funktioniert.

Die Abbildung 5-12 zeigt die Leistungsbilanzierung für alle Betriebspunkte über dem Volumenstrom. Hierbei wird deutlich, dass die hydraulischen Verluste im Teil- und Überlastbereich deutlich zunehmen, obwohl die Leistungsaufnahme vom Motor, wie auch die Leistung an der Kupplung nahezu horizontal bleiben.



Abbildung 5-12 Leistungsverläufe im Hydraulikversuchsstand

Untersuchung im Fasspumpenversuchsstand

Um den Auslegungspunkt für die Laufradgeometrie zu überprüfen, welcher auf der ursprünglichen Situation einer Fasspumpe basiert, erfolgt weiterführend die Betrachtung der Kennlinien der neuen Hydraulik im Fasspumpenversuchsstand. Gemäß der Abbildung 5-13 findet ein Vergleich zwischen der neuen Hydraulik und der radialen sowie axialen Hydraulik in der realen Pumpenanwendung statt.

Die neue Hydraulik zeigt auch mit dem konventionellen Asynchronmotor eine nahezu horizontale Leistungscharakteristik, während die Verläufe bei den anderen Laufradformen deutlich different sind. Die Leistungsverminderung gegenüber der axialen Hydraulik liegt im Minimum noch bei 20 W.

Der Vergleich der Kennlinien unterstreicht die erfolgreiche Entwicklung des neuen Laufrades für die Fasspumpe. Der Auslegungspunkt liegt nahezu im Bestpunkt und wurde für die neue Hydraulik mit 7,6 m (um 0,1 m) bei 100 l/min eingehalten.

Bei der Gegenüberstellung der Förderkennlinien ist in der Abbildung 5-13 deutlich erkennbar, dass der Betriebsbereich von Fasspumpen mit der neuen Hydraulik durch die erzielte Drucksteigerung potentiell erweiterbar ist. Dieses Ergebnis erlaubt mit einer Drehzahlreduzierung bis zum Niveau der Kennlinie vom axialen Fasspumpenlaufrad außerdem akustische Emissionen zu reduzieren. Allerdings läuft der Fasspumpenmotor nicht drehzahlstabil, was letztere Verbesserung erschwert.



Abbildung 5-13 Kennlinienvergleich neue und alte Hydrauliken im Fasspumpenversuchsstand

Im Bestpunkt ist ein Aggregatwirkungsgrad in der neuen Pumpenkombination von 31 % erreicht worden. Die axiale und radiale Fasspumpenhydraulik erzielen jeweils einen maximalen Aggregatwirkungsgrad von 17 %. Mit der neuen Hydraulik konnte somit eine Wirkungsgradsteigerung um etwa 14 Punkte (55 %) erzielt werden. Unter Berücksichtigung, dass der Motorwirkungsgrad bei etwa 64 % liegt, lässt sich ein Pumpenwirkungsgrad von mindestens 49 % abschätzen. Da die Übertragungsverluste durch die Kupplung nicht hinreichend bekannt sind und nicht separat ausgewiesen werden, ist davon auszugehen, dass der tatsächlich erzielte Pumpenwirkungsgrad höher ist. In Kapitel 8 ist hierzu eine Abschätzung durchgeführt worden, welche diese Vermutung stützt. Der final erzielte Aggregatwirkungsgrad bestätigt ebenfalls die Erfahrungswerte hinsichtlich der erreichbaren Wirkungsgrade von kleinbauenden Kreiselpumpen (vergleiche [Bis10], [Gül10], [Wes12]).

6 Schlussfolgerung und Ausblick

radiales Fasspumpenlaufrad mit Leiteinrichtung

6.1 Schlussfolgerung zur Auslegung, Parameterstudie und Leistungsanalyse

Die Ergebnisse aus der experimentellen Untersuchung haben ergeben, dass es möglich ist, für den Anwendungsfall einer Fasspumpe, eine halbaxiale Laufradform mit nahezu horizontaler Leistungscharakteristik über den Volumenstrom mit bekannten Auslegungsverfahren zu entwickeln. Damit wurde das Ziel der Arbeit erreicht.

Die Standardauslegung nach der Stromfadentheorie, wie sie hinreichend in der Literatur beschrieben ist, war für die Realisierung der Laufräder ausreichend. Die besonderen Randbedingungen, die zum Erreichen der speziellen Leistungscharakteristik in der Fasspumpenumgebung erforderlich waren, sind dabei direkt einbezogen worden. Nicht in die Auslegungsberechnung eingegangen ist die Gestaltung der Zulaufkontur und des radialen Spaltes.

In Abbildung 6-1 ist die Strömungsführung bei der neuen Hydraulik im Vergleich zu den bestehenden Fasspumpenhydrauliken skizziert. Dabei ist zu erkennen, dass sich bei den Geometrien der Strömungskanäle deutliche Unterschiede ergeben.





Abbildung 6-1 Strömungsführung in den Hydrauliken

Die vorhandenen Fasspumpenhydrauliken sind für eine kostnegünstige Fertigung und einfache Montage ausgelegt worden, so dass bei der Gestaltung der Strömungskanäle als Kompromiss Strömungsverluste toleriert werden.
In der Neuauslegung konnten die Strömungsverluste deutlich reduziert werden. Bei dem neuen und etwas größeren Laufrad dominiert die düsenförmige Kontur mit engem radialem Umfangsspalt den Zulauf. Die neue Leiteinrichtung ist an den Laufradaustritt angepasst und öffnet sich fortlaufend als Diffusor.

Die Variation der Geometrieparameter konnte aufzeigen, dass komplexe Interaktionen von unterschiedlichen Strömungseffekten die Leistungskurve beeinflussen und es notwendig ist, diese gezielt zu beeinflussen, um einen möglichst horizontalen Leistungsverlauf über dem Volumenstrom zu erhalten. Die Parameterstudie hat ergeben, dass die Geometrie für das Laufrad B4-0-27-10-5 hinsichtlich der betrachteten Einflüsse die besten Ergebnisse erzielt hat.

Es lassen sich, bezogen auf die untersuchten Hydrauliken in einer Fasspumpenumgebung, folgende Hinweise zur Auslegung und Laufradgestaltung ableiten:

- Verwendung einer halbaxialen Laufradform bei n_q = 90,
- Verwendung von vier symmetrisch angeordneten Schaufeln,
- Verwendung von Stützschaufeln bei geringerer Schaufelzahl (z = 3)
- Verwendung bekannter Auslegungsvorgaben für den Saugdurchmesser ds
- Optimierungsprozess für engsten Querschnitt am Laufradeintritt ds/d1i, da zu kleine Querschnitte sowie ein zu kleiner Schaufeleintrittdurchmesser d1i zu Eintrittsverlusten führen, während zu große Abmessungen Rückströmung tolerieren, was die horizontale Leistungskennlinie negativ beeinflusst,
- Vorrotation (Mitdrall) bei freiem Zulauf,
- Variation der Austrittsbreite hat keinen Einfluss auf Leistungskurve,
- Anpassung der Leitradkontur im Hinblick auf Eintrittsverluste bei Überlast.

Neben dem Ziel, die Leistungsaufnahme möglichst horizontal über den Volumenstrom zu halten, trägt die Neuauslegung dazu bei, dass eine deutliche Wirkungsgradverbesserung gegenüber den Vergleichsmaschinen erzielt worden ist. So liegt der maximale Pumpenwirkungsgrad bei 71 % und ist höher als die theoretische Annahme zu halbaxialen Kreiselpumpen kleiner Baugröße (vergleiche Abbildung 4-8).

Die Leistungsbilanzierung zeigt auf, dass die Energieübertragung in der neuen Hydraulik im Auslegungspunkt vorrangig durch Radreibungsverluste P_r und Spaltverluste P_{sp} beeinträchtigt wird. Dies ist bei Kreiselpumpen kleiner Baugröße auf ungünstige Flächenverhältnisse und wirtschaftlichen Grenzen in der Fertigung zurückzuführen.

Eine Implementierung der besten Hydraulik in die reale Fasspumpenumgebung zeigt, dass die horizontale Leistungscharakteristik auch mit Einsatz des Originalmotors erhalten bleibt und der Aggregatwirkungsgrad gegenüber den Vergleichshydrauliken um 14 Punkte auf 31 % gesteigert werden konnte.

6.2 Ausblick

Die Laufrad- und Leitradauslegung wird durch sehr viele Randbedingungen beeinflusst, welche in einem iterativen Prozess ausbalanciert werden müssen. Daher ist auch für die aus der Parameterstudie hervorgegangene Laufrad-Leitrad-Kombination nicht sicher, ob bei der Hydraulikauslegung bereits das Optimum für den Wirkungsgrad erreicht wurde. Die Parameterstudie gibt bereits klare Grenzen hinsichtlich der gewählten Geometriegrößen an, in denen sich das Optimum befinden wird. Um den Wirkungsgrad weiter zu steigern, müsste eine noch feinere Unterteilung der Parameter vorgenommen werden. Hierbei lohnt es sich möglicherweise die Einflüsse von Querbezügen der einzelnen Parameter untereinander zu betrachten. Gegebenenfalls gibt es auch in einer Feinabstimmung zwischen Laufrad und Leitrad noch Verbesserungspotential hinsichtlich des Wirkungsgrades. Hierzu sind ebenso weitere Untersuchungen sinnvoll.

In den Experimenten wurde die Vorrotation (Mitdrall) am freien Zulauf in das Laufrad toleriert. Die Vorrotation sorgt für eine Umfangskomponente, welche die erzielbare Energieumwandlung im Laufrad reduziert, so dass die Förderkennlinien flacher werden. Es ist in der Arbeit nicht geklärt worden, inwieweit die charakteristischen Kennlinien durch diesen Effekt beeinflusst werden, so dass weitere Untersuchungen aufschlussreich sein könnten.

Beobachtungen haben gezeigt, dass die aus dem Laufrad austretende Spaltströmung durch die trichterförmige Zulaufströmung des Laufrades radial abgedrängt wird. Die Ausmischung erfolgt erst außerhalb vor dem Zulauf vom Laufrad. Die Auswirkung dieses Effektes auf die Rezirkulationsneigung und die Kennlinien des Laufrades ist unbekannt.

Die Ergebnisse der Leistungsanalyse zeigen auf, dass die konstruierte Laufradform in ihrem speziellen Anwendungsfall besonders positive Eigenschaften hinsichtlich des Rezirkulationsverhaltens bei Teillast hat, so dass der für halbaxiale Kreiselpumpen nicht untypische Anstieg der Leistungsaufnahme hin zu kleinen Volumenströmen ausbleibt.

Inwiefern die besondere Geometriegestaltung die Ausbildung von energieintensiven Rückströmungen tatsächlich beeinflusst, lässt sich durch diese Arbeit nicht eindeutig klären. Die Abbildung 6-2 skizziert die beobachteten Strömungsverhältnisse vor dem Laufrad, wo komplexe dreidimensionale Strukturen vorliegen. Um deren Mechanismen besser verstehen zu können, sind detaillierte Strömungsanalysen notwendig.



Abbildung 6-2 Wirbelstrukturen im freien Zulauf zum neuen Laufrad bei Teillast

GÜLICH hat einen direkten Zusammenhang zwischen der aufgenommen Leistung der Pumpe, der hydraulischen Leistung und der teillastbedingten Rezirkulation beschrieben.

Diese Aussage lässt sich wegen der komplexen Strömungsverhältnisse vor dem Laufrad nicht eindeutig belegen.

Das Ergebnis der Leistungsanalyse in der Abbildung 5-12 zeigt Ähnlichkeit zur Modellvorstellung einer beeinflussbaren Teillastrezirkulation aus dem Kapitel 3.4 in Abbildung 3-11. Der genaue Beginn der Teillastrezirkulation wurde im Experiment nicht erfasst, so dass der in Abbildung 6-3 dargestellte Bereich (Beeinflussung der Rezirkulation) und die darauf bezogene Rezirkulationsleistung P_{rec}, eine Annahme ist. Die Erfassung des Beginns der Teillastrezirkulation sowie die genaue Zuordnung der Rezirkulationsleistung könnte in vertiefenden Untersuchungen erfolgen.



Abbildung 6-3 Beeinflussung der Rezirkulation durch die neue Hydraulik

Der Bereich, in dem die Leistungsaufnahme beim Motor variiert liegt bei etwa 10 W, sowohl beim Einsatz der Versuchspumpe im Hydraulikversuchsstand als auch im Fasspumpenversuchsstand. Im Vergleich dazu umfasst der Leistungsbereich der Fasspumpe mit axialen Laufrad 72 W im Fasspumpenversuchsstand. Beim radialen Laufrad variiert die Leistungsaufnahme sogar um 134 W (siehe Abbildung 5-13).

In der Arbeit wurde gezeigt, dass die neue Versuchspumpe in der Lage ist, die Leistungsaufnahme des Fasspumpenmotors über den gesamten Betriebsbereich der Pumpe zu beeinflussen, wodurch sich die bisher vorliegenden Leistungsunterschiede, die sich mit herkömmlichen Fasspumpenhydrauliken ergeben haben, nun stark eingrenzen. Die Übertragbarkeit dieser Ergebnisse auf andere Motoren erfordert weitere Untersuchungen.

Weiterführend sollte eine Anpassung des Elektromotors erfolgen, um dessen Leistungsreserven effizienter zu nutzen. Hierbei ist besonders ökonomisch interessant, inwieweit Antriebe kleinerer Baugrößen relevant sein könnten. Hierbei ist ebenfalls eine Analyse sinnvoll, inwieweit mit dem Pumpenantrieb eine effektivere Kühlung sowie geringere Geräuschemission erzielt werden kann.

7 Zusammenfassung

Bei Kreiselpumpen hängt die Leistungsaufnahme von der gewählten Laufradbauart und deren Interaktion mit dem Volumenstrom ab. Sobald sich dieser verändert, sinkt oder steigt üblicherweise auch die Leistungsaufnahme der Pumpe. Die dabei entstehende Leistungsspanne muss der Pumpenantrieb überbrücken können. Bei industriellen Anwendungen mit veränderlichen Betriebspunkten können Pumpe und Antriebsmotor deswegen nicht immer effizient aufeinander abgestimmt werden. Im Hinblick auf eine bessere Abstimmung von elektrischem Antrieb und Pumpe wäre eine gleichbleibende Leistungsaufnahme durch die Pumpe ein großer Fortschritt.

In der vorliegenden Arbeit wurde der neuartige Ansatz verfolgt, eine Kreiselpumpe mit einer Hydraulik zu entwickeln, welche bei Veränderung des Volumenstromes die Leistungsaufnahme der Pumpe konstant hält, so dass sich ein horizontaler Verlauf der elektrischen Leistungskennlinie über den gesamten Volumenstrombereich ergibt. Dieser Ansatz unterscheidet sich von den meisten Hydraulikauslegungen, die normalerweise hohe Wirkungsgrade zum Ziel haben.

Die Entwicklung der neuartigen Kreiselpumpe erfolgte am Beispiel einer Fasspumpe. Fasspumpen zählen zu Kreiselpumpen kleiner Baugröße und haben die Funktion unterschiedlich viskose Flüssigkeiten aus großen Behältern und Fässern zu fördern. Für diese Maschinen ist ein flacher Verlauf der Leistungsaufnahme interessant, da diese neben einer geringeren Leistungsreserve und konstanter, drehzahlstabiler Betriebsweise zusätzlich eine gleichmäßige Motorkühlung gewährleistet.

Aus der Fachliteratur konnte entnommen werden, dass es bei einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 100$ eine annähernd flache Leistungskennlinie über dem Volumenstrom gibt. Bei dieser spezifischen Drehzahl werden in der Praxis schnellläufige Pumpen mit axialen oder halbaxialen Laufrädern verwendet. Basierend auf den geometrischen Randbedingungen, die sich aus dem speziellen Einsatzbereich einer Fasspumpe ergeben, wurde ein neuartiger Laufradentwurf für das Vorhaben der Arbeit entwickelt. Dabei hat sich eine halbaxiale Laufradform, bei einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 90$, für die Auslegung als sinnvoll ergeben.

Da insbesondere Rezirkulationströmungen bei abnehmenden Volumenströmen einen wesentlichen Einfluss auf die Leistungsaufnahme bei halbaxialen Kreiselpumpen haben, wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um deren Einfluss auf den Verlauf der Leistungskennlinie und insbesondere auf die Rezirkulationsströmungen zu untersuchen. Hierbei sind die Schaufelzahl z, der Saugdurchmesser ds, die Lage der inneren Eintrittskante d1i und die Austrittsbreite b2 als besonders interessante Geometrieparameter ausgewählt worden. Ergänzend ist der Einfluss von Stützschaufeln betrachtet worden. Die Variation der Parameter hat dazu geführt, dass insgesamt elf vergleichbare halbaxiale Laufräder zusammen mit einer neuen angepassten Leiteinrichtung ausgelegt, konstruiert und gefertigt worden sind. Es hat sich dabei gezeigt, dass die Verwendung des Standardauslegungsverfahrens basierend auf der Stromfadentheorie ausreichend ist.

Für die Untersuchungen der unterschiedlichen Laufräder ist ein spezieller Versuchskreislauf aufgebaut worden, welcher die zuverlässige Messung von charakteristischen Pumpenkennlinien ermöglicht. Ein weiterer Versuchskreislauf wurde für die Untersuchung der neuen Hydraulik in der Realumgebung einer Fasspumpe angepasst. Die Messungen haben gezeigt, dass alle entwickelten Laufradvarianten flache und zwei sogar nahezu horizontale Leistungsverläufe über dem Volumenstrom aufweisen. Neben der besonderen Leistungsaufnahme wurde auch eine Wirkungsgradsteigerung erzielt.

Der Vergleich der unterschiedlichen Laufräder hat ergeben, dass ein Laufrad besonders geeignet für die Anwendung als Fasspumpe ist. Eine Leistungsanalyse zeigt auf, dass bei der neuen Hydraulik im Bestpunkt vorrangig Radreibungs- und Spaltverluste dominieren, was die Erfahrung aus der Literatur zu kleinen Kreiselpumpen bestätigt.

Weiterhin konnte mit der Parameteranalyse gezeigt werden, welche Einflussfaktoren auf die Kennlinien einwirken. Hierbei stellte sich heraus, dass der Verlauf der Leistungsaufnahme wesentlich von der Zuströmung in das halbaxiale Laufrad sowie von dessen saugseitiger Geometriegestaltung abhängig ist.

So wird bei der Variation der Geometrieparameter ersichtlich, dass komplexe Interaktionen von unterschiedlichen Effekten die Leistungskurve beeinflussen und es notwendig ist, diese auszubalancieren.

Für die betrachtete Anwendung einer Fasspumpe hat sich ergeben, dass vier symmetrisch angeordnete Schaufeln verwendet werden sollten, um einen horizontalen Verlauf der Leistungsaufnahme über dem Volumenstrom zu bekommen. Bei geringeren Schaufelzahlen sollten Stützschaufeln verwendet werden, wobei sich dann die Leistungsaufnahme erhöht und die erreichbaren Wirkungsgrade geringer ausfallen.

Die Gestaltung des Laufradeintritts erfordert einen Optimierungsprozess. So lassen sich zwar Auslegungsvorgaben für den Saugdurchmesser aus der Literatur gut anwenden, jedoch unterliegt das Verhältnis von d_S/d_{1i} dem dominanten Einfluss der Zuströmung. Die Untersuchung zeigt, dass zu kleine Eintritte zwar die Förderhöhe steigern, jedoch größere Eintrittsverluste haben und damit geringere Wirkungsgrade erreichen. Zu große Eintritte führen zum Verlust des Effektes der konstanten Leistungsaufnahme und weisen ebenfalls geringere Wirkungsgrade auf.

Der Laufradaustritt hat keinen erkennbaren Einfluss auf das Erreichen einer horizontalen Leistungskennlinie.

Mit der vorliegenden Arbeit konnte gezeigt werden, dass eine Kreiselpumpe mit horizontaler Leistungskennlinie über dem Volumenstrom nach gängiger Auslegungsmethodik wirklich realisierbar ist. Es ist möglich, dass sich die gewonnenen Erkenntnisse auf andere Kreiselpumpen übertragen lassen. Da sich die Ergebnisse der Arbeit auf die vorliegende Fasspumpe beziehen, sind diesbezüglich weiterführende Untersuchungen erforderlich.

8 Anhang

Kennlinienschar zur Förderhöhe



Abbildung 8-1 Förderkurven der vermessenen Laufräder



Abbildung 8-2 Leistungskurven der vermessenen Laufräder

Kennlinienschar zum Wirkungsgrad



Abbildung 8-3 Wirkungsgradkurven der vermessenen Laufräder

Berücksichtigung von Druckverlusten

Die Druckmessstellen befinden sich in einem hinreichenden Abstand zur Hydraulikeinheit. Die dynamischen Druckverluste, die in der Distanz entstehen führen zu einer Abweichung von etwa 3,9 % bei 200 l/min (vgl. Abbildung 8-4) auf, so dass erhöhte Druckinformationen gemessen werden Daher wird der Einfluss in den Messwerten abhängig vom Volumenstrom bei der Bestimmung der Förderhöhe nach Gleichung (5.1) berücksichtigt.



Abbildung 8-4 Druckverluste zwischen den Druckmessstellen

Berücksichtigung von mechanischen Verlusten und Radreibung

Die mechanischen Verluste sind, wie unter Kapitel 5.2 beschrieben experimentell bestimmt worden. Die Auswirkung von Lager und Dichtung sind geringfügig, was sich auch während der Experimente gezeigt hat, da die Lagereinheit keine signifikante Erwärmung aufwies. Für die Nenndrehzahl ergibt sich eine Verlustleistung von 2 W, wie Abbildung 8-5 zeigt.

Die Betrachtung der Reibleistung durch Radreibung ist, wie unter Kapitel 5.2 beschrieben, experimentell bestimmt worden. Dabei ergibt sich für die Nenndrehzahl eine Verlustleistung von 44 W (siehe Abbildung 8-5), wobei die mechanischen Verluste abgezogen wurden.



Abbildung 8-5 Reibleistung und mechanische Verluste

Bestimmung der Spaltströmung

Die Spaltströmung im durchflossenen Ringspalt wird durch ein iteratives Verfahren nach GÜLICH berechnet, bei welchen die axiale und radiale Strömungskomponente im Spalt sowie die Materialeigenschaften berücksichtigt werden. [Gül10]

$$Q_{Sp} = \pi \cdot d_{Sp} \cdot s_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H}{\varsigma + \lambda \cdot \frac{L}{2s_r}}}$$
(7.1)

$$\lambda = \lambda_0 \left(1 + 0.19 \left(\frac{Re_u}{Re} \right)^2 \right)^{0.375}$$
(7.2)

$$\lambda_0 = \frac{0.31}{\left\{ \log\left(0.000675 + \frac{6.5}{2516}\right) \right\}^2}$$
(7.3)

$$Re_u = \frac{2 \cdot s_r \cdot u_{sp}}{\nu} \tag{7.4}$$

$$Re = \frac{2 \cdot s_r \cdot v_{sp}}{\nu} \tag{7.5}$$

$$v_{sp} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H}{\varsigma + \lambda \cdot \frac{L}{2s_r}}}$$
(7.6)

Die Berechnung entsprechend der Gleichungen (7.1) bis (7.6) ergibt für den Auslegungspunkt eine Spaltströmung von 8,6 l/min, was rund 9 % der Gesamtströmung entspricht.

Die Verlustleistung für den Auslegungspunkt nach Gleichung (3.5) ergibt demnach 11 W.

Betrachtung der Drehzahlabhängigkeit auf die Leistungsaufnahme

Es wurden unterschiedliche Drehzahlen vermessen. Dabei zeigt sich in Abbildung 8-6, dass sich die Leistungsaufnahme unabhängig von der Drehzahlvariation verhält.



Abbildung 8-6 Leistung abhängig von der Drehzahl

Betrachtung der Drehzahlabhängigkeit auf die Fördereigenschaften

Es wurden unterschiedliche Drehzahlen vermessen. Dabei zeigt sich in Abbildung 8-7, dass die Verläufe der Förderkennlinien ähnliche Steigungen haben.



Abbildung 8-7 Förderhöhen abhängig von der Drehzahl

Mit den Gleichungen (4.1) und (4.3) lassen sich dimensionslose Förderkennlinien bestimmen. Dabei zeigt sich in Abbildung 8-8, dass die Kennlinien aufeinander liegen, so dass von Drehzahlaffinität ausgegangen werden kann. Das bedeutet, dass die Strömungsverhältnisse in der Pumpe auch bei unterschiedlichen Drehzahlen ähnlich sein werden.



Abbildung 8-8 Dimensionslose Förderkennlinien

Betrachtung der Leiträder

Der Unterschied im Überlastbereich zeigt in Abbildung 8-9, dass die Leitradgestaltung Auswirkung auf den horizontalen Verlauf der Leistung über dem Volumenstrom hat. Die Messkampagne dieser Arbeit ist mit dem Leitrad LT2 durchgeführt worden.



Abbildung 8-9 Leistungsaufnahme bei unterschiedlichen Leiträdern

Positionierung des Laufrades und Festlegung des Axialspaltes

Voruntersuchungen an Fasspumpen haben gezeigt, dass die beste Förderwirkung mit Positionierung eines Laufrades direkt am Beginn des offenen Pumpwerkes der Fasspumpe erreicht wird. Die Förderwirkung verschlechtert sich deutlich, je weiter das Laufrad innerhalb des Pumpwerkes positioniert wird. Inwieweit hier die Einschnürung der Strömung in das Rohrgehäuse eine Rolle spielt, ist nicht vertiefend untersucht worden. Beobachtungen weisen nur drauf hin, dass mit der freien Zuströmung ein gleichgerichteter Vordrall durch die Laufradrotation erzeugt wird. Dieser kann positive Auswirkung hinsichtlich der Rezirkulationsneigung des Laufrades haben (siehe Kapitel 3.3). Sowohl beim Konzept für das halbaxiale Laufrad als auch später im Hydraulikversuchsstand wurde darauf geachtet, dass eine freie Zuströmung vorliegt und die Versuchslaufräder frei ansaugen können.

Die Variation des axialen Abstands zwischen Laufrad und Leitrad zeigt in Abbildung 8-10, dass bei einem Spalt von 3 mm ein Optimum hinsichtlich der Leistungsaufnahme liegt.



Abbildung 8-10 Spaltbreite zwischen Lauf- und Leitrad

Diese Erkenntnis deckt sich auch mit Untersuchungen von ASCHENBRENNER, welcher beschrieben hat, dass ein definierter Abstand von einigen Millimetern zwischen Laufrad und Leitrad sinnvoll ist. Da sich die Förderhöhe bei geringeren axialen Spaltmaßen kaum verändert aber der Wirkungsgrad sinkt, nimmt ASCHENBRENNER an, dass erst ab einem gewissen Abstand zwischen Laufrad und Leitrad eine Ausmischung der instationären Nachlaufströmung hinter dem Laufrad erfolgt, was bei kleineren Abständen nicht vollständig passiert. [Asc66]

Warum es ein Optimum gibt, erklärt sich mit der Tatsache, dass bei einem größeren Abstand zwischen Laufrad und Leitrad die Strömungsverluste in der freien Strömung mit dem Reibungsweg zunehmen, wodurch bereits Strömungsenergie vor dem Leitrad verloren geht. Damit begründet SIGLOCH den Effekt, warum sich die Leistungsaufnahme nicht verändert aber die Förderhöhe zurückgeht. [Sig13]

Das axiale Spaltmaß zwischen Laufrad und Leitrad wurde aus diesem Grund für alle Untersuchungen auf 3 mm festgelegt.

Betrachtung des radialen Ringspaltes

Um den Einfluss des durchströmten Dichtspaltes zu untersuchen, wurden zwei Laufräder gefertigt, deren der Deckscheibe einerseits mit Rillen- und andererseits mit Gewindekontur versehen wurden. Dies zeigt Abbildung 8-11.



Abbildung 8-11 Laufrad links mit Rillen- und rechts mit Gewindekontur in Deckscheibe

Die Untersuchung in Abbildung 8-12 zeigt, dass der glatte Spalt für eine horizontale Leistungskennlinie relevant ist, während die anderen Geometrien die Leistungsaufnahme reduzieren, jedoch deren Verlauf deformieren.



Abbildung 8-12 Spaltgeometrie zwischen Laufrad und Hydraulikgehäuse

Vergleich der Kennlinien von Fasspumpen- (FP) und Hydraulikversuchsstand (HP)

Der Vergleich der Leistungsgrößen und Wirkungsgrade in Abbildung 8-13 und Abbildung 8-14 bei beiden Versuchsständen zeigt den unterschiedlichen Einfluss der Verluste durch die Motoren und den hydraulischen Bedingungen. So geht im Fasspumpenversuchsstand 50% der Energie durch Übertragungsverluste an den Kupplungen und durch den Motor verloren. Die reduzierte hydraulische Leistung Pu ergibt sich infolge der mitgemessenen hydraulischen Verluste in der Steigleitung und im Krümmer. Diese beeinflussen die Anlagenkennlinie und begrenzen den Volumenstrom. Die Antriebsleistung Pk und der Pumpenwirkungsgrad η sind für den Versuchsstand aus der Leistungsaufnahme P, dem Motor- und dem Kupplungswirkungsgrad berechnet. Ein Vergleich von Messergebnissen wird in dieser Arbeit abhängig vom Versuchsstand durchgeführt.



Abbildung 8-13 Gegenüberstellung Leistungskurven je Versuchsstand



Abbildung 8-14 Gegenüberstellung Wirkungsgradkurven je Versuchsstand





Abbildung 8-15 Vergleich der Laufräder mit und ohne Stützschaufeln II

In Abbildung 8-15 sind die Messdaten zu Laufrädern mit und ohne Stützschaufeln dargestellt, wobei der Kanalquerschnitt unterschiedlich groß ist. Die Ergebnisse sind wie die Untersuchung von Stützschaufeln in Kapitel 5.4 zu bewerten.

Ein Laufrad mit größerer Austrittbreite respektive größerem Kanalquerschnitt profitiert von den Stützschaufeln hinsichtlich geringerer Leistungsaufnahme. Die dabei einhergehenden Abnahmen der Förderhöhe, des Volumenstroms und des Wirkungsgrades sind auf die Reibungsverluste an den Schaufeln zurückzuführen.

Die Varianten mit Stützschaufeln werden nicht präferiert, weil die Vergleichslaufräder mit z = 4 ohne Stützschaufeln die horizontale Kurve der Leistungsaufnahme bei höherem Wirkungsgrad und größerem Volumenstrombereich erreichen.

Auslegungsdaten für Laufrad B 3-0-27-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	z	3	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	049	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,60	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,80	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	10,00	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	17,30	٥
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	29,10	o
	β _{1Sch.i}	40,90	o
	$\beta_{2Sch.a}$	25,40	0
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	46,70	٥
	β _{2Sch.i}	68,00	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 3-3-27-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl (Stützschaufeln)	Z	6 (3)	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,60	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,80	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	9,90	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	17,30	0
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	29,10	٥
	$\beta_{1Sch.i}$	41,00	o
	$\beta_{2Sch.a}$	22,70	0
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	29,80	٥
	β _{2Sch.i}	36,80	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 5-0-27-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	z	5	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,70	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,70	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	9,90	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	19,30	٥
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	32,50	٥
	β _{1Sch.i}	45,80	o
	$\beta_{2Sch.a}$	23,10	o
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	31,50	٥
	$\beta_{2Sch.i}$	39,90	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-27-09-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_{s} = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,50	mm
	d _{1i}	9,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,70	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	9,90	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	18,50	o
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	33,00	o
	$\beta_{1Sch.i}$	47,40	o
	$\beta_{2Sch.a}$	23,90	0
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	34,20	٥
	β _{2Sch.i}	44,50	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-27-11-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,75	mm
	d _{1i}	11,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,80	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	10,00	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	17,70	0
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	28,50	0
	β _{1Sch.i}	39,20	0
	$\beta_{2Sch.a}$	23,50	٥
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	35,00	0
	β _{2Sch.i}	46,60	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-25-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	η _v	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_{s} = d_{1a}$	25,00	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	16,80	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,80	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	10,10	mm
	$eta_{1Sch.a}$	21,30	o
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	33,90	٥
	$\beta_{1Sch.i}$	46,40	o
	$\beta_{2Sch.a}$	23,10	o
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	33,40	٥
	β _{2Sch.i}	43,60	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-28-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	η _v	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_{s} = d_{1a}$	28,00	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	18,30	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,40	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,60	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	9,95	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	16,30	0
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	28,70	٥
	$\beta_{1Sch.i}$	41,10	٥
	$\beta_{2Sch.a}$	23,80	0
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	35,50	0
	β _{2Sch.i}	47,30	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-27-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	η _v	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_{s} = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,70	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,50	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	9,90	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	18,30	0
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	30,90	0
	$\beta_{1Sch.i}$	43,50	٥
	$\beta_{2Sch.a}$	23,90	0
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	35,20	٥
	β _{2Sch.i}	46,50	0

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-4-27-10-5



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	z	8 (4)	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,70	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	36,20	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	29,70	mm
Austrittsbreite	b ₂	5,00	mm
Axiale Erstreckung	Ze	7,27	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	18,30	٥
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	30,90	٥
	$\beta_{1Sch.i}$	43,50	٥
	$\beta_{2Sch.a}$	23,40	٥
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	29,60	٥
	β _{2Sch.i}	35,80	٥

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-0-27-10-7



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	Z	4	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_{s} = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,60	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	37,40	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	28,60	mm
Austrittsbreite	b ₂	6,80	mm
Axiale Erstreckung	Ze	10,05	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	17,40	0
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	29,80	0
	$\beta_{1Sch.i}$	42,10	o
	$\beta_{2Sch.a}$	16,80	o
Austrittswinkel	$\beta_{2Sch.m}$	30,30	o
	β _{2Sch.i}	43,90	o

Auslegungsdaten für Laufrad B 4-4-27-10-7



Beschreibung	Formelzeichen	Betrag	Einheit
Förderhöhe	Н	7,50	m
Volumenstrom	Q	100	l/min
Drehzahl	n	10.000	U/min
Schaufelzahl	z	8 (4)	-
Spezifische Drehzahl	n _q	90	-
Druckzahl	ψ	0,49	-
Hydraulischer Wirkungsgrad	η _h	0,69	-
Volumetrischer Wirkungsgrad	ην	0,89	-
Laufradlänge	L	22,25	mm
Durchmesser Nabe	d _N	8,00	mm
	$d_s = d_{1a}$	26,70	mm
Durchmesser Eintrittskante	d _{1m}	17,60	mm
	d _{1i}	10,00	mm
	d _{2a}	37,40	mm
Durchmesser Austrittskante	d _{2m}	33,00	mm
	d _{2i}	28,60	mm
Austrittsbreite	b ₂	6,80	mm
Axiale Erstreckung	Ze	10,10	mm
	$\beta_{1Sch.a}$	17,80	٥
Eintrittswinkel	$\beta_{1Sch.m}$	30,20	0
	$\beta_{1Sch.i}$	42,50	٥
	$\beta_{2Sch.a}$	17,90	0
Austrittswinkel	β _{2Sch.m}	24,90	0
	$\beta_{2Sch.i}$	31,90	0

Auslegungsdaten für die Leiteinrichtung LT1

Beschreibung	Formelzeichen	i	m	а	Einheit
Durchmesser	d₅	28,00	34,00	38,00	mm
Schaufelstärke	S	1,50	1,50	1,50	mm
Vorgabe Schaufelwinkel	α4	28	27	27	0
Faktor	μ	1,10			1
Schaufelteilung	t₅	12,57	15,26	17,05	mm
Versperrungsbogenlänge	σ ₅	3,18	3,30	3,34	mm
Schaufelverengung	k ₅	0,75	0,78	0,80	1
Schaufelwinkel	α ₅	29	28	27	0

Auslegungsdaten für die Leiteinrichtung LT2

Beschreibung	Formelzeichen	i	m	а	Einheit
Eintrittsbreite	b5	5,80			mm
Gewählte Eintrittsbreite	b5	6,28			mm
Eintrittsdurchmesser	ds	25,45	mm	38,00	٥
Strömungswinkel	α3	20,97	o	20,97	0
Vorgabe Schaufelswinkel	α5	18	o	21	0
Schaufelverengung	k 5	1,44	1	1,21	mm
Schaufelteilung	t5	15,99	mm	23,88	mm
Schaufelwinkel [PP05]	α5	17,76	o	20,77	o
Schaufelwinkel [Ste66]		18,60	0	21,73	0
Mittelwert Schaufelwinkel	α5	18,18	o	21,25	0

9 Literaturverzeichnis

Asc66 Aschenbrenner, A.:

Untersuchungen über den Einfluss des Abstandes zwischen Lauf- und Leitrad auf das Betriebsverhalten einstufiger Axialpumpenbeschaufelungen Dissertation Technische Hochschule Braunschweig, 1965

Bas02 Basile, R.:

Aerodynamische Untersuchungen von Zwischenschaufeln in Laufrädern spezifisch langsamläufiger Radialventilatoren VDI Reihe 7 Nr. 424, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002

Bis10 Bischoff, S:

Miniaturisierte Hochdrehzahl-Kühlmittelpumpen für Kfz-Motoren Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah Sulzbach, 2010

Boh08 Bohl, W.; Elmendorf, W.:

Strömungsmaschinen - Aufbau und Wirkungsweise 10. überarbeitete und erweiterte Auflage, Vogel Buchverlag Würzburg, 2008

Car09 Carolus, T.:

Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion 2. korrigierte und erweiterte Auflage, Vieweg und Teubner GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2009

Den10 Dena Ratgeber:

Pumpen und Pumpensysteme für Industrie und Gewerbe Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena) Energiesysteme und Energiedienstleistungen Berlin, 2010

Far04 Faragallah, W. H.; Surek, D.:

Rotierende Verdrängermaschinen (Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen) 2. überarbeitete Auflage, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 2004

Fan96 Fandi, T.:

Beiträge zur Sicherung der funktionellen Austauschbarkeit von Kfz-Kühlmittelpumpen Dissertation, Technische Universität Chemnitz-Zwickau, 1996

Fuc67 Fuchslocher, E. A.; Schulz H.:

Die Pumpen – Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion 12. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1967

Gro07 Grote, K.-H.; Feldhusen J.:

Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau 22. Ausgabe, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007

Gül10 Gülich, J. F.:

Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb 3. korrigierte und ergänzte Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010

KSB09 Hellmann, D. H.:

"Kreiselpumpen- Lexikon" 4. überarbeitete und erweiterte Auflage, Ottweiler Verlag, KSB AG Frankentahl, 2009

KSB11 KSB AG: Produktbeschreibung Microchem Frankenthal, 2011

Liu02 Liu, S.; Nishi, M.; Yoshida, K.: Impeller Geomertry Suitable for Mini Turbo Pump Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, 2002

Lut13 Lutz Pumpen GmbH: Produktkatalog Wertheim, 2013

Mat00 Matsuda, H.:

Rotary Blood Pumps Springer-Verlag Tokyo, 2000

Men06 Menny, K.:

Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen 5. Ausgabe, B.G. Teubner Verlag Wiesbaden, 2006

Net02 Netphen, R. B.:

Aerodynamische Untersuchungen von Zwischenschaufeln in Laufrädern spezifisch langsamläufiger Radialventilatoren VDI Reihe 7, Nr. 424, VDI-Verlag Düsseldorf, 2002

Neu91 Neumann, B.:

The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump Mechanical Engineering Publications Limited, Suffolk, 1991

PF72 Pfleiderer, C.:

Carl Pfleiderer. *Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase.* 2. Auflage; Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1972

PP05 Pfleiderer, C.; Petermann, H.:

Die Strömungsmaschinen 7. unveränderte Auflage; Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005

Roc08 Roclawski, H.:

Numerische und experimentelle Untersuchungen an einer radialen Kreiselpumpenstufe mit minimalem Stufendurchmesser Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2008

Sig13 Siegloch, H.:

Strömungsmaschinen – Grundlagen und Anwendung 5. aktualisierte Auflage, Carl Hanser Verlag München, 2013 Ste66 Stepanoff, A.:

Centrifugal and axial flow pumps 2. Auflage, John Wiley & Sons, Inc New York, 1966

- Tha08Siekmann, H. E.; Thamsen, P. U.:
Strömungslehre Grundlagen
2. Ausgabe, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- Tro73 Troskolanski, A. T.; Lazarkiewicz, S.:
 Impeller Pumps 3. Auflage, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne Warschau, 1973

Tro76 Troskolanski, A.T.:

Kreiselpumpen – Berechnung und Konstruktion 3. Auflage, Birkhäuser Verlag Basel, 1976

Web74 Weber, M.:

Strömungs-Fördertechnik Otto. K. Krausskopf Verlag Mainz, 1974

Wei06 Weiten, A.:

Vergleich der strömungstechnischen und rotordynamischen Eigenschaften von Gliederpumpenstufen mit radialen Leiträdern und mit minimalem Stufendurchmesser Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2006

Wes12 Wesche W.:

Radiale Kreiselpumpen – Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012

Normen: DIN EN ISO 9906:

Abnahmeprüfung von Kreiselpumpen DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2013

DIN EN ISO 12723:

Flüssigkeitspumpen - Allgemeine Begriffe für Pumpen und Pumpenanlagen DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2000