

# **Strömungen in Pumpe-Krümmersystemen**

## Einfluss des Krümmers auf den Systemwirkungsgrad

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Sten Mittag  
aus Rostock

Tag der mündlichen Prüfung: 07.08.2015

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 3.0 Deutschland Lizenz (CC BY 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/de/>

Sten Mittag

**Strömungen in Pumpe-Krümmersystemen**  
Einfluss des Krümmers auf den Systemwirkungsgrad

Dissertation

Karlsruhe 2015

## Kurzfassung

Radiale Pumpenlaufräder erreichen heute hydraulische Wirkungsgrade von bis zu 95%. Dazu sind fast immer ressourcenintensive Optimierungen der Laufradgeometrie nötig. Häufig entsprechen die realen Einsatzsituationen nicht den Randbedingungen der Optimierungsansätze. Typische Einbausituationen bieten oft sehr begrenzten Raum für Zu- und Abströmungskomponenten. So berücksichtigen beispielsweise entsprechende Zulaufkomponenten kaum die benötigte Zuströmungssituation zum Erreichen hoher Wirkungsgrade. Dabei widersprechen insbesondere unsymmetrische Geschwindigkeitsprofile in der Zuströmung der zwangsläufig rotationssymmetrischen Laufradauslegung. Dies gilt auch für den Fall eines vorgeschalteten Zulaufkrümmers. Die herkömmliche Krümmergeometrie ist in der Regel das Ergebnis der Auswahl oder Auslegung bezüglich einer möglichst effizienten Komponente. Eine systemische Betrachtung des Wirkungsgrads und/oder eine Berücksichtigung der Interaktion mit der Pumpe findet dabei nur selten und wenn dann meist nur für Kraftwerksanlagen statt.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung von nicht rotationssymmetrischen Zuströmungen zu einem radialen Pumpenlaufrad ( $n_q = 79 \text{ min}^{-1}$ ). Dazu werden ein Pumpe-Krümmersystem mit herkömmlichen  $90^\circ$  Krümmer und ein System mit verbessertem Krümmer experimentell und numerisch vergleichend analysiert. Mit dem verbesserten Krümmer wird versucht, den Wirkungsgrad des Pumpe-Krümmersystems durch rotationssymmetrischere Krümmerab- und damit Pumpenzuflussprofile anzuheben.

Mit Hilfe eines speziell für diese Untersuchungen eingerichteten Versuchsstands sollen die gestörten Zuflussprofile und die resultierenden Strömungen im Schaufelgitter auch optisch untersucht werden. Dazu kommt ein an den Brechungsindex der Versuchspumpe aus PMMA angepasstes Fluid zum Einsatz.

Zunächst wird eine detaillierte Untersuchung der eingesetzten Messtechnik („time-resolved stereoscopic particle image velocimetry“) in brechungsindexangepassten Fluiden durchgeführt. Entsprechend sind sowohl das Fluid rheologisch und optisch zu untersuchen, als auch mögliche Fehlerquellen und deren Auswirkungen zu analysieren.

Basierend auf diesen Vorstudien werden die Versuchspumpe mit herkömmlichem  $90^\circ$  Krümmer sowie der gesamte Versuchsaufbau zur Kennlinienerfassung ausgelegt und aufgebaut. Als besondere Randbedingung gilt es, die optische Zugänglichkeit der Messtechnik zu gewährleisten und die Verwendung des speziellen Arbeitsfluids im Versuchskreislauf zu ermöglichen.



---

Mit der messtechnischen Erfassung des Einlaufprofils zum Krümmermodul und der Bestimmung der Kennlinie des Pumpenlaufrads, werden die Optimierungsläufe für den verbesserten Krümmer im Punkt des höchsten Wirkungsgrads des Pumpenlaufrads durchgeführt. Hierfür sind zunächst Ziel- und Transferfunktionen, Routinen zur Geometrie- und Rechen-netzerzeugung sowie eine Optimierungsumgebung für einen vollständig automatisierten Ablauf auf Clusterrechnern zu entwickeln.

Neben den Optimierungsläufen finden parallel die laseroptischen und numerischen Untersuchungen am System mit herkömmlichem Krümmer statt. Nach Auswahl und Fertigung des verbesserten Krümmerindividuums wird dieses ebenfalls im Pumpe-Krümmer-System numerisch und experimentell analysiert.

Die Arbeit beschreibt, wie mittels brechungsindexangepasster Arbeitsfluide komplexe Strömungsvorgänge, besonders in schwer zugänglichen Regionen im Laufradinneren, experimentell, zeit- und räumlich aufgelöst, untersucht werden können.

Zur Auswertung stehen numerische und experimentelle, quantitative Strömungsvisualisierungen in verschiedenen Ebenen im Pumpenlaufrad und der Pumpenzuströmung, sowie die integralen Werte der Kennlinienerfassung bereit.

Es kann gezeigt werden, dass für den vorliegenden Anwendungsfall mit dem verbesserten Krümmer eine Wirkungsgradverbesserung von  $\eta_{\text{sys}} = 5\text{--}6\%$  für das Pumpe-Krümmer-Systems erreichbar ist. Auch wenn die komplexere Krümmergeometrie einen größeren Widerstandskoeffizient  $\zeta_{\text{Kru}}$  erzeugt und sich damit die Druckerhöhung des verbesserten Systems nicht steigt, wird das Zuströmungsprofil doch erkennbar gleichförmiger. Dadurch kann die Förderhöhe der Pumpe gesteigert, die Leistungsaufnahme  $\lambda$  reduziert und somit der Systemwirkungsgrad  $\eta_{\text{sys}}$  angehoben werden.

Die Ergebnisse zeigen vor allem die verzerrteren Abströmungsprofile des Standardkrümmers als Ursache für den höheren Leistungsbedarf. Dabei ist die Verzerrung des Hauptströmungsprofils ein signifikanter Einflussfaktor, während die überlagernden Sekundärströmungen kaum Auswirkungen haben. Das nicht rotationssymmetrische Zuströmungsprofil resultiert in lokal großen Differenzen zwischen Zuströmungswinkel  $\beta_{F1}$  und Schaufelwinkel  $\beta_{S1}$ . Diese Falschanströmung nimmt schließlich direkten Einfluss auf das Schaufelmoment, folglich den Leistungsbedarf und damit den Wirkungsgrad.

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit, entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi für die fachliche Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen und den verlässlichen Rückhalt als Hauptreferent, Chef und Kollege während meiner gesamten Zeit am Fachgebiet Strömungsmaschinen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen danke ich für die Übernahme des Korreferats und den begleitenden, wissenschaftlichen und stets anregenden Diskussionen zu meiner Arbeit. Dem Vorsitzenden des Prüfungsausschusses, Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Heilmaier gilt ebenfalls mein Dank.

Bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen des Fachgebiets Strömungsmaschinen für die freundschaftliche Arbeitsatmosphäre. In einem solch positiven Umfeld ist eine notwendige Kritik und kooperative Zusammenarbeit möglich, die das Voranschreiten meiner Dissertationsarbeit sehr erleichtert hat. Dies gilt auch für die alle Studenten, die durch ihre engagierte Mitarbeit wesentlich zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein ganz besonderer Dank gilt abschließend meiner Familie, die mich auch außerhalb der Arbeit unterstützen hat - vor allem meiner Frau Eva.



# Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung . . . . .	i
Abkürzungsverzeichnis . . . . .	vii
<b>1 Einleitung . . . . .</b>	<b>1</b>
1.1 Stand der Forschung . . . . .	2
1.2 Motivation und Ziel der Arbeit . . . . .	5
1.3 Aufbau der Arbeit . . . . .	7
1.4 Deklaration der Kontrollflächen des untersuchten Pumpe-Krümmersystems . . . . .	8
<b>2 Grundlagen . . . . .</b>	<b>9</b>
2.1 Pumpe-Krümmersystem . . . . .	9
2.2 Optischer Zugang durch Brechungsindexanpassung . . . . .	12
2.2.1 Motivation zur Verwendung brechungsindexangepasster Medien . . . . .	12
2.2.2 Grundlagen zur optischen Brechung . . . . .	14
2.2.3 Literaturüberblick zur optischen Messung in brechungsindexangepassten Medien . . . . .	16
2.2.4 Fluideigenschaften SHELL GRAVEX . . . . .	18
2.2.5 Genauigkeitsanalyse zum Kameraabbild . . . . .	19
2.2.6 Genauigkeitsanalyse zur Lichtschnittebene . . . . .	21
2.2.7 Tracer-Auswahl . . . . .	22
2.2.8 Fazit der Genauigkeitsanalyse . . . . .	22
2.3 Time-resolved stereoscopic particle image velocimetry . . . . .	23
<b>3 Experiment . . . . .</b>	<b>25</b>
3.1 Versuchsstandaufbau . . . . .	25
3.1.1 Ölkreislauf . . . . .	25
3.1.2 Zulaufstrecke . . . . .	27
3.1.3 Pumpe-Krümmersystem-Anordnung . . . . .	27
3.1.4 Versuchspumpe . . . . .	28
3.1.5 Laufradgeometrie und Auslegung . . . . .	29
3.2 Messtechnik zur Kennlinienerfassung . . . . .	33

3.3	Optische Messtechnik . . . . .	34
3.3.1	Messebenen . . . . .	34
3.3.2	Komponenten und Aufbau . . . . .	35
3.3.3	Synchronisation und Triggerung . . . . .	37
3.4	Messabweichungen und Validierung . . . . .	37
3.4.1	Messabweichungen bei der Kennlinienmessung . . . . .	37
3.4.2	PIV-Validierung . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Numerische Strömungssimulation . . . . .</b>	<b>41</b>
4.1	Geometrie . . . . .	42
4.2	Räumliche Diskretisierung . . . . .	42
4.3	Randbedingungen . . . . .	43
4.4	Lösungsverfahren . . . . .	44
4.4.1	Stationäre Strömungsberechnung . . . . .	44
4.4.2	Instationäre Strömungsberechnung . . . . .	44
<b>5</b>	<b>Krümmertoptimierung . . . . .</b>	<b>47</b>
5.1	Optimierungsalgorithmus . . . . .	48
5.1.1	Optimierungsparameter . . . . .	50
5.1.2	Zielfunktionen . . . . .	52
5.1.3	Transferfunktionen . . . . .	53
5.2	Geometrieerzeugung und räumliche Diskretisierung . . . . .	54
5.3	Strömungslöser und Randbedingungen . . . . .	55
5.4	Berechnungsumgebung . . . . .	56
5.5	Reproduzierbarkeit . . . . .	58
<b>6</b>	<b>Ergebnisse . . . . .</b>	<b>59</b>
6.1	Ergebnisse zur Krümmertoptimierung . . . . .	59
6.2	Ergebnisse zur Kennlinienmessung . . . . .	63
6.3	Ergebnisse aus PIV und CFD . . . . .	66
6.3.1	Messergebnisse der Zuströmungsprofile zum Krümmer - Ebene $E_{-1}$ . . . . .	66
6.3.2	Messergebnisse der Zuströmungsprofile am Saugmund der Pumpe - Ebene $E_0$ . . . . .	67
6.3.3	Messergebnisse der Profile am Saugmund und Radseitenraum der Pumpe - Ebene $E_{RSR}$ . . . . .	69
6.3.4	Ergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad der Pumpe - Ebene $E_{1-4}$ . . . . .	70
6.3.4.1	Messergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad . . . . .	70

6.3.4.2	Simulationsergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad . . .	73
6.3.4.3	Phasengemittelte Messergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad . . . . .	76
6.3.5	Ergebnisse der meridianen Schnitte im Laufrad der Pumpe - Ebene $E_M$ . . . . .	77
6.3.6	Vergleich der instationären Ergebnisse . . . . .	78
<b>7</b>	<b>Diskussion . . . . .</b>	<b>79</b>
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerung . . . . .</b>	<b>89</b>
<b>A</b>	<b>Anhang . . . . .</b>	<b>91</b>
A.1	Weitere rheologische Untersuchung SHELL GRAVEX . . . . .	91
A.2	Bestimmung des Fehlervektors $\vec{d}_{Fehler}$ durch Brechung . . . . .	91
A.3	Das „vector warping“-Verfahren nach WILLERT [42] . . . . .	93
A.4	Versuchstandaufbau . . . . .	93
A.5	Visualisierung der Krümmerströmung . . . . .	94
A.6	Visualisierung der Messebenen . . . . .	94
A.7	Umsetzung der Synchronisation und Triggerung der optischen Messtechnik	96
A.8	Validierung der Volumenstrommessung . . . . .	97
A.9	Betrachtung des Optimierungsparameters der Exzentrizität $e_e$ . . . . .	98
A.10	Konvergenzverhalten der Krümmerindividuen . . . . .	99
A.11	Einfluss der Druckmessbohrungsposition $P_{3,i}$ . . . . .	99
A.12	Frequenzanalyse der Geschwindigkeiten im Laufrad . . . . .	100
A.13	Normierung der Messungen im Laufrad . . . . .	100
A.14	Einfluss der Sekundärströmung . . . . .	101



## Abkürzungsverzeichnis

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
$b$	[m]	Schaufelbreite
$c$	[m]	Absolutgeschwindigkeit
$D$	[m]	Durchmesser
$De$	[m]	DEANZahl $De = Re \cdot \delta_r^{-1/2}$
$D_q$	[m]	spezifischer Durchmesser
$f$	[-]	Zielfunktionswert eines Individuums (vgl. Kap. 5)
$IA$		Interrogation Area (PIV Postprocessing, vgl. Kap. 2.2.5)
$K$		Korrelation
$LR$		Lauftrad
$L_{vK}$	[m]	VON KARMANSches Längenmaße (vgl. Kap. 4.4.2)
$M$	[Nm]	Moment
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	Drehzahl
$n_i$	[-]	Brechungsindex
$n_q$	[min <sup>-1</sup> ]	spezifische Drehzahl
$NPSH_{erf}$		„Net Positive Suction Head“
$P$	[W]	Leistung
$P_i$		Position $i$ der Druckmessbohrung
$Q_i$		Krümmerschnitt $i$ der Optimierung
$PIV$		„Particle Image Velocimetry“
$p$	[Pa]	Druck
$R$	[m]	Radius
$Re$	[-]	REYNOLDSzahl
$ROI$		„Region of Interest“
$r$	[m]	radiale Zylinderkoordinate
$r_{Kru}$	[m]	Krümmungsradius des Krümmers
$s$	[m]	Spaltweite
$T$	[°C]	Temperatur
$t$	[s]	Zeit
$u$	[m]	Umfangsgeschwindigkeit



$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$w$	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
$X$		Anzahl der Doppelbilder (= „vectormaps“, vgl. Kap. 3.4.2)
$x$	[m]	kartesische Koordinate
$y$	[m]	kartesische Koordinate
$y^+$	[-]	dimensionsloser Wandabstand
$z$	[m]	kartesische Koordinate
$z_{LR}$	[m]	Anzahl der Laufradschaufeln

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	[°]	Vordrallwinkel
$\alpha_K$	[°]	Kamerablickwinkel
$\beta_F$	[°]	Anströmwinkel
$\beta_S$	[°]	Schaufelwinkel
$\gamma$	[°]	Schaufelanstellwinkel im Meridianschnitt
$\Delta$	[-]	Differenz
$\delta$	[-]	Durchmesserzahl
$\delta_r$	[-]	Radienverhältnis eines Krümmers $\delta_r = \frac{r_{Kru}}{D_0}$
$\varepsilon$	[°]	Strahlenein- bzw. Austrittswinkel
$\varepsilon_{eff}$	[-]	Ineffizienz
$\phi$	[-]	Volumenzahl
$\psi$	[-]	Druckzahl
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad
$\eta_{\dot{V}}$	[-]	volumetrischer Wirkungsgrad
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	Winkelgeschwindigkeit
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\sigma$	[-]	Schnelllaufzahl
$\sigma_{Flukt}$	[-]	Standardabweichung
$\zeta$	[-]	Widerstandskoeffizient
$\mu$	[Pas]	dynamische Viskosität
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematische Viskosität
$\nu_t$	[m <sup>2</sup> /s]	turbulente kinematische Viskosität
$\lambda$	[-]	Leistungszahl
$\lambda_{hydr}$	[-]	Rohrreibungsbeiwert z.B. nach COLEBROOK
$\lambda_w$	[-]	Wellenlänge

## Indizes

-1	Kontrollfläche am Krümmereinlass
0	Kontrollfläche am Krümmerauslass = Pumpeneinlass
1	Kontrollfläche am Schaufeleintritt
2	Kontrollfläche am Schaufelaustritt
3	Position der Druckmessbohrung im Gehäuse
DS	Deckscheibe
F	Fluid/Strömung
Lit	Literaturdaten
LR	Laufrad
m	Meridiankomponente
opt	Optimalpunkt (Punkt des maximalen Wirkungsgrades $\eta$ )
Kru	Krümmmer
P	Tracer-Partikel
Pu	Pumpe
sek	Sekundärströmung
S	Schaufel
Sys	System
TS	Tragscheibe
tot	total
V	Verlust
W	Welle

## Akzente

$\bar{o}$	räumlich gemittelt
$\tilde{o}$	zeitlich gemittelt
$\hat{o}$	erwarteter Wert von $o$
$o'$	zeitliche Fluktuationsgröße
$\vec{o}$	Vektor



# 1 Einleitung

In der vorliegenden Arbeit werden die Auswirkungen von gestörten Anströmungsprofilen auf Wirkungsgrad und Strömungsmaschinencharakteristik von Pumpen untersucht. Instationäre Strömungsphänomene, ausgelöst durch nicht rotationssymmetrische Anströmungen<sup>1</sup> der Schaufeleintrittskanten radialer Laufräder, werden analysiert. Von besonderem Interesse ist die Entstehung von Verlusten im Schaufelkanal.

Pumpen werden im realen Betrieb häufig in Betriebszuständen außerhalb des optimalen Auslegungsbereichs betrieben. Ursache dafür sind nachträglich veränderte Betriebsumstände, Umbauten, Verschmutzung und Verschleiß. Die Folge davon sind ungleichförmige Strömungsverhältnisse, instationäre Betriebsbedingungen, erhöhte Kavitationsgefahr, Wirkungsgraddefizite und unvorhergesehener Verschleiß. Wichtige Konstruktionselemente von Kreiselpumpen tragen hierzu in besonderer Weise bei. Dazu zählen insbesondere Einlaufkrümmer.

Einlaufkrümmer verursachen Verluste und Sekundärströmungen und in Folge davon ungleichförmige Geschwindigkeitsverteilungen in der Zuströmung. Dies verursacht eine ungleichförmige Laufradströmung und kann zudem die Strömung in den Spalten beeinflussen. Infolge einer ungleichförmigen Zuströmung erfährt das Laufradgitter eine permanente Veränderung des Anströmungswinkels und damit eine instationäre Durchströmung.

---

<sup>1</sup>Die betrachteten gestörten Zuströmungsprofile werden in dieser Arbeit als unsymmetrisch bezeichnet auch wenn beispielsweise im Fall einer Krümmerabströmung eine Achsensymmetrie vorliegt. Diese Asymmetrie bezieht auf den Anspruch der Laufradauslegung nach einem vollständig rotationssymmetrischen Zuströmungsprofil.

### 1.1. Stand der Forschung

Anforderungen an Bauraum beziehungsweise Kompaktheit von Pumpen führen häufig zu ungünstigen Zulaufstrecken und damit zu verzerrten Anströmungsprofilen. Weiterhin findet man für Pumpen häufig die zusätzliche Bedingung einander paralleler Zu- und Ablaufleitungen, was bei radialen Pumpen zwangsläufig zu einem kompakten Zulaufkrümmer direkt stromaufwärts des Ansaugstutzens führt, im extremsten Fall zu einer sogenannten „In-Line-Pumpe“.

Ein herkömmlicher Zulaufkrümmer ist geometrisch als ein  $90^\circ$  gekrümmtes Rohr mit konstantem Krümmungsradius ausgelegt. Grund dafür ist in der Regel eine einfache geometrische Gestaltung verbunden mit einem relativ kleinen Verlustbeiwert. Dieser war häufig schon Ziel experimenteller und numerischer Untersuchungen (z. B. [1, 2]). Durch einen geringen Druckabfall im Krümmer soll die Kavitationsneigung der Pumpe verringert werden, da sich kleinere saugseitige Strömungsverluste positiv auf den vorhandenen  $NPSH_{vorh}$ -Wert auswirken. Ein vorgeschalteter Zulaufkrümmer führt jedoch zu einem nicht rotationssymmetrischen Anströmungsprofil der Hauptströmung zum Pumpenlaufrad. Des Weiteren kommt es zur Ausbildung von Sekundärströmungen, den sogenannten DEAN-Wirbeln [3], einem gegenläufig rotierenden Wirbelpaar. Das komplexe Strömungsverhalten und dessen genaue Ausprägung sind abhängig von Geometrie und REYNOLDSzahl und lagen schon oft im Fokus wissenschaftlicher Untersuchungen.

Erste systematische Untersuchungen an  $90^\circ$  und  $180^\circ$  Krümmern wurden von NIPPERT [1] 1929 durchgeführt und die bis dahin gewonnenen Erkenntnisse zu diesem Thema zusammengefasst. Er beschäftigte sich größtenteils mit rechteckigen Querschnitten, da er in ersten Optimierungsansätzen sowohl die Krümmung, als auch die Querschnittsfläche der Krümmer in Versuchen einfacher variieren konnte. Seine Arbeit gibt einen ersten Überblick über das Strömungsbild in rechteckigen Querschnitten und die gemessenen Abströmungsprofile sowie die Verlustbeiwerte für Krümmer mit rechteckigen und kreisrunden Querschnitten (vgl. Ergebniskapitel Abb. 6.4).

WESKE [4] erweiterte diese Messungen der Geschwindigkeitsverteilung stromab diverser Rohrkrümmer mit runden und elliptischen Querschnitten unter Variation der REYNOLDSzahl im hochturbulenten Bereich ( $Re = 2 - 6 \cdot 10^5$ ). Er stellte fest, dass die elliptische Querschnittsvariation nur wenig Einfluss auf die relativen Ausprägungen des Abströmungsprofils hat. Vielmehr sei das Radienverhältnis zwischen Krümmungsradius und Krümmerdurchmesser  $\delta_r = r_{Kru}/D$  entscheidend für das Strömungsbild stromab des Krümmers. Außerdem bemerkt er, dass die Krümmerströmung bei zu kleinem Radienverhältnis von  $\delta_r < 1,5$  aufgrund größerer Ablösungsgebiete instationär wird. Es folgten viele Studien für technische als auch medizinische Krümmeranwendungen (z. B. [5, 6]). Durch den Einsatz von laseroptischen Messmethoden (z. B. LDV) und der Möglichkeit der numerischen Simulationen, wurde etwa ab den 80iger Jahren auch die Turbulenzentwicklung über gekrümmte Rohrleitungen untersucht (z. B. [7, 8, 9]).

Während das Strömungsprofil in und nach Krümmern, als auch deren Verlustbeiwert, oft schon Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen und/oder Optimierungen waren, finden sich wesentlich weniger Arbeiten zur Interaktion zwischen gestörten Zuströmungen durch Zulaufkomponenten und dem resultierenden Betriebsverhalten nachgeschalteter Strömungsmaschinen. Der Grund hierfür liegt in der Schwierigkeit der Erfassung des gestörten Zuströmungsprofils durch die Zuströmkomponente im eingebauten Zustand stromauf einer Strömungsmaschine.

In ihren experimentellen Untersuchungen zu den Auswirkungen ungleichmäßiger Zuströmung auf das Kennlinien- und Kavitationsverhalten halbaxialer Kreiselpumpen ( $n_q = 100 \text{ min}^{-1}$ ), beschäftigten sich SIEKMANN und SCHRÖTER [10] 1984 mit drallbehafteten, verzerrten Zuströmungen und/oder Teilversperrungen in der Zulaufgeometrie. Ihre Messungen beinhalteten auch den Vergleich eines Zulaufkrümmers zu einer geraden Pumpenzulaufstrecke. Das Ausmaß der Störung der Zulaufprofile wurde mittels LDV bestimmt. Die Autoren stellten fest, dass Einlaufstörungen die Förderhöhe und den Leistungsbedarf nur wenig beeinflussen.<sup>2</sup> Der Pumpenwirkungsgrad wird nach SIEKMANN und SCHRÖTER insbesondere von einer Abweichung der lokalen axialen Geschwindigkeitskomponente der Zuströmung von ihrem volumetrischen Mittelwert und dominierenden Vordrall durch die Sekundärströmungen negativ beeinflusst. Entsprechend schlussfolgern die Autoren, dass Verzerrungen im Zuströmungsprofil zu Kreiselpumpen, vor allem in größeren Stoßverlusten resultieren. Außerdem wurden durch Störungen in der Zuströmung höhere Kavitationsrisiken und zusätzliche dynamische, axiale Lagerkräfte festgestellt.

THAMSEN [13] untersuchte 1992 die Auswirkungen von Zuströmungsstörungen auf die Betriebscharakteristika und das Kavitationsverhalten von radialen, halbaxialen und axialen einstufigen Tiefbrunnenpumpen ( $n_q = 40 - 215 \text{ [min}^{-1}]$ ). Zur Bestimmung des Zuströmungsprofils wurden Drucksondenmessungen vor dem Laufrad in geometrisch- und REYNOLDSähnlichen Modell der Pumpenzuläufe in Luft durchgeführt. Bezüglich der Maschinenkennwerte, stellte der Autor in seinen experimentellen Untersuchungen, Einbußen in der Förderhöhe, etwa 5-8% Streuung in der Leistungsaufnahme im Bestpunkt und entsprechende Wirkungsgradeinbußen bei gestörten Zuströmungsbedingungen fest.<sup>3</sup> Weiterhin stellte THAMSEN eine Verschiebung des Bestpunkts zu kleineren Volumenströmen und, wie auch SIEKMANN und SCHRÖTER, eine erhöhte, besonders lokale, Kavitationsgefahr fest.

JÄGER [14] beschäftigte sich 1998 mit unsymmetrisch angeströmten Kühlmittelpumpen ( $n_q = 20 - 60 \text{ min}^{-1}$ , radial, geschlossen und halboffene Bauformen) und den Auswirkungen der Zuströmung auf NPSH-Wert und Betriebsverhalten der Pumpe. Die Zuströmungsprofile wurden mittels LDV am Saugmund der Pumpen vermessen. Um lediglich eine Verzerrung der axialen Geschwindigkeitskomponente in der Anströmung zu gewährleisten, wurde ein entsprechender Gleichrichter

<sup>2</sup>Ein konzentrischer Drall wurde von den Autoren von dieser Aussage ausgeschlossen, da dieser als Vordrall bekanntlich großen Einfluss auf die Druckerhöhung nimmt (z. B. [11, 12]).

<sup>3</sup>Für die untersuchte Axialpumpe lagen die Schwankungen der Leistungsaufnahme „aufgrund des niedrigen Wertes im Bestpunkt (...) [bei] etwa 40%“ [13].

zwischen Störgeometrie und Laufradeintritt installiert. Der Autor beschreibt eine Veränderung der Kennliniencharakteristika und ebenfalls erhöhte Kavitationsgefahren durch die gestörten Zuströmungen. Außerdem konnte er Einbußen in der Förderhöhe und dem Wirkungsgrad, besonders bei Laufrädern mit hoher spezifischer Drehzahl feststellen.

ROTH-KLIEM [15] untersuchte 2006 die Auswirkungen gestörter Zuströmungen zu einer Kreiselpumpe ( $n_q = 42,5 \text{ min}^{-1}$ ), hervorgerufen durch einen vorgeschalteten Krümmer in verschiedenen Abständen zur Pumpe und kombiniert mit einer verstellbaren Klappe am Krümmereintritt. Auch sie konnte experimentell und numerisch eine Verschlechterung der Kennlinienwerte und eine erhöhte Kavitationsneigung durch Störungen der Zuströmung feststellen.

Einer klassischen Pumpenauslegung liegt ein rotationssymmetrisches Anströmungsprofil zu Grunde. Wie aus der beschriebenen Literatur [10] und durch GÜLICH [11] oder PFLEIDERER [12] bekannt, resultieren aus dem in Umfangsrichtung ungleichmäßig verteilten Volumenstrom pulsierende Lagerkräfte, lokale Falschanströmungen und folglich Strömungsverluste. Diese verringern den Wirkungsgrad (besonders bei Laufrädern mit hoher spezifischer Drehzahl  $n_q$ <sup>4</sup>) und lösen lokale Kavitation aus, die sich über die üblichen Bestimmungen (*NPSH*) nicht zeigen, jedoch eine Schädigung des Laufrads beziehungsweise eine gestörte Betriebsweise verursachen. Dieser Sachverhalt wiederum wirkt dem Vorteil des geringeren Verlusts eines „Standardkrümmers“ entgegen und wird bei der Betrachtung nicht berücksichtigt.

Bei heutigen Pumpe-Krümmersystemen versucht man ungleichförmigen Anströmungsprofilen für große Anlagen weitestgehend zu vermeiden oder wenigstens zu reduzieren, beispielsweise mittels entsprechend langer Zulaufstrecken beziehungsweise sogenannten Beschleunigungskrümmern zur Vergleichmäßigung der Strömung [16, 17]. Auch hierzu finden sich in der Literatur zahlreiche Studien, die zumeist auf ideale Geometrien der sogenannten Saugkrümmer abzielen (z. B. [18]). Fast alle gängigen Methoden beeinflussen dabei den Bauraum beziehungsweise die Charakteristik der Anlage oder der Pumpe (z. B. den Durchmesser des Saugstutzens bzw. die Zulaufstrecke bei Beschleunigungskrümmern). Dies ist besonders bei Erweiterungen von bestehenden Anlagen oder Austausch von Pumpen ein Problem. Damit wird in vielen Fällen eine gut optimierte Pumpe mit einem vorgeschalteten Krümmer unter ungünstigen Randbedingungen installiert.

---

<sup>4</sup>Bei radialen Laufrädern mit hoher spezifischer Drehzahl  $n_q$  erfolgt der Energieumsatz vor allem über die störungsanfälligeren Umlenkung und weniger über die radiale Erstreckung der Schaufel.

## 1.2. Motivation und Ziel der Arbeit

Die vorliegende Arbeit setzt sich zum Ziel, unsymmetrische Zuströmungen zu Kreiselpumpen, deren Auswirkungen auf das Strömungsbild im Laufrad und die charakteristischen Kenngrößen der Pumpe und des Pumpe-Krümmers-Systems zu beschreiben. Als Untersuchungsobjekt wird ein System, bestehend aus einem typischen  $90^\circ$  Zulaufkrümmer und einer radialen Pumpe ( $n_q = 79 \text{ min}^{-1}$ ), aufgebaut, um damit eine typische, nicht rotationssymmetrische Anströmung zu erzeugen.

Im Rahmen der grundlegenden Untersuchung des Einflusses unsymmetrischer Anströmung soll darüber hinaus das Optimierungspotential des gesamten Pumpe-Krümmers-Systems analysiert werden. Hintergrund sind häufig zeit- und/oder ressourcenintensive Optimierungsansätze bezüglich des Laufradwirkungsgrades, insbesondere im Schaufelanströmungsbereich, ohne Berücksichtigung der späteren Einbausituation.

Hierzu wird ein Krümmer mit weitgehend gleichförmigem Anströmungsprofil und einem möglichst geringen Verlustbeiwert entwickelt. Dabei soll der Bauraum im Wesentlichen beibehalten werden. Das Pumpenlaufrad und -gehäuse bleiben unverändert.

Die Krümmer, Standardkrümmer (= herkömmlicher  $90^\circ$  Krümmer) und verbesserter Krümmer, sollen schließlich beim Einsatz im Gesamtsystem vergleichend untersucht werden. Zusätzlich wird die Pumpe numerisch mit geradem Zulauf als Referenzsystem betrachtet.

Ziel dieser vergleichenden Untersuchung ist es, mit zwei unterschiedlichen Zulaufkrümmern bei gleichbleibender Laufradgeometrie, erweiterte Erkenntnisse über die Reaktion der Laufradströmung und -charakteristik auf die Abströmung des Krümmers zu finden.<sup>5</sup>

Da der Schwerpunkt in der Untersuchung der Auswirkung unsymmetrischer Anströmung liegt, ist das Laufrad in ein rotationssymmetrisches Gehäuse eingebaut. Dadurch sollen Sekundäreffekte auf der Druckseite, wie sie beispielsweise durch ein Spiralgehäuse auftreten, vermieden werden.

Der Standardkrümmer wird als anwendungsnaher, einfach gekrümmter  $90^\circ$  Krümmer mit möglichst geringem Druckabfall [2] und stabilen Strömungsverhältnissen [4] mit einem Radienverhältnis von  $\delta_r = 2$  ausgelegt. Des Weiteren ist der Krümmer als Diffusor mit einer Querschnittsflächenaufweitung auf 150% definiert, um die Verzerrung des Geschwindigkeitsprofils zu verstärken.

---

<sup>5</sup>Einflüsse auf das Kavitationsverhalten werden in der vorliegenden Arbeit weder in den Optimierungsansätzen noch in den experimentellen Untersuchungen berücksichtigt. Allerdings ist davon auszugehen, dass eine indirekte Verringerung der Kavitationsempfindlichkeit durch die Vermeidung der Falschanströmungen der Schaufeleintrittskanten auftritt.



Durch den verbesserten Krümmer sind folgende konkurrierende Effekte zu erwarten:

- Durch seine komplexere geometrische Form erzeugt der hinsichtlich des Anströmungsprofils optimierte Krümmer höhere Verluste.
- Ein verbesserter Krümmer bewirkt durch sein rotationssymmetrischeres Laufradanströmungsprofil eine Anhebung der Kennlinie infolge geringerer Verluste innerhalb des Laufrads.

Bei diesen Untersuchungen wird das Strömungsfeld im Laufradinneren, insbesondere im Bereich der Schaufeleintrittskanten, experimentell und numerisch untersucht. Als Messtechnik kommt TR-SPIV („time-resolved stereoscopic particle image velocimetry“) und als Arbeitsfluid ein an den Brechungsindex von Pumpe und Krümmer angepasstes Mineralöl zum Einsatz. Dies ermöglicht einen annähernd verzerrungsfreien optischen Zugang.<sup>6</sup> Durch Messebenen im Inneren des rotierenden Laufrads als auch im Zulauf zur Pumpe wird die Strömung räumlich und zeitlich hochaufgelöst erfasst. Simultan werden die integralen Größen Volumenstrom, Druckerhöhung und Wirkungsgrad aufgenommen. Der als geschlossener Kreislauf konzipierte Versuchsstand ermöglicht es den Betriebspunkt zu variieren.

---

<sup>6</sup>Die perspektivische Verzerrung kann durch reguläre SPIV Routinen entzerrt werden.

### 1.3. Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit teilt sich in 5 Bereiche auf:

- Vorarbeiten
- Experimentelle Untersuchung des Systems mit Standard- und verbessertem Krümmer
- Optimierung des Krümmers
- Simulation der Systeme mit Standardkrümmer und verbessertem Krümmer sowie mit geradem Zulaufrohr
- Auswertung

Während die Vorarbeiten sequenziell abzuarbeiten waren, konnten die Hauptpunkte, Experimente, Simulation und Optimierung weitestgehend parallel untersucht werden, wie Abbildung 1.1 zeigt. Abschließend folgte die vergleichende Auswertung aller Daten.

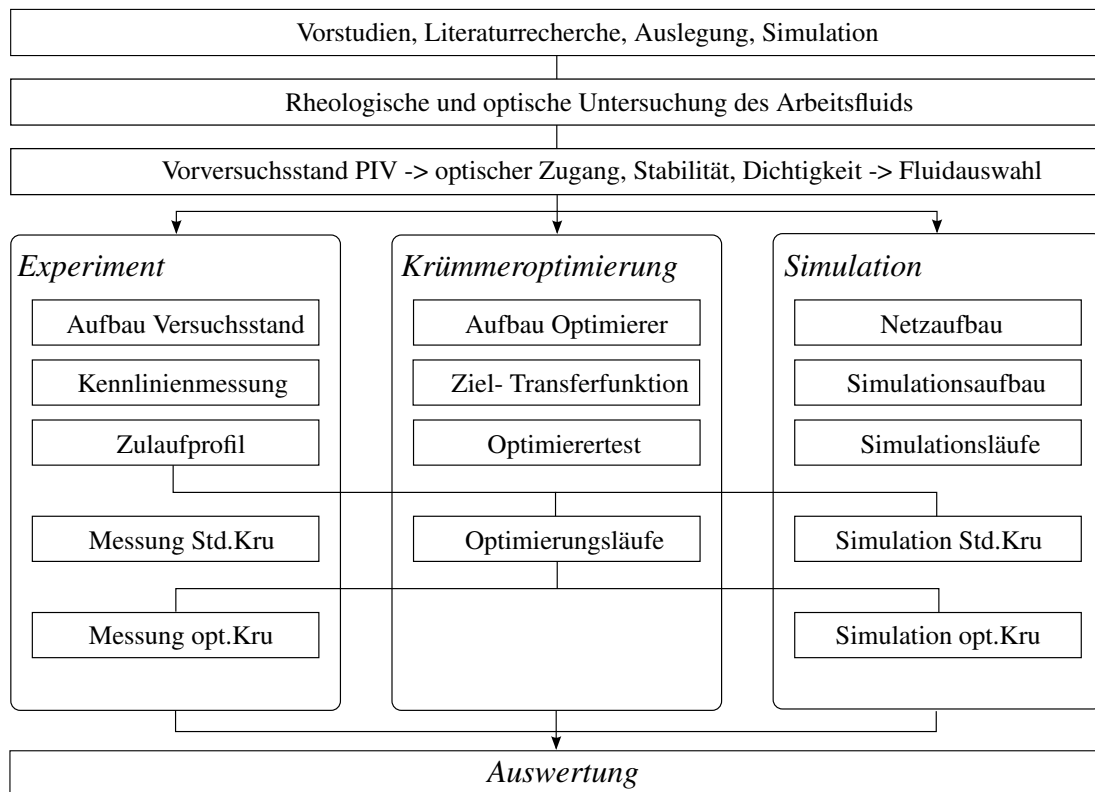


Abbildung 1.1.: Aufbau der Arbeit

Die Vorarbeiten sind schwerpunktmäßig im Grundlagenkapitel (Kap. 2) dargestellt. Sie beschreiben den theoretischen Hintergrund der Systembetrachtung aus Pumpe und Zulaufkrümmer und die daraus folgenden Optimierungsansätze. Weiterhin werden die physikalischen Grundlagen so-

wie die rheologischen und optischen Voruntersuchungen des verwendeten Fluids zur Brechungsindexanpassung im Allgemeinen und im Einsatz mit der laseroptischen Messtechnik erläutert. Die Auslegung des Laufrads ist aus Strukturgründen in den „Experimenteller Aufbau“ (Kap. 3) eingliedert.

Die verschiedenen Untersuchungsgebiete: Experiment, Kümmeroptimierung und Simulation, sind jeweils in eigenen Kapiteln beschrieben und die Ergebnisse in Kapitel 6 zusammengefasst.

Im abschließenden Diskussionskapitel (Kap. 7) werden alle Daten vergleichend betrachtet und ausgewertet.

### 1.4. Deklaration der Kontrollflächen des untersuchten Pumpe-Krümmers-Systems

In der folgenden Skizze (Abb. 1.2) ist das untersuchte Pumpe-Krümmers-System dargestellt. Die Abbildung deklariert in arabischen Ziffern von -1 bis 3 die Bezeichnung der in dieser Arbeit verwendeten Kontrollflächen.<sup>7</sup>

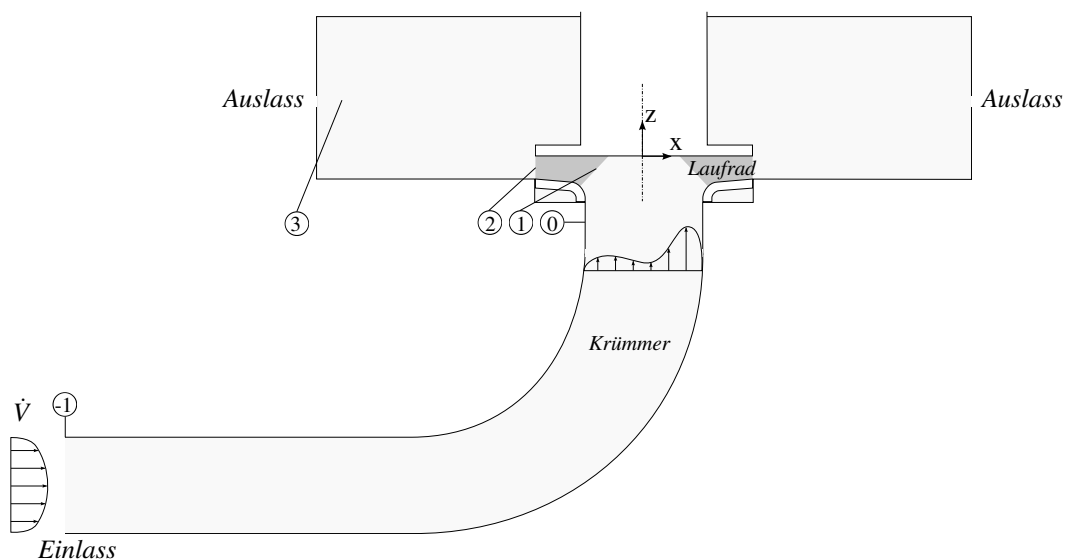


Abbildung 1.2.: Schematischer Aufbau des Pumpe-Krümmers-Systems

---

<sup>7</sup>Die Nummerierung orientiert sich an den für Strömungsmaschinen üblichen Definitionen, beginnend mit 0 am Saugmund der Pumpe

## 2 Grundlagen

Das Grundlagenkapitel beschreibt zunächst den theoretischen Hintergrund der Systembetrachtung von Pumpe und Zulaufkrümmer und die daraus folgenden Optimierungsansätze.

Es werden die physikalischen Grundlagen sowie die rheologischen und optischen Voruntersuchungen des verwendeten Fluids zur Brechungsindexanpassung im Allgemeinen und im Einsatz mit der laseroptischen Messtechnik erläutert.

Im letzten Abschnitt wird auf die Grundlagen der stereoskopischen PIV eingegangen.

### 2.1. Pumpe-Krümmersystem

In dieser Arbeit wird ein System, bestehend aus Kreiselpumpe und vorgeschaltetem Krümmer, analysiert und optimiert. Die Systemoptimierung erfolgt durch Anpassung und Verbesserung des Zulaufkrümmers hinsichtlich des Systemwirkungsgrads  $\eta_{\text{Sys}}$ . Die energetische Änderung über das Gesamtsystem sollen im Folgenden kurz diskutiert werden.

Der Wirkungsgrad einer Pumpe wird im Allgemeinen nach Gleichung 2.1 berechnet [19].<sup>1</sup>

$$\eta_{Pu} = \frac{\Delta \bar{p}_{tot, Pu} \dot{V}}{M \omega} \quad (2.1)$$

Eine vorgeschaltete Systemkomponente, im einfachsten Fall ein gerades Rohr, wird in der Regel separiert mithilfe des Widerstandsbeiwerts  $\zeta$  als Verlust in der Systembetrachtung behandelt (z. B. [20]).

$$\zeta = \frac{\Delta \bar{p}_{tot, V}}{\frac{\rho}{2} (\bar{c}_{m, -1})^2} \quad (2.2)$$

Hierbei beschreibt  $\Delta \bar{p}_{tot, V}$  die Verluste, die über die betrachtete, hydraulische Komponente entstehen und  $\bar{c}_{-1m}$  die flächengemittelte Meridiangeschwindigkeit am Komponenteneintritt.

---

<sup>1</sup>In dieser Arbeit werden keine mechanischen Verluste betrachtet.

Verändert eine vorgeschaltete Komponente, beispielsweise ein Krümmer, auch das Strömungsprofil, so hat dies zusätzlich Auswirkungen auf den Wirkungsgrad der stromab installierten Pumpe  $\eta_{Pu}$ .

Strömungsmechanisch betrachtet, resultiert die von einem Krümmer erzwungene Richtungsänderung der Strömung in Reibungsverlusten und, nach dem Impulssatz, in zusätzlichen Fliehkräften.<sup>2</sup> Diese Fliehkräfte erzeugen einen Druckgradienten über den Rohrquerschnitt, welcher durch den Impulsdefizit in der Grenzschicht eine Ausgleichströmung in Form einer Sekundärströmung verursacht [19]. Für herkömmliche 90° Krümmer bilden sich am Austritt sogenannte DEAN-Wirbelstrukturen aus. Weiterhin können die Impulskräfte eine erhebliche Verzerrung des Hauptströmungsprofils verursachen [4] (vgl. Kap. 1.1).

Durch die unsymmetrischen Verzerrungen des Anströmungsprofils entstehen innerhalb des Laufrads über den Umfang unterschiedliche Betriebszustände [11, 12]. Dies führt zu zusätzlichen Verlusten im Laufrad und zu einer Erhöhung des Schaufelmoments  $M$ . Somit ist eine separierte Betrachtung von Pumpe und Krümmer nicht möglich, sondern sollte mit Gleichung 2.3 formuliert werden.

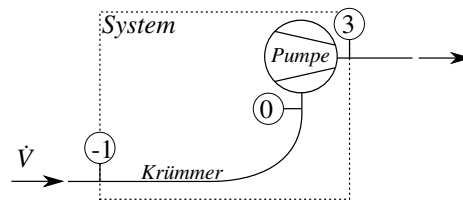


Abbildung 2.1.: Pumpe-Krümmer-System mit Kontrollflächen -1, 0 und 3

$$\eta_{Sys} = \frac{\Delta \bar{p}_{tot, Sys} \dot{V}}{M \omega} = \frac{(\bar{p}_{tot, 3} - \bar{p}_{tot, -1}) \cdot \dot{V}}{M \omega} \quad (2.3)$$

Zur Erfassung der Interaktion zwischen Pumpe und Zulaufkrümmer werden der Pumpenwirkungsgrad  $\eta_{Pu}$  und die Krümmerverluste (vgl.  $\zeta_{Kru}$ ) in einer Gleichung für den Systemwirkungsgrad  $\eta_{Sys}$  formuliert. Dazu ist zunächst eine einheitliche Referenz für beide Komponenten zu wählen. Nach den Gleichungen 2.1 und 2.2 ergeben sich folgende Referenzgrößen:

- $\eta$  durch Bezug auf die Eingangsleistung  $M \omega$
- $\zeta$  durch Bezug auf die dynamische Größe  $\frac{\rho}{2} (\bar{c})^2$

In dieser Arbeit ist die Systemeingangsleistung  $M \omega$  als Systemreferenz gewählt. Der Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad  $\eta$  und Widerstandsbeiwert  $\zeta$  wird über die Ineffizienz  $\epsilon_{eff}$  hergestellt.

$$\eta = 1 - \epsilon_{eff} = 1 - \frac{\zeta}{\lambda} \quad (2.4)$$

<sup>2</sup>Es wird ein von voll ausgebildetes, turbulentes Rohrprofil mit entsprechender Grenzschicht am Krümmereintritt vorausgesetzt.

Mit der gewählten Systemreferenz  $M\omega$  kann die Gleichung 2.4 umgeschrieben werden zu:

$$\eta_{Kru} = 1 - \frac{\Delta\bar{p}_{tot,V,Kru} \cdot \dot{V}}{M\omega} = 1 - \frac{\zeta_{Kru}}{\frac{M\omega}{\frac{\rho}{2}(\bar{c}_{m,-1})^2 \cdot \dot{V}}} \quad (2.5)$$

An dieser Stelle wird die fiktive Leistungszahl  $\lambda_{Kru}$  eingeführt

$$\lambda_{Kru} = \frac{M\omega}{\frac{\rho}{2}(\bar{c}_{m,-1})^2 \cdot \dot{V}} \quad (2.6)$$

Zusammenfassend lässt sich der Systemwirkungsgrad  $\eta_{Sys}$  aus Gleichung 2.3 schreiben als:

$$\eta_{Sys} = 1 - \frac{\Delta\bar{p}_{tot,V,Sys} \cdot \dot{V}}{M\omega} = 1 - \frac{\Delta\bar{p}_{tot,V,Pu} \cdot \dot{V}}{M\omega} - \frac{\Delta\bar{p}_{tot,V,Kru} \cdot \dot{V}}{M\omega} = \eta_{Pu} - \frac{\zeta_{Kru}}{\lambda_{Kru}} \quad (2.7)$$

Die Beschreibung des Systemwirkungsgrads  $\eta_{Sys}$  als lineare Superposition ist begründet mit dem späteren Optimierungsansätzen (vgl. Kap. 5). Die einzelnen Wirkfaktoren auf den Systemwirkungsgrad werden wie folgt aufgeschlüsselt.

Mit Gleichung 2.7 wird ersichtlich, dass der Widerstandsbeiwert  $\zeta_{Kru}$  den Systemwirkungsgrad  $\eta_{Sys}$  direkt beeinflusst.  $\zeta_{Kru}$  repräsentiert die Energiedissipation nur über den Krümmer.

Störungen des Strömungsprofils im Pumpenzulauf verändern, wie aus der Literatur bekannt, den Pumpenwirkungsgrad  $\eta_{Pu}$  durch Einflussnahme auf die Druckerhöhung der Pumpe  $\Delta\bar{p}_{tot,Pu}$  [10, 13, 14]. Außerdem können sie zu zusätzlichen Stoßverlusten und damit zu einer Erhöhung des Schaufelmoments  $M$  führen [11, 12]. Diese Einflüsse werden im Folgenden durch die „Asymmetrie-Terme“  $\zeta_{Asym}$  und  $k_{Asym}$  aus der Gleichung 2.7 separiert.<sup>3</sup>

Einbußen in der Druckerhöhung  $\Delta\bar{p}_{tot,Pu} \rightarrow \zeta_{Asym}$

Erhöhung des Schaufelmoment  $M \rightarrow k_{Asym} \in ]0; 1]$

$$\eta_{Sys} = k_{Asym} \cdot \left( \eta_{Pu,Sym} - \frac{\zeta_{Kru}}{\lambda_{Kru,Sym}} - \frac{\zeta_{Asym}}{\lambda_{Pu,Sym}} \right) \quad (2.8)$$

Zur Optimierung des gesamten Pumpe-Krümmersystems, ergeben sich somit zwei Zielrichtungen:

- Minimierung des Widerstandskoeffizienten  $\zeta_{Kru}$ .
- Minimierung der Asymmetrie der Zuströmung:  $\zeta_{Asym} \downarrow$  und  $k_{Asym} \uparrow$ .

<sup>3</sup>Der Index *Sym* bezeichnet hierbei die Randbedingung der symmetrischen Zuströmung.

Die „Asymmetrie-Terme“ werden als dynamische Größen interpretiert, die die Asymmetrie auslösende Geschwindigkeitskomponente  $c^*$  beschreiben.

$$\zeta_{Asym} \sim \frac{\rho}{2} \frac{(\bar{c}^*)^2}{(\bar{c}_{m,0})^2} \quad \text{und} \quad k_{Asym} \sim \frac{\bar{c}^* - c_m}{\bar{c}_m} \quad (2.9)$$

Das ideale Anströmungsprofil soll für diese Arbeit als BLASIUSprofil [21] ohne Sekundärströmungen angenommen werden. Entsprechend wird  $c^*$  wie folgt definiert:

$$c^*(x, y) = \left( \underbrace{c_{u0}(x, y)^2 + c_{r0}(x, y)^2}_{\text{Sekundärströmungskomponenten}} + \underbrace{(c_{m0}(x, y) - c_{Blasius}(r))^2}_{\text{Hauptströmungskomponente}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

Da der exakte mathematische Zusammenhang zwischen  $c^*$  und den „Asymmetrie-Terme“  $\zeta_{Asym}$  und  $k_{Asym}$  nicht bekannt ist, werden für die Optimierung zusätzliche Transferfunktionen abgeleitet. Diese berechnen aus  $c^*$  den Erwartungswert des Schaufelmoments  $\hat{M}$  und anschließend mit  $c^*$  und  $\hat{M}$  den Erwartungswert des Systemwirkungsgrads  $\hat{\eta}_{Sys}$ .

Dieses Vorgehen beschreiben die Kapitel 5.1.2 „Zielfunktionen“ und 5.1.3 „Transferfunktionen“.

## 2.2. Optischer Zugang durch Brechungsindexanpassung

Im Folgenden werden die vorbereitenden Untersuchungen für die instationären stereoskopischen PIV-Messungen in einem brechungsindexangepassten Fluid vorgestellt. Dieses Kapitel greift die zum Verständnis der vorliegenden Dissertation nötigen Sachverhalte und Ergebnisse auf. Weiterführende Details können der im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Diplomarbeit von SCHÄNZLE [22] entnommen werden.

### 2.2.1. Motivation zur Verwendung brechungsindexangepasster Medien

Als laseroptisches Messverfahren ist PIV stark abhängig von der Qualität des optischen Zugangs für Laser und Kamera(s). In den meisten Fällen kann der optische Weg an den Übergängen zwischen unterschiedlichen Medien (z.B. Luft, PMMA, Arbeitsfluid) nicht senkrecht geleitet werden. Dies ist insbesondere bei Verwendung der stereoskopischen PIV der Fall, da hier die Objektiv-ebenen der beiden Kameras idealerweise in einem  $45^\circ$  Winkel zur Messebene geneigt sein sollten [23]. Durch die in der Regel unterschiedlichen Brechungsindizes (unterschiedliche optische Dichte) der zu passierenden Medien kann kein brechungsfreier optischer Weg und damit keine verzerrungsfreie Abbildung der Messebene realisiert werden. Statische Verzerrungen durch feststehende Brechungskanten und/oder Kameraperspektiven können weitgehend korrigiert werden.<sup>4</sup> In der

---

<sup>4</sup>Die Güte der Entzerrung ist abhängig von der Komplexität der Verzerrung und der Anpassungsfähigkeit des Entzerrungsalgorithmus.

vorliegenden Arbeit wird die Strömung an und um die Schaufeleintrittskanten eines radialen Laufrads untersucht. Zur Erfassung der Geschwindigkeitsvektoren in alle drei Raumrichtungen, kommt die stereoskopische PIV zum Einsatz. Entsprechend wird die Messebene wie beschrieben aus einem  $45^\circ$  Winkel betrachtet, wie Abbildung 2.2 zeigt. Es werden phasengemittelte und fortlaufende Messungen durchgeführt, um auch transiente Phänomene ausreichend analysieren zu können.

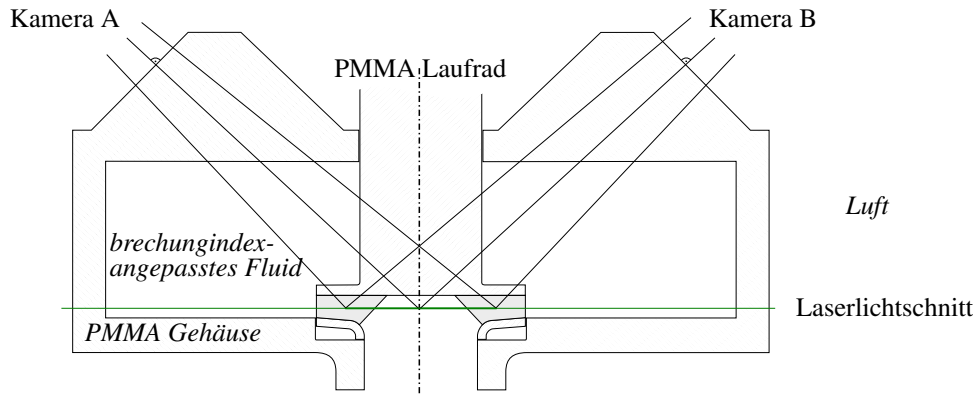


Abbildung 2.2.: Schnitt durch die Versuchspumpe mit den optischen Wegen der Kameras und des Laserlichtschnitts

Das gesamte Laufrad und das Pumpengehäuse sind für die Versuche ausgelegt und aus Polymethylmethacrylat (PMMA) gefertigt. Um die Messungen zu ermöglichen, wird bei dieser Arbeit ein Fluid mit einem an PMMA angeglichenem Brechungsindex verwendet. Dadurch kann die Brechung des Lichtwegs fast vollständig vermieden werden (vgl. Abb. 2.3). Dies ist aus zwei wesentlichen Gründen nötig:

- Wie in Abbildung 2.3 dargestellt, kommt es ohne Brechungsindexanpassung (z. B. in Wasser) zu lokalen, nicht entzerrbaren Totalreflektionen (vgl. Kap. 2.2.2). Durch den Einsatz der zweiten Kamera ( $\rightarrow$  stereoskopische PIV) verdoppelt sich dieser nicht verwertbare Aufnahmebereich.
- Im Fall fortlaufender Messungen ergibt sich das Problem, dass die Schaufelposition und die damit verbundenen Verzerrungen im Moment der Aufnahme als unbekannt anzunehmen sind. Theoretisch müsste auf jede beliebige Schaufelposition eine angepasste Entzerrung angewendet werden.



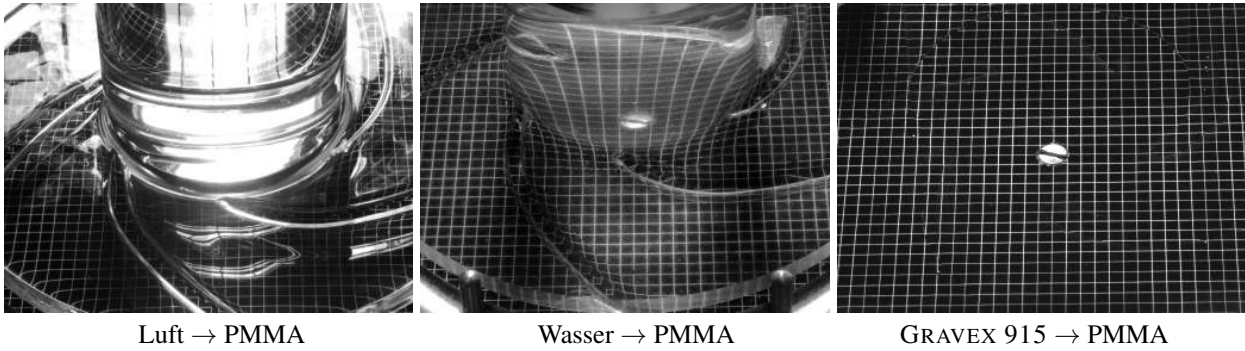


Abbildung 2.3.: Abbildung der „target“-Ebene im Laufrad durch verschiedene Brechungskanten

Zur Auswahl eines Fluids mit passendem Brechungsindex wurden im Rahmen dieser Arbeit Voruntersuchungen durchgeführt, auf die im Folgenden kurz eingegangen werden.

### 2.2.2. Grundlagen zur optischen Brechung

Der Brechungsindex eines Mediums  $n_i$  ist als das Verhältnis der Lichtgeschwindigkeit im Medium  $c_i$  zur Lichtgeschwindigkeit im Vakuum  $c_0$  definiert.

$$n_i = \frac{c_0}{c_i} \quad (2.11)$$

Hieraus folgt die Richtungsänderung eines Lichtstrahls an der Grenzfläche zweier transparenter Medien nach dem Huygenschen Prinzip [24], schematisch dargestellt in Abbildung 2.4.

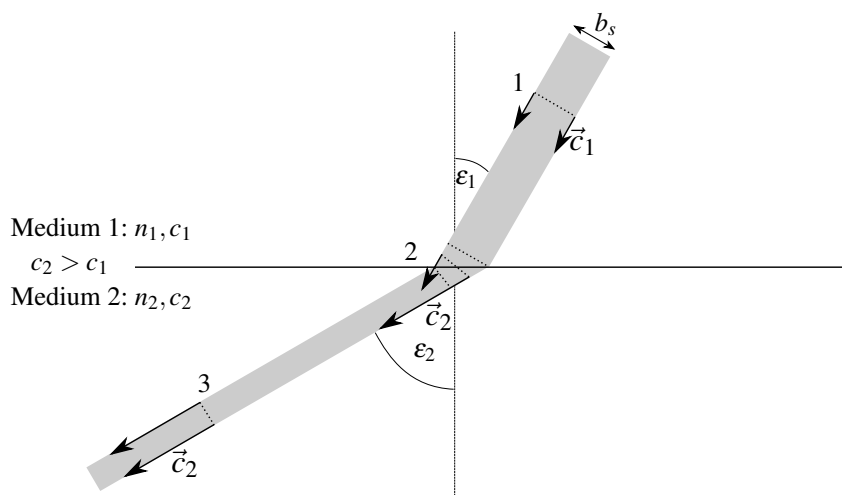


Abbildung 2.4.: Huygensches Prinzip der Ablenkung an einer Brechungskante [24]

Ein Lichtstrahl, vereinfacht dargestellt als ein Strahl einer definierten Breite  $b_s$ , befindet sich durch seinen vorgegebenen Einfallswinkel an der Stelle 2 mit der linken Berandung in Medium 1 und der

rechten Berandung in Medium 2. Durch die unterschiedlichen Lichtgeschwindigkeiten,  $c_2 > c_1$ , die der Strahl an dieser Grenzfläche erfährt, wird er um den Winkel  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$  abgelenkt. Nach dem Brechungsgesetz von SNELLIUS [24]

$$n_1 \sin(\varepsilon_1) = n_2 \sin(\varepsilon_2) \quad (2.12)$$

lässt sich folgende Abhängigkeit ableiten:

$$\Delta\varepsilon = \arcsin(k \cdot \sin\varepsilon_1) - \varepsilon_2 \quad (2.13)$$

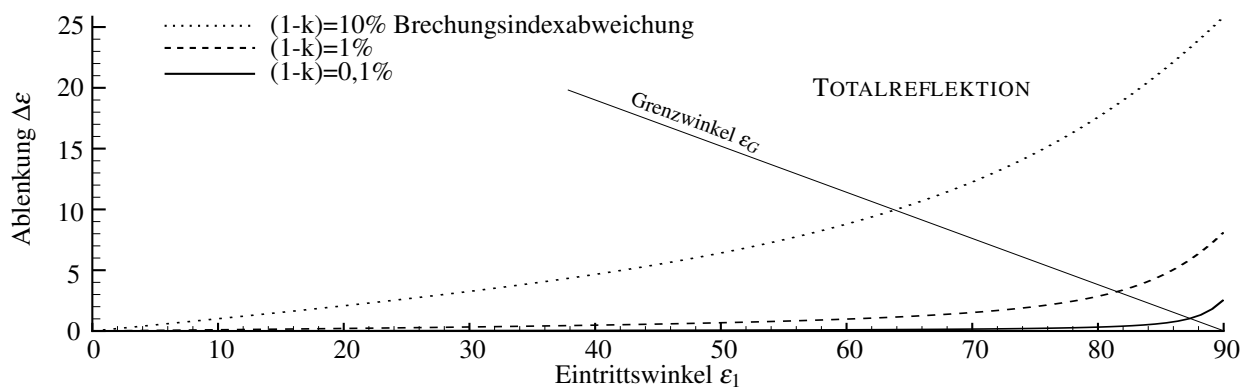


Abbildung 2.5.: Theoretische Ablenkung in Abhängigkeit von Eintrittswinkel und Brechungsindexabweichung

Wie Abbildung 2.5 zeigt, können Abweichungen des Brechungsindex bereits im Promillebereich zu Ablenkungen des Lichtwegs  $\Delta\varepsilon$  führen (Wasser/PMMA:  $k-1 = 13,8\%$ ). Diese sind umso stärker, je größer der Einfallswinkel  $\varepsilon_1$  ist. Ungünstig sind annähernd parallel auf die Brechungskante treffende Strahlverläufe, da hier die sogenannte Totalreflektion auftritt. Hier wird der Strahlengang nicht länger abgelenkt sondern reflektiert.<sup>5</sup> Betrachtet man den Grenzwinkel  $\varepsilon_G$  [25] ab dem die Totalreflektion zwischen den Medien Wasser ( $n_1 = 1,3$ ) und PMMA ( $n_2 = 1,49$ ) auftritt,

$$\sin\varepsilon_G = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow \varepsilon_{G, H_2O \rightarrow PMMA} = 60,7^\circ [deg] \quad (2.14)$$

erkennt man, dass bei Strahlenverläufen durch komplexe Geometrien ( $\varepsilon_1 \geq \varepsilon_G$ ) ohne Brechungsindexanpassung keine verwertbare Abbildung der Betrachtungsebene möglich ist.

Die genauen Auswirkungen der Ablenkung  $\Delta\varepsilon$  auf die geplanten PIV-Messungen soll im Abschnitt 2.2.5 näher betrachtet werden.

<sup>5</sup>Der Übergang von Brechung zu Reflexion ist fließend. Der Grenzwinkel  $\varepsilon_G$  beschreibt dabei einen definierten Winkel bei dem der größte Teil des Lichts reflektiert wird und nur noch ein kleiner Anteil die Brechungskante passieren kann.

Der Brechungsindex eines Mediums ist abhängig von Temperatur und Wellenlänge  $\lambda_w$  (Dispersion) des passierenden Lichts. Die Wellenlänge wird für die Voruntersuchungen mit 532 nm (Nd:YAG Laser = annähernd monochromatisch, MIE-Streuung = elastische Streuung) als konstant angesehen. Für die anschließenden Messungen kommt ein Hochgeschwindigkeitslaser mit  $\lambda_w = 527$  nm (Nd:YLF) zum Einsatz. Die Dispersion kann bei dieser geringen Abweichung der Wellenlänge ( $\lambda_w = 5$  nm) als vernachlässigbar angesehen werden [26]. Die Temperaturabhängigkeit konnte für die Voruntersuchungen nur für  $\lambda_w = 589$  nm (Natrium-D-Linie = Wellenlänge Abbe-Refraktometer) bestimmt werden. Es wird somit angenommen, dass sich die Temperaturabhängigkeit des Brechungsindex im Wellenlängenbereich  $\lambda_w = 527$ -589 nm gleich verhält.

### 2.2.3. Literaturüberblick zur optischen Messung in brechungsindexangepassten Medien

Für die betrachtete Versuchspumpe werden sowohl Laufrad als auch Gehäuse aus PMMA gefertigt. PMMA ist ein transparenter Kunststoff mit guter optischer Durchlässigkeit und leichter Verarbeitbarkeit. Dementsprechend wird der Brechungsindex des angestrebten Fluids von PMMA vorgegeben. Die dazugehörige Literaturrecherche wird in Tabelle 2.1 kurz zusammengefasst.

Autoren	Thematik	verwendete Fluide
AMINI ET AL. [27], BUDWIG [28], HASSAN ET. AL [29], MILLER ET AL. [30], WIEDERSEINER ET. AL. [31]	umfangreicher Überblick über Materialien, die mit unterschiedlichen Fluiden für optisch-messtechnische Untersuchungen mit angepassten Brechungsindizes verwendet wurden	verschiedene wässrige Salzlösungen, Terpene, Phthalate und naphthenbasiische Fabrikationsöle
AZIZ ET AL. [32]	PIV-Messungen an einem porösen Medium aus PMMA	Dibutylphthalat (DBP)
HAAM ET AL. [33]	Untersuchung von turbulenten Strömungen mittels LDA und zerstäubten PMMA-Kügelchen	p-CYMOL
UZOL ET AL. [34]	Strömung in einem axialen Laufrad	NaI-Lösung
SANKOVIC ET AL. [35]	Strömung in einem radialen Laufrad	NaI-Lösung
WULFF [36]	Strömung im Zulauf zu einer Axialpumpe	naphthenbasiische Fabrikationsöle (SHELL GRAVEX 917)

Tabelle 2.1.: Zusammenfassung der Literaturrecherche für die an den Brechungsindex von PMMA angepassten Fluide [22]

Zur Bewertung der in Frage kommenden, recherchierten Fluide werden deren wichtigsten Eigenschaften in Tabelle 2.2 dargestellt. Neben dem Brechungsindex  $n_i$  sind die Handhabbarkeit und die

benötigte Temperatur des Fluids  $T$ , um den Brechungsindex  $n_i$  zu treffen, wichtige Bewertungskriterien. Zusätzlich ist die kinematische Viskosität  $\nu$  von Interesse. Diese sollte idealerweise möglichst nahe der kinematischen Viskosität von Wasser  $\nu_{H_2O}$  sein, um eine einfache Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den Pumpeneinsatz in Wasser zu ermöglichen.

	$n_i$	$T$ [°]	$\nu/\nu_{H_2O}$	[€ /l]	Handhabbarkeit
PMMA	1,4913	-	-	-	-
H <sub>2</sub> O	1,33	20	1	-	-
Dibutylphthalat	1,490	20	12	25 (€)	hormonelle Wirkung auf Menschen
Glycerin	1,47	20	1400	18 (€)	-
ZnI-Lösung	1,33-1,62	20	0,2-2	>150 (€ € €)	Gefahrenstoff
NaI-Lösung	1,49-1,50	24-25	1,1	140 (€ €)	Stabil nur unter Licht- und O <sub>2</sub> -abschluss
NaSCN-Lösung	1,33-1,48	20	0,6-4,3	€	Gefahrenstoff
NH <sub>4</sub> SCN-Lösung	1,33-1,48	20	0,6-1,2	€ €	Gefahrenstoff
KSCN	1,33-1,49	20	0,5-1,3	€	Gefahrenstoff
p-CYMOL	1,49	20	1,2	80 (€ €)	Flammpunkt bei 47 °C
Olivenöl	1,47	20	90	1 (€)	-
Sojaöl	1,47	20	75	1 (€)	-
DOW CORNING 550 <sup>6</sup>	1,4935	20	117	n. v.	-
SHELL GRAVEX [37]	1,480-1,495	15-35	19-30	7 (€)	-

Tabelle 2.2.: Bewertung der an den Brechungsindex von PMMA angepassten Fluide ( $n$  bei  $\lambda_w = 589$  nm) [22]

Alle aufgeführten Thiocyanat- (SCN) und Iodidlösungen (I) stellen aufgrund der perfekt anpassbaren Brechungsindizes, bei annähernd gleicher Viskosität wie Wasser, ideale Fluide dar. Allerdings sind sie als Gefahrenstoffe eingestuft und größtenteils verhältnismäßig teuer. Dibutylphthalat und p-CYMOL werden ebenfalls als zu gefährlich betrachtet (vgl. Tab. 2.2). Glycerin trifft den Brechungsindex nicht und weicht stark bei der kinematischen Viskosität ab. Gleiches gilt für Oliven- und Sojaöl. Silikonöle können für einen bestimmten Brechungsindex hergestellt werden, sind folglich jedoch relativ teuer und weichen meist stark von der Viskosität von Wasser ab. Die schließlich gewählten Mineralöle des Typs GRAVEX 913 - 917 der Firma SHELL bilden einen guten Kompromiss aus angepasstem Brechungsindex  $n_i$ , gefahrenfreien Umgang und kinematischer Viskosität  $\nu$ .<sup>7</sup> Des Weiteren wurde die optische Eignung des Fluids für brechungsindexangepasste, laseropti-

<sup>6</sup>Silikonöl

<sup>7</sup>SHELL GRAVEX Öl höherer Ordnungszahlen (> 917) wurden ausgeschlossen, da die kinematische Viskosität  $\nu$  als zu hoch eingestuft wurde (z.B.  $\nu_{Gravex921}/\nu_{H_2O} = 68$  bei 20°T) bzw. die Brechungsindexanpassung nicht mehr bei Raumtemperatur möglich ist.

sche Messungen bereits durch WULFF [36] gezeigt.

### 2.2.4. Fluideigenschaften SHELL GRAVEX

Um die Eignung als Arbeitsfluid für die geplanten PIV Messungen zu bestätigen und eine fundierte Auswahl aus den SHELL GRAVEX Typen 913, 915 und 917 treffen zu können, wurden diese im Rahmen dieser Arbeit rheologisch und hinsichtlich des Brechungsindex untersucht.

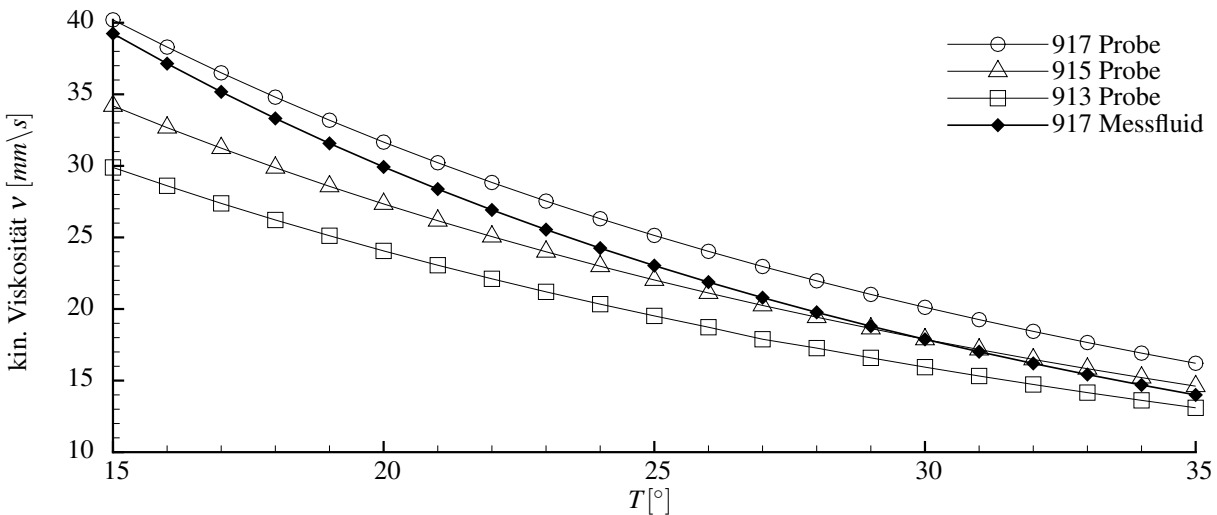


Abbildung 2.6.: Messung der Viskosität der GRAVEX Öle

Abbildung 2.6 zeigt die Messergebnisse der Viskositätsmessung für die Öle der Voruntersuchung 913, 915, 917 (Probefluid) und die Messung der zweiten größeren Lieferung für den zur PIV-Messung gewählten Typ 917 (Messfluid). Dabei überschreiten alle Proben die von SHELL vorgegebenen Viskositätswerte bis zu 21%. Alle rheologischen Untersuchungen zeigen für Öl typische Verläufe und auch bei steigenden Schergeschwindigkeiten ein newtonisches Verhalten. Die ausführlichen Messergebnisse hierzu werden in Anhang A.1 gezeigt.

Die in Abbildung 2.7 gezeigten Messergebnisse der Brechungsindexverläufe wurden, wie zuvor beschrieben, bei der messtechnisch möglichen Wellenlänge von  $\lambda_w = 589$  nm durchgeführt. Für PMMA ist zusätzlich der Verlauf für  $\lambda_w = 532$  nm (Nd:YAG Laser) gegeben, an dem der Versatz durch Dispersion verdeutlicht wird. Da für die GRAVEX Öle keine weiteren optischen Daten verfügbar waren, wird angenommen, dass sich die Dispersion für PMMA und GRAVEX gleich verhält und somit die Messergebnisse bei  $\lambda_w = 589$  nm vergleichbar sind.

Für die späteren PIV-Messungen wird der GRAVEX Typ 917 ausgewählt, der zwar den höchsten Viskositätsverlauf aufweist, aber die beste Übereinstimmung mit dem Brechungsindex von PMMA zeigt und nur so korrekte Messungen durchgeführt werden können. Die Begründung hierfür liefert das folgende Kapitel 2.2.5.

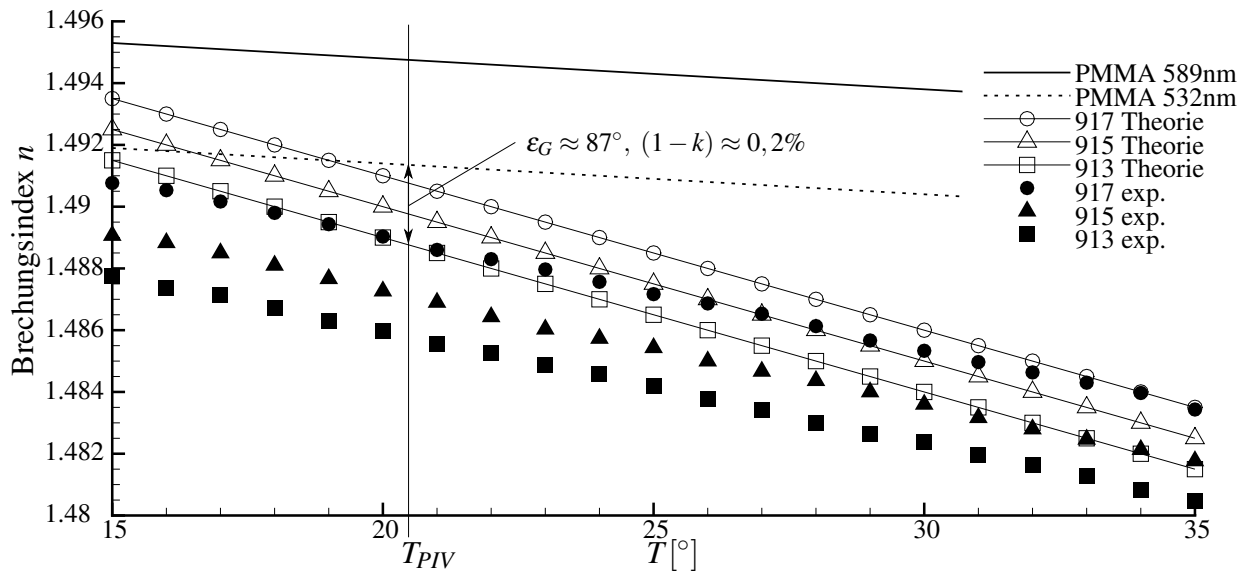


Abbildung 2.7.: Messung des Brechungsindex der GRAVEX Öle

Zur Berechnung der Dichte für die Fluiddefinition der numerischen Untersuchungen wurde aus rheologischen Messdaten folgender Zusammenhang abgeleitet.

$$\rho_{917}(T) = -0,4704 \cdot T + 899,51 \quad (2.15)$$

### 2.2.5. Genauigkeitsanalyse zum Kameraabbild

In diesem Kapitel werden die drei verschiedenen GRAVEX Typen 913, 915 und 917 bezüglich ihrer optischen und verzerrungsarmen Durchlässigkeit für den geplanten PIV-Anwendungsfall untersucht. Dazu wird der Versuchsaufbau aus Abbildung 2.2 als Versuchsstand mit ruhendem Fluid aufgebaut. Untersucht wird zunächst der optische Zugang für nur eine Kamera und anschließend eine PIV-Testmessung mit Lichtschnitt durchgeführt. In den ersten Untersuchungen arbeitet man mit einer künstlichen PIV-Messebene. Dies geschieht indem das vorgesehene Laufrad bis zur halben Schaufelhöhe  $b_2/2$  reduziert, auf einem Partikel-“target“ platziert und extern beleuchtet wird (vgl. Abb. 2.8). Das so aufgenommene Partikelbild der Kamera entspricht annähernd einem PIV-Einzelbild der späteren Messung.

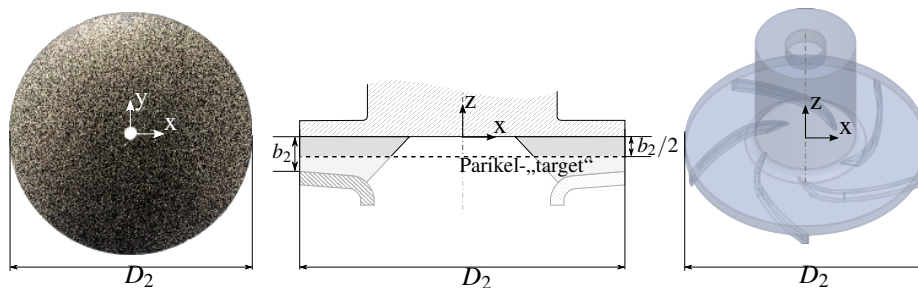


Abbildung 2.8.: Partikel-“target“, reduziertes Laufrad im Meridianschnitt, 3D Model aus Sicht der Kamera

## 2. Grundlagen

Zur Bewertung der Verzerrung des Kameraabbilds durch die Brechungskanten des Laufrads wurde im Rahmen der genannten Diplomarbeit [22] ein Verfahren entwickelt, welches den Fehlervektor durch Brechung  $\vec{d}_{Fehler}$  abschätzt (vgl. Anhang A.2). Dieser Fehlervektor entsteht durch einen nicht vorhersagbaren Versatz, der durch die Instationarität der Messung von Ort und Zeit abhängig ist.

Um diese instationäre Beeinflussung der Laufradgeometrie (LR) auf den Lichtweg zu untersuchen, wurde folgende Korrelation durchgeführt:

Korrelation	Laserpuls 1	Laserpuls 2	Verzerrungsfeld
K1	Partikel-target ohne LR	Partikel-target mit LR	Störung durch das LR
K2	Partikel-target mit LR	Partikel-target mit LR um 36° rotiert	Störung durch die LR-Schaufeln

Tabelle 2.3.: Korrelationen zur Bestimmung des Brechungseinflusses im optischen Weg der Kameras

Abbildung A.2 zeigt die Korrelation K1 für die drei GRAVEX Typen und visualisiert damit die aus der Laufradgeometrie resultierenden Brechungen. Deutlich zeichnen sich die Randbereiche der Antriebswelle aus PMMA mit  $\vec{d}_{Fehler} > 2px$  ab, da hier der optische Weg parallel zur Brechungskante verläuft (vgl. Abb. 2.7,  $\epsilon_1 \sim 90^\circ$ ). An den Schaufeln und dem Radius von Welle zur Tragscheibe treten kleinere Fehler auf, die durch die zunehmende Anpassung des Brechungsindex (913→917) reduziert werden können.

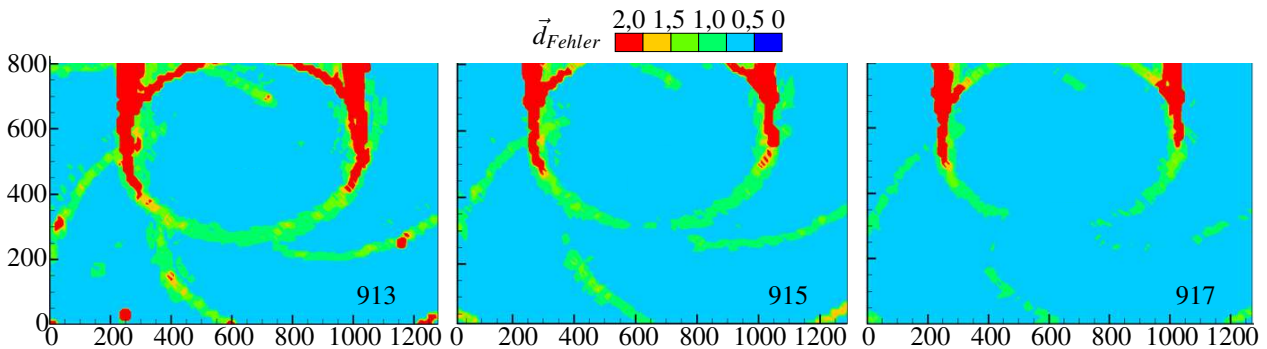


Abbildung 2.9.: Messung des maximalen Fehlervektors  $\vec{d}_{Fehler}$  für GRAVEX 913, 915 und 917 mit einer Kamera und Korrelation K1

Die Korrelation K2 (Tabelle 2.3) untersucht den instationären Einfluss der Verzerrung bei der Rotation des Laufrads. Wie Abbildung A.3 zeigt, werden hier alle stationären Einflüsse unterdrückt. Übrig bleiben lediglich die Verzerrungen durch die instationäre Schaufelbewegung.

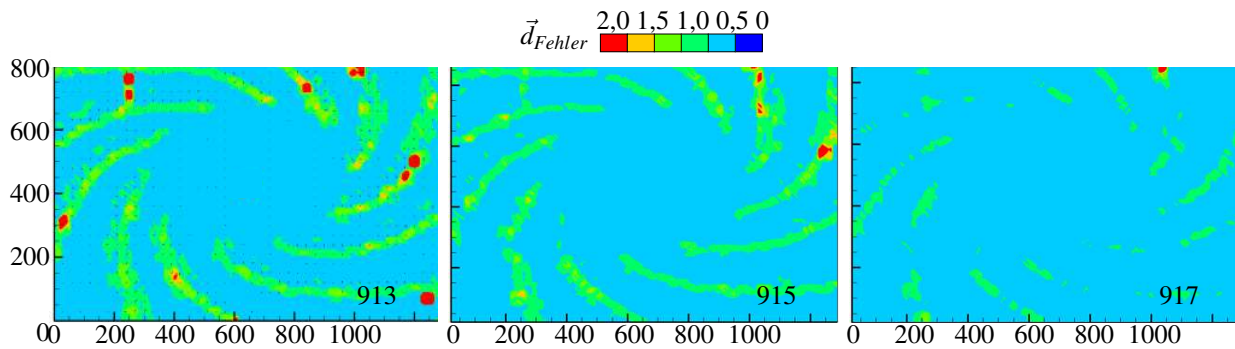


Abbildung 2.10.: Untersuchung des instationären Einflusses durch Korrelation K2

Die gesamten Vorstudien zeigen, dass ein theoretischer und erkennbarer Unterschied bezüglich der optischen Störung zwischen den gewählten drei GRAVEX Ölen existiert. Weiterhin können lokale Problemstellen detektiert und entsprechende Veränderungen an der Laufradgeometrie vorgenommen werden, um kritische Grenzflächen ( $\varepsilon_1$  nahe  $90^\circ$ ) zu reduzieren oder aus dem Aufnahmebereich zu entfernen. Diese Maßnahmen sind in Abbildung 2.11 dargestellt.

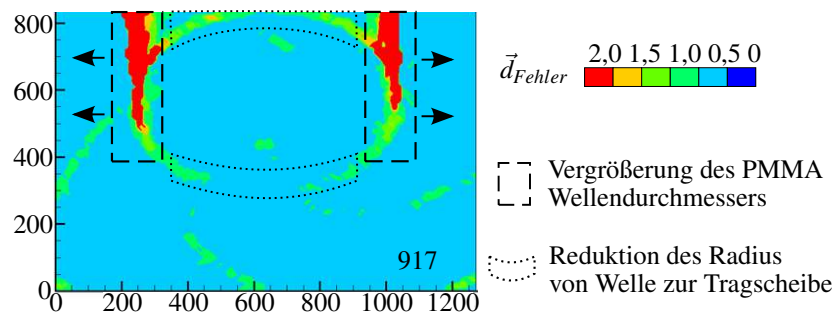


Abbildung 2.11.: Anpassungen der Laufradgeometrie zur Reduktion der kritischen Grenzflächen

### 2.2.6. Genauigkeitsanalyse zur Lichtschnittebene

Da der Lichtschnitt die meisten Medienübergänge unter einem unkritischen Winkel  $\varepsilon_1$  passiert, konnten in den Voruntersuchungen keine optischen Brechungen oder Verzerrungen der Laserlichtebene festgestellt werden.<sup>8</sup> Die Untersuchung mittels der „disparity correction“ (vgl. Kap. 2.3) zeigt keine, durch Brechungskanten hervorgerufene, Verzerrung.<sup>9</sup>

<sup>8</sup>Hier und im Folgenden wird das vom Lichtschnitt beleuchtete Volumen als Lichtschnittebene bezeichnet. Das Volumen ist notwendig um Partikelbewegungen in alle drei Raumrichtung messen zu können (vgl. Kap. 2.3). Die Volumendicke beträgt allerdings nur wenige Zehntelmillimeter und wird so auf ein planes Messfeld vereinfacht.

<sup>9</sup>Da die Tracerpartikel für PIV-Messungen nur beleuchtet werden müssen und keine exakt homogene Intensitätsverteilung des Lichts in der Messebene wie bei anderen laseroptischen Messverfahren (z. B. LIF) notwendig ist, reicht, neben der exakten Positionierung des Lichtschnitts, eine Bewertung der Rohbildausleuchtung als Bewertungskriterium.



### 2.2.7. Tracer-Auswahl

Als Tracer werden silberbeschichtete hohle Glaskugeln mit einem mittlern Durchmesser von  $d_p = 15 \mu m$  und einer Dichte von  $\rho_p = 1,6 g/cm^3$  verwendet. Im Vergleich zu anderen Tracer-Stoffen weisen sie eine hohe Streulichtintensität und ein gutes Teilchenfolgevermögen in Wasser auf [38]. Durch die leicht gelbliche Färbung des Öls ist die hohe Streulichtintensität besonders von Vorteil. Das theoretische Teilchenfolgevermögen kann mit der Relaxationszeit  $\tau_p$  beschrieben werden, wobei kleine  $\tau_p$ -Werte als eine schnelle Anpassung des Partikels an Strömungsrichtung und -winkel interpretiert werden können [38, 39].

$$\tau_p = \frac{2}{9} \frac{r_p^2 \rho_p}{\nu_F \rho_F} [s] \quad (2.16)$$

Nach Gleichung 2.16 verbessert sich das Folgevermögen des verwendeten Tracers im GRAVEXöl, trotz der etwa 10% geringeren Dichte, da der Einfluss der höheren Ölviskosität als positiver Faktor überwiegt.

$$\tau_{p, H_2O} < 8,40e^{-5} [s] \quad > \quad \tau_{p, Gravex917} < 2,96e^{-6} [s]$$

### 2.2.8. Fazit der Genauigkeitsanalyse

Entsprechend dieser Vorstudien werden die PIV-Messungen mit dem am nächsten am Brechungsindex von PMMA liegendem GRAVEX Öl 917 durchgeführt. Der lokal maximal mögliche Fehler beträgt  $\vec{d}_{Fehler} = 0,5 - 1px$  und ist im Rahmen der allgemeinen Genauigkeit einer PIV-Messung akzeptabel.

### 2.3. Time-resolved stereoscopic particle image velocimetry

In diesem Kapitel wird genauer auf die Grundlagen der optischen Messtechnik „time resolved stereo particle image velocimetry“ (TR-SPIV) eingegangen. Eine allgemeine Beschreibung der „particle image velocimetry“ (PIV) Messtechnik findet sich in RAFFEL et. al. [38].

Die stereoskopische PIV ( $\rightarrow$  2D3C) ermöglicht die Messung der Geschwindigkeitsvektoren in alle drei Raumrichtungen ( $\rightarrow$  3C) in einem planaren Messfeld ( $\rightarrow$  2D). Die TR-SPIV beschreibt zusätzlich die hohe zeitliche Auflösung bis zu mehreren Kilohertz, um auch transiente Phänomene verfolgen zu können.

Die Erfassung von Geschwindigkeitskomponenten aller drei Raumrichtungen in einer 2-dimensionalen Abbildungsebene (Kamerachip) benötigt eine stereoskopische Betrachtung des Messfelds. Als Abbildungsmethode wird die Winkelverschiebungsmethode („angular method“) angewandt. Im Gegensatz zur alternativen Verschiebungsmethode („translation method“) vermeidet diese Abberationsfehler im Randbereich des Aufnahme Fensters und ist flexibler im experimentellen Aufbau. So können unsymmetrische Kamerapositionen und ein größerer Bereich von Betrachtungswinkeln ohne Qualitätseinbußen realisiert werden [40]. Da bei der Winkelverschiebungsmethode Objekt- (Messebene) und Abbildungsebene (Kamerachip) zueinander geneigt sind, sollte idealerweise eine Schärfedehnung nach Scheimpflug vorgenommen werden [41], um den Schärfbereich auf die gesamte Objektebene auszuweiten. Weiterhin müssen die perspektivisch verzerrten Abbilder entzerrt werden. In dieser Arbeit wird das „vector warping“ Verfahren, ausführlich beschrieben durch WILLERT [42], angewendet. Details hierzu sind dem Anhang A.3 zu entnehmen. Abbildung 2.12 verdeutlicht, wie durch Rekombination der entzerrten Vektoren von Kamera A und B die Geschwindigkeiten aller drei Raumrichtungen berechnet werden können.

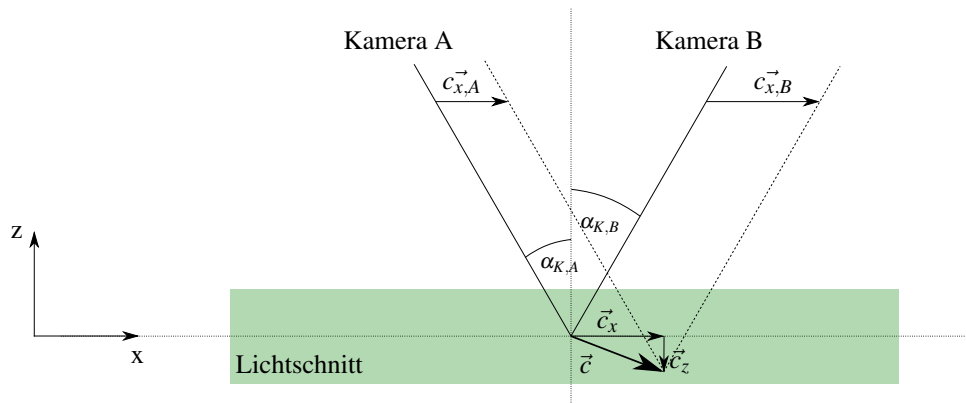


Abbildung 2.12.: Berechnung des 2D3C-Geschwindigkeitsfeldes durch Rekombination

Die 2D3C-Vektoren berechnen sich schließlich zu [42]:

$$u = \frac{c_{x,A} \cdot \tan(\alpha_{K,A}) + c_{x,B} \cdot \tan(\alpha_{K,B})}{\tan(\alpha_{K,A}) + \tan(\alpha_{K,B})} \quad (2.17)$$

$$c_z = \frac{c_{x,A} - c_{x,B}}{\tan(\alpha_{K,A}) + \tan(\alpha_{K,B})} \quad (2.18)$$

In einem weiteren Kalibrierungsschritt, der sogenannten „disparity correction“, wird vor der Rekombination eine eventuelle Abweichung zwischen „target“- und Lichtschnittebene korrigiert [38]. Dazu werden simultan von Kamera A und B aufgenommene Partikelbilder betrachtet. Liegen Lichtschnitt- und „target“-Ebene genau übereinander, sind die Partikelpositionen der entzerrten Abbilder identisch. Durch Kreuzkorrelation dieser Abbilder können eventuelle Abweichungen und schließlich Korrekturfunktionen bestimmt werden.

Die Durchführung erfolgt mit der Software der Firma ILA: PIVMAP3 V.3.3 zur Erstellung der „mapping function“ (Entzerrung) und PIVVIEW V.3.2.0 zur Bestimmung der „disparity correction“. Für die Korrelation werden der GUI-Modus von PIVVIEW V.3.2.0 verwendet und zur parallelisierten Auswertung die Korrelationsroutine von WILLERT, PIVTEC GmbH über eigene Skripte direkt aufgerufen. Alle weiteren Auswertungen erfolgen über erstellte Routinen in MATLAB und TECPLOT.

## 3 Experiment

Das vorliegende Kapitel beschreibt sowohl den Aufbau und die Auslegung des Versuchsstands als auch den Einsatz, die Messabweichung und die Validierung der Messtechnik.

### 3.1. Versuchsstandaufbau

Im Folgenden wird der Versuchsaufbau erläutert. Beginnend mit einem Überblick über den gesamten Ölkreislauf arbeiten sich die einzelnen Abschnitte bis zur Auslegung des Laufrads vor.<sup>1</sup> Diesem Vorgehen liegt folgende Struktur zugrunde:

- 3.1.1 Ölkreislauf
- 3.1.2 Zulaufstrecke
- 3.1.3 Pumpe-Krümmen-Anordnung
- 3.1.4 Versuchspumpe
- 3.1.5 Laufradgeometrie und Auslegung

#### 3.1.1. Ölkreislauf

Abbildung 3.1 zeigt den strömungstechnischen Aufbau des Versuchsstandes. Gemeinsam mit dem Prüfling, dem Pumpe-Krümmen-System (Pos. 4, 5), bilden die Komponenten Hilfspumpe (1), Gleichrichter (2), Ausgleichsreservoir (6) und Drossel (7) einen klassischen Prüfstand zur Kennlinienerfassung einer Strömungsmaschine. Der geschlossene Kreislauf von etwa 120 l Fassungsvermögen ermöglicht eine sinnvolle Betriebspunktvariation in den Bereichen von 2–8 l/s Volumenstrom und 1–2 bar Absolutdruck.

---

<sup>1</sup>Eine detaillierte Beschreibung der Krümmergeometrien kann dem Optimierungskapitel (Kap. 5) bzw. dem Ergebniskapitel (Kap. 6) entnommen werden.

### 3. Experiment

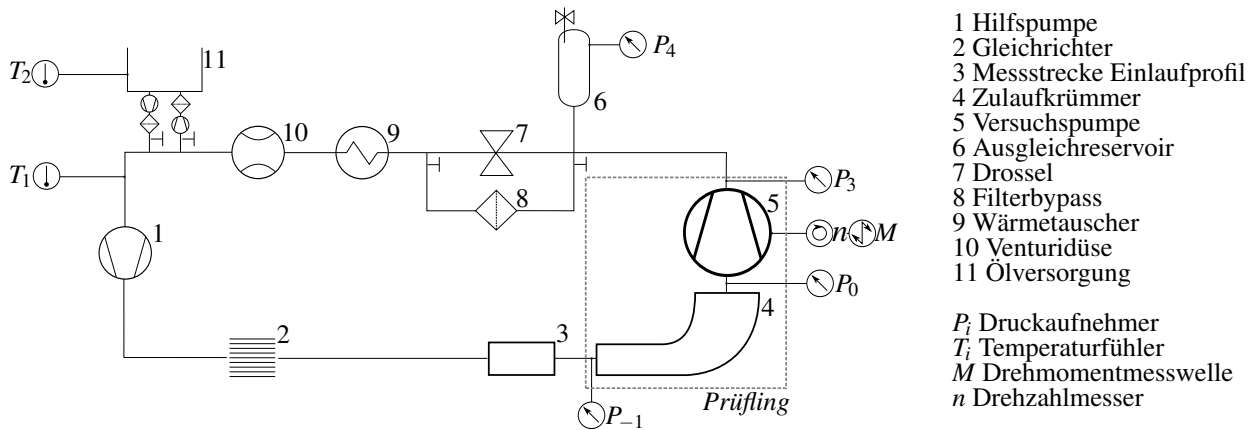


Abbildung 3.1.: Versuchsstandaufbau

Im Speziellen ist der Prüfstand an den Einsatz des verwendeten Mineralöls als Förderfluid angepasst. Da diverse Bauteile aus PVC gefertigt sind und das verwendete Öl auf diese Teile und Dichtungen eine versprödende Wirkung hat, ist eine Befüll- und Entleerungseinheit in den Aufbau integriert (vgl. Abb. 3.1: Pos. 11). Der Versuchsstand befindet sich somit nur während der Versuchsdurchführung im befüllten Zustand.

Um eine übermäßige Verschmutzung und daraus resultierende Qualitätseinbußen der optischen Messungen zu vermeiden, existieren diverse Filtereinheiten (vgl. Abb. 3.1: Pos. 8, 11). Weiterhin wurde ein Wärmetauscher eingesetzt, um die Fluidtemperatur im Betrieb konstant bei 20,5 °C zu halten (vgl. Abb. 3.1: Pos. 9). Zur Erfassung des Volumenstroms wird eine für diese Arbeit ausgelegte Venturidüse verwendet.

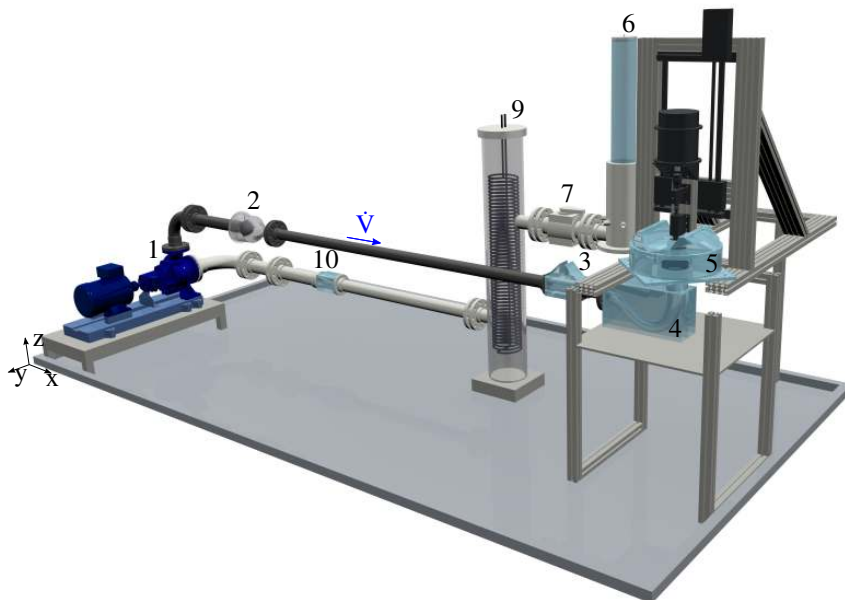


Abbildung 3.2.: CAD Modell des Versuchsstands

### 3.1.2. Zulaufstrecke

Voraussetzung für alle Untersuchungen dieser Arbeit ist ein rotationssymmetrisches voll ausgebildetes turbulentes Rohrströmungsprofil am Krümmereinlass  $A_{-1}$ . Dazu werden ein Gleichrichter und eine Einlaufstrecke von  $\sim 43 \cdot D_{-1}$  Länge installiert (vgl. Abb. 3.3). Des Weiteren wird das Zuströmungsprofil zum Krümmer mittels SPIV in einem eigens dafür eingefügten Rohrstück aus PMMA im Zulauf vermessen (vgl. Pos. 3 in Abb. 3.1, 3.2, 3.3). Das hier erfasste Geschwindigkeitsprofil dient zum einen der Überprüfung des Rohrströmungsprofils für die experimentellen Untersuchungen und liefert zum anderen die Randbedingungen für die numerischen Modelle.

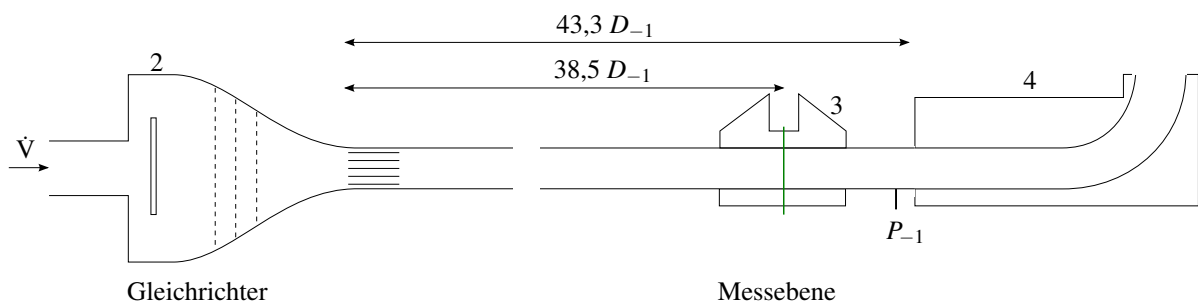


Abbildung 3.3.: Zulaufstrecke

### 3.1.3. Pumpe-Krümmers-Anordnung

Wie bereits in Kapitel 1.2 erklärt, ist der Versuchspumpe ein Zulaufkrümmer vorgeschaltet. Dieser ist als auswechselbares Modul gefertigt, um unterschiedliche unsymmetrische Zuströmungen zur Pumpe zu erzeugen. Abbildung 3.4 zeigt den Aufbau der ersten Versuchsreihe mit eingebautem Standardkrümmer.

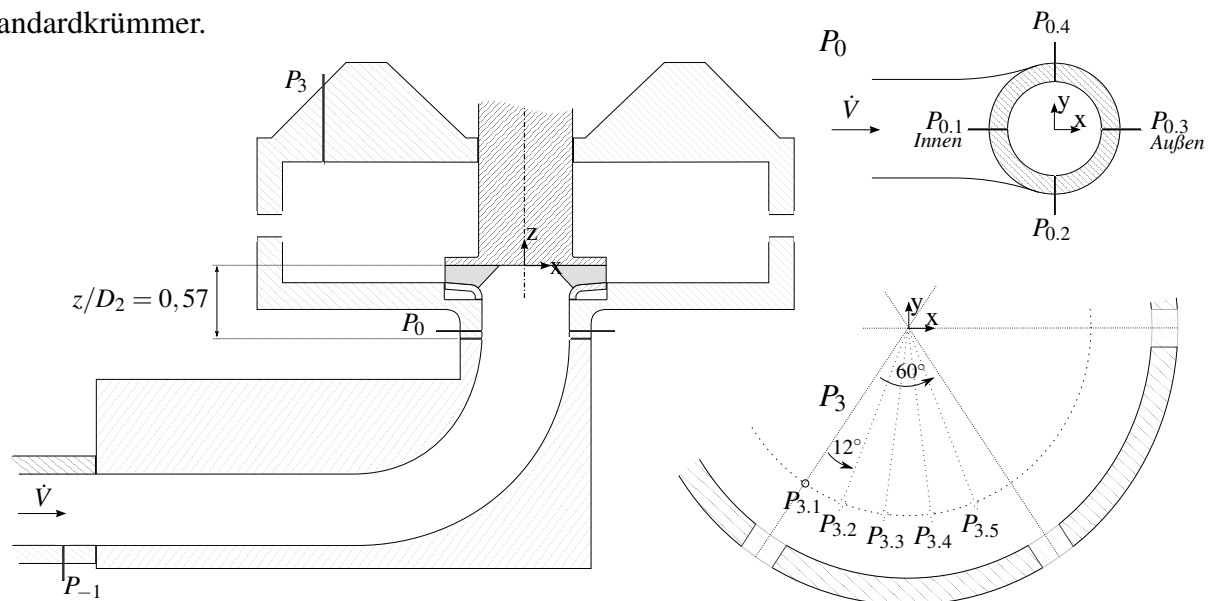


Abbildung 3.4.: Pumpe-Krümmers Anordnung

### 3. Experiment

Die Positionen der Druckmessbohrungen  $P_{-1}$  und  $P_0$  befinden sich direkt stromauf und stromab des Krümmers und sind somit unabhängig von der verbauten Krümmergeometrie. Die Druckbohrung  $P_{-1}$  ist als einzelne Bohrung ausgeführt, da von einer rotationssymmetrischen Anströmung ausgegangen wird (vgl. Kap. 6.3.1). Die Position  $P_0$  beschreibt vier gleichmäßig über den Umfang verteilte Druckmessbohrungen  $P_{0,1-4}$ . Die Druckmessbohrungsposition  $P_3$  definiert fünf Bohrungen  $P_{3,1-5}$ , welche eine mögliche Positionsabhängigkeit der Druckmessung im Bezug auf den Gehäuseauslass erfassen sollen.

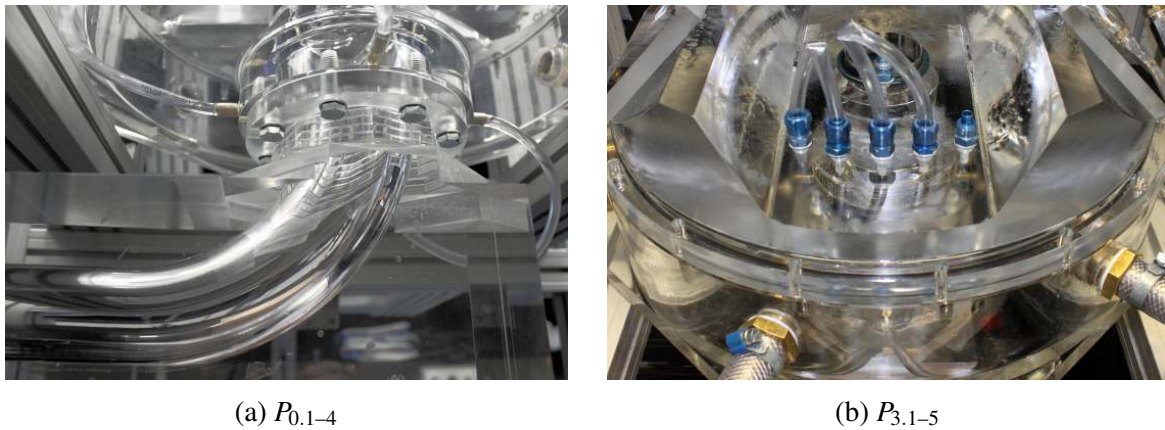


Abbildung 3.5.: Ausführung der Druckbohrungen

#### 3.1.4. Versuchspumpe

Zur Minimierung einer möglichen druckseitigen Beeinflussung der Laufradströmung ist das Pumpengehäuse als rotationssymmetrischer Zylinder mit einem Innendurchmesser  $D_{Gehaeuse} = 3 \cdot D_2$  ausgelegt, wie Abbildung 3.4 und 3.6 zeigen.



Abbildung 3.6.: Rotationssymmetrisches Pumpengehäuse mit  $D_{Gehaeuse} = 3 \cdot D_2$

Den Gehäuseauslass bilden 6 symmetrisch angeordnete Auslassbohrungen. Eine mögliche Beeinflussung der Druckmessung in Relation zu den druckseitigen Druckbohrungen  $P_3$  wird im Ergeb-

niskapitel zur Kennlinienmessung 6.2 diskutiert.

Der saugseitige Spalt zum Radseitenraum beträgt  $s_{Saug} \sim 0,15\% \cdot D_2$ , der druckseitige Spalt  $s_{Druck} \sim 0,2\% \cdot D_2$  (vgl. Abb. 3.8).

### 3.1.5. Laufradgeometrie und Auslegung

Die grundsätzliche Auslegung erfolgt nach GÜLICH [11] beziehungsweise ÇAĞLAR [43] für Wasser als zu förderndes Medium. Die aus der Literatur abschätzbare Verschiebung der Pumpenkennlinie durch den Einsatz des viskoserer Mineralöls [11] soll zunächst vernachlässigt und später experimentell bestimmt werden. Die gesamte Auslegung wurde iterativ durchgeführt. Im Folgenden ist der finale Iterationsschritt beschrieben.

Die Randbedingungen für die Auslegung ergeben sich aus den Betriebsgrenzen des Prüfstandes und der Gewährleistung der optischen Zugänglich- und Messbarkeit. Der Außendurchmesser des Laufrads  $D_2$  richtet sich nach den Abmessungen des angestrebten Aufnahmebereichs (ROI: „region of interest“) im Laufradinneren. Die Abmessungen der ROI ergeben sich aus der mit der Messtechnik erreichbaren zeitlichen und räumlichen Auflösung. Für den Anwendungsfall dieser Arbeit soll mit einer ROI von  $66\%D_2 \times 66\%D_2$  gearbeitet werden. Damit ist ein Bereich, der alle Schaufeleintrittskanten ( $D_1$ ) simultan betrachtet, erfassbar (vgl. Abb. 3.7).<sup>2</sup>

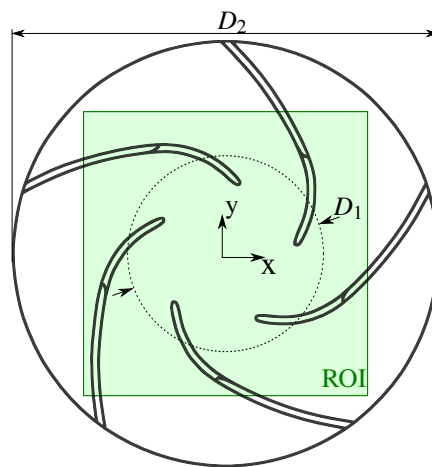


Abbildung 3.7.: Angestrebter Aufnahmebereich

Um Messebenen in verschiedenen axialen Höhen  $b$  zu realisieren und dabei die optische Zugänglichkeit für den Lichtschnitt zu erleichtern, soll eine möglichst große Schaufelbreite  $b_2$  erreicht werden. Entsprechend wird eine, für radiale Laufräder, relativ große Schnelllaufzahl  $\sigma = 0,49$

<sup>2</sup>Bei der praktischen Umsetzung kommt es zu einer perspektivischen Verzerrung des Messausschnitts durch den Blickwinkel der Kameras  $\alpha_K$  bei stereoskopischer Betrachtung, die bei der Auslegung berücksichtigt wurde (vgl. Kap. 2.3).



### 3. Experiment

( $n_q = 79$ ) gewählt. Für einen guten Wirkungsgrad ergibt sich, nach CORDIER [19], eine Durchmesserzahl von  $\delta = 2,57$  ( $D_q = 1,4$ ). Damit ergibt sich die Volumenzahl  $\phi$ .

$$\sigma = \frac{\phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}}; \quad \delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\phi^{\frac{1}{2}}} \implies \phi = \frac{1}{\sigma \cdot \delta^3} \quad (3.1)$$

Anschließend wird der Volumenstrom im optimalen Betriebspunkt  $\dot{V}_{Design,H_2O}$  festgelegt. Die Randbedingungen für diese Festlegung, folgen aus Erfahrungswerten vorangegangener Untersuchungen an Pumpen und Zulaufkrümmern sowie den Betriebsgrenzen des Versuchsstands am Fachgebiets Strömungsmaschinen [44, 45].

Zusammen mit dem bereits gewählten Laufraddurchmesser  $D_2$  ( $\rightarrow$  ROI), dem geplanten Volumenstrom  $\dot{V}_{Design,H_2O}$  ( $\rightarrow$  Versuchsstandrandbedingung) und der Definition der Volumenzahl  $\phi$  lässt sich die Drehzahl  $n_{Design,H_2O}$  berechnen:

$$\phi = \frac{\dot{V}_{Design,H_2O}}{\frac{\pi^2}{4} D_2^3 n} \implies n_{Design,H_2O} = \frac{\dot{V}_{Design,H_2O}}{\frac{\pi^2}{4} D_2^3 \phi} \quad (3.2)$$

Zusätzlich wird der minimale Durchmesser des Saugstutzens  $D_0$  eingeschränkt. Die notwendige Anforderung ist ein ausreichend großer Durchmesser des Aufnahmebereichs zur sinnvollen Erfassung des Zuströmungsprofils zur Pumpe (vgl.  $E_0$  Kap. 3.3.1). Der Durchmesser  $D_1$  wird für die angestrebte simultane Betrachtung aller Anströmungswinkel  $\beta_{F1}$  im Aufnahmebereich bei einer meridianen Schrägstellung der Schaufeleintrittskante von  $\gamma \approx 45^\circ$  ausgelegt. Durch die gewählten Aufweitungskoeffizienten  $A_1/A_0$  und  $A_2/A_1$  ergeben sich die Schaufelbreite  $b_2$  und Schaufeleintrittskantenlänge  $b_1$ . Eine geometrisch ähnliche Abbildung der Laufradabmessungen ist in Abbildung 3.8 dargestellt und die Kennwerte der Auslegung in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

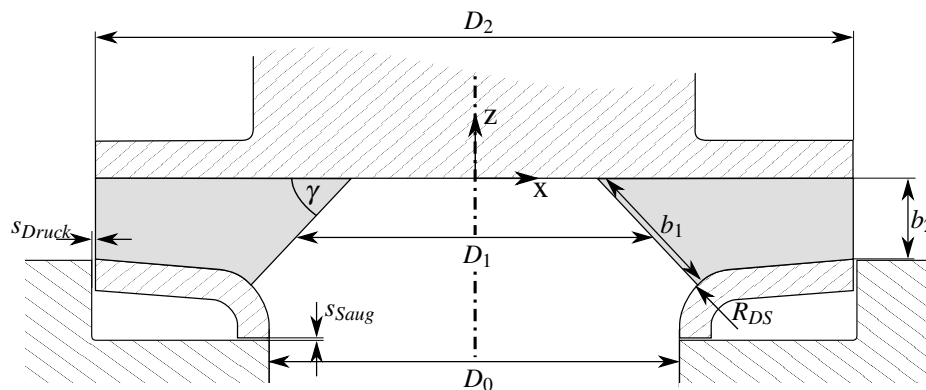


Abbildung 3.8.: Geometrisch ähnliche Laufradabbildung im Meridianschnitt

→ Drehzahl (Gl. 3.2)	$n$	1000 [ $min^{-1}$ ]
○ Schnelllaufzahl	$\sigma$	0,49
→ Spezifische Drehzahl	$n_q$	79 [ $min^{-1}$ ]
○ Laufraddurchmesser	$D_2$	0,12 [m]
→ Durchmesserzahl	$\delta$	2,57
→ Spezifischer Durchmesser	$D_q$	1,4
→ Volumenzahl (Gl. 3.1)	$\phi$	0,12
○ Durchmesser des Saugstutzens	$D_0/D_2$	0,541
○ Mittlerer Durchmesser des Schaufeleintritts	$D_1/D_2$	0,458
○ Aufweitungskoeffizient	$A_1/A_0$	1,2
○ Aufweitungskoeffizient	$A_2/A_1$	1,2
→ Schaufelaustrittsbreite	$b_2/D_2$	0,106
→ $R_{DS}$ (analog zu BOMMES [46])	$R_{DS}/D_2$	0,075
→ Meridiane Schrägstellung der Schaufeleintrittskante	$\gamma$	46,9[°]
→ Schaufeleintrittskantenlänge	$b_1/D_2$	0,191

Tabelle 3.1.: Laufradkenngrößen und Abmessungen der Auslegung (○ gewählt, → berechnet)

Für die weitere Laufradauslegung wird der Volumenstrom durch das Laufrad  $\dot{V}_{LR,H_2O}$  nach GÜLICH [11] angenommen:

$$\dot{V}_{LR,H_2O} = \frac{\dot{V}_{Design,H_2O}}{\eta_{\dot{V}}}, \text{ mit } \eta_{\dot{V}} = f(\dot{V}_{Design,H_2O}, n_q, Spaltgeometrie) = 0,88 \quad (3.3)$$

Das Laufrad soll mit fünf Zylinderschaufeln ( $z_{LR} = 5$ ) eine möglichst einfache Geometrie erhalten. Durch die meridiane Schrägstellung der Schaufeleintrittskante um den Winkel  $\gamma$  ist der Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{S1}$  an seine axiale und radiale Position anzupassen:  $\beta_{S1} = f(z)$ . Dazu werden die Schaufeleintrittswinkel an den Schnittpunkten der Schaufeleintrittskante mit der Deckscheibe  $S_{1,DS} \rightarrow \beta_{S1,DS}$  und Tragscheibe  $S_{1,TS} \rightarrow \beta_{S1,TS}$  betrachtet. Die Schaufelkonstruktion erfolgt schließlich als Zweikreisbogen ( $k_1$  und  $k_2$ ), wobei sich der erste Kreisbogen von  $S_{1,TS}$  bis  $S_{1,DS}$  erstreckt und durch die Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{S1,TS}$  und  $\beta_{S1,DS}$  definiert ist (vgl. Abb. 3.9). Der zweite Kreisbogen schließt tangential an den ersten an und verbindet damit  $S_{1,DS}$  mit dem Außenradius des Laufrads unter Einhaltung des Schaufelaustrittswinkels  $\beta_{S2}$ .

Für die Bestimmung der Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{S1,DS}$  und  $\beta_{S1,TS}$  werden zunächst die Umfangsgeschwindigkeiten an den jeweils betrachteten Punkten  $S_{1,DS} \rightarrow u_{1,DS}$  und  $S_{1,TS} \rightarrow u_{1,TS}$  berechnet und die meridianen  $c_{m1,i}$  und radialen Geschwindigkeitskomponenten  $c_{r1,i}$  bestimmt:

$$c_{r1,i} = c_{m1,i} \cdot \sin\gamma = \frac{\dot{V}_{LR,H_2O}}{A_{1,i}} \cdot \sin\gamma, \text{ mit } i = \{DS, TS\} \quad (3.4)$$

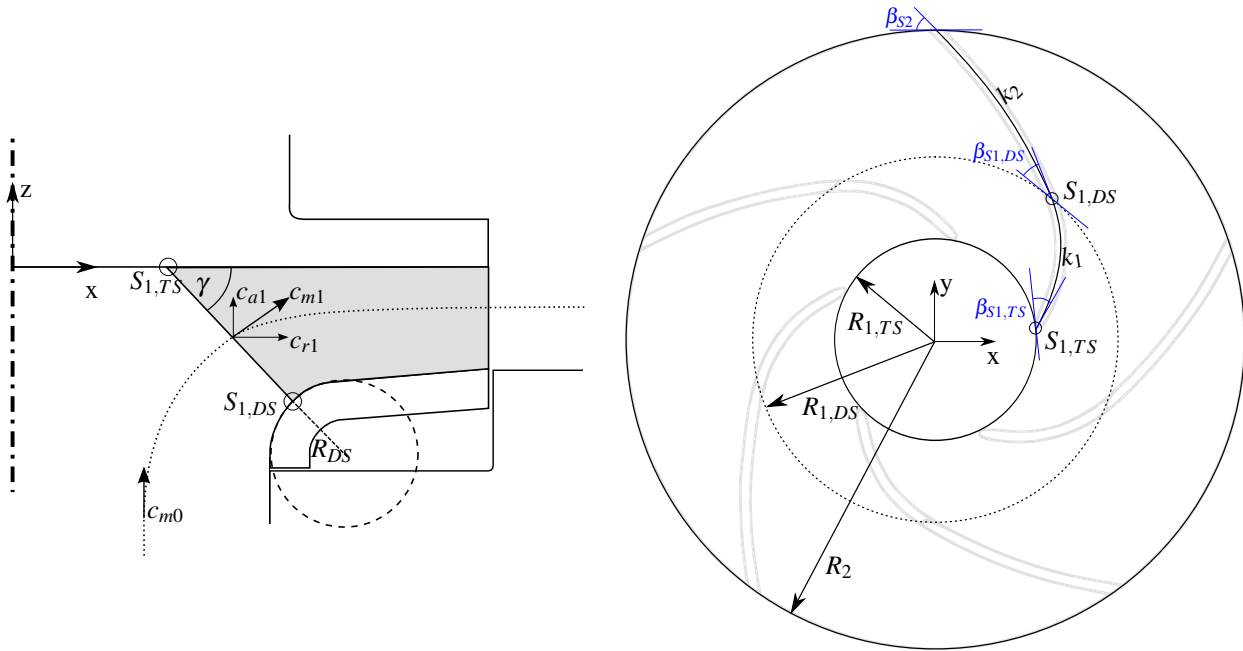


Abbildung 3.9.: Schaufelentwurf als zylindrische Zweikreisbogenauslegung

Die berechneten meridianen Geschwindigkeitskomponenten an der Schaufeleintrittskante  $c_{a1}$  und  $c_{r1}$  orientieren sich näherungsweise an der Geometrie der meridianen Neigung der Schaufeleintrittskante  $\gamma$ . Der exakte meridiane Strömungswinkel ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht bekannt.<sup>3</sup> Der Schaufeleintrittswinkel  $\beta_{S1}$  berechnet sich schließlich aus:

$$\beta_{S1,i} = \arctan \frac{c_{r1,i}}{u_{1,i}}, \text{ mit } i = \{DS, TS\} \quad (3.5)$$

Nach GÜLICH [11] und unter Annahme drallfreier Zuströmung ( $\alpha = 90^\circ$ ) ergibt sich die theoretische Berechnung der Druckzahl  $\psi$  zu:

○ Schaufelaustrittswinkel	$\beta_2$	43[°]
○ Anzahl der Schaufeln	$z_{LR}$	5
→ Durchmesserzahl $D = d_{lim}^*$	$d_{lim}^*/D_2$	1
→ Abströmbeiwert [11]	$\varepsilon_{lim}$	0,33
→ Abströmbeiwert [11]	$k_W$	1
→ Abströmbeiwert [11]	$\gamma$	0,72
○ Schaufelprofildicke	$e_2/D_2$	0,017
→ Versperrung am Austritt	$\tau_2$	1,04
→ Druckzahl <sup>4</sup>	$\psi$	0,62

Tabelle 3.2.: Kennzahlen zur Berechnung der Druckzahl  $\psi$  (○ gewählt, → berechnet)

<sup>3</sup>Im Ergebnis- und Diskussionskapitel (Kap. 6 und 7) wird mit den Simulationsergebnissen bei symmetrischer Zuströmung gezeigt, dass diese Abschätzung zielführend ist.

<sup>4</sup>Diese stimmt annähernd mit alternativen Berechnung nach Gl. 3.1  $\psi = \delta^{-2} \cdot \sigma^{-2} = 0,63$  überein.

Weitere experimentelle oder numerische Iterationen bezüglich einer genaueren Auslegung des Schaufelaustrittswinkel  $\beta_{S2}$  werden nicht durchgeführt, da im Rahmen in dieser Arbeit die Strömung im Bereich der Schaufelvorderkante im Vordergrund steht und leichte Einbußen der Druckerhöhung infolge Minderumlenkung in Kauf genommen werden können. Simulationen mit Wasser als Fördermedium zeigen, dass der Auslegepunkt für Wasser getroffen wird.

	$\phi$	$\psi$
Auslegung $H_2O$	0,13	0,62
Simulation $H_2O$	0,13	0,57

Tabelle 3.3.: Vergleich der Kennwerte der Auslegung mit Simulation und Messung

### 3.2. Messtechnik zur Kennlinienerfassung

Die Messdatenerfassung erfolgt über eine zentrale Datenerfassungseinheit der Firma NATIONAL INSTRUMENTS. Mithilfe der für den Versuchsstand erstellten Auswertungsroutinen kann der Betriebspunkt zu jeder Zeit überwacht und protokolliert werden. Die Überwachung des Betriebspunkts erfolgt mit einer Abtastrate von  $f = 100\text{Hz}$  und einem Mittelungsintervall von 0,5 Sekunden. Für die Aufnahme der integralen Kennlinienwerte wird über 5 Sekunden gemittelt.

Durch die Temperaturabhängigkeit der Dichte und insbesondere der Viskosität des verwendeten Mineralöls ist die simultane Messung und Regelung der Temperatur eine Grundvoraussetzung zur genauen Kennlinienmessung. Wie bereits erwähnt, ist zur Regelung der Temperatur ein Wärmetauscher in den Versuchskreislauf integriert (vgl. Nr. 9 in Abb. 3.1, 3.2). Dieser stellt eine Kühlleistung von maximal 8 kW zur Verfügung und ist aufgrund der größeren Zeitskalen von Temperaturveränderungen im Versuchsstand manuell regelbar. Für die Temperaturmessung werden PT-1000 Sensoren der Firma TITEC TEMPERATURMESSTECHNIK verwendet und temperaturabhängige Änderungen der Viskosität und Dichte in die Messung einbezogen.

Zur Messung des Volumenstroms wurde eine Venturidüse nach ISO-1932 [47] ausgelegt und mittels PIV überprüft. Die Ergebnisse der Validierung können Kapitel 3.4 und dem Anhang A.8 entnommen werden.

Alle in den Kapiteln 3.1.3 und 3.1.4 beschriebenen und an der Venturidüse ausgeführten Druckbohrungen sind mit einem 1 mm Bohrungsdurchmesser ausgeführt. Die Druckmessungen erfolgen über Differenzdruckaufnehmer (Typ PD1) mit zugehörigem Messverstärker (Typ TF KWS 3037) der Firma HOTTINGER BALDWIN. Das Druckaufnahmesystem ist soweit wie möglich thermisch isoliert und wird vor und nach jeder Messung mithilfe statischer Ölsäulen kalibriert beziehungsweise überprüft.

Drehmoment und Drehzahl werden mit einem Drehmomentsensor der Firma KISTLER (Typ 4502 ARAU) gemessen.

### 3.3. Optische Messtechnik

In den folgenden Abschnitten werden die Positionen der Messebenen, die verwendeten Komponenten der laseroptischen Messung und ihr anwendungsspezifischer Aufbau beschrieben.

#### 3.3.1. Messebenen

Es wurden sechs achsnormale (vgl. Abb. 3.10) und eine meridiane Messebene (vgl. Abb. 3.11) definiert.

- eine Ebene zur Erfassung der Pumpenanströmung  $E_0$  - achsnormal (Foto siehe Anhang Abb. A.7)
- eine Ebene im Saugmundbereich  $E_{RSR}$  - achsnormal (Foto siehe Anhang Abb. A.8)
- vier Ebenen im Laufrad  $E_{1-4}$  - achsnormal (Foto siehe Anhang Abb. A.9)
- $E_M$  - meridiane Ebene bei  $y = 0$  (Foto siehe Anhang Abb. A.10)

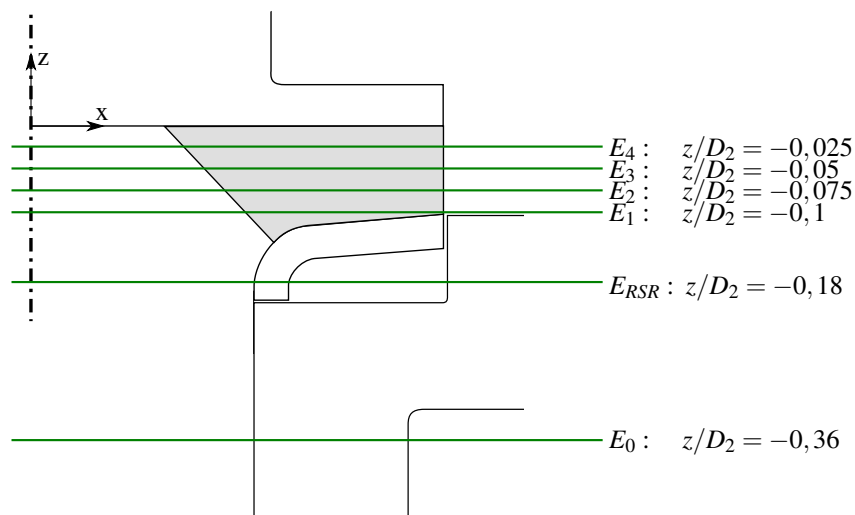


Abbildung 3.10.: Achsnormale Messebenen

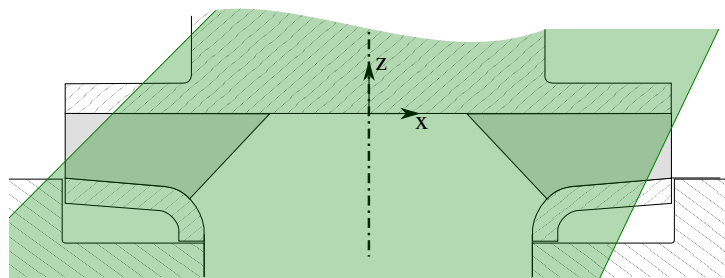


Abbildung 3.11.: Meridiane Messebenen  $E_M$  bei  $y = 0$  (beleuchtete Ebene grün hinterlegt)

Zur Kalibrierung dienen zusätzliche baugleiche Laufräder mit entsprechenden „target“-Ebenen beziehungsweise angepasste „target“-Einsätze für die Ebenen zur Messung der Zuströmung. Die Positionierung von Kalibrier-„target“ und Laufrad wird durch eine Traverse in z-Richtung bei fester x- und y-Koordinate und mit einer Genauigkeit  $\Delta z = 1,5e^{-2}mm$ , realisiert.

Die Messung der Zuströmung zum Krümmer (vgl. Abb. 3.2: Pos. 3) erfolgt mit einem separaten Aufbau. Da das Innere des Versuchsstands an dieser Position (vgl. Abb.3.3) zum Einsetzen eines „target“ nicht zugänglich ist, findet die Kalibrierung in einem parallel zum Zulaufrohr aufgebauten Kalibrierbecken (identischer Rohrabschnitt mit „target“-Ebenen) statt. Hier konnten Lichtschnitt und Kameras auf die „target“-Ebenen eingerichtet und anschließend der gesamte optische Aufbau über eine Traverse zur tatsächlichen Messebene verschoben werden.

### 3.3.2. Komponenten und Aufbau

Die wichtigsten Komponenten des optischen Aufbaus für die durchgeführten PIV-Messungen sind in Tabelle 3.4 aufgelistet.

Beleuchtungseinheit	QUANTRONIX DARWIN DUO 527-100-M ILA Parallele Lichtschnittoptik	2x1000 Hz, 527nm
Aufnahmeeinheiten	2x PHOTRON FASTCAM SA4 Kamera  2x CANON EF 85mm f/1.8 USM Objektive 2x ILA EOS Ring Linsen Steuerung 2x ILA SCHEIMPFLUG Tilt Adapter	1024x1008 pixel bei 4 kHz max. 5457 Bilderzahl
Synchronisation	ILA Synchronizer	
Tracer Partikel	„Silver Coated Hollow Glass Spheres“	$D_P = 15e^{-6}$ [m] $\rho_P = 1,6$ [g/ccm <sup>3</sup> ]

Tabelle 3.4.: SPIV Komponenten

Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, betrachten die Kameras die Messebenen aus einem Winkel von annähernd 45° (vgl. Abb. 3.12). Für die horizontalen Messebenen  $E_{0-4}$  und  $E_{RSR}$  wird „side-wards scattered“ [38] mit Strahlenverlauf des Laserlichts in positive y-Richtung gearbeitet.

Zur Erfassung der meridianen Messebene  $E_M$  ist der Aufbau, wie in Abbildung 3.13 skizziert, installiert. Dabei wird mit einer Kamera „forward-sideways scattered“ und mit der anderen „backward-sideways scattered“ [38] gemessen. Zusätzlich werden PMMA-Prismen auf den Außendurchmesser des Gehäuses aufgesetzt, um eine senkrechte und glatte optische Phasengrenze zu erhalten.<sup>5</sup> Der Lichtschnitt musste mit einem Spiegel umgelenkt werden.

<sup>5</sup>Die Kontaktfläche zwischen Gehäuseaußenwand und aufgesetzten Prismen ist mit dem brechungsindexangepassten Öl benetzt, um lokale optische Verzerrungen zu vermeiden.

### 3. Experiment

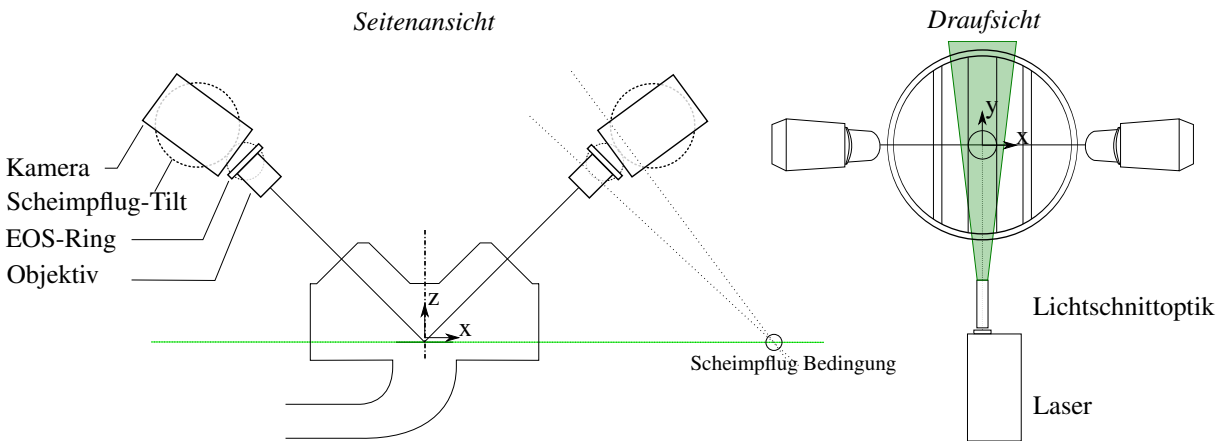


Abbildung 3.12.: Aufbau der optischen Messtechnik für die horizontalen Messebenen  $E_{0-4}$  und  $E_{RSR}$

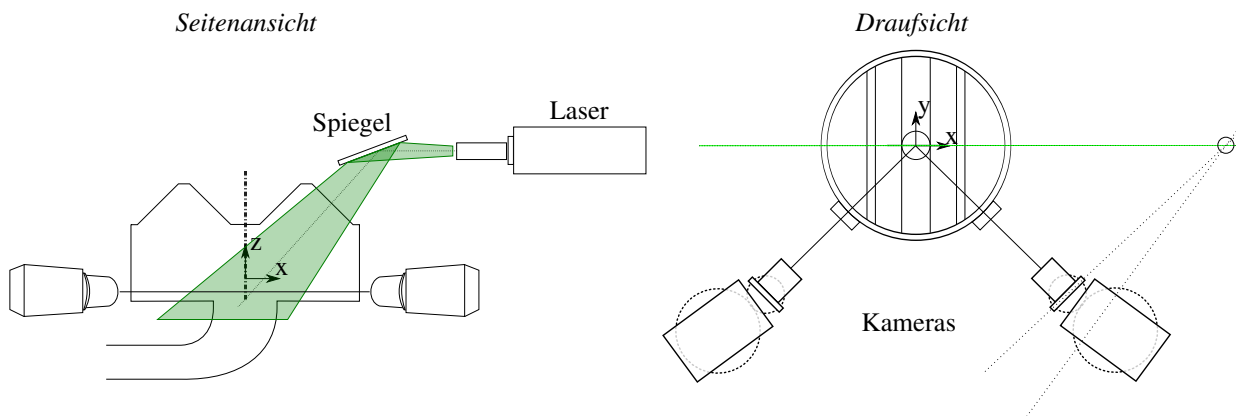


Abbildung 3.13.: Aufbau der optischen Messtechnik für die meridiane Messebene  $E_M$

Abbildung 3.14 skizziert den Aufbau der Messebene der Krümmierzströmung  $E_{-1}$ . Über eine Traverse können die Laserlichtschnittoptik und die Kameras in  $y$ -Richtung zwischen Messebene und Kalibrierungsebene („target“) bewegt werden (vgl. Kap. 3.3.1).

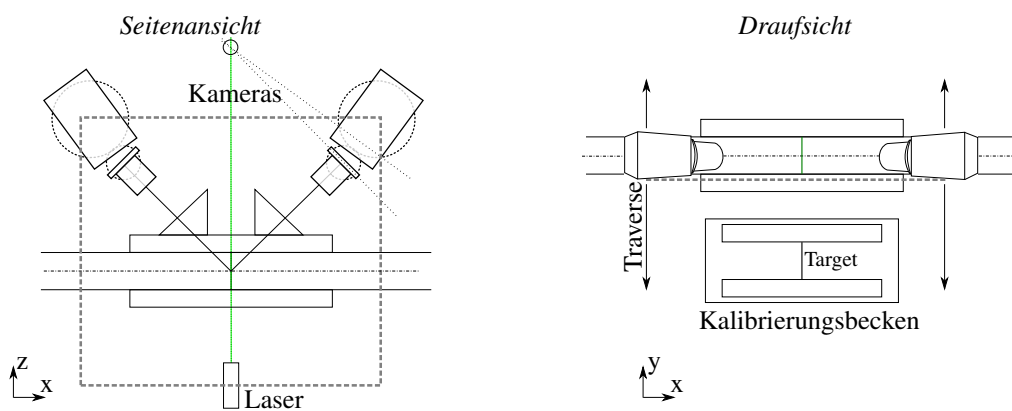


Abbildung 3.14.: Aufbau der optischen Messtechnik für die Messebene der Krümmierzströmung  $E_{(-1)}$

### 3.3.3. Synchronisation und Triggerung

Für die zeitliche Synchronisation kommen ein kontinuierliches und ein phasengemittelttes Verfahren zum Einsatz. In beiden Fällen wird einer zentralen Synchronisationseinheit (Synchronizer vgl. Tabelle 3.4) die Aufnahme­frequenz von 1000 Hz und die Zeit zwischen den Laserpulsen („time between pulses“ = „TBP“ [38]) vorgegeben. Mittels einer, auf Hochgeschwindigkeits-PIV abgestimmten, internen Steuerung werden von dort alle Signale an Laser und Kameras mit dem entsprechenden zeitlichen Versatz weitergegeben. Weitere Details zur Synchronisation und Triggerung sind im Anhang A.7 zu finden.

## 3.4. Messabweichungen und Validierung

Ein angezeigter Messwert wird in der Regel durch die Unvollkommenheit der Messtechnik und/oder des Messverfahrens verfälscht. Des Weiteren kann eine Abweichung durch Umwelteinflüsse und deren zeitliche Veränderungen hinzukommen.

Instabilitäten der aufgenommenen Messgrößen bei der Kennlinienerfassung werden durch relativ lange Mittelungsintervalle (0,5 s vgl. Kap. 3.2) ausgeglichen.

Die folgenden Abschnitte gehen kurz auf die Messabweichungen für Temperatur, Druck und Volumenstrom sowie die Validierung der optischen Messtechnik ein.

### 3.4.1. Messabweichungen bei der Kennlinienmessung

Die Temperaturlaufnehmer des Typs PT-1000 KLASSE B Sensoren wurden auf 0,1 K genau kalibriert. Die Kalibrierung erfolgte mit einem PT-25, welcher wiederum vom Deutschen Kalibrierdienst (DKD) für eine Genauigkeit von 0,001 K zertifiziert wurde.

Mit der Genauigkeit der PT-1000 und den vergleichsweise geringen Änderungen der Fluideigenschaften über den Messabweichungsbereich (vgl. Kap. 2.2.4), werden die Messabweichungen der Temperaturlaufnehmer vernachlässigt.

Die Differenzdruckaufnehmer für die Druck- und Volumenstrommessung werden vor jeder Messung mittels statischen Ölsäulen auf die Messbereiche kalibriert, um zeitlich konstante Fehler zu eliminieren. Für die Kalibrierung wird ein Ablesefehler von 0,5 mm Ölsäule angenommen. Um während der Messungen mögliche Beeinflussungen durch Schwankungen der Umgebungstemperatur zu minimieren, wurden alle Druckaufnehmer mit Styropor weitestgehend thermisch isoliert. Nach Abschluss einer Messreihe folgt eine weitere Kontrollkalibrierung, um mögliche Fehler durch Drift oder Umwelteinflüsse zu bestimmen. Abweichungen werden mit der halben Differenz zwischen Start- und Kontrollkalibrierung als systematischer Fehler für den jeweiligen Sensor korrigiert und in die Messungengenauigkeiten aufgenommen. Der anzugebende Messfehler für die



Druckmessungen setzt sich schließlich aus den maximalen Abweichungen plus dem Ablesefehler während der Kalibrierung zusammen:

$$\begin{aligned}\psi_{Fehler} < 0,0024 &\rightarrow \psi_{\phi_{opt}} < 0,5\% \\ \zeta_{Fehler} < 0,0072 &\rightarrow \zeta_{StdKru} < 2,4\%\end{aligned}$$

Die Auslegung der Venturidüse nach ISO-1932 [47] wurde vorab, durch die Validierung des Durchflussbeiwerts  $\alpha_{Venturi}$  überprüft.<sup>6</sup> Allerdings liegen die verhältnismäßig kleinen REYNOLDS-zahlen des Experiments in Öl außerhalb des ISO-Gültigkeitsbereichs für  $\alpha_{Venturi}$ . Entsprechend wurde die Volumenstrommessung mittels der Venturidüse, für den zu untersuchenden Volumenstrombereich, durch PIV überprüft. Dadurch konnte der angenommene Durchflussbeiwert  $\alpha_{Venturi} = 0,96$  bestätigt werden. Die Validität der PIV Ergebnisse wurde mit einer Studie durch Variation der Auswertung und wiederholte Messungen des gleichen Betriebspunkts, auch bei Wechsel der Krümmergeometrie, gewährleistet.<sup>7</sup> Die Details zur Validierung der Volumenstrommessung sind dem Anhang A.8 zu entnehmen.

Der sich ergebende Messfehler für den Volumenstrom kann schließlich aus dem Ablesefehler plus Standardabweichung der Volumenstrommessungen in einem Betriebspunkt mittels PIV wie folgt angegeben werden:

$$\phi_{Fehler} < 2,8\%$$

Für das Drehmoment  $M$  wird eine Messabweichung von  $M_{Fehler} = 0,2\%$  [48] angegeben. Der Fehler durch Drehzahlschwankungen beträgt  $n_{Fehler} = 1,5\%$ . Nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz errechnet sich die Genauigkeit für die Leistungsaufnahme und den Wirkungsgrad zu:

$$\begin{aligned}\lambda_{Fehler} &< 1,51\% \\ \eta_{Fehler} &< 2,9\%\end{aligned}$$

#### 3.4.2. PIV-Validierung

Zunächst wurde eine Frequenzanalyse über die instationären Geschwindigkeitsfelder durchgeführt, um sicherzustellen, dass die Strömung nicht von Störungsfrequenzen, beispielsweise der Schaufelgeffrequenz der Hilfspumpe, überlagert ist. Diese Ergebnisse zeigen, dass lediglich die Schaufelfrequenz der Versuchspumpe und ihre Oberschwingungen detektierbar sind. Ein Auszug aus den Ergebnissen der Frequenzanalyse ist im Anhang A.12 zu finden.

Mithilfe statistischer Analysen kann überprüft werden, ob die Qualität und nötige Anzahl  $X$  der

---

<sup>6</sup>Die Validierung des nach ISO berechneten Durchflussbeiwerts  $\alpha_{Venturi}$  erfolgte mittels magnetisch induktiver Volumenstrommessung in einem Wasserversuchsstand.

<sup>7</sup>Die PIV-Validierung erfolgte durch Netzstudien mit schrittweiser Verfeinerung der Auflösung (IA), kombiniert mit verschiedenen Auswerteverfahren. Bis zu einem definierten Abbruchkriterium bei zu feiner Auflösung, konnten, unabhängig von der Auswertung, immer gleiche Ergebnisse und folglich konstante Volumenströme gemessen werden.

aufgenommenen Doppelbilder („vectormaps“) für eine Betrachtung der turbulenten Größen ausreichen. Dazu zeigt Abbildung 3.15 die Standardabweichung  $\sigma_{Flukt}$  der Absolutgeschwindigkeiten  $c_i$  vom Erwartungswert  $E(X)$  exemplarisch in einem charakteristischen Punkt im Schaufelkanal.  $\sigma_{Flukt}$  entspricht, strömungsmechanisch betrachtet, dem quadratischen Mittel („RMS“) der Geschwindigkeitsfluktuation nach  $X$  „vectormaps“, normiert mit der zeitlich gemittelten Geschwindigkeit  $\tilde{c}_i$ .

$$\sigma_{Flukt} = \frac{\sqrt{E((E(X) - X)^2)}}{E(X)} \approx \frac{RMS(c'_i(X))}{\tilde{c}_i} \quad \text{mit} \quad E(X) = \frac{1}{n} \sum_{X=1}^{n=2728} c_{i,X} \quad (3.6)$$

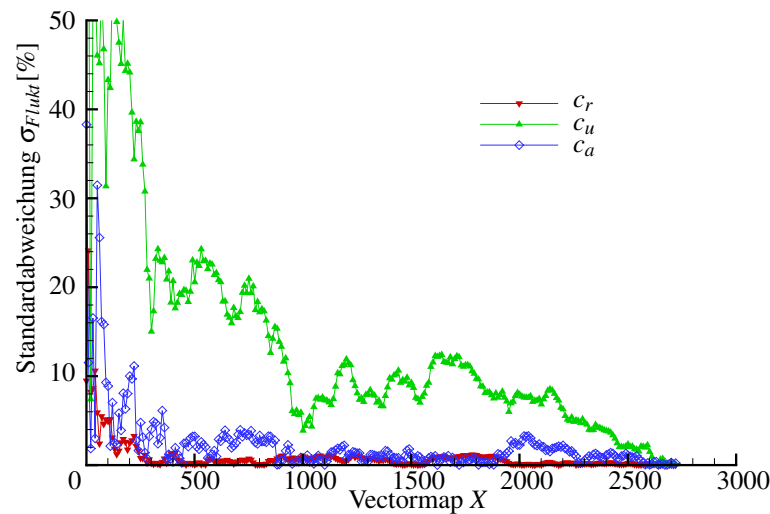


Abbildung 3.15.: Konvergenzverlauf der Geschwindigkeitsschwankungen im Schaufelkanal exemplarisch bei  $(x/D_2 = -0,3; y/D_2 = 0,2)$  für  $\phi_{Opt} = 0,11$  in der Messebene  $E_3$  (vgl. Abb. 3.10).<sup>8</sup>

Statistisch sollte  $\sigma_{Flukt}$  mit steigender Anzahl an aufgenommenen Doppelbildern gegen Null gehen. Dies ist für den Anwendungsfall dieser Arbeit, auch für stark schwankende Größen (vgl. Abb. 3.15 der tangential Komponente<sup>9</sup>) ab Anzahl von 2500-2700 „vectormaps“, der Fall.

Die Verteilung der Schwankungswerte nach der maximalen Anzahl der aufgenommenen Bilder ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Nach ROTTA [49] sollte diese Verteilung für eine voll ausgebildete turbulente Strömung einer Gaußverteilung entsprechen. Somit ist davon auszugehen, dass die turbulenten Größen mit einer ausreichenden Quantität und Qualität an Doppelbildern aufgelöst werden.

<sup>8</sup>  $\phi_{Opt} = 0,11$  entspricht dem optimalen Betriebspunkt der Pumpe mit Standardkrümmierzuströmung, vorgestellt im Ergebniskapitel (Kap. 6.2.).

<sup>9</sup> Das Auftreten der größten Schwankungen in der tangentialen Komponente  $c_u$  ist der Laufradrotation und den damit verbundenen Schaufelpassagen zuzuschreiben.

### 3. Experiment

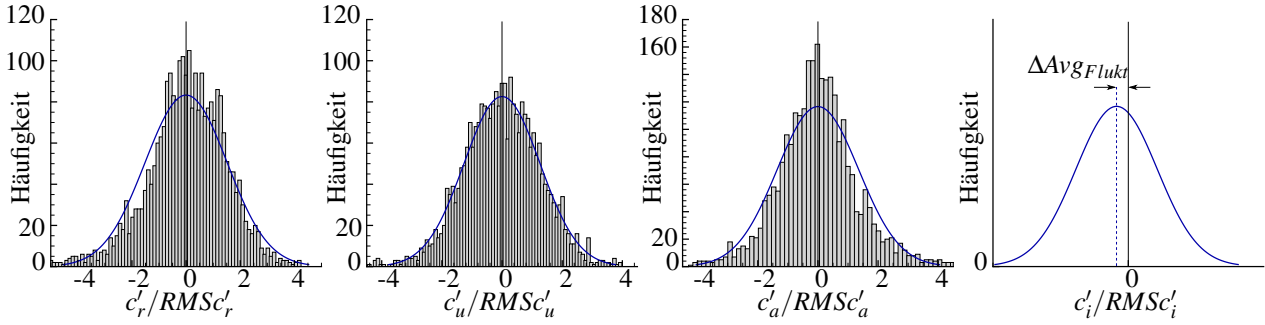


Abbildung 3.16.: Histogramme zur Validierung der turbulenten Geschwindigkeitsfluktuationen im Schau-  
felkanal ( $x/D_2 = -0,3; y/D_2 = 0,2$ ) für  $\phi_{Opt} = 0,11$  in der Messebene  $E_3$  (vgl. Abb.  
3.10)

Um die Bewertung vom einzelnen Punkt auf eine gesamte Messebene zu erweitern, wird die Ab-  
weichung,  $\Delta Avg_{Flukt}$ , des Maximums der angepassten Gaußkurve vom theoretischen Mittelwert  
der Schwankung ( $\tilde{c}'_i = 0$ ) eingeführt (vgl. Abb. 3.16 rechts und Gl. 3.7).

$$\Delta Avg_{Flukt} = x \leftarrow f_{Gauss}^{-1}(y_{max}) \quad (3.7)$$

Es ist als Maß für die Ungleichverteilung der Schwankungen zu interpretieren, welches durch den  
Konvergenzverlauf der Fluktuationen  $\sigma_{Flukt}$  nicht erfasst wird. Die Ergebnisse sind exemplarisch  
für die Messebene  $E_3$  bei  $\phi_{Opt} = 0,11$  in Abbildung 3.17 dargestellt und zeigen eine ausreichende  
Genauigkeit durch die Abweichung der Schwankungen vom statisches Mittel von  $\Delta Avg_{Flukt} < 5\%$ .

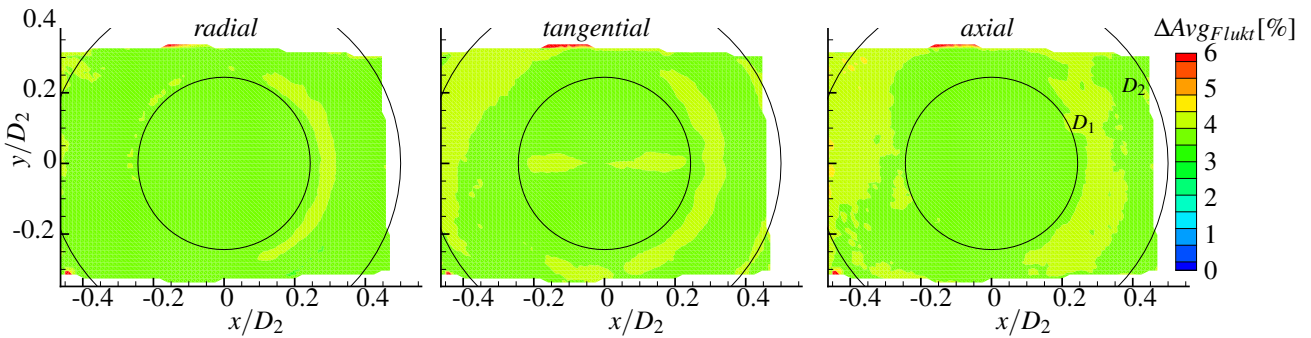


Abbildung 3.17.: Exemplarische Darstellung des statistischen Fehlers der Geschwindigkeitsfluktuationen  
 $\Delta Avg_{Flukt}$  (vgl. Abb. 3.16) für  $\phi_{Opt} = 0,11$  in der Messebene  $E_3$  (vgl. Abb. 3.10)

## 4 Numerische Strömungssimulation

Begleitend zu den experimentellen Untersuchungen wurden numerische Simulationen des Pumpe-Krümmers-System durchgeführt. Diese Simulation dienen zum einen der Auswertung der nicht durch das Experiment erfassten Größen (z. B. Druckaufbau über die Schaufelkanäle vgl. Kapitel 6), zum anderen zur der Erstellung der Transferfunktionen für die Optimierung (vgl. Kapitel 5). Des Weiteren können die numerischen Modelle der Systeme mit Standard- und verbessertem Krümmer, im Vergleich zum Experiment mit verhältnismäßig geringem Aufwand, um ein Referenzmodell mit geradem Zulaufrohr erweitert werden. Das vorliegende Kapitel beschreibt zunächst den geometrischen Aufbau des numerischen Modells, insbesondere die Unterschiede zum experimentellen Versuchsaufbau. Anschließend wird auf die Ausführung der räumlichen Diskretisierung eingegangen und das Lösungsverfahren beschrieben.

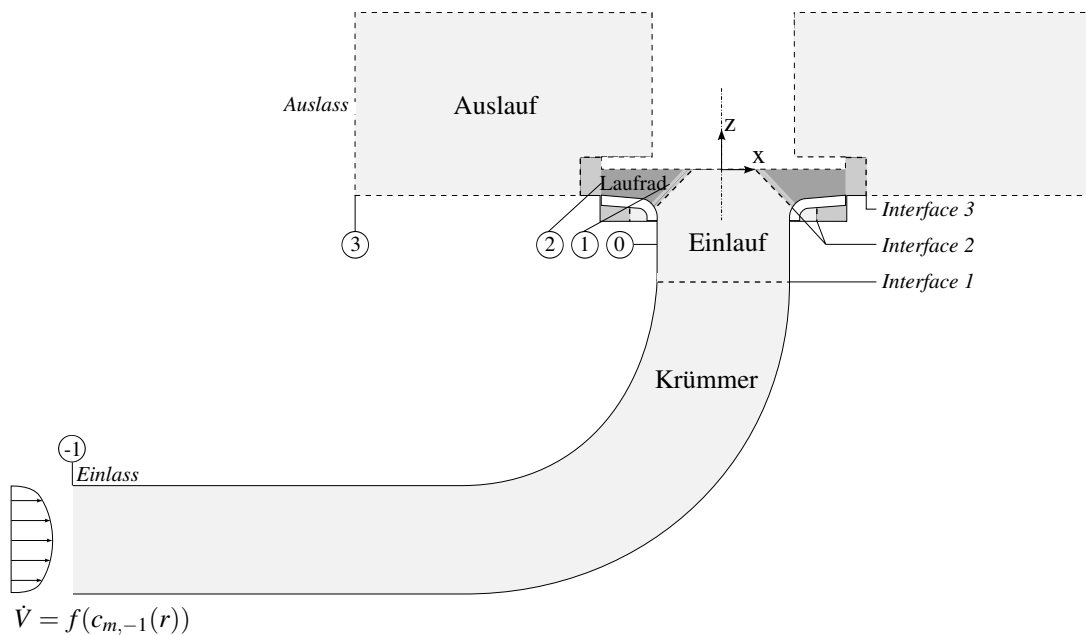


Abbildung 4.1.: CFD-Modell des gesamten Pumpe-Krümmers-Systems

### 4.1. Geometrie

Das Simulationsmodell ist aus vier Regionen, sogenannten „Domains“ aufgebaut: Krümmer, Einlauf, Laufrad und Auslauf (vgl. Abb. 4.1). Diese Trennung ist durch einen klassischen Simulationsaufbau mit einer rotierenden Laufrad-Domain („rigid body rotation“ [50]) begründet. Zudem wird der Krümmer als zusätzliche Domain behandelt, was einen modularen Wechsel zwischen Standardkrümmer, geradem Zulaufrohr und verbessertem Krümmer vereinfacht.

Zusammengefasst ergibt sich folgender geometrischer Modellaufbau:

Einlassrandbedingung	Geschwindigkeitsprofil (vgl. Kap. 4.3)
Krümmer-Domain	statisch
----- <i>Interface 1</i> -----	<i>statisch↔statisch</i>
Einlass-Domain	statisch, teilweise „rotating walls“ [50]
----- <i>Interface 2</i> -----	<i>statisch↔rotierend</i>
Laufrad-Domain	rotierende, teilweise „counter rotating walls“ [50]
----- <i>Interface 3</i> -----	<i>rotierend↔statisch</i>
Auslass-Domain	statisch
Auslassrandbedingung	statischer Druck (vgl. Kap. 4.3)

Tabelle 4.1.: Geometrischer Aufbau des CFD-Modells des gesamten Pumpe-Krümmer-Systems (vgl. Abb. 4.3)

Das gesamte Simulationsmodell basiert auf den CAD-Daten des Versuchsstands. Einzig die Innenradien im Radseitenraum und in der Auslauf-Domain wurden zu 90° Winkeln und die sechs Auslassöffnungen (vgl. Kap. 3.1.4) zu einem flächenäquivalenten Auslassring vereinfacht. Aufgrund der unsymmetrischen Anströmung der Pumpe muss das komplette Laufrad gerechnet werden.<sup>1</sup>

### 4.2. Räumliche Diskretisierung

Die räumliche Diskretisierung erfolgt durch ein randangepasstes blockstrukturiertes Rechennetz. Trotz der Berechnung mit einem unstrukturiert arbeitenden Strömungslöser (vgl. Kap. 4.4) ist ein blockstrukturiertes Rechennetz durch seine zumeist höhere Netzqualität von Vorteil [51]. Die Netzerstellung erfolgte durch die Software ICFM CFD der Firma ANSYS. Wie Abbildung 4.1 zeigt, wurde versucht, die räumliche Ausdehnung der rotierenden Domain möglichst klein zu halten.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Eine Vereinfachung der Laufrad-Domain zu nur einem Schaufelkanal (sog. „Kuchenstück“) ist nicht zulässig.

<sup>2</sup>Durch geringere Anzahl an Zellen in der rotierenden Domain, wird versucht die Rechenzeit zu verringern.

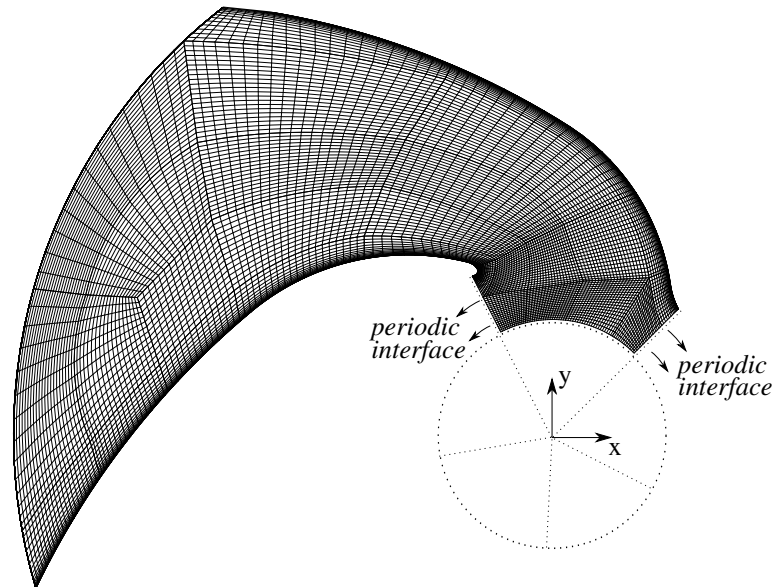


Abbildung 4.2.: Vernetzung eines Schaufelkanals (Netzprojektion auf der Tragscheibe)

Durch den Anspruch an eine genaue Auflösung, auch möglicher instationärer Phänomene, insbesondere infolge der unsymmetrischen Zuströmung, ergeben sich folgende Randbedingungen für die Netzerstellung:

- Grenzschichtauflösung mit mindestens 25 Zellen
- Dimensionsloser Wandabstand der wandnahen Zellen  $y^+ \approx 1$
- Zellgrößenverhältnis  $\leq 1,25$

⇒ insgesamt ca.  $15 \cdot 10^6$  Zellen

⇒ davon  $2,5 \cdot 10^6$  Zellen pro Schaufelkanal

Die Vernetzung eines Schaufelkanals ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Mithilfe eines periodischen 1:1 „Interface“ wird das Rechenetz für das 360° Modell des Laufrads erweitert.

Der Netzaufbau basiert auf langjähriger Erfahrung der Vernetzung von Strömungsmaschinen am FSM (z.B. [44, 52]). Aufgrund der bereits relativ hoch gewählten räumlichen Auflösung wurde zum Zeitpunkt der Netzerstellung auf weitere Netzstudien verzichtet und die Simulationsergebnisse direkt mit PIV-Ergebnissen und der Kennlinienmessung validiert (vgl. Kap. 6).

### 4.3. Randbedingungen

Für den vorliegenden Anwendungsfall ist von einer subsonischen, inkompressiblen, turbulenten Strömung auszugehen. Entsprechend werden der Volumenstrom in Form des Geschwindigkeitsprofils am Einlass und der statische Druck am Auslass vorgegeben. Ebenfalls definiert ist die

Rotationsgeschwindigkeit  $\omega$  in der rotierenden Laufrad-Domain und an den rotierenden Wänden der statischen Domains: Saugmund- und Radseitenraumbereich der Einlauf-Domain sowie Tragscheibenwand in der Auslauf-Domain. Weiterhin wird die Rotationsgeschwindigkeit genutzt, um einzelne stehende Gehäusewände in der rotierenden Domain als „counter-rotating Walls“ [50] zu definieren. Die Definition des Öls folgte aus den eigenen Fluiddaten der Vorarbeiten, beschrieben in Kapitel 2.2.4.

### 4.4. Lösungsverfahren

Die numerische Berechnung der Strömung erfolgt mittels der Software ANSYS CFX V.14.5. Für eine ausreichend stabile Lösung ist die Berechnung in drei Teilschritte unterteilt. Zunächst wird eine stationäre Lösung erzeugt („moving frame of reference“-Methode [50]). Sie wird im Anschluss als Initialisierung für die erste instationäre Berechnung benutzt. Diese erste instationäre Rechnung hat zum Ziel die Strömungsvorgänge in zwei Laufradrotationen weiter zu stabilisieren. In der finalen instationären Simulation werden die instationären und zeitlich gemittelten Ergebnissdaten in zwei weiteren Laufradrotationen erzeugt. Alle drei Schritte basieren auf den REYNOLDS-gemittelten NAVIER-STOKES-Gleichungen (sog. RANS-Gleichungen) mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen zur Lösung des Schließungsproblems. Die wichtigsten Details der Strömungsberechnung werden in den folgenden Abschnitten zusammengefasst.<sup>3</sup>

#### 4.4.1. Stationäre Strömungsberechnung

Die stationären Berechnungen arbeiten mit dem  $k$ - $\omega$ - $SST$  Turbulenzmodell [53]. Für den Anwendungsbereich der Strömungsmaschine zeigt es bessere Ergebnisse als das  $k$ - $\varepsilon$  Modell oder das Standard  $k$ - $\omega$  Modell. Bei der vorliegenden Arbeit konnte in der Regel nach 100 Iterationen eine stabile Lösung für die Initialisierung der transienten Berechnung erzeugt werden.

#### 4.4.2. Instationäre Strömungsberechnung

Die instationären Simulationen wurde mit dem  $SAS$ - $SST$  Turbulenzmodell durchgeführt [54, 55]. Das Modell arbeitet wie das  $k$ - $\omega$ - $SST$  Turbulenzmodell als Zweigleichungsmodell mit  $k$  und  $\omega$  zur Bestimmung der turbulenten Viskosität  $\nu_t$ . Es wurde gewählt, da es als angepasstes RANS-Modell lokale Instationaritäten in der Strömung eher zulässt und auch in vorherigen Pumpenanwendungen gute und validierte Ergebnisse lieferte [44, 52].

---

<sup>3</sup>Die in den folgenden beiden Abschnitten 4.4.1 und 4.4.2 aufgeführten Variable  $\omega$  und  $\varepsilon$  beziehen sich auf gängige Definitionen in der Turbulenzmodellierung und sind so nur innerhalb dieser Abschnitte gültig. Außerhalb dieser Abschnitte beziehen sie sich auf die Definitionen für den Strömungsmaschinenbereich.

Das SAS-SST Turbulenzmodell versucht Instationaritäten der Strömung durch Betrachtung des VON KARMANSchen Längenmaßes  $L_{vK}$  zu detektieren.

$$L_{vK} \sim \frac{\partial c_x / \partial y}{\partial^2 c_x / \partial y^2} \quad (4.1)$$

Durch die Proportionalität zum Quotienten aus erstem und zweitem Geschwindigkeitsgradienten folgt:

$$L_{vK}(\text{stationäre Strömung}) > L_{vK}(\text{instationäre Strömung}) \quad (4.2)$$

Aus einer erhöhten lokalen Instationarität in der Strömung folgt dementsprechend ein kleines Längenmaß  $L_{vK}$ . Dies zieht einen großen SAS-Term  $P_{SAS}$  nach sich:

$$P_{SAS} \sim L_{vK}^{-1} \quad (4.3)$$

$P_{SAS}$  als Summand in der  $\omega$ -Gleichung erhöht die Instationarität  $\omega$ . Gleichzeitig wird  $k$  reduziert, da  $\omega$  als Reduktionsterm in die  $k$ -Gleichung eingeht. Vereinfacht stellt sich dieser Vorgang wie folgt dar:

$$\text{Instationarität} \uparrow \Rightarrow L_{vK} \downarrow \Rightarrow P_{SAS} \uparrow \Rightarrow \omega \uparrow \Rightarrow k \downarrow$$

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (4.4)$$

Dadurch wird, bei entsprechend genauer Auflösung der Gradienten<sup>4</sup>, die turbulente kinematische Viskosität  $v_t$  lokal kleiner, die dämpfende Wirkung auf die Strömung nimmt ab und mögliche physikalisch korrekte Instationaritäten werden zugelassen.

Um ein mögliches instationäres Strömungsverhalten zeitlich aufgelöst vorhersagen zu können, wurden die Zeitschritte  $dt$  auf  $0,5^\circ$  Schaufelrotation pro Zeitschritt  $dt$  reduziert.<sup>5</sup>

<sup>4</sup>Um eine ausreichend genaue Auflösung der Gradienten zu erreichen, ist ein lokal entsprechend gut aufgelöstes Rechnernetz nötig.

<sup>5</sup>Residuen von  $5 \cdot 10^{-5}$  waren so schon mit 2-3 inneren Iterationen pro Zeitschritt erreichbar.





## 5 Krümmeroptimierung

Wie beschrieben, wird der Standardkrümmer als herkömmlicher  $90^\circ$  Krümmer erstellt. Für das optimierte System soll der Zulaufkrümmer verbessert werden.

Hier und im Folgenden wird der verbesserte Krümmer, beziehungsweise das verbesserte Pumpe-Krümmer-System, als „optimierte“ bezeichnet. „Optimiert“ definiert in diesem Zusammenhang das am besten bewertete Individuum der durchgeführten Optimierung und unterliegt deren Randbedingungen und Vereinfachungen. Das gewählte Krümmerindividuum kann somit nicht das real absolute Optimum abbilden.

Um Ergebnisse im zeitlich sinnvollen Rahmen zu erhalten, betrachtet die numerische Optimierung nur die Krümmergeometrie ohne Pumpe. Aus den resultierenden Zielfunktionswerten eines jeden Krümmerindividuum (für Rotationssymmetrie der Krümmerabströmung und minimalen Verlustbeiwerte) wird anschließend der erwartete Systemwirkungsgrad abgeleitet. Dafür kommen an das System und den Betriebspunkt angepasste Transferfunktionen zum Einsatz.

In diesem Kapitel wird auf den verwendeten Optimierungsalgorithmus, die erstellte Struktur des gesamten Optimierungsablaufs und die einzelnen Teilprozesse eingegangen. Darüber hinaus sind weitere Details in der im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Masterarbeit von ÇOKŞEN [56] zu entnehmen. Die ausgewählte, verbesserte Krümmergeometrie, als finales Ergebnis der Optimierung, wird in Ergebniskapitel 6.1 vorgestellt.

Die automatisierte Optimierung ist in folgende Bausteine gegliedert, die nacheinander erläutert werden:

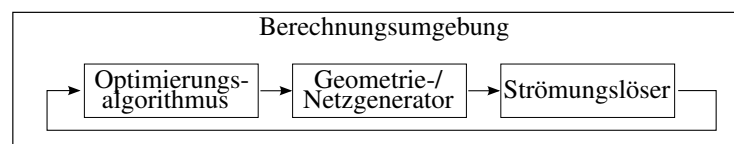


Abbildung 5.1.: Genereller Optimierungsablauf

Optimierungsalgorithmus	bewertet die Individuen auf Basis ihres Zielfunktionswerts und erstellt damit neue Parametervorgaben für die Individuen der nachfolgenden Generation
Geometrie/Netzgenerator	erstellt die Krümmergeometrie mit dazugehörigem Rechnetz aus den Parametervorgaben des Optimierers
Strömungslöser	berechnet die Strömung und Zielfunktionen für das vorgegebene Rechnetz
Berechnungsumgebung	stellt Übergabeskripte, Routinen zum Abfangen von korrupten oder fehlerhaft erzeugten Geometrie/Netzen und das erweiterte „post processing“ bereit; startet, stoppt und überwacht Teilprozesse sowie den Gesamtprozess

---

Tabelle 5.1.: Bausteine der Optimierung

Im letzten Abschnitt dieses Kapitels wird die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse betrachtet.

### 5.1. Optimierungsalgorithmus

Für die Optimierung wird ein klassischer genetischer Optimierungsalgorithmus (Standard-GA [57]) gewählt. Genetische Optimierungsalgorithmen (GA) besitzen eine hohe Anpassungsfähigkeit an die Optimierungsaufgabe und finden auch bei sehr komplexen Problemen Lösungen, an denen andere Suchverfahren scheitern [58].

Für den verwendeten Standard-GA beginnt der Prozess mit der zufälligen Erzeugung der Startpopulation innerhalb der vorgegebenen Parametergrenzen. Nach der Berechnung einer Generation  $G_i$  erfolgt die Bewertung der Individuen auf Basis des errechneten Zielfunktionswerts („fitness scaling“). Diese Skalierung und Einordnung der Individuen bildet die Grundlage zur Erstellung der nächsten Generation  $G_{i+1}$ . Jede neue Generation setzt sich aus drei Gruppen mit jeweils unterschiedlichen Erzeugungsmechanismen für neue Individuen zusammen. Den geringsten Teil bildet eine festgelegte Anzahl der besten Individuen, die direkt aus der vorherigen Generation übernommen werden („elite count“). Typisch für einen GA wird der größte Anteil der Nachkommen aus dem sogenannten Rekombinationsverfahren erzeugt („crossover fraction“). Hierbei werden jeweils zwei Individuen der Elterngeneration ausgewählt („selection“) und daraus nach einer festgelegten mathematischen Funktion der Parametervektor des neuen Individuums zusammengesetzt („recombination“). Alle übrigen Individuen der neuen Generation werden durch erneute Selektion und anschließende Mutation erzeugt.

Der für diese Arbeit verwendete GA (ga.m) basiert auf dem Softwarepaket MATLAB und wird mit den in Tabelle 5.2 angeführten Anpassungen auf das Optimierungsproblem angewandt.

„population size“	400	Definiert die Anzahl der Individuen pro Generation.
„fitness scaling“	proportional	Die Bewertung erfolgt proportional zu den erhaltenen Zielfunktionswerten.
„elite count“	12 (3%)	Definiert die Anzahl der besten Individuen einer Generation, die direkt in die nächste Generation übernommen werden („parent“= „child“).
„selection“	„tournament“12	Vorgang zur Auswahl eines Individuums durch Selektieren des Besten aus einer Gruppe von zwölf zufällig gewählten Individuen einer Generation.
„crossover fraction“	70%	Der Prozentsatz der Individuen, die aus der Rekombination zweier „parents“ entstehen. Die Auswahl der jeweiligen „parents“ erfolgt nach dem „tournament“ und die Rekombination nach dem „intermediate“ Schema.
„Recombination“	„Intermediate“ Ratio=1	Rekombination nach folgendem Prinzip: $child_1 = parent_1 + random \cdot (parent_2 - parent_1)$ $random = [0, 1]$
„Mutation“	„Adaptive Feasible“	Die Mutation erfolgt in zufälliger Richtung auf Basis der letzten erfolgreichen bzw. gescheiterten Mutation. Die Schrittweite in der jeweiligen Richtung ist an die Parametergrenzen angepasst.

Tabelle 5.2.: Optimierungseinstellungen

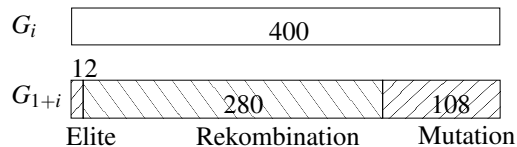


Abbildung 5.2.: Verteilung der Individuen pro Generation

Zusammenfassend werden konservative Einstellungen gewählt, um ein Konvergieren des Optimierers auf dem globalen Minimum des Parameterraums sicherzustellen. Dazu tragen vor allem der geringe Prozentsatz der direkt übernommenen Individuen („elite count“=  $3\% \cdot G_i$ ; Richtwert  $20\% \cdot G_i$  [59]) und die kleine Selektionsgruppengröße (=  $3\% \cdot G_i$ ; Richtwert =  $20\% \cdot G_i$  [59]) bei. Der „crossover“-Anteil orientiert sich mit 70% am Richtwert der Literatur [59]. Somit ist die Rekombination, typisch für einen GA, maßgeblich für die Variation der Individuen verantwortlich. Der Mutationsanteil beträgt entsprechend 27%. Durch die hohe Anzahl an Individuen pro Generation wird der Parameterraum engmaschig und schnell abgedeckt, was das zügige Voranschreiten auf das globale Minimum unterstützt. Alle Details zu den gewählten Einstellungen und deren Arbeitsweise können [59] entnommen werden.

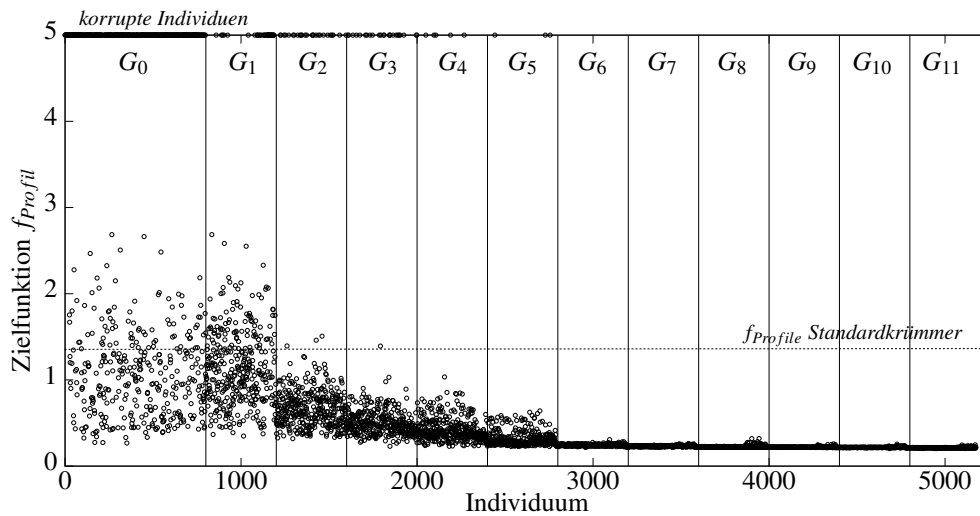


Abbildung 5.3.: Konvergenzverlauf für  $f_{Profile}$  (vgl. Abschnitt 5.1.2)

Ein typischer Optimierungsverlauf ist in Abbildung 5.3 dargestellt. In diesem Beispiel aus den Vorbereitungsläufen des Optimierers findet man in der Initialgeneration  $G_0$  noch bis 50% korrupte Individuen. Durch die zufallsverteilten Parameter entstehen stark verzerrte Krümmergeometrien, für die keine fehlerfreien Rechnetze generiert werden können. Diese fehlerhaften und entsprechend abgebrochenen Individuen werden mit dem sehr schlechten Zielfunktionswert (sog. Straffunktion) von  $f = 5$  (hier  $f = f_{Profile}$ ) bewertet. Durch die Selektion sinkt die Fehlerquote in der ersten Generation  $G_1$  bereits unter 5%. Um allerdings eine starke Reduktion des Lösungsraums im ersten Optimierungsschritt zu vermeiden, wird die Initialgeneration  $G_0$  mit der doppelten Populationsgröße (800) angesetzt und in der ersten Generation auf die angestrebte Größe (400, vgl. Tab. 5.2) reduziert.

### 5.1.1. Optimierungsparameter

Zur geometrischen Definition der Krümmer wird ein fester Ein- und Auslassquerschnitt mit  $D_{-1}$  und  $D_0$  vorgegeben (vgl. Abb. 5.4). Die in Kap. 1.2 beschriebene Diffusorvorgabe, zur Verstärkung der Geschwindigkeitsprofilverzerrung, ist durch das Verhältnis

$$\frac{D_0}{D_{-1}} = 1,155 \quad \text{bzw.} \quad \frac{A_0}{A_{-1}} = 1,471 \quad (5.1)$$

bestimmt.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Der Aufweitungswinkel über die Krümmerlänge beträgt  $2,13^\circ$ , was zu keiner Ablösung aufgrund der Diffusorwirkung führen sollte.

Der Abstand und die Position von Ein- und Auslassquerschnitt orientieren sich am Standardkrümmer, einem herkömmlichen einfach gebogenen  $90^\circ$  Krümmer mit einem Radienverhältnis  $\delta_r$ .

$$\delta_r = \frac{r_{Kru}}{D_0} = 2 \quad (5.2)$$

und der zusätzlichen Krümmerzulaufstrecke von  $3D_0$ , die mit in den Optimierungsraum integriert ist. Die Randbedingung  $\delta_r = 2$  ergibt sich aus der Literaturrecherche (vgl. Kap. 1.1) mit dem Anspruch an einen möglichst niedrigen Widerstandsbeiwert des Krümmers  $\zeta_{Kru}$  [2]<sup>2</sup> und der Vermeidung einer stark instationären Krümmerströmung durch zu große Ablösegebiete [4].

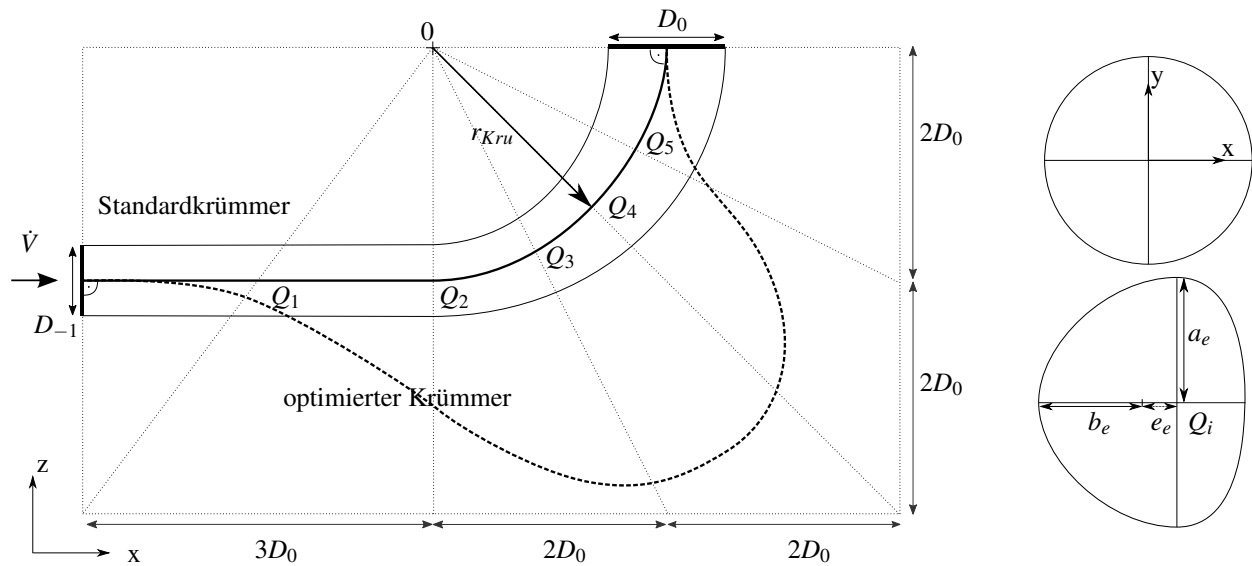


Abbildung 5.4.: Optimierungsraum

Die Krümmermittellinie ist durch fünf ( $i = 1 \dots 5$ ), radial zum Krümmungsursprung verschiebbare, Querschnittsmittelpunkte  $Q_i$  variabel. Als erste Optimierungsparameter sind die radialen Abstände  $r_{Kru,i}$  vom Krümmungsmittelpunkt zum Mittelpunkt der Querschnitte  $Q_i$  festzulegen. Zusammen mit den unveränderlichen Ein- und Auslassquerschnitten ergibt sich die Mittellinie der jeweiligen Krümmergeometrie. Der Optimierungsraum für die Parameter  $r_{Kru,i}$  ist durch den Anspruch nach einem ähnlichen Bauraumbedarfs (vgl. Kap. 1.2) auf  $4D_0 \times 7D_0$  begrenzt. Jeder der fünf Querschnitte  $Q_i$  ist senkrecht zur Krümmermittellinie orientiert und variabel bezüglich der Ellipsenachsenabschnitte  $a_{e,i}$ ,  $b_{e,i}$  sowie der Exzentrizität  $e_{e,i}$  des Halbachsenschnittpunkts. Die Querschnittsfläche darf von einem zum nächsten Querschnitt um bis zu 15% variieren ( $A_{Q_{i\pm 1}} = A_{Q_i} \pm 0,15 \cdot A_{Q_i}$ ). Das Verhältnis der Ellipsenachsenabschnitte  $e_v$  und die Exzentrizität

<sup>2</sup>Die Untersuchungen von CRAWFORD et. al. beziehen sich auf eine REYNOLDSZahl von  $Re = 10^5$ . Eine genauere Annäherung an den REYNOLDSZahlenbereich dieser Arbeit von  $Re = 10^4$  ( $\rightarrow$  Viskosität Öl) konnte in der Literatur nicht gefunden werden.

des Ellipsenachsenschnittpunkts  $e_e$  wird, mit Rücksicht auf eine praktikable Geometrie- und Netzgenerierung sowie numerischer Stabilität, begrenzt:

$$0,6 \leq e_v = \frac{a_e}{b_e} \leq 1,6 \quad -0,3 \leq \frac{e_e}{b_e} \leq 0,3 \quad (5.3)$$

Die Evaluierungsebene der Zielfunktion befindet sich in einem Abstand von  $1D_0$  stromabwärts des Krümmers (vgl. Abb. 5.7) und ist somit genau auf Höhe der PIV-Messebene im Ansaugbereich der Versuchspumpe.

Im Rahmen der Vorstudien zur Optimierung wurde festgestellt, dass der freie Parameter der Exzentrizität  $e_e$  kaum eine Verbesserung der Zielfunktionen bewirkt [56]. Entsprechend wurde der Optimierungsparameter  $e_e$  bei der in der vorliegenden Arbeit relevanten Krümmertoptimierung nicht verwendet. Dadurch konnte die Parameterzahl von 20 auf 15 und damit auch die Optimierungsdauer reduziert werden. Die wichtigsten Ergebnisse dieser Studie sind im Anhang A.9 zusammengefasst.

### 5.1.2. Zielfunktionen

Die Bewertung des Krümmers erfolgt in Bezug auf den Wirkungsgrad des gesamten Pumpe-Krümmers-Systems  $\eta_{sys}$ . Wie bereits beschrieben, wird dazu der Krümmer bezüglich seines Totaldruckabfalls  $\Delta\bar{p}_{tot,Kru}$  und ein möglichst ideales Pumpenzuströmungsprofil optimiert (vgl. Kap.2.1, Gl. 2.10).<sup>3</sup> Daraus ergeben sich folgende zu minimierende Zielfunktionen:

Druckabfall:

$$\Delta\bar{p}_{tot,Kru} = \frac{1}{A_0} \int (p_{stat,0} + \frac{\rho}{2} |\vec{c}_0|^2) dA_0 - \frac{1}{A_{-1}} \int (p_{stat,-1} + \frac{\rho}{2} |\vec{c}_{-1}|^2) dA_{-1} \quad (5.4)$$

Pumpenzuströmungsprofil:

$$f_{Profil} = \frac{1}{A_0} \int \sqrt{(c_{u0}^2 + c_{r0}^2 + (c_{a0} - c_{Blasius})^2)} dA_0 \quad (5.5)$$

Wie Gleichung 5.5 zeigt, wird versucht mit der Zielfunktion des Pumpenzuströmungsprofils  $f_{Profil}$  das Hauptströmungsprofil ( $\rightarrow c_{a0}$ ) einem rotationssymmetrischen BLASIUSprofil ( $\rightarrow c_{Blasius}$ ) anzunähern [21]. Gleichzeitig sollen die Sekundärströmungskomponenten  $c_{u0}$  und  $c_{r0}$  minimiert werden.

Vorstudien haben gezeigt, dass durch numerische Optimierung, Krümmers mit annähernd rotationssymmetrischen Abströmungsprofilen und verringerter Sekundärströmung erzeugt werden können [45]. Die Krümmergeometrien erreichen dabei allerdings höhere geometrische Komplexität und

<sup>3</sup>Wie bereits beschreiben, ist das Kavitationsverhalten in der vorliegenden Arbeit nicht berücksichtigt. Entsprechend wird auf eine weitere Zielfunktion zur Bewertung des minimalsten Drucks im Krümmer verzichtet.

erhöhen den Widerstandskoeffizienten  $\zeta_{Kru}$ . Die beiden oben genannten Zielgrößen  $\Delta\bar{p}_{tot,Kru}$  und  $f_{Profil}$  stehen damit im Zielkonflikt zueinander. Dementsprechend ist eine multikriterielle Optimierung erforderlich, um beide Zielrichtungen zu berücksichtigen.

### 5.1.3. Transferfunktionen

Für die Optimierung des Systemwirkungsgrads  $\eta_{Sys}$  muss dieser für jedes Krümmerindividuum bestimmt werden. Eine vollständige und instationäre Simulation für jedes Individuum ist allerdings zu aufwendig, um eine Optimierung in sinnvollem Zeit- und Kostenrahmen durchführen zu können. Stattdessen wird in einer stationären Simulation der Krümmer des Individuums separat berechnet und dessen Zielfunktionswerte  $\Delta\bar{p}_{tot,Kru}$  und  $f_{Profil}$  bestimmt. Diese Zielfunktionswerte werden anschließend, mit Hilfe von optimierungsspezifischen Transferfunktionen (Gl. 5.6, 5.7), umgerechnet.

$$f_{Profil} \longrightarrow \hat{\eta}_{Pu}, \hat{M} \quad (5.6)$$

$$\Delta\bar{p}_{tot,Kru}, \hat{M} \longrightarrow \Delta\hat{\eta} = \frac{\Delta\bar{p}_{tot,Kru}\dot{V}}{\hat{M}\omega} \quad (5.7)$$

Mit der in Kapitel 2.1 vorgestellten Superposition (vgl. Gl. 2.7), sind die Erwartungswerte  $\hat{\eta}_{LR}$  und  $\Delta\hat{\eta}$  in den erwarteten Systemwirkungsgrad  $\hat{\eta}_{Sys}$  transferierbar:

$$\hat{\eta}_{Sys} = \hat{\eta}_{Pu} + \Delta\hat{\eta} = \hat{\eta}_{Pu} + \frac{\Delta\bar{p}_{tot,Kru}\dot{V}}{\hat{M}\omega} \quad (5.8)$$

Die Transferfunktionen werden aus den Ergebnissen zeitaufwendiger, instationärer Simulationen der Pumpe mit den Zuströmungsprofilen ausgewählter Krümmerindividuen, abgeleitet. Bei der Auswahl der Individuen ist der gesamte Zielfunktionsbereich möglichst gleichmäßig abzudecken.<sup>4</sup> Es konnte ein direkter mathematischer Zusammenhang zwischen der Zielfunktion  $f_{Profil}$  und dem Schaufelmoment  $M$  beziehungsweise dem Laufradwirkungsgrad  $\eta_{LR}$  hergestellt werden. Die Ergebnisse zur Bestimmung der Transferfunktionen sind für den relevanten Volumenstrom dieser Arbeit,  $\phi_{opt}$ , und einem weiteren Volumenstrom der Vorstudien  $\phi_{pre} = 2 \cdot \phi_{opt}$  bei der kinematischen Viskosität  $\nu_{pre} = 0,64 \cdot \nu_{913}$  in Abbildung 5.5 dargestellt.

<sup>4</sup>Eine mögliche stromaufwärts wirkende Interaktion der Pumpe mit dem Krümmerabströmungsprofil wird hierdurch vernachlässigt. Durch die nahezu identischen Messergebnisse für die Abströmungsprofile der Krümmer mit und ohne im System verbautem Laufrad (vgl. Kap. 6.3.2) kann diese Vereinfachung bestätigt werden.



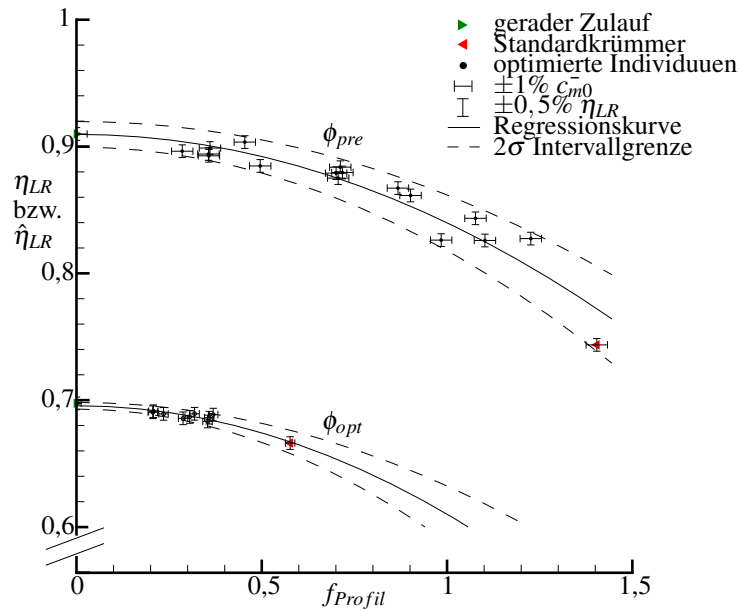


Abbildung 5.5.: Erstellung der Transferfunktionen aus den Pumpensimulationen mit gestörter Zuströmung

## 5.2. Geometrierzeugung und räumliche Diskretisierung

Die Geometrie- und Netzerzeugung nimmt die Parametervorgaben (vgl. Kap. 5.1.1) des Optimierers auf und gibt das entsprechende Rechennetz zurück.

Das randangepasste, blockstrukturierte „O-Grid“-Rechennetz wird mittels der kommerziellen Software ANSYS ICEMCFD erstellt. Es ist am Ein- und Auslass an starre Punkte eingehängt (vgl. Kap.5.1.1) und verteilt sich gleichmäßig über die gesamte, von den Parametern vorgegebene, Geometrie des Krümmerindividuums (vgl. Abb. 5.6).

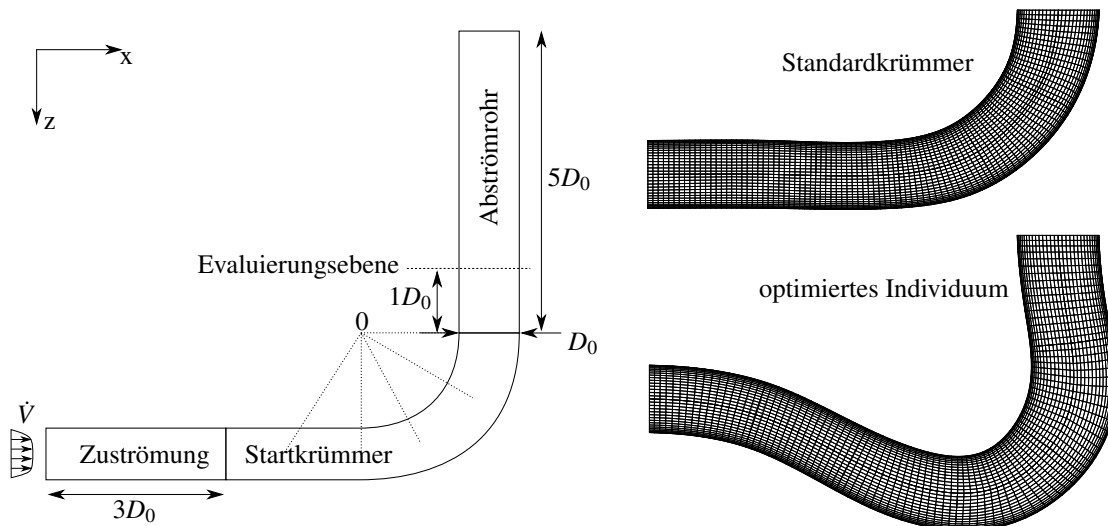


Abbildung 5.6.: Geometrie und Netzaufbau

Die Grenzschicht wird mit mindestens 25 Zellen und einem dimensionslosen Wandabstand der wandnahen Zellen von  $y^+ \leq 1$  bei einem Zellgrößenverhältnis  $\leq 1,1$  aufgelöst.

Eine Netzstudie wurde anhand der Startgeometrie als auch eines optimierten Beispielindividuums (vgl. 5.6 rechts) durchgeführt, um die Netzunabhängigkeit der Zielfunktion zu untersuchen, wie Abbildung 5.7 zeigt. Das gewählte Rechennetz für die Optimierungsläufe besteht aus knapp 600.000 Hexaederzellen, verteilt auf ein festes Zu- und Abströmrohr sowie die variable Krümmergeometrie.

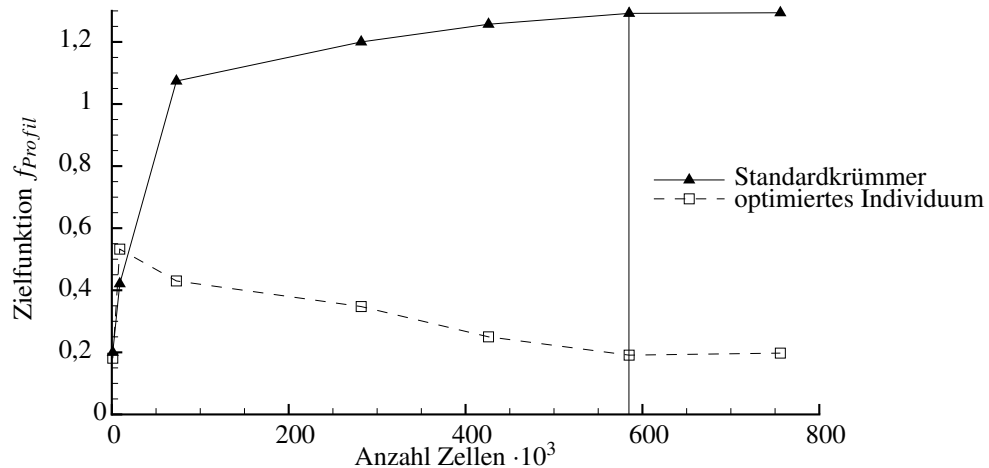


Abbildung 5.7.: Netzstudie für die Krümmeroptimierung

### 5.3. Strömungslöser und Randbedingungen

Für die numerische Berechnungen der Strömung während der Optimierung kommt der am FSM entwickelte Strömungslöser SPARC („Structured PARallel Research Code“) zum Einsatz. Neben der zügigen Berechnung liegt der wesentliche Vorteil in der lizenzfreien Nutzung des Programms, was eine hohe und kostenfreie Parallelisierung der Optimierung ermöglicht. Die vorliegende Anwendung der Krümmerströmung wird mit dem inkompressiblen SPARC-Modul und dem Turbulenzmodell SPALART-ALLMARAS berechnet [60, 61].

Wie auch Teile der Zielfunktion, wurde diese Simulationsmethode bereits im Rahmen eines durch die KSB-Stiftung geförderten Forschungsprojekts erprobt und lieferte gute mit PIV validierte Ergebnisse [45, 62].

Es wird von einer subsonischen Strömung ausgegangen und entsprechende Ein- und Auslassrandbedingungen vorgegeben. Der Massenstrom mit Geschwindigkeitsprofil am Krümmereinlass beschreibt die Einlassrandbedingung. Beide Vorgaben entsprechen den aus Messungen gewonnenen Randbedingungen des Versuchsaufbaus (vgl. Kap. 6.3.1). Am Auslass ist der statische Druck gegeben. Die physikalischen Kenngrößen des Fluids sind durch das im Versuch verwendete SHELL GRAVEX Öl festgelegt. Als wichtigstes Konvergenzkriterium wird die Stabilität der Zielfunktions-

werte betrachtet. Diese Überwachung erfolgt mittels SPARC in jeder Iteration. Das Abbruchkriterium für die Simulation eines Individuums ist durch eine definierte Anzahl an Iterationsschritten bestimmt. Diese Anzahl wurde in Vorstudien am Standardkrümmer und verschiedenen Beispielindividuen für eine ausreichende Konvergenz der Zielfunktionswerte evaluiert (vgl. Anhang A.10).

### 5.4. Berechnungsumgebung

Zielsetzung für die Entwicklung der Optimierungsumgebung ist ein vollständig automatisierter Ablauf auf Rechenclustern. Die in dieser Arbeit beschriebenen Optimierungsläufe wurden alle auf dem INSTITUTS CLUSTER II [63] des KIT durchgeführt.

Die Skripte der Berechnungsumgebung verknüpfen den Optimierer mit den Berechnungsprogrammen, steuern und überwachen den automatisierten Ablauf (vgl. Abb. 5.8).

Mit Beginn der Optimierung wird die zentrale Parallelisierungseinheit (MPI) initialisiert. Optimierungsvorgaben werden eingelesen und an den Optimierer (MATLAB) übergeben (vgl. Kap. 5.1.1). Der Optimierer arbeitet nun nacheinander jeweils 12 Individuen parallel ab und übergibt die Geometrievorgaben ( $\vec{x}_i$ ) an die Steuerungsdatei des entsprechenden Individuums. Für jedes Individuum wird zunächst geprüft, ob eine identische Geometrie bereits berechnet wurde ( $\rightarrow$  „elite count“ vgl. Kap. 5.1) und gegebenenfalls der existierende Zielfunktionswert übernommen. Dazu steht jedes Individuum mit der zentralen Krümmerbibliothek in Kontakt, in der alle berechneten Individuen mit Parametervorgaben und Zielfunktionswerten abgelegt sind. Liegt eine neue Individuumsgeometrie vor, wird das Rechnernetz erstellt (vgl. Abschnitt 5.2), überprüft und das Individuum zur Berechnung an die Routine zur parallelen Strömungsberechnung und danach an den Strömungslöser SPARC weitergegeben (vgl. Abschnitt 5.3). MPI startet den Strömungslöser auf der vorgegebenen Anzahl an Kernen, überwacht und beendet den CFD-Prozess. Anschließend wird das Individuum wieder an seine Steuerungsdatei übergeben und ausgewertet. Mit Rückgabe der Zielfunktionen  $\Delta\bar{p}_{tot,Kru}$  und  $f_{Profil}$  (vgl. Kap. 5.1.2) erfolgt deren Umrechnung mit Hilfe der Transferfunktionen auf den Erwartungswert des Systemwirkungsgrads  $\hat{\eta}_{sys}$  (vgl. Abschnitte 5.1.3). Durch die Weitergabe dieses Wertes an den Optimierer und die Krümmerbibliothek ist das Individuum erfolgreich abgeschlossen.

Zur maximal effektiven Nutzung aller Randbedingungen aus Software und Hardware werden 12 Individuen parallel auf je 8 Kernen berechnet. Mit einem zusätzlichen Kern zur Steuerung jedes Individuums und einem weiteren Kern für die Parallelisierungsroutine werden pro Optimierungslauf insgesamt 109 Kerne benötigt. Bei einer durchschnittlichen Rechendauer von 90 Minuten pro Individuum, 400 Individuen pro Generation und 10 Generationen, liegt die Berechnungszeit eines Optimierungslaufs bei etwa drei Wochen.

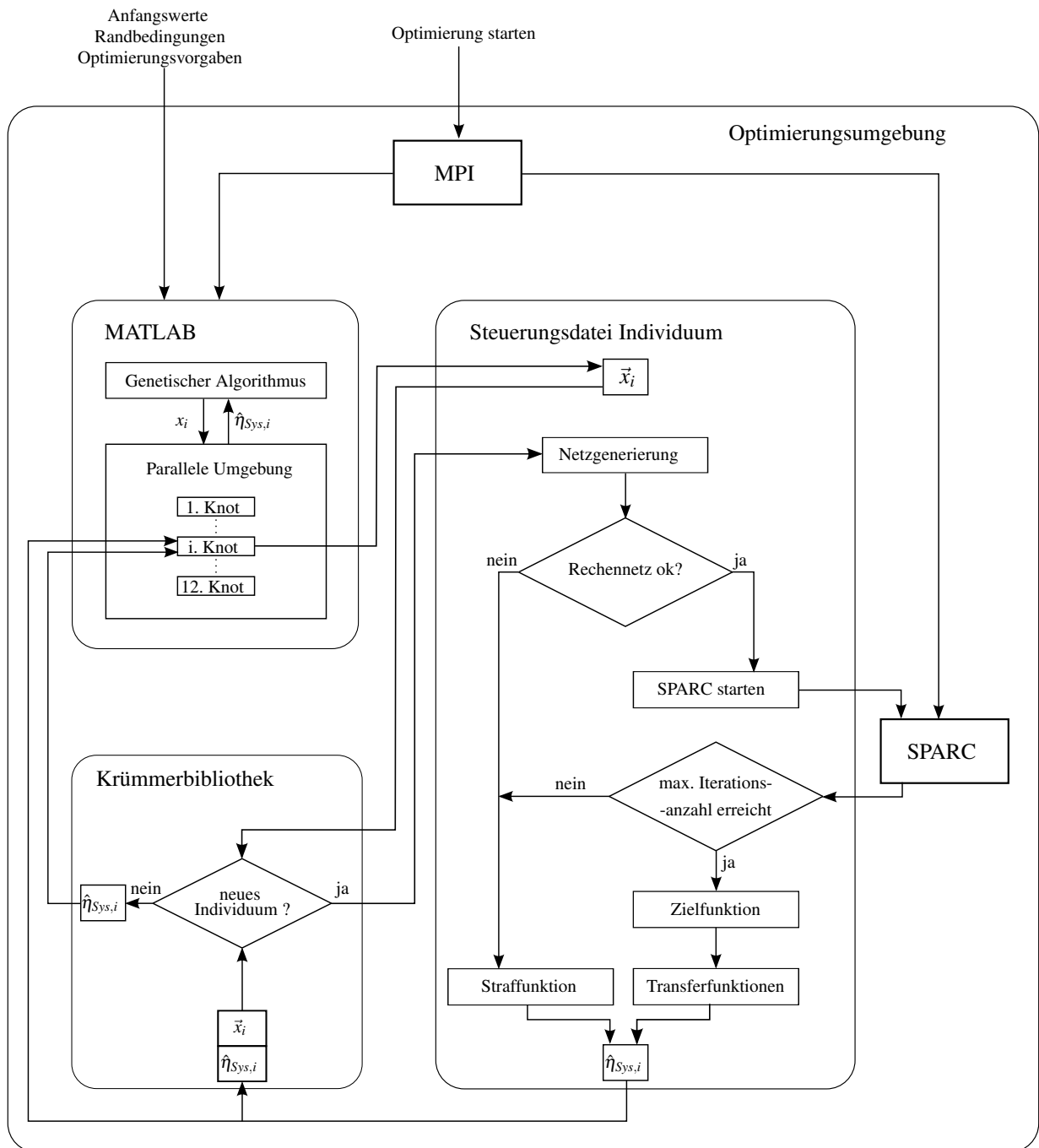


Abbildung 5.8.: Berechnungsumgebung

### 5.5. Reproduzierbarkeit

Um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse für die gesamten Optimierungsläufe zu überprüfen, wurden zwei identische Testoptimierungen *A* und *B*, mit zwei verschiedenen, zufällig erzeugten Startgenerationen  $G_0$ , durchgeführt. Der Konvergenzverlauf in Abbildung 5.9 zeigt, dass sowohl das Konvergenzverhalten, als auch der Zielfunktionswert nach 4 Generationen nahezu identisch sind. Die Zielfunktionswerte des jeweils besten Individuums pro Optimierungslauf unterscheiden sich um weniger als  $|f_{\text{Profil},A} - f_{\text{Profil},B}| < 0,1\%$ . Die jeweiligen Geometrieparameter dieser Individuen weichen maximal um 3,7% voneinander ab.

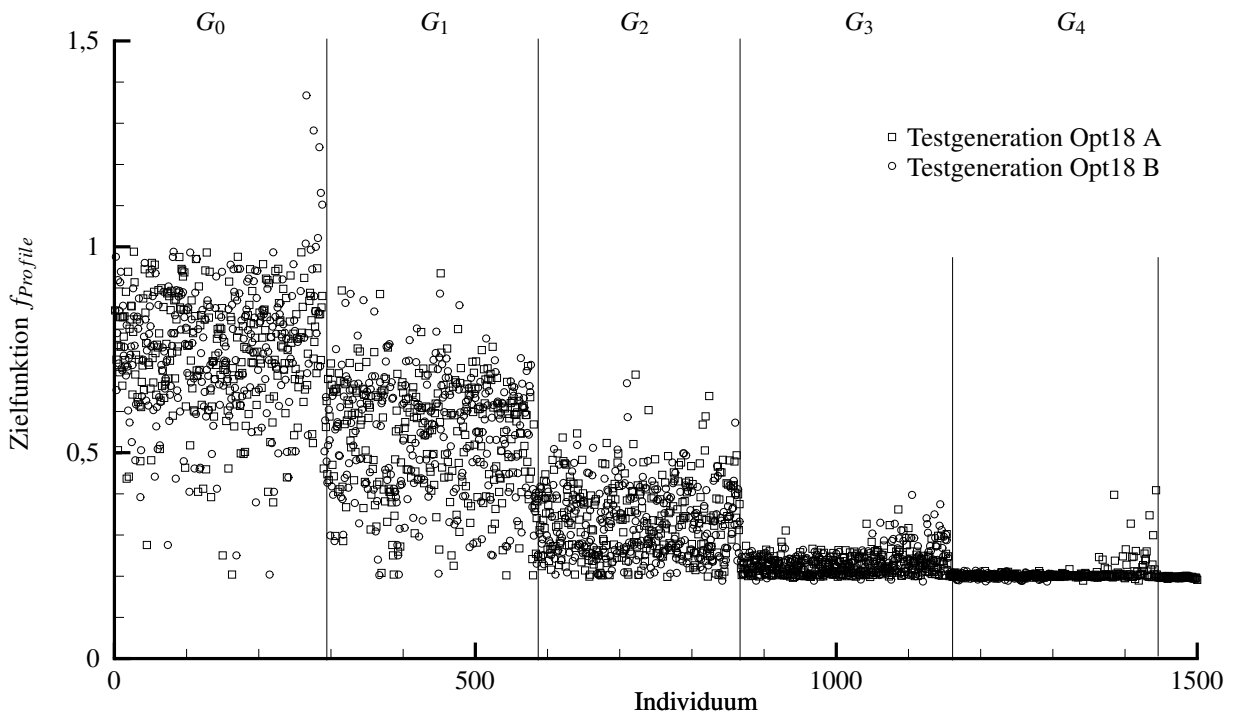


Abbildung 5.9.: Reproduzierbarkeit der Optimierungsergebnisse bei unterschiedlichen, zufällig erzeugten Anfangsgenerationen  $G_0$

## 6 Ergebnisse

Im Ergebniskapitel wird zunächst die verbesserte Krümmergeometrie vorgestellt, bevor die Ergebnisse der Kennlinienmessung beschrieben werden. Anschließend werden die PIV- und Simulationsergebnisse miteinander verglichen. Die Diskussion und Interpretation folgt in Kapitel 7.

Der geplante Volumenstrom der Auslegung wurde, unter Einhaltung der Affinitätsbeziehungen, aus Sicherheitsgründen leicht reduziert. Entsprechend ergibt sich folgende REYNOLDZahl:

$$Re_{LR} = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu} \approx 16.000 \quad (6.1)$$

Das Anströmungsprofil zu den Krümmern ist voll ausgebildet turbulent, mit einer mittleren Turbulenzintensität von  $Tu = 9\%$  (vgl. Kap. 6.3.1). Die DEANZahl der Krümmer liegt bei:

$$De = \frac{c_{m-1}}{\nu} \sqrt{\frac{D_{-1}^3}{r_{Kru}}} \approx 3.000 \quad (6.2)$$

### 6.1. Ergebnisse zur Krümmeroptimierung

In diesem Abschnitt wird die verbesserte Krümmergeometrie als Ergebnis der Optimierung vorgestellt. Detaillierte Vorgaben für die Geometrie des Standardkrümmers sind Kapitel 5.1.1 zu entnehmen.

Die Optimierung wurde im Bereich des Optimalpunkts der Pumpe mit Standardkrümmerzuströmung bei  $\phi_{Opt} = 0,11$  durchgeführt. Die verbesserte Krümmergeometrie ist in Abbildung 6.1 und Tabelle 6.1 dargestellt. Alle gut bewerteten Krümmer der letzten Optimierungsgeneration weisen dabei gleiche geometrische Merkmale auf:

- Die Mittellinie des Krümmers entfernt sich vom Krümmungsmittelpunkt 0. Dadurch entstehen zusätzliche Krümmungen bei  $Q_1$  und  $Q_5$  entgegen der Hauptkrümmungsrichtung. Die

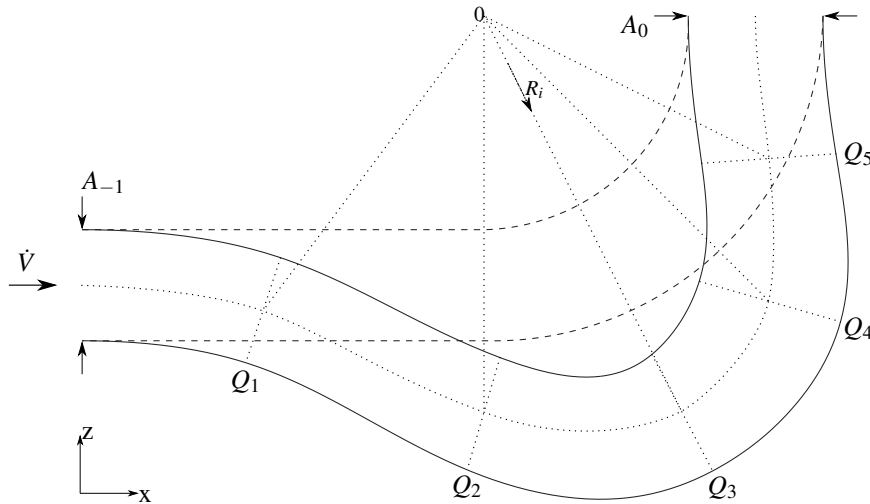


Abbildung 6.1.: Geometrie des verbesserten Krümmers nach der Optimierung (vgl. Kap. 5)

	$A_{-1}$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$	$Q_4$	$Q_5$	$A_0$
Querschnittsfläche	100%	96,4%	117,7%	122,7%	157,9%	151,3%	147,1%
Ellipsenverhältnis $e_v$	1	0,956	1,030	0,937	0,971	1,054	1
Abstand $R_i/D_0$ vom Mittelpunkt 0	fest	2,76	2,98	3,33	3,02	2,26	fest

Tabelle 6.1.: Geometrieparameter der verbesserten Krümmergeometrie

resultierenden Impulskräfte wirken den bekannten Verzerrungen der Geschwindigkeitsprofile durch die Hauptkrümmung im Bereich von  $Q_{2..4}$  entgegen und können diese teilweise kompensieren.

- Durch den größeren Abstand der Hauptkrümmung vom Krümmungszentrum 0 entsteht ein kurzes, annähernd gerades Rohrstück von  $Q_4$  bis  $A_0$  direkt stromaufwärts der Pumpe. Mit der zusätzlichen Querschnittsreduktion in diesem Bereich kommt es zur Ausbildung einer Düse, die die Vergleichmäßigung des Zulaufprofils unterstützt.
- Der erlaubte Variationsbereich für elliptische Verformungen  $e_v$  der Querschnitte  $Q_i$  wird kaum genutzt. Dies entspricht der Beobachtung von WESKE [4], der postuliert, dass die Querschnittsgeometrie nur wenig Einfluss auf das Abströmungsprofil des Krümmers hat.

Wie in Kapitel 5 beschrieben, berücksichtigt die erste Zielfunktion (vgl. Gl. 5.4) die Totaldruckdifferenz des Krümmers  $\Delta \bar{p}_{tot,Kru}$ . Diese ist durch den Widerstandsbeiwert  $\zeta_{Kru}$  (vgl. Gl. 2.2) über den relevanten Volumenstrombereich  $\phi$  und der REYNOLDSzahl der Krümmerströmung  $Re_{Kru}$  in Abbildung 6.2 dargestellt. Gezeigt werden die Verläufe für den Standard- und den verbesserten Krümmer, jeweils mit und ohne stromab betriebenes Pumpenlaufrad.<sup>1</sup> Jeder Krümmer wird durch 4 Kennlinien repräsentiert, die für die einzelnen Druckmessstellen am Krümmeraustritt  $P_{0,1-4}$  ste-

<sup>1</sup>Für die Messreihen ohne Laufrad wurde dieses vollständig ausgebaut, sodass die Strömung frei in das zylinderförmige Gehäuse strömt.

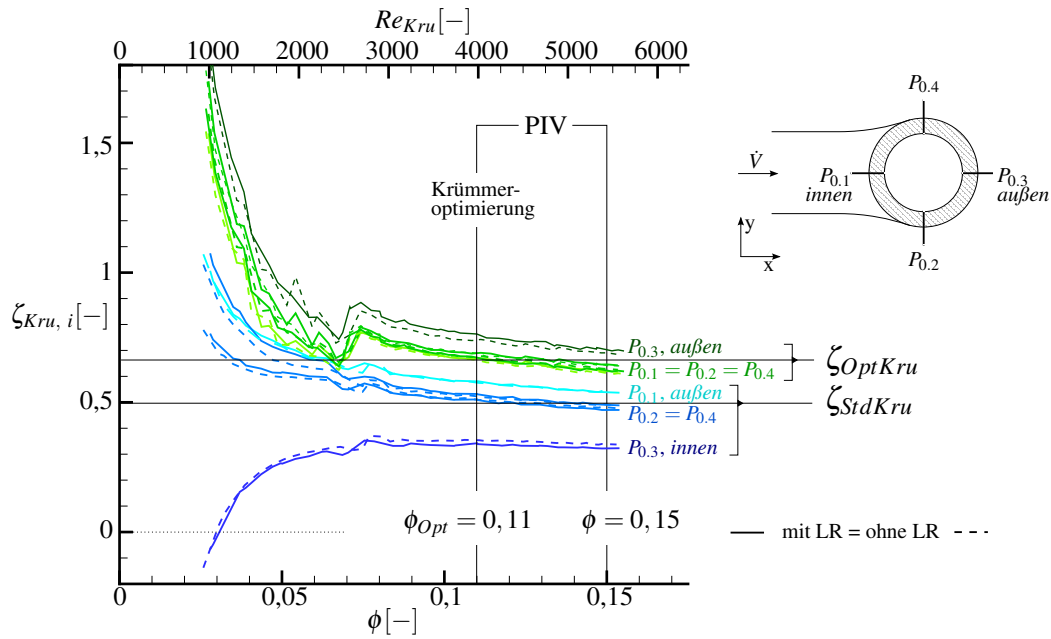


Abbildung 6.2.: Messung der Totaldruckdifferenz ( $\rightarrow \zeta_{Kru, i}$ ) über den Krümmer mittels der Druckmesspositionen  $P_{-1}$  und  $P_{0,i}$  (vgl. Abb.3.4)

hen (vgl. Abb.3.1.3: Krümmungsinnen- und außenseite sowie 2x seitlich der Krümmung).<sup>2</sup>

Es wird deutlich, dass das nachgeschaltete Laufrad keinen Einfluss auf die Totaldruckdifferenzen der Krümmer nimmt. Durch die aus der Literatur bekannte Verzerrung des Hauptströmungsprofils und Ausprägung der Sekundärströmung ergab sich für den Standardkrümmer der größte Unterschied zwischen den Messpositionen der Krümmeraußen-  $P_{0,3}$  und der -innenseite  $P_{0,1}$ , von  $p_{tot,0,3} = 0,55 \cdot p_{tot,0,1}$ . Dies resultiert aus Fliehkräften, die einen höheren statischen Druck an der Krümmungsaußenseite hervorrufen.

Das rotationssymmetrischere Abströmungsprofil des verbesserten Krümmers reduziert diese Unterschiede in den Druckmessungen deutlich, erhöht allerdings wie erwartet den Widerstandsbeiwert des verbesserten Krümmers von  $\zeta_{StdKru} \approx 0,5$  auf  $\zeta_{OptKru} \approx 0,67$ .<sup>3</sup>

Zusätzlich verschiebt sich die Position des größten statischen Drucks, und damit des geringsten  $\zeta$ -Werts für den verbesserten Krümmer, an die globale Krümmungsinnenseite  $P_{0,3}$ . Ursache hierfür ist die mehrfache Krümmung, insbesondere direkt stromauf des Krümmeraustritts. Die Messwerte für die Positionen  $P_{0,2}$  und  $P_{0,4}$  sind durch die zu erwartende Symmetrie der Strömung zur x-

<sup>2</sup>Ein detailliertere Aufschlüsselung dieser Ergebnisse kann der im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Masterarbeit von KRILL [64] entnommen werden.

<sup>3</sup>Der erhöhte Widerstandsbeiwert für den Standardkrümmer im Vergleich zu den Literaturdaten ( $\delta_R = 2 \rightarrow \zeta_{Lit} = 0,19$ ) [19], folgt aus der niedrigeren REYNOLDSZahl und dem zusätzlichen kurzen Rohrstück von  $3D_0$  Länge, welches mit in den Optimierungsraum integriert und somit in Betrachtung des  $\zeta$ -Wertes mit aufgenommen ist:  $\zeta_{StdKru} = \zeta_{3D_0Rohr} + \zeta_{Krmmung}$  mit  $Re = 4000$  und  $\lambda_{hydr} = 0,04$  (hydraulisch glatt), folgt  $\zeta_{3D_0Rohr} = 0,15$ .



z-Ebene annähernd identisch und liegen zwischen dem Widerstandsbeiwert der Krümmernaussen- und Innenseite.<sup>4, 5</sup>

Abbildung 6.3 zeigt die numerischen Ergebnisse der vereinfachten Strömungssimulation des Optimierers. Dargestellt sind der Standardkrümmer in der oberen und das verbesserte Krümmerindividuum in der unteren Zeile. Die Meridiankonturen spiegeln die Vergleichmäßigung des Abströmungsprofils des Krümmers  $c_{mag}/c_0$  auf Kosten des Druckabfalls  $\Delta\bar{p}_{norm}$  über den Krümmer wider. Weiterhin sind die Abströmungsprofile in der Messebene  $E_0$  und deren korrespondierende PIV Messergebnisse dargestellt.<sup>6</sup> Insbesondere für den verbesserten Krümmer weicht das Profil im Querschnitt erkennbar von der Messung ab.

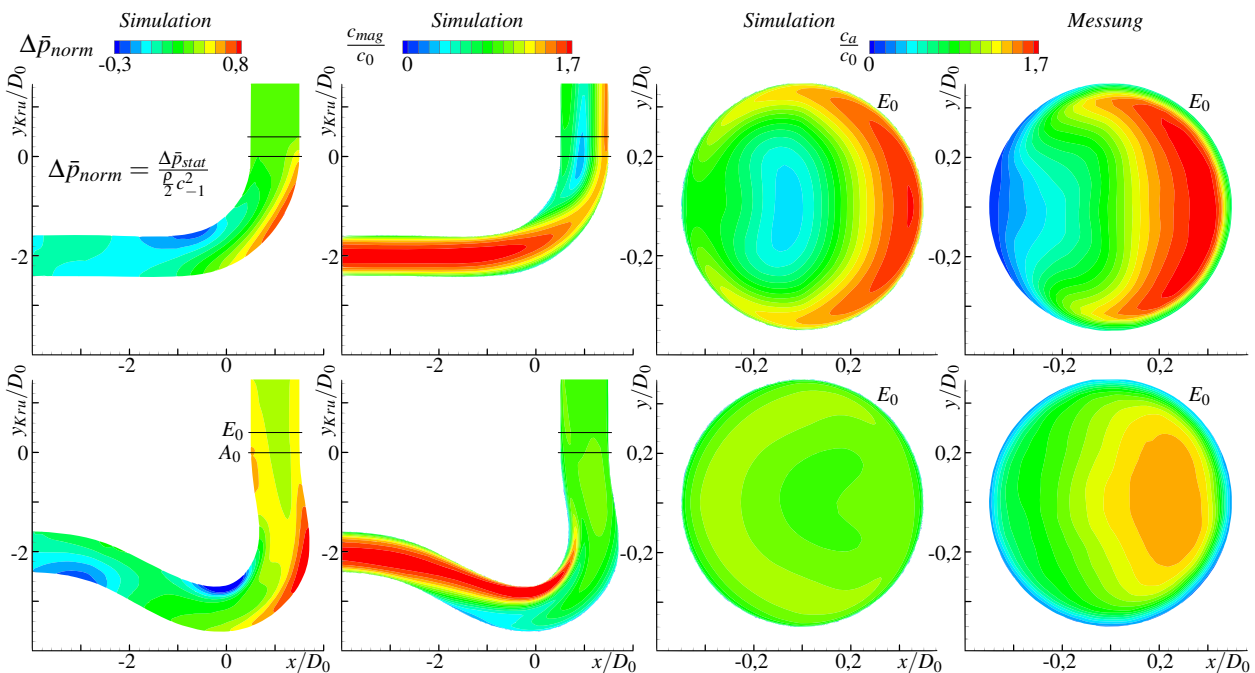


Abbildung 6.3.: Ergebnisse der Strömungssimulation des numerische Modell der Optimierung verglichen mit den Abströmungsprofilen der Krümmers aus den PIV Messungen der Ebene  $E_0$

Auch wird der statische Druck  $\Delta\bar{p}_{norm}$  im Vergleich zu den integralen Messwerten für beide Krümmers zu hoch wiedergegeben.<sup>7</sup> Dieses war, aufgrund des Anspruchs an eine stabile und zügige Berechnung verschiedenster Krümmergeometrien, vorhersehbar, aber kaum zu vermeiden.

<sup>4</sup>Eine Symmetrie ist nur möglich falls keine Stromaufwärtswirkung der Pumpe, z.B. ein möglicher Stromaufwärtsdrall im Teillastbereich, auftritt.

<sup>5</sup>Eine genaue Messung des flächengemittelten statischen Drucks ist durch die verzerrten Geschwindigkeitsprofile in der Position  $P_0$  nicht möglich. Als Druckmessgröße für diese qualitative Betrachtung wird im Folgenden der Druck an der seitlichen Bohrung  $P_{0,4}$  definiert.

<sup>6</sup>Die in Abbildung 6.3 gezeigten PIV Messergebnisse der Krümmerabströmung wurden für diese Validierung ohne stromab verbautem Pumpenlaufrad vermessen. Der Vergleich zu den äquivalenten Messungen mit stromab installiertem Laufrad folgt im weiteren Verlauf dieses Kapitels (vgl. Kap. 6.3.1).

<sup>7</sup>Diese Abweichung scheint systematisch, beeinflusst somit die Bewertung der verbesserten Individuen nicht.

Wie in Kapitel 5 beschrieben, ist das vereinfachte numerische Modell als stationäre Berechnung aufgebaut und konnte zum Zeitpunkt der Erstellung weitestgehend mit Literaturdaten für die Abströmung eines Standardkrümmers abgestimmt werden (vgl. Abb. 6.4).<sup>8</sup>

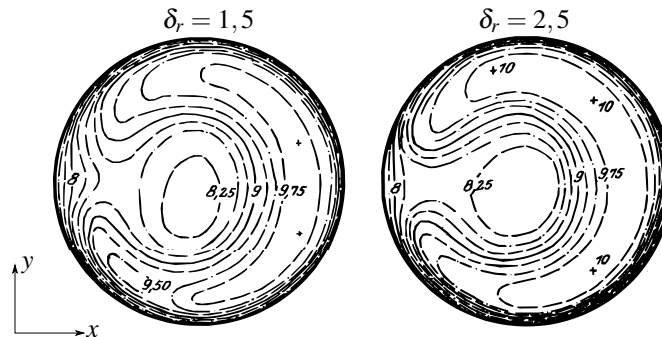


Abbildung 6.4.: Literaturdaten der Abströmungsprofile eines einfach 90° gebogenen Rohrs nach NIPPERT [1] (Messung des Staudrucks und Normierung des Maximalwerts auf den Wert 10)

Trotzdem kann die Optimierung als erfolgreich angesehen werden, da die Tendenzen für alle Ziel-funktionen wiedergegeben und durch die Messungen bestätigt werden.

## 6.2. Ergebnisse zur Kennlinienmessung

Für die Kennlinienbestimmung des Pumpe-Krümmers-Systems wird die normierte Totaldruckdifferenz  $\psi_{Sys}$  zwischen den Positionen  $P_{-1}$  und  $P_2$  (vgl. Abb. 1.2) betrachtet. Unter der Annahme eines ortsunabhängigen statischen Drucks im gesamten Pumpengehäuse,  $p_{stat,3} = p_{stat,2}$ , berechnet sich die Totaldruckdifferenzen  $\Delta p_{tot, Sys}$  und  $\Delta p_{tot, Pumpe}$  zu:

$$\Delta p_{tot, Sys} = \left( p_{stat,3} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{A_2} \right)^2 \right) - \left( p_{stat,-1} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{A_{-1}} \right)^2 \right) \quad (6.3)$$

$$\Delta p_{tot, Pumpe} = \left( p_{stat,3} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{A_2} \right)^2 \right) - \left( p_{stat,0} + \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{A_0} \right)^2 \right) \quad (6.4)$$

Wie bereits erwähnt, ist die Druckmessung an der Position  $P_3$  durch mehrere Bohrungen mit unterschiedlichem Versatz in Umfangsrichtung zum Gehäuseaustritt umgesetzt, um eine mögliche Positionsabhängigkeit zu untersuchen. Die Ergebnisse im Anhang (vgl. Abb. A.18) bestätigten

<sup>8</sup>Für komplexe Strömungen, wie sie in einem mehrfach gebogenen Krümmer auftreten können, ist die Position und Ausdehnung eventueller Totströmungs- oder Ablösungsgebiete schwierig abzubilden, jedoch entscheidend zur exakten Vorhersage des Abströmungsprofils. Auch der Gültigkeitsbereich des Turbulenzmodells wird durch die niedrige REYNOLDSZahl eingeschränkt.

diese Positionsunabhängigkeit.

Damit folgen die dimensionslosen Größen für die Kennliniendarstellung:<sup>9</sup>

$$\begin{aligned}
 \text{Druckzahl : } \psi_{\text{Sys}} &= \frac{\Delta p_{\text{tot, Sys}}}{\rho \frac{\pi^2}{2} D_2^2 n^2} & \text{Volumenzahl : } \phi &= \frac{\dot{V}}{\frac{\pi^2}{4} D_2^3 n} \\
 \text{Leistungszahl : } \lambda &= \frac{M \omega}{\rho \frac{\pi^4}{8} D_2^5 n^3} & \text{Wirkungsgrad : } \eta_{\text{Sys}} &= \frac{\Delta p_{\text{tot, Sys}} \dot{V}}{M \omega}
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

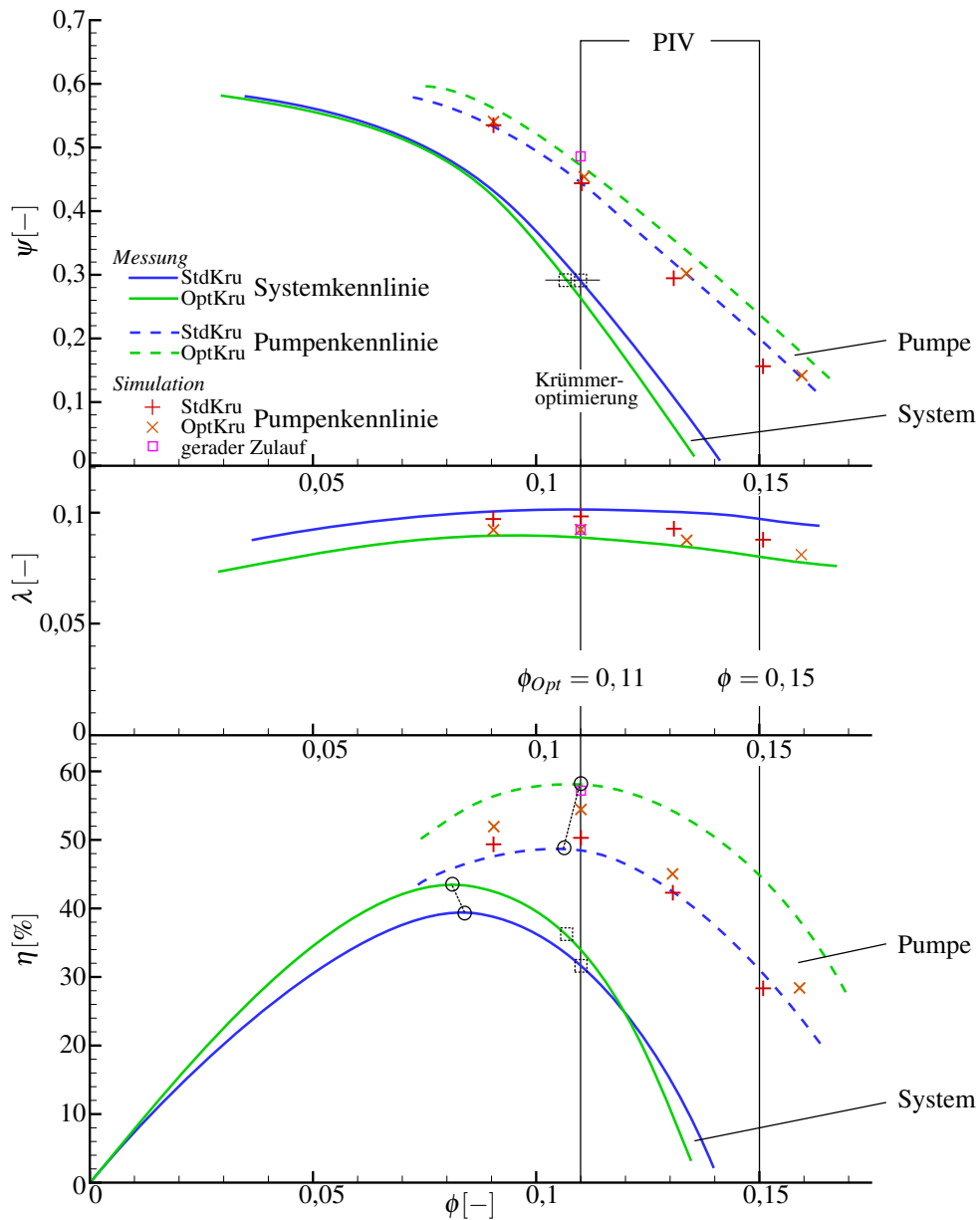


Abbildung 6.5.: Kennlinie für System und Laufrad für die untersuchten Krümmer

<sup>9</sup>Die Kennzahlen sind hier exemplarisch für die Systemkennlinie aufgeführt und werden analog für die Pumpenkennlinie verwendet.

In Abbildung 6.5 werden die Ergebnisse der Kennlinienmessungen gezeigt. Es sind sowohl die Systemkennlinien für die Pumpe mit Standardkrümmer und mit verbessertem Krümmer, als auch die Pumpenkennlinien durch Subtraktion der Krümmerverluste (vgl. Abb. 6.2) von den Systemkennlinien dargestellt.

Während die Kennlinie für die Druckerhöhung  $\psi_{\text{Sys}}$  für das System mit Standardkrümmer noch leicht höher liegt als die des Systems mit verbessertem Krümmer, kehrt sich dieses Verhalten für den totalen Systemwirkungsgrad  $\eta_{\text{Sys}}$  erkennbar um. Die Ursache liegt im höher aufzubringenden Wellenmoment, dargestellt durch den Verlauf der Leistungszahl  $\lambda$  über der Volumenzahl  $\phi$ . Durch die relativ flach verlaufenden Wirkungsgradkennlinien im Maximum, führen sowohl der Vergleich der Systeme bei gleicher Volumenzahl  $\phi$ , als auch bei gleicher Druckzahl  $\psi_{\text{Sys}}$ , zu einer Wirkungsgradverbesserung durch die Systemoptimierung (vgl. Abb. 6.5, schwarze gestrichelte Quadrate). Das Wirkungsgradmaximum verschiebt sich für das verbesserte System leicht zu einem geringeren  $\psi$ -Wert und ist ca. 6% höher (vgl. Abb. 6.5, schwarze Kreise).

Die niedrigere Druckkennlinie des verbesserten Systems ist durch den höheren Druckabfall über den verbesserten Krümmer zu erklären. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_{\text{OptKru}}$  wird sowohl durch die höhere geometrische Komplexität und die zusätzlichen Krümmungen, als auch durch die Verlängerung des Strömungswegs und die daraus resultierenden 42% mehr Oberfläche erhöht. Dies bestätigen die Druckkennlinien der Pumpe, bei denen mit verbesserter Anströmung auch eine größere Förderhöhe erreicht wird.

Für die folgenden detaillierteren Betrachtungen des Strömungsverhaltens zum und im Pumpenlaufrad, soll insbesondere der Optimalpunkt der Pumpenkennlinien mit verzerrter Anströmung bei  $\phi_{\text{Opt}} = 0,11$  betrachtet werden. Der Optimalpunkt dieser Pumpenkennlinien fällt zwar nicht mit dem Optimalpunkt der Systemkennlinie zusammen, zeigt aber die größte Wirkungsgradverbesserung für die Pumpen von  $\Delta\eta_{\text{Pumpe}} \approx 10\%$  bei annähernd maximaler Wirkungsgradverbesserung für das System. Ein zusätzlicher Untersuchungspunkt wurde im Überlastbereich bei  $\phi = 0,15$  gewählt.

Die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Strömungsvisualisierung zeigen, dass selbst nahe des Optimalpunkts der verzerrt angeströmten Pumpe  $\phi_{\text{Opt}} = 0,11$  lokale Teil- und Überlastbereiche im Laufrad entstehen, abhängig von der Orientierung der unsymmetrischen Zuströmung. Als Folge davon können, sowohl in den Mess- als auch in den Simulationsergebnissen, Ablösungsbereiche der Strömung detektiert werden.

Vor diesem Hintergrund zeigen die parallel durchgeführten numerischen Untersuchungen eine gute Wiedergabe des Betriebspunktes bei  $\phi_{\text{Opt}} = 0,11$ . Generell wird die Tendenz der Verbesserung durch den verbesserten Krümmer in abgeschwächter Form auch durch die Simulation bestätigt.

### 6.3. Ergebnisse aus PIV und CFD

Die folgenden Abschnitte präsentieren die zeitlich gemittelten Ergebnisse der PIV Messungen. Beginnend mit der Messebene  $E_{-1}$ , zur Erfassung der Zuströmung zum Krümmer, stellen die einzelnen Abschnitte die Ergebnisse entlang des Strömungswegs bis zu den achsnormalen Schnitten im Laufradinneren,  $E_1$  bis  $E_4$ , vor. Gleichzeitig werden die Mess- und Simulationsergebnisse miteinander verglichen. Die geometrische Ausrichtung der Krümmer entspricht bei allen achsnormalen Schnitten einer von links (aus negativer  $x$ -Richtung) kommenden Strömung.

Die weiteren Abschnitte beschäftigen sich anschließend mit den phasengemittelten und den meridianen Ergebnissen. Der letzte Abschnitt erläutert die Unterschiede zwischen PIV und CFD der instationären Daten.

#### 6.3.1. Messergebnisse der Zuflussprofile zum Krümmer - Ebene $E_{-1}$

Das gemessene Zuflussprofil am Krümmereinlass (vgl. Kap. 3.1.2) diente der Überprüfung der rotationssymmetrischen Zuströmung, dem Nachweis eines voll ausgebildeten turbulenten Rohrprofils sowie als Randbedingung für die numerischen Untersuchungen und die Optimierung. Wie Abbildung 6.6 zeigt, ist das Geschwindigkeitsprofil in Hauptströmungsrichtung  $\tilde{c}_m$  voll ausgebildet, unabhängig vom Volumenstrom  $\phi$ , und kann einem BLASIUSprofil angenähert werden. Die Sekundärströmung ist vernachlässigbar, da die Geschwindigkeitskomponenten  $\tilde{c}_{sek}$  verhältnismäßig klein sind:  $\max(\tilde{c}_{sek}) < 4\% \cdot \tilde{c}_m$ .

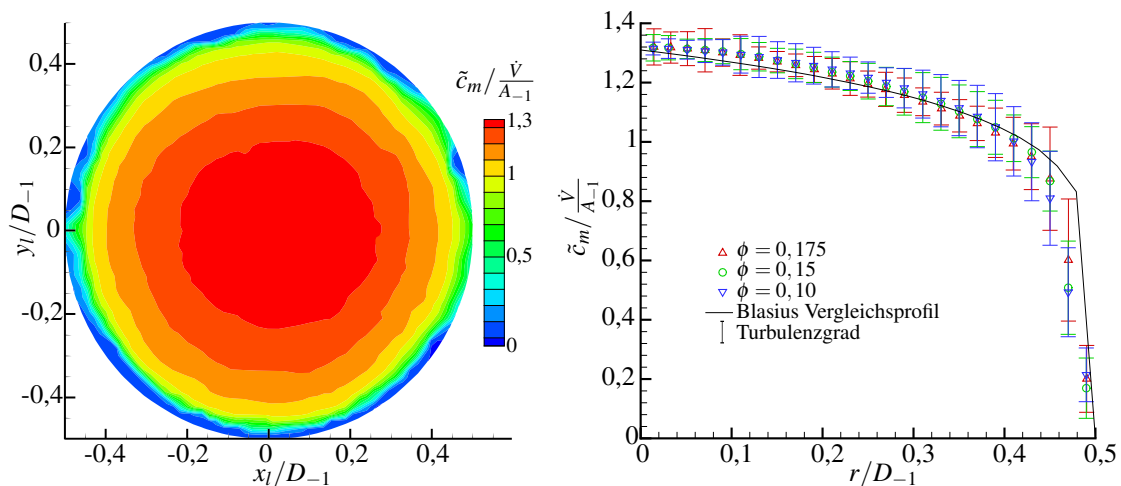


Abbildung 6.6.: Zeitlich gemittelte Messergebnisse des Zulaufprofils zum Krümmer bei  $E_{-1}$

Die Definition der Einlassrandbedingung für die Numerik folgt aus dem 1D-Geschwindigkeitsprofil und dem Turbulenzgrad. Für den Strömungslöser der Optimierung, SPARC (vgl. Kap. 5.3), wur-

de die Turbulenzintensität  $Tu$  für das SPALART-ALLMARAS Turbulenzmodell nach [65] in die turbulente kinematische Viskosität  $\nu_t$  umgerechnet:

$$\nu_t(r) = \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \tilde{u}(r) \cdot Tu(r) \cdot L = \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \tilde{c}_m(r) \cdot Tu(r) \cdot 0,07 \cdot D_{-1} \quad (6.6)$$

### 6.3.2. Messergebnisse der Zuflussprofile am Saugmund der Pumpe - Ebene

$E_0$

Wie aus der Literatur bekannt und bereits in Kapitel 2.1 beschrieben, folgen aus der Umlenkung der Strömung durch den Krümmer Verzerrungen der Strömungsprofile in Haupt- und Sekundärströmungsrichtungen.

Abbildung 6.7 zeigt die Messergebnisse in der Ebene  $E_0$  zwischen Krümmer und Pumpensaugmund (vgl. Kap. 3.3.1). Verglichen werden die beiden Pumpe-Krümmer-Systeme mit Standardkrümmer und der verbesserten Krümmergeometrie jeweils für die Volumenströme  $\phi_{Opt} = 0,11$  und  $\phi = 0,15$ .

Zu erkennen ist die erwartete starke Verzerrung des Hauptströmungsprofils (vgl. Abb. 6.7) mit der sichelförmigen Ausprägung des Maximums an der Krümmungsaußenseite für den Standardkrümmer. Diese Tendenz ist auch beim verbesserten Krümmer vorhanden, allerdings in deutlich abgeschwächter Form. Dadurch ist das Zuflussprofil deutlich rotationssymmetrischer ausgebildet. Durch die Normierung der Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung  $\tilde{c}_a$  mit dem Volumenstrom zeigt sich, dass eine Veränderung des Betriebspunkts nur wenig Auswirkungen auf das Strömungsprofil hat.

Weiterhin wurde die Stromaufwirkung der Pumpe auf das Abströmungsprofil der Krümmer untersucht. Die dazu durchgeführten Messungen ohne installiertem Pumpenlaufrad (vgl. Abb. 6.3) zeigen, verglichen mit Abbildung 6.7, allerdings kaum Unterschiede bezüglich des Hauptströmungsprofil und nur leicht turbulenterer Strukturen in der Sekundärströmung.<sup>10</sup>

Die Sekundärströmungsgeschwindigkeiten sind eine Größenordnung kleiner als die Geschwindigkeiten in die Hauptströmungsrichtung und werden in der zweiten Hälfte von Abbildung 6.7 durch  $\tilde{c}_{sek}$  beschrieben:

$$\tilde{c}_{sek} = \frac{\sqrt{\tilde{c}_u^2 + \tilde{c}_r^2}}{\dot{V}/A_0} \quad (6.7)$$

Sie zeigen DEAN-Vortex ähnliche Strukturen, symmetrisch zur x-z-Ebene. Entlang der x-Achse bewegt sich die Strömung in positive x-Richtung (zur Krümmungsaußenseite) und gegenläufig an den Querschnittsrändern. Wie auch schon in verschiedenen Vorstudien der Krümmeroptimierung gezeigt werden konnte (z.B. [45, 66]), wird die Strömungsrichtung der DEAN-Vortex-Struktur

<sup>10</sup>Weitere Details zu diesen Untersuchungen können der im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Masterarbeit [64] entnommen werden.

durch die Optimierung invertiert. Im Gegensatz zum Hauptströmungsprofil werden die Sekundärströmungen mit Erhöhung des Volumenstroms leicht verstärkt.

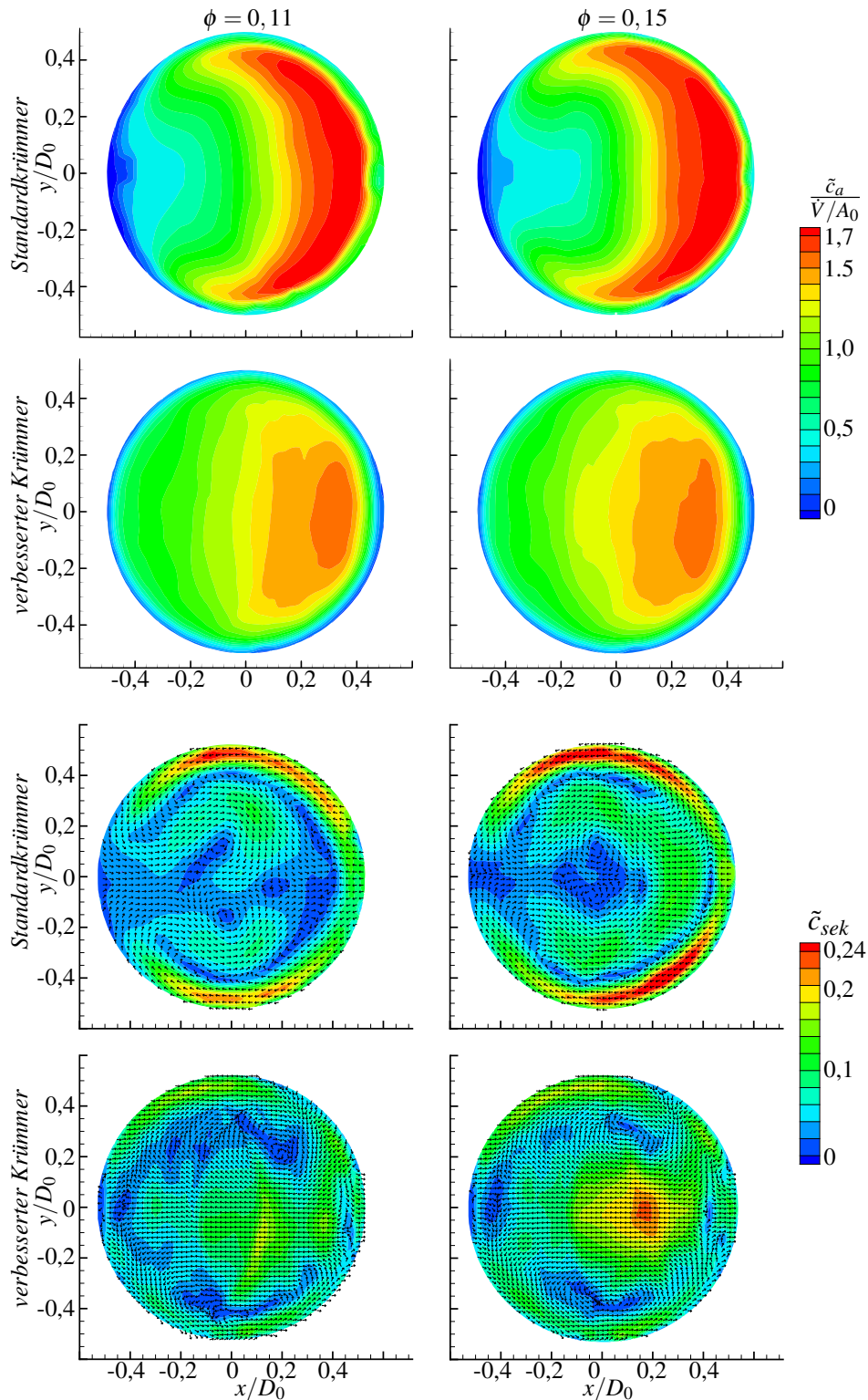


Abbildung 6.7.: Zeitlich gemittelte Messergebnisse der Hauptströmungs- (oben) und Sekundärströmungsgeschwindigkeiten (unten) im Zuflussprofil am Saugmund der Pumpe bei  $E_0$  (vgl. Abb. 3.10)

Die in Abbildung 6.7 gezeigten PIV Messergebnisse der Krümmerabströmung wurden mit verbautem Pumpenlaufrad vermessen. Äquivalenten Messungen ohne installiertem Laufrad sind bereits in Abbildung 6.3 dargestellt. Analog zu den Ergebnissen der Druckmessung (vgl. Abb. 6.2) ist durch diese Variation des Versuchsaufbaus keine Veränderung der Strömung zu erkennen.<sup>11</sup>

### 6.3.3. Messergebnisse der Profile am Saugmund und Radseitenraum der Pumpe - Ebene $E_{RSR}$

Die Anforderungen für die Messebene  $E_{RSR}$  waren, neben der Messung des Pumpenzuströmungsprofils, die Strömung im Radseitenraum in einem achsnormalen Schnitt messtechnisch aufzulösen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Asymmetrie der Zuströmung für diesen Anwendungsfall keine messbaren unsymmetrischen Auswirkungen auf den Radseitenraum hat.

Das Profil der Hauptströmung gewinnt im Verlauf von Ebene  $E_0$  nach  $E_{RSR}$  leicht an Rotationssymmetrie.

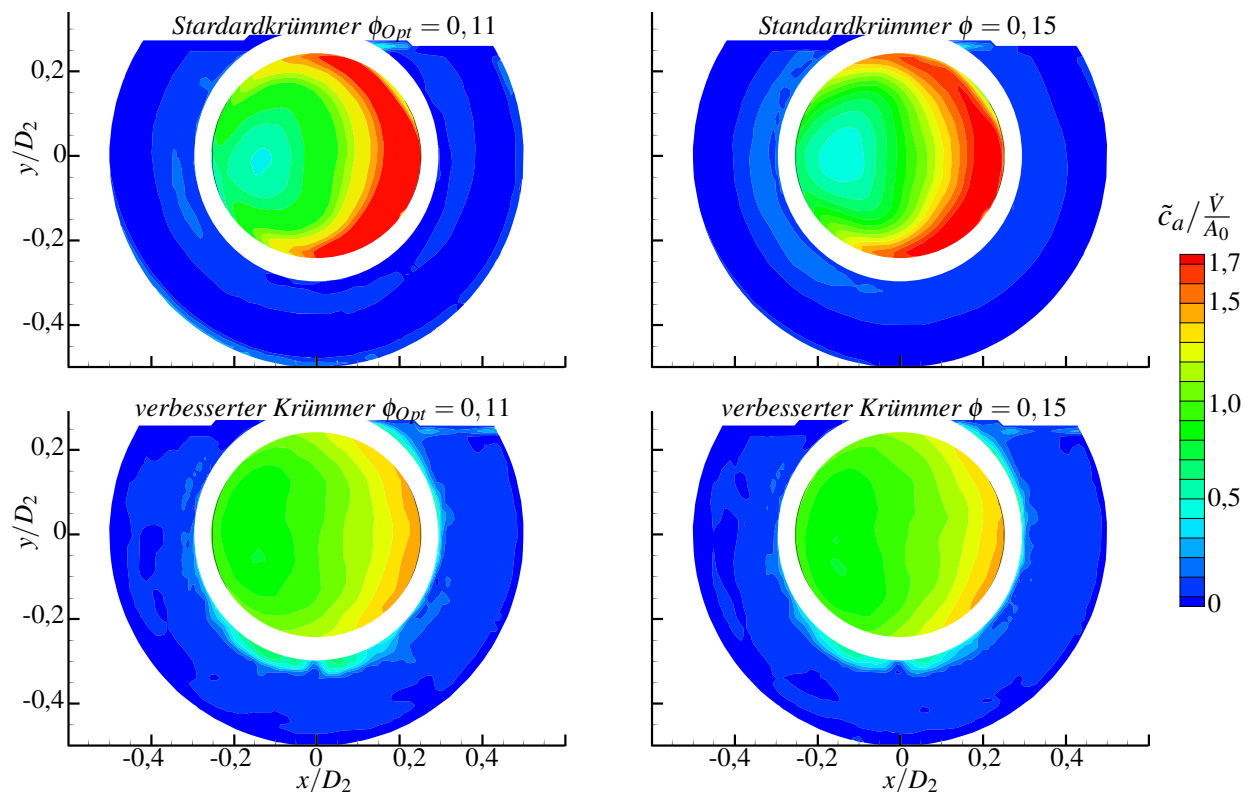


Abbildung 6.8.: Zeitlich gemittelte Messergebnisse des Zuströmungsprofils im Saugmund und Radseitenraum bei  $E_{RSR}$  (vgl. Abb. 3.10)

<sup>11</sup>Weitere Details zu diesen Untersuchungen können der im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Masterarbeit [64] entnommen werden.



### 6.3.4. Ergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad der Pumpe - Ebene $E_{1-4}$

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Messebenen  $E_{1-4}$  vorgestellt. Als skalare Größe für die Volumenstromverteilung wird die normierte Magnitude  $mag_{2D}$  aus den zeitlich gemittelten axialen und radialem Geschwindigkeitskomponenten  $\tilde{c}_a$  und  $\tilde{c}_r$  betrachtet.<sup>12</sup>

$$mag_{2D} = \frac{\sqrt{\tilde{c}_a^2 + \tilde{c}_r^2}}{\dot{V}/A_0} \quad (6.8)$$

In den Darstellungen sind der Laufradaußendurchmesser  $D_2$  und der Saugmunddurchmesser  $D_0$  mithilfe gestrichelter Kreislinien gekennzeichnet. Die Durchmesser der Schaufeleintrittskanten  $D_1(z)$  sind mit durchgezogenen Kreislinien dargestellt.

#### 6.3.4.1. Messergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad

Wie schon in den Messebenen stromauf der Pumpe  $E_0$  und  $E_{RSR}$  gezeigt, scheint die relative Volumenstromverteilung im Schaufelgitter annähernd unabhängig von den betrachteten Betriebspunkten.

Für das System mit Standardkrümmer (vgl. Abb. 6.9, z.B.  $E_1$ ) lässt sich leicht das sichelförmige Zuströmungsprofil wiederfinden, insbesondere in den Ebenen nahe zum Pumpeneinlass. Diese Strukturen lösen sich zwar mit zunehmendem axialen und radialen Eindringen in das Laufrad auf, die Asymmetrien der Anströmung sind allerdings deutlich durch die Verteilung des Volumenstroms im gesamten Schaufelgitter erkennbar.

Besonders fällt der „überlastseitige“ deckscheibennahe Bereich auf, in dem das Skalar der Volumenstromverteilung  $mag_{2D}$  fast Null wird (vgl.  $E_1$ ,  $x/D_2 > 0,2$ ).

Des Weiteren bilden sich neue unsymmetrische Strukturen durch das dezentrale Aufstauen der Strömung nahe der Tragscheibe aus (vgl.  $E_4$ ), die stromaufwärts abklingen.

Alle soeben beschriebenen Phänomene finden sich auch für das System mit verbessertem Krümmer (vgl. Abb. 6.10) wieder, jedoch in abgeschwächter Form, sodass die Strömung weit rotationssymmetrischere Strukturen aufweist.

<sup>12</sup>Um einen möglichen dominierenden Einfluss der Laufradgeometrie zu eliminieren, wurde vergleichend eine erweiterte Normierung mit der positionsabhängigen Querschnittsfläche  $A_{norm}(r)$  durchgeführt. Dieser Einfluss ist allerdings gering und wiegt die damit verbundenen Nachteile der Auswertung (keine Vergleichbarkeit mit  $E_0$  und  $E_{RSR}$  sowie Datenverlust bei kleinen Radien  $r$  da  $A_{norm}(r)$  nicht bestimmbar) nicht auf. Eine vergleichende Auswertung der beiden Normierungsmethoden ist exemplarisch in Anhang A.13 dargestellt.

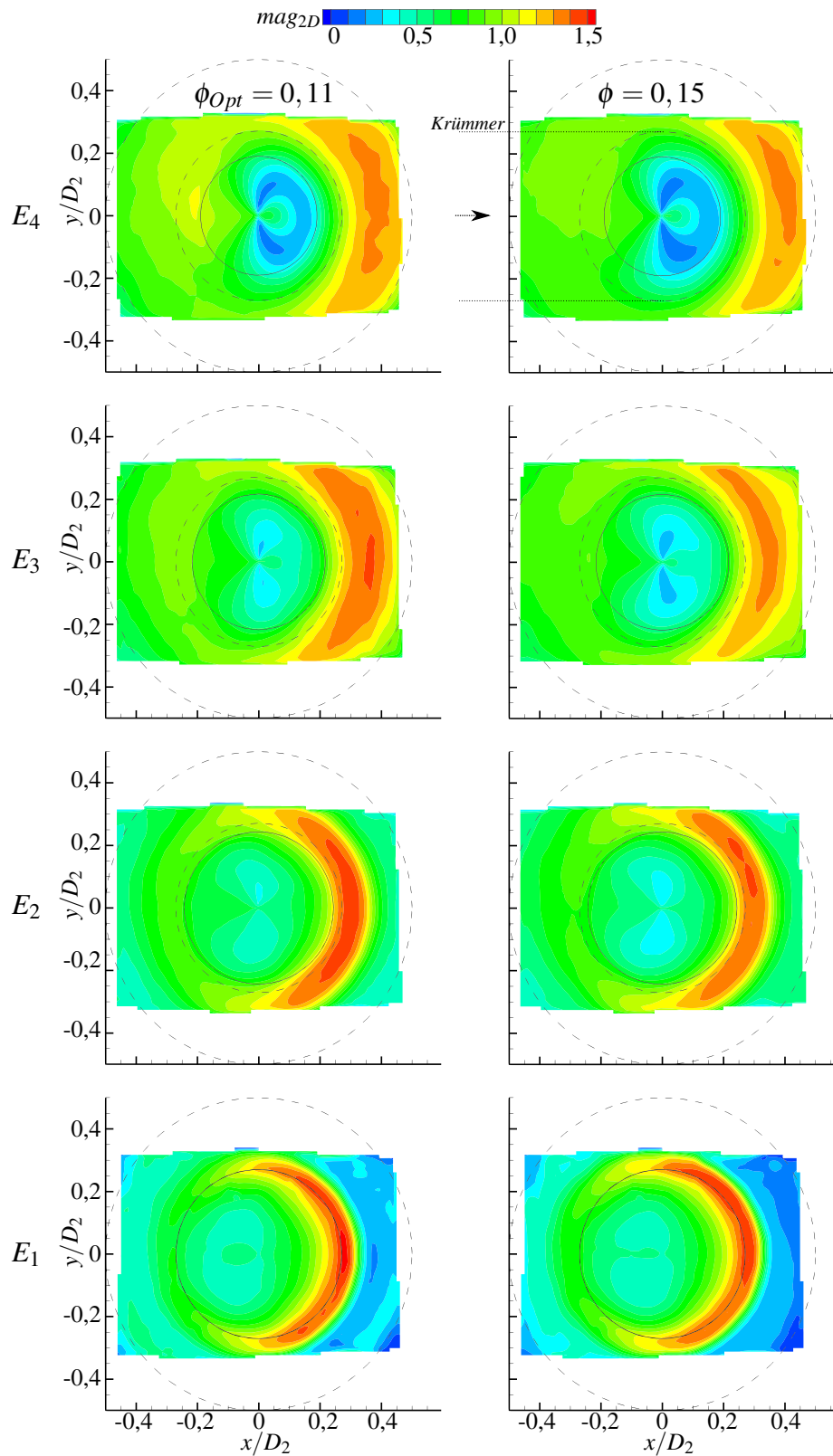


Abbildung 6.9.: Zeitlich gemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad  $E_{1-4}$  (vgl. Abb. 3.10) des Systems mit Standardkrümmer

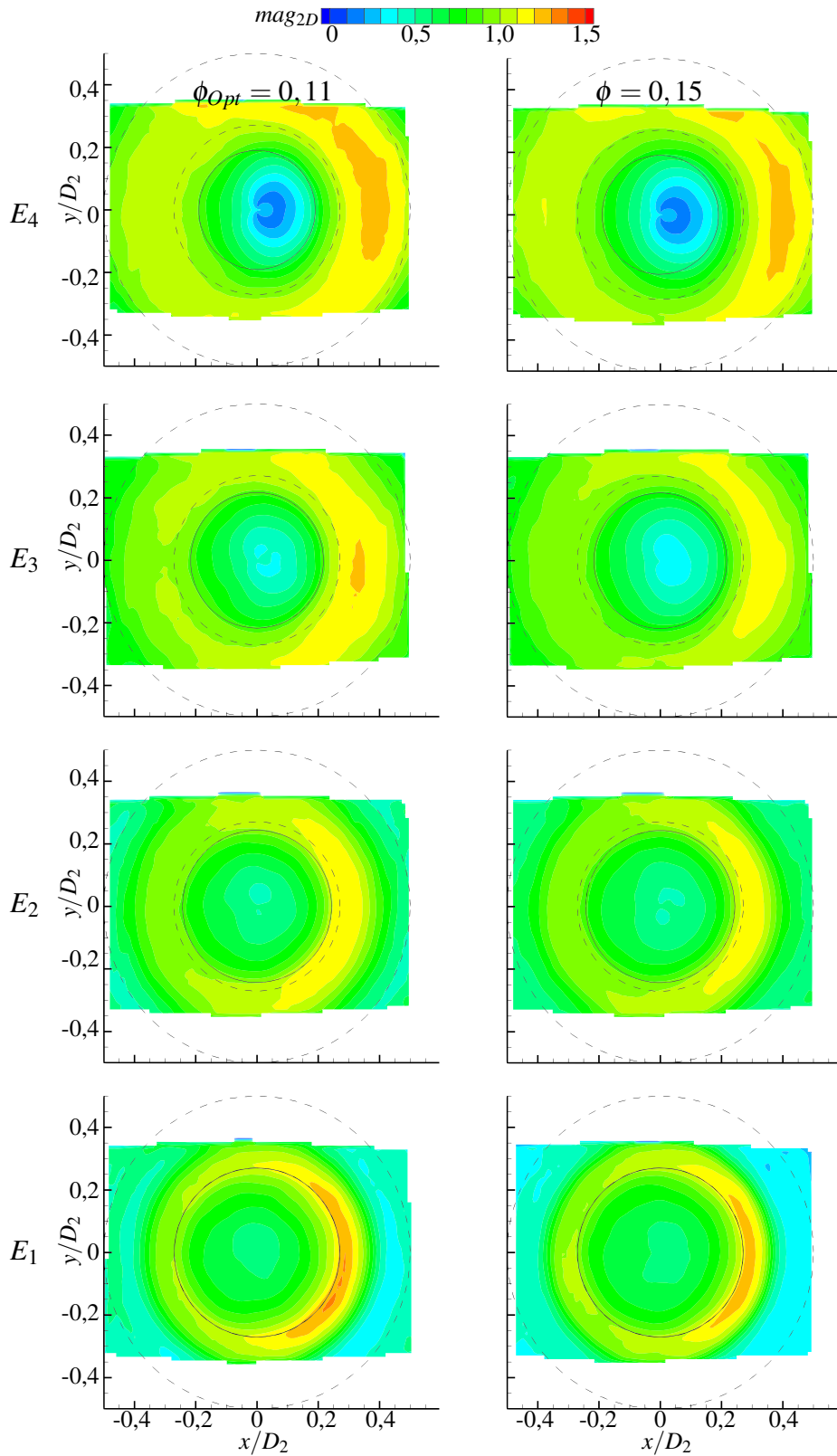


Abbildung 6.10.: Zeitlich gemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad  $E_{1-4}$  (vgl. Abb. 3.10) des Systems mit verbessertem Krümmer

## 6.3.4.2. Simulationsergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad

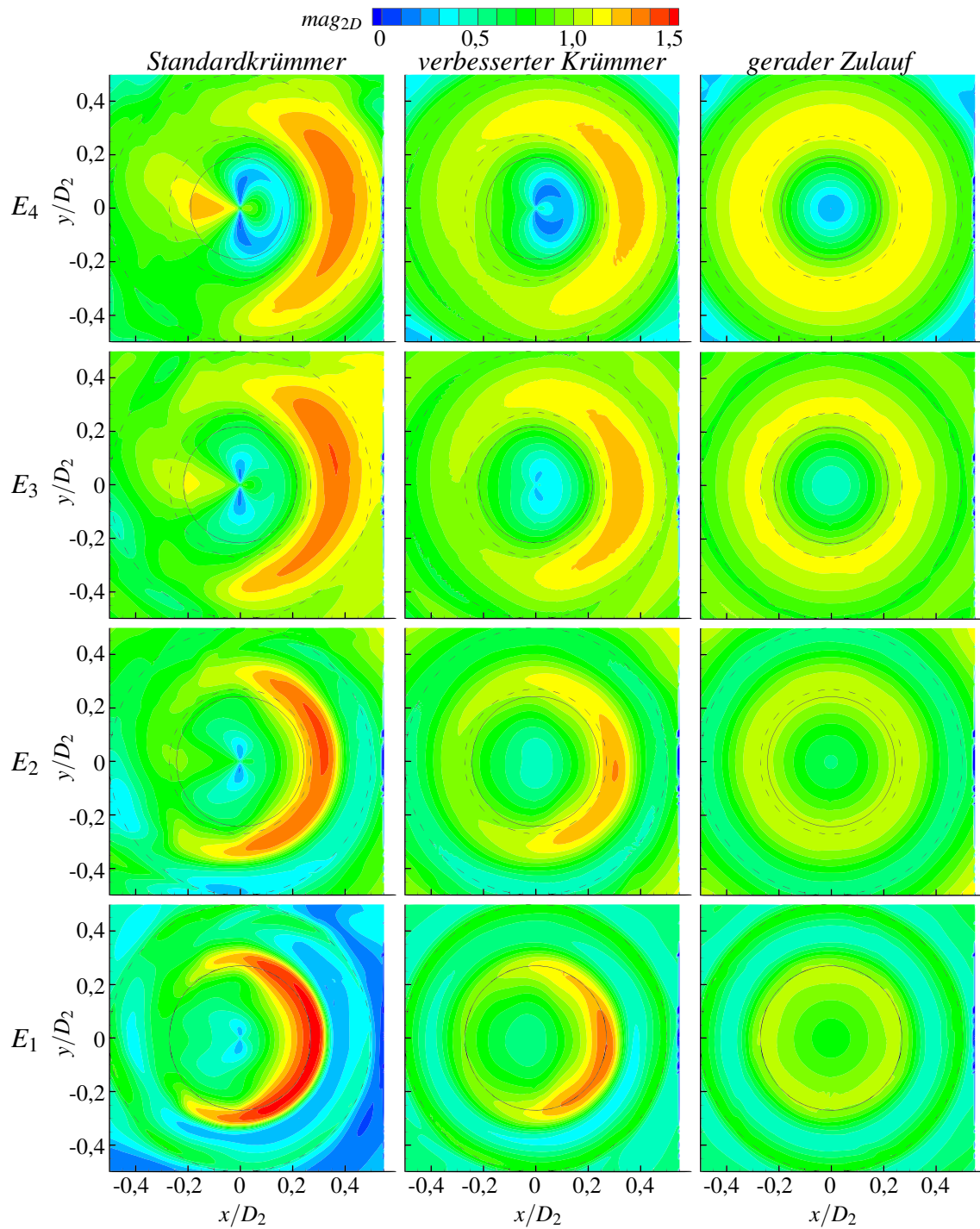


Abbildung 6.11.: Zeitlich gemittelte Simulationsergebnisse im Pumpenlaufrad  $E_{1-4}$  (vgl. Abb. 3.10) bei  $\phi_{opt} = 0,11$

Die numerischen Untersuchungen wurden für die Systeme mit Standardkrümmer, mit verbessertem Krümmer und mit geradem Zulaufrohr durchgeführt.<sup>13</sup>

Abbildung 6.11 zeigt die Ergebnisse für die Ebenen  $E_1$  bis  $E_4$  für den Betriebspunkt  $\phi_{Opt} = 0,11$ . Die Simulations- und Messergebnisse zeigen gute qualitative und quantitative Übereinstimmungen der Strömungsstrukturen. Für den Überlastbetrieb bei  $\phi = 0,15$  zeigen die Simulationsergebnisse analog zu den Messergebnissen kaum Unterschiede hinsichtlich der relativen Volumenstromverteilung  $mag_{2D}$  zum optimalen Betriebspunkt  $\phi = 0,11$  und sind ähnlich gut mit den Messergebnissen validierbar.

Auch für die zeitlich gemittelten Relativgeschwindigkeiten  $\vec{w}$  stimmen Simulation und Experiment gut überein. Abbildung 6.12 vergleicht für die tragscheibennächste Ebene  $E_4$  mit den komplexesten Sekundärbewegungen, die gemittelten Stromlinien. Die Erklärung des Strömungsbilds folgt im Diskussionskapitel 7. Für das System mit Standardkrümmer liegen die Ergebnisse für Simulation und Messung nahezu übereinander, für das System mit verbessertem Krümmer ist eine leichte Abweichung in der Position des Staupunkts und damit auch der Stromlinie zu erkennen. Zum Vergleich sind die Simulationsergebnisse mit der idealen rotationssymmetrischen Zuströmung dargestellt (vgl. gerader Zulauf).

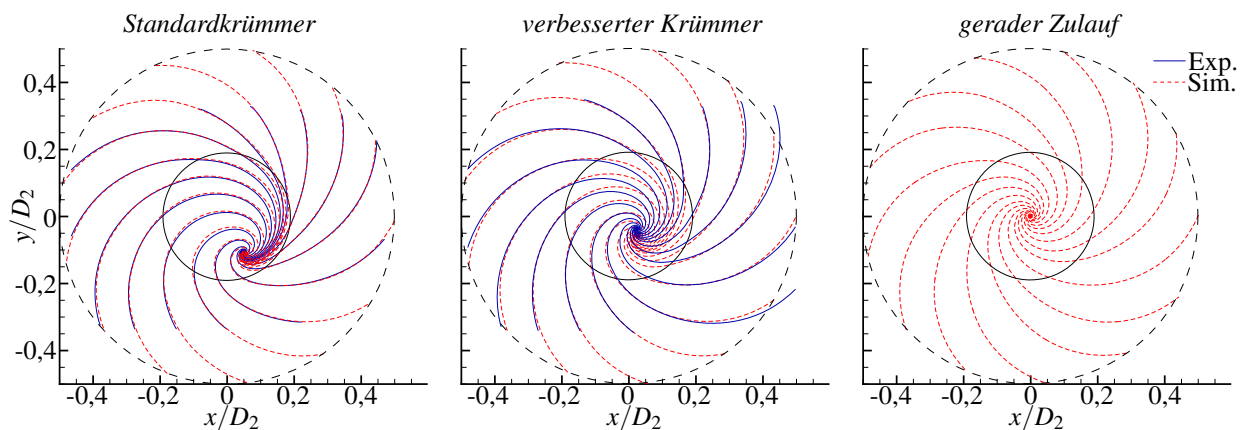


Abbildung 6.12.: Zeitlich gemittelte Stromlinie der gemittelten Relativgeschwindigkeit  $\vec{w}$  in der Ebene  $E_4$  (vgl. Abb. 3.10) bei  $\phi_{Opt} = 0,11$

Mit den guten Übereinstimmungen der Geschwindigkeitsfelder zwischen Simulation und Messung, werden auch die Darstellungen der Druckverteilung als valide betrachtet. Die Verteilungen des Totaldrucks  $\psi$  in den achsnormalen Ebenen im Laufrad sind in Abbildung 6.13 dargestellt und zeigen ebenfalls auffällige unsymmetrische Strukturen für das Standardkrümmersystem besonders nahe der Deckscheibe (Ebene  $E_1$ ). Analog zu den Geschwindigkeiten wird auch diese Asymmetrie durch den verbesserten Krümmer reduziert.

<sup>13</sup>Das gerade Zulaufrohr besitzt die gleiche Diffusoraufweitung wie der Standardkrümmer und der verbesserte Krümmer.

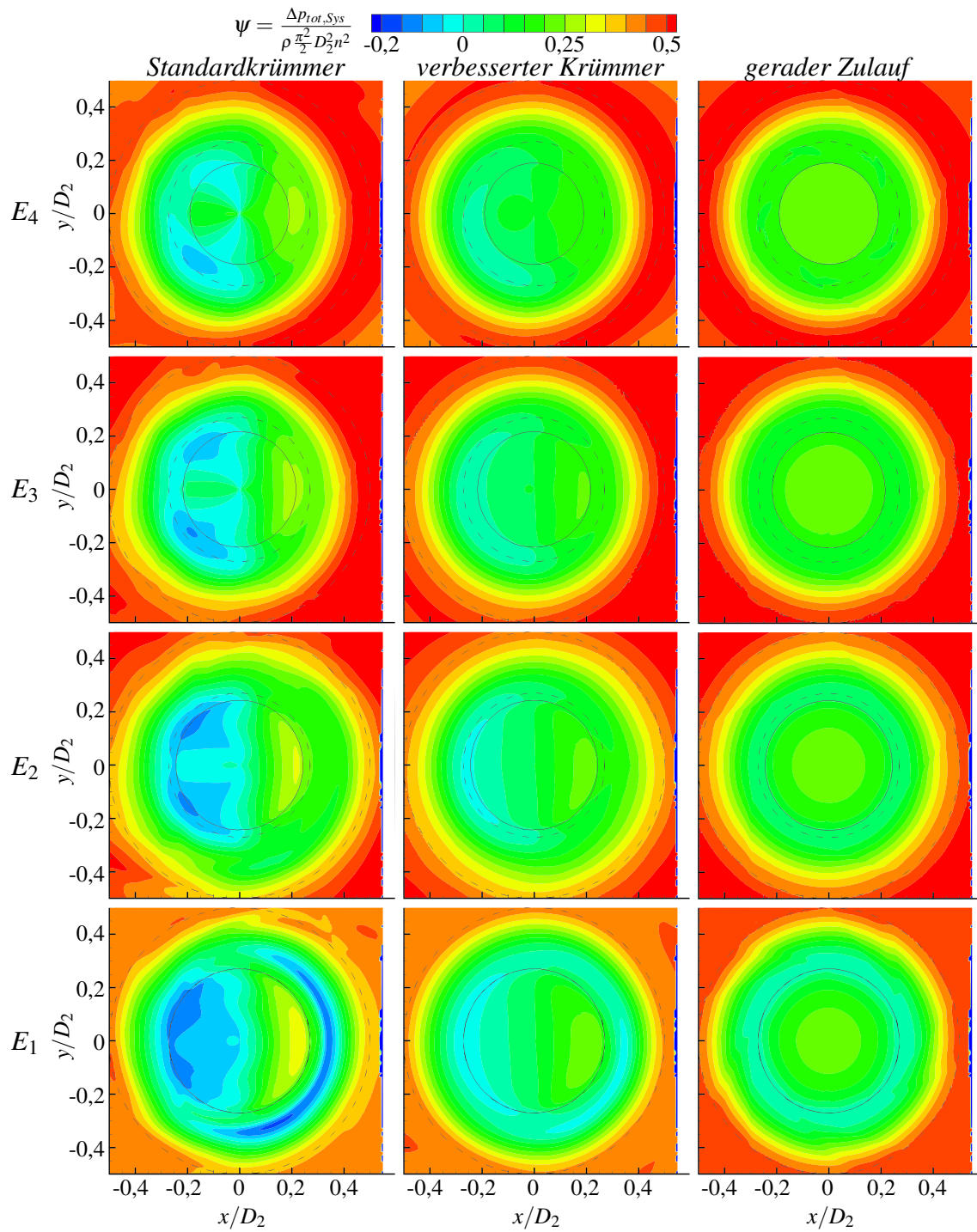


Abbildung 6.13.: Zeitlich gemittelte Simulationsergebnisse der Totaldruckerhöhung  $\psi$  im Pumpenlaufrad  $E_{1-4}$  (vgl. Abb. 3.10) bei  $\phi_{opt} = 0,11$



6.3.4.3. Phasengemittelte Messergebnisse der achsnormalen Schnitte im Laufrad

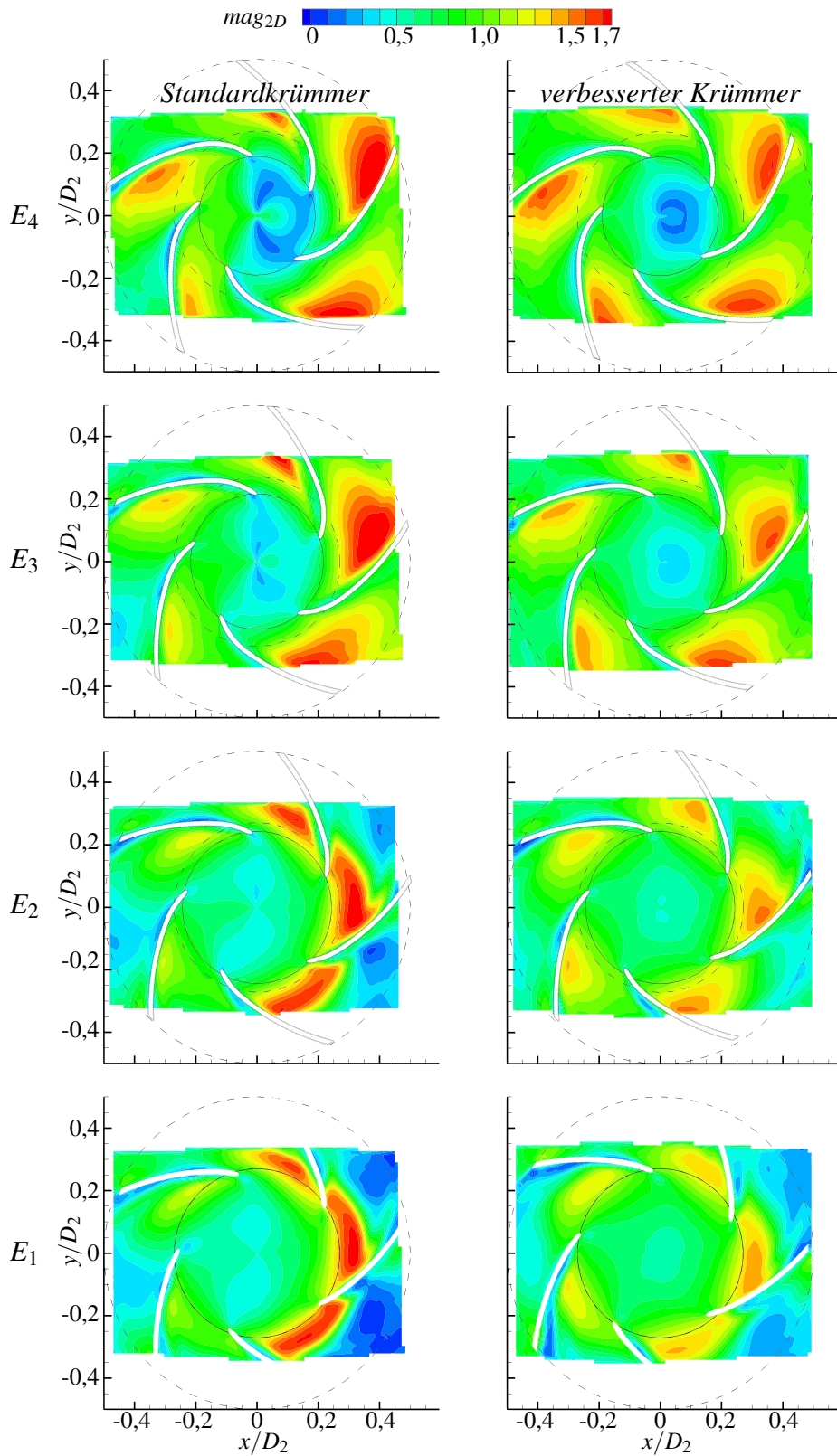


Abbildung 6.14.: Phasengemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad  $E_{1-4}$  (vgl. Abb. 3.10) bei  $\phi_{Opt} = 0,11$

Die phasengemittelten Ergebnisse sind mit einer erweiterten Skalierung dargestellt, da die lokalen Maximalwerte über die Skalierung der gemittelten Bilder hinausgehen.

Die Schaufelkontouren wurden nachträglich mithilfe des gemessenen Phasenwinkels eingefügt. Der maximale Positionsfehler der Phasemittelung beträgt weniger als  $\varphi_{Fehler} = \pm 1^\circ$ .

Die Ergebnisse der positionsabhängigen Betrachtung ermöglichen eine verdeutlichte Darstellung der Unterschiede und damit der Verbesserung der Rotationssymmetrie der Strömung für das verbesserte System, wie Abbildung 6.14 zeigt.

### 6.3.5. Ergebnisse der meridianen Schnitte im Laufrad der Pumpe - Ebene $E_M$

Die Schnitte in der  $x$ - $z$ -Ebene geben einen Überblick über das Strömungsbild für alle gemessenen und numerisch erfassten Pumpe-Krümmen-Systeme dieser Arbeit. Aufgrund des komplexen optischen Zugangs war nur ein kleiner Bereich des Meridianschnitts messtechnisch erfassbar. Dieser Messbereich ist im oberen Teil von Abbildung 6.15 dargestellt. Die untere Zeile der Abbildung zeigt die korrespondierenden Simulationsergebnisse mit guter Übereinstimmung zu den Messergebnissen. Vergleichend wird die Simulation mit symmetrischer Zuströmung abgebildet.

Deutlich zeichnet sich der Verlauf der Asymmetrie der Zuströmung bis in die Schaufelkanäle ab, die lokale teillast- ( $x/D_2 < -0,2$ ) beziehungsweise überlastähnliche Betriebszustände ( $x/D_2 > 0,2$ ) im Laufrad stromab des Standardkrümmers hervorrufen. Zu erkennen ist die Tendenz zum Ablösen der Strömung an der Deckscheibe, besonders für das System mit Standardkrümmer. Der verbesserte Krümmer kann keine vollständig symmetrischen Zuströmungsbedingungen schaffen, reduziert allerdings die Asymmetrie und erzeugt so eine gleichmäßigere Zuströmung zu den Schaufelkanälen.

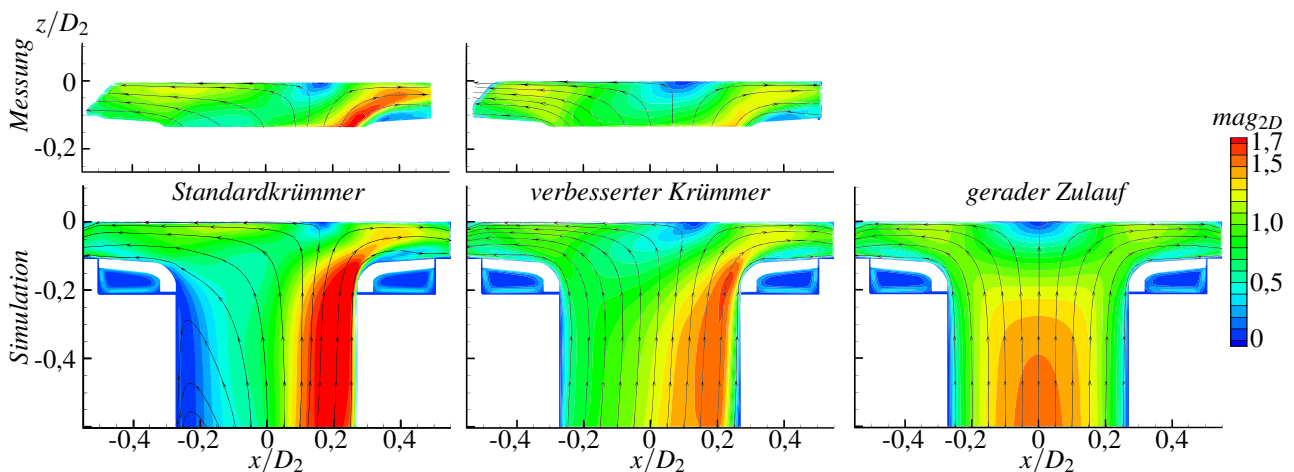


Abbildung 6.15.: Meridianschnitt bei  $y/D_2 = 0$

Die Ausprägung des Staupunkts auf der Tragscheibe scheint für den verbesserten Krümmer und den geraden Zulauf größer als für den Standardkrümmer. Dies ist allerdings der Position des Stau-



punkts im Verhältnis zum hier gezeigten Meridianschnitt geschuldet, da der Staupunkt bei dezentraler Ausbildung mit der Laufradrotation mit rotiert wird. Dies soll im folgenden Kapitel 7 weiter diskutiert werden.

### 6.3.6. Vergleich der instationären Ergebnisse

Der Vergleich der instationären Ergebnisse zeigt die größten Unterschiede zwischen Simulations- und Messergebnissen. Exemplarisch vergleicht Abbildung 6.16 ein PIV-Einzelbild mit einem numerischen Zeitschritt bei ähnlicher Laufradposition. Während die Bilder der Messung ein eher chaotisch turbulentes Strömungsbild wiedergeben, gleichen die instationären Simulationsergebnisse stark den phasengemittelten Daten. Dies spiegelt auch der zeitliche Verlauf der Volumenstromverteilung  $mag_{2D}$  wider. Die extrahierten Daten in einem definierten Punkt im Absolutsystem (vgl. Abb. 6.16, weißes Kreuz) zeigen für die Simulation einen eher periodischen Verlauf, während die experimentellen Ergebnisse, außer der Schaufeldurchläufe, kein sich wiederholendes Muster aufweisen.

Wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, wird mit dem SAS-SST Turbulenzmodell gearbeitet, welches bei der verwendeten Auflösung des Rechnetzes Instationaritäten zulassen sollte. In einer numerischen Studie wurde der „turbulenzdämpfende“ Einfluss durch die turbulente Viskosität komplett unterdrückt. Die vergleichsweise ähnlich stationär wirkenden Strömungsbilder und die Tatsache, dass überhaupt eine konvergierte, sinnvolle Lösung erzeugt werden konnte, lässt den Schluss zu, dass die stationäre Einlassrandbedingung kombiniert mit der relativ kleinen REYNOLDSZahl zu wenig Turbulenzen vorgibt. Eine realitätsnähere Randbedingung müsste genauso instationär umgesetzt werden wie sie in den Experimenten vorliegt.

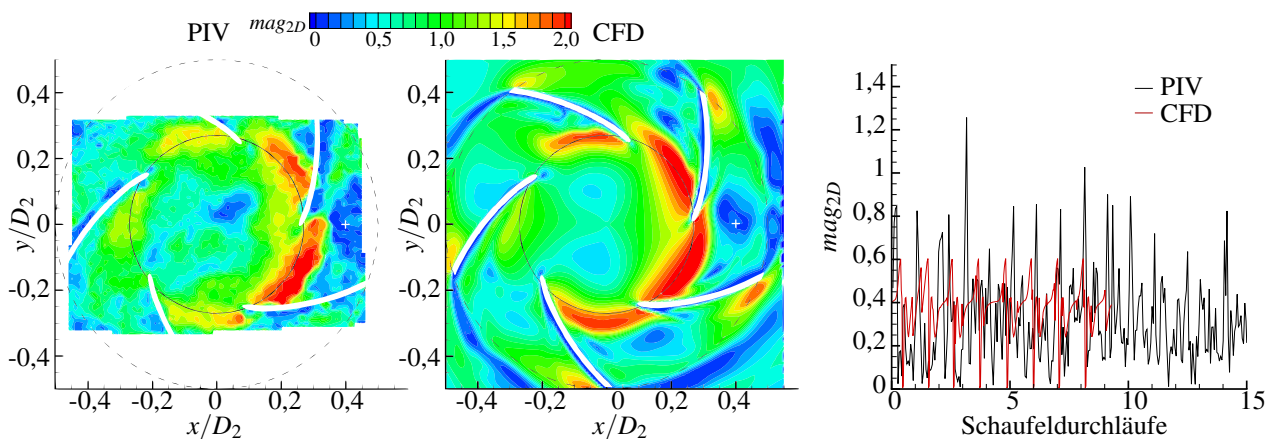


Abbildung 6.16.: Beispiele transients Einzelbilder der Ebene  $E_4$  für PIV (links) und CFD (Mitte) sowie die Darstellung des zeitlichen Verlaufs für die Volumenstromverteilung  $mag_{2D}$  bei  $x/D_2 = 0,4, y/D_2 = 0$  (weißes Kreuz)

## 7 Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse zusammengefasst und diskutiert. Kapitel 6 entsprechend sind die Simulationsdaten als valide zu erachten.

Für die weitere Diskussion wird die folgende Nomenklatur eingeführt:

- System A = System mit Standardkrümmer = herkömmliches System
- System B = System mit verbessertem Krümmer = verbessertes System
- System C = System mit geradem Zulaufrohr = bestmögliches System

Wie die Ergebnisse der Kennlinienmessung (vgl. Abb. 6.5) des Systems A und Systems B zeigen, kann für die hier untersuchten Pumpe-Krümmer-Systeme durch die Krümmeroptimierung eine Wirkungsgradverbesserung von 4 – 5% im Optimalpunkt ( $\phi_{Opt} = 0,11$ ) erreicht werden. Diese Verbesserung resultiert aus der geringer aufzubringenden Wellenleistung des verbesserten Systems (vgl. Abb. 6.5) von

$$\lambda_{SysA} = 90\% \cdot \lambda_{SysB}. \quad (7.1)$$

Wie bereits in Kapitel 6.2 beschrieben, wird der verbesserte Druckaufbau der Pumpe des Systems B durch die höheren Widerstandskoeffizienten des geometrisch komplexeren Krümmers  $\zeta_{SysB}$  kompensiert.

Die Ergebnisse für den Betriebspunkt im untersuchten Überlastbereich ( $\phi = 0,15$ ) weisen ein analoges Verhalten bezüglich des Leistungsbedarfs  $\lambda$  und der Strömungsstrukturen (vgl. Kap. 6.3.1 bis 6.3.4) auf. Allerdings wird die Verbesserung des Wirkungsgrads aufgrund der mit dem Volumenstrom quadratisch steigenden Krümmerverluste im Überlastbereich nicht erreicht. Entsprechend sollen im Folgenden vor allem die Ergebnisse im Optimalpunkt bei  $\phi_{Opt} = 0,11$  diskutiert werden.

Unter der Annahme, dass die Radreibungsmomente und Leckageverluste für System A und B identisch sind, ist der erhöhte Leistungsbedarf  $\lambda$  bei vorliegender gleicher Drehzahl  $\omega$  direkt auf

ein höheres Schaufelmoment  $M_S$  zurückzuführen.

$$\lambda \sim M_S \cdot \omega \quad (7.2)$$

Nach der „Euler’schen Turbinengleichung“ (Gl. 7.3) ist das Schaufelmoment  $M_S$  abhängig vom Volumenstrom  $\dot{V}$  und der tangentialen An- beziehungsweise Abströmungskomponente  $c_u$  (z. B. [11]).<sup>1</sup>

$$M_S = \rho \cdot \dot{V} \cdot \Delta_{1,2}(rc_u) \quad (7.3)$$

Die vorgeschalteten Krümmer verzerren das Strömungsprofil und nehmen durch Abhängigkeit des Strömungsprofils vom Umfangswinkel  $\varphi$  auf beide Faktoren  $\dot{V}(\varphi)$  und  $c_u(\varphi)$  starken Einfluss. Die unsymmetrischen Volumenstromverteilungen  $\dot{V}(\varphi)$  wurden bereits im Ergebniskapitel 6.3.4 mittels der eingeführten Skalar für die Volumenstromverteilung  $mag_{2D}$  (vgl. Gl. 6.8) gezeigt. In den folgenden Abschnitten werden die Auswirkungen der unsymmetrischen Zuströmung auf die Schaufelanströmung und damit die Drallkomponente  $c_u(\varphi)$  diskutiert.

Dazu ist zunächst die Schaufelanströmung zu betrachten. Die Abweichung des Schaufelanströmungswinkels  $\beta_{F1}$  vom Schaufelwinkel der Auslegung  $\beta_{S1}$

$$\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1} \quad (7.4)$$

wird dafür als ein Bewertungskriterium herangezogen. Die Winkeldifferenz  $\Delta\beta_1$  ist das Resultat aus der Verteilung des Vordralls durch die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_u(\varphi)$  und der lokalen Volumenstromverteilung  $\dot{V}(\varphi)$ . Dies wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels genauer dargestellt (vgl. Abb. 7.6).<sup>2</sup>

Mithilfe der Stromlinien der gemittelten Relativgeschwindigkeit  $\tilde{w}$  lassen sich die Abweichungen zwischen Winkel der Anströmung  $\beta_{F1}$  und Schaufeleintrittswinkel der Auslegung  $\beta_{S1}$  an den Schaufeleintrittskanten ( $D_1$ ) veranschaulichen (vgl. Abb. 7.1). Die schwarzen Stromlinien des Systems C mit geradem Zulauf verlaufen rotationssymmetrisch und treffen am Schaufeleintrittsdurchmesser  $D_1$  annähernd den Schaufelwinkel  $\beta_{S1}$ .<sup>3</sup> Die roten Stromlinien des Systems A mit Standardkrümmer zeigen hingegen nicht rotationssymmetrische und teilweise deutliche Abweichungen zum Strömungswinkel des Systems C, folglich auch zum Schaufelwinkel  $\beta_{S1}$ .

$$\beta_{S1} \approx \beta_{F1, SysC} \neq \beta_{F1, SysA} \quad (7.5)$$

<sup>1</sup>Dichte  $\rho = \textit{konstant}$

<sup>2</sup>Die bestehende Abhängigkeit von  $c_u(\varphi)$  und  $\dot{V}(\varphi)$  von der axialen Koordinate  $z$  wird erst bei der späteren Bilanzierung der Teilfluten beachtet.

<sup>3</sup>Der Nachweis für diese Aussage folgt im weiteren Verlauf dieses Kapitels durch Abb. 7.2.

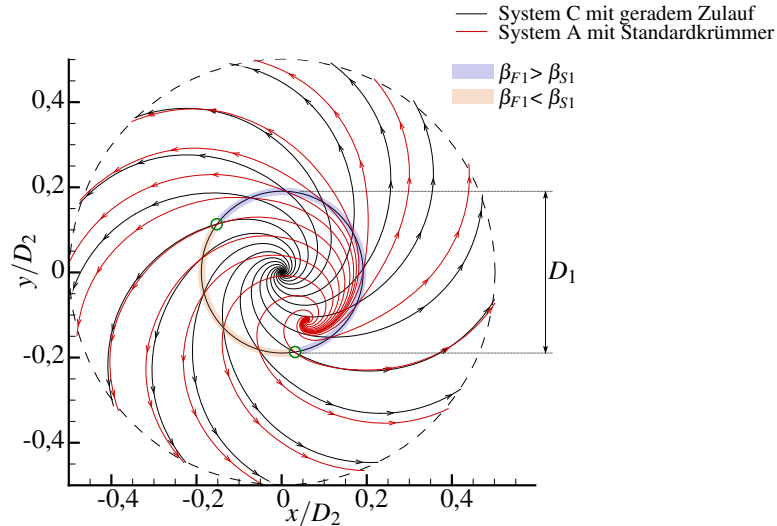


Abbildung 7.1.: Stromlinien der Relativgeschwindigkeit  $\vec{w}$  in Ebene  $E_4$  für System A und System C

Es sind unterschiedlich große Bereiche zu erkennen, in denen der Strömungswinkel  $\beta_{F1, SysA}$  kleiner beziehungsweise größer dem Schaufelwinkel  $\beta_{S1}$  ist (vgl. Abb. 7.1):

- blaues Kreissegment:  $\beta_{S1} > \beta_{F1, SysA} \approx$  Auslegung
- oranges Kreissegment:  $\beta_{S1} < \beta_{F1, SysA} \approx$  Auslegung

Vergleichend ist hierzu auch Abbildung 6.12 des Ergebniskapitels zu betrachten, welche die Verbesserung des verbesserten Systems B in Richtung des Systems C mit rotationssymmetrischer Zuströmung zeigt. Weiterführend zeigt Abbildung 7.2 eine vergleichende Darstellung der Winkelabweichungen  $\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1}$  über der Umfangskoordinate  $\varphi$  an den Schaufeleintrittskanten ( $D_1$ ) für alle Mess- und Simulationsergebnisse der Messebene  $E_4$ .

Für das System A zeigen Simulation und Messung gute qualitative und quantitative Übereinstimmungen. Die Ergebnisse für das System B weisen einen leichten quantitativen Versatz zwischen Numerik und Experiment auf. Das tendenzielle Verhalten wird jedoch nahezu identisch wiedergegeben. System C konnte, wie beschrieben (vgl. Kap. 4), nur numerisch untersucht werden. Aufgrund der hier vorliegenden rotationssymmetrischen Anströmung ist der Anströmungswinkel  $\beta_{F1}$  wie erwartet nahezu konstant und weicht mit  $\Delta\beta_1 < 3^\circ$  nur wenig vom Schaufelwinkel  $\beta_{S1}$  ab. Der Verlauf für System A spiegelt die bereits in Abbildung 7.1 beschriebenen starken und unsymmetrischen Abweichungen bis zu einer Winkeldifferenz von  $\Delta\beta_1 = -29^\circ$  wider. Das verbesserte System B zeigt ein analoges Verhalten, allerdings mit deutlich reduzierten Amplituden bezüglich der Winkelabweichung  $\Delta\beta_1$ .

Dieses Verhalten zwischen System C und System B setzt sich analog für die Messebenen  $E_3$  bis  $E_1$  fort. Insgesamt nehmen die Amplituden der Winkelabweichungen  $\Delta\beta_1$  jedoch mit zunehmender

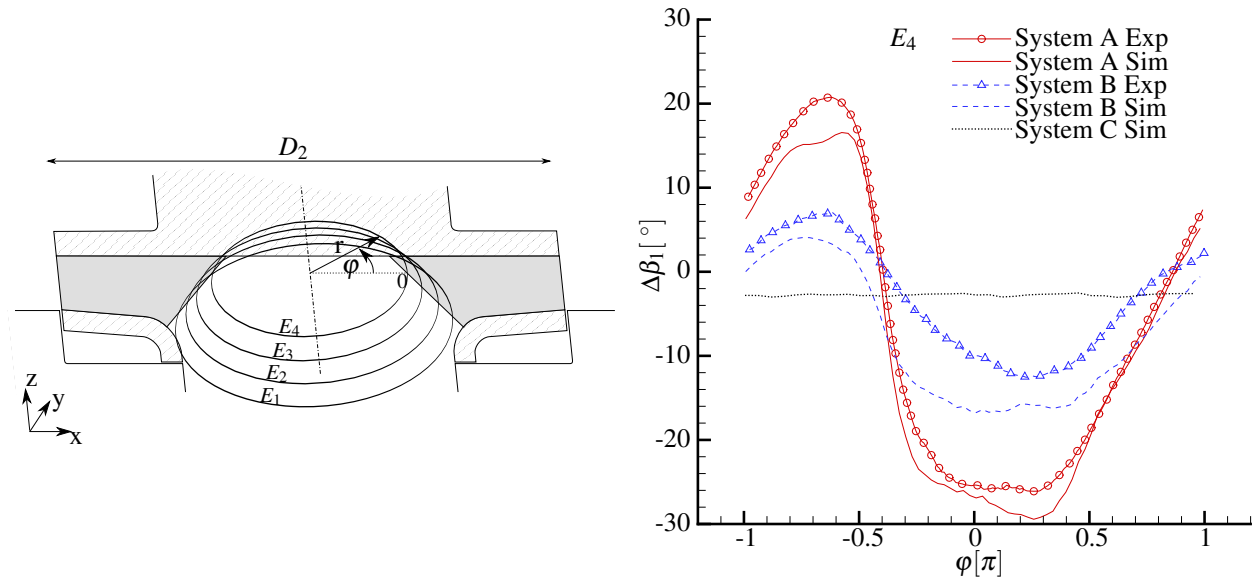


Abbildung 7.2.: Darstellung der Winkelabweichung  $\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1}$  über der Umfangskoordinate  $\varphi$  für die Messebene  $E_4$

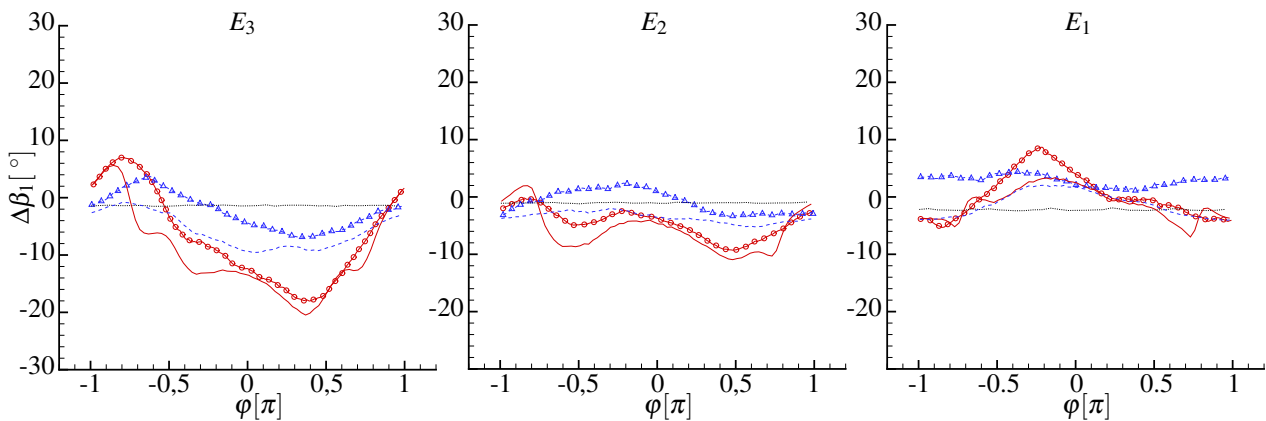


Abbildung 7.3.: Darstellung der Winkelabweichung  $\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1}$  über der Umfangskoordinate  $\varphi$  für  $E_{1-3}$

Entfernung von der Tragscheibe ab (vgl. Abb. 7.3).<sup>4</sup> Weiterhin können im Bereich der mittleren Schaufelbreiten in den Ebene  $E_2$  und  $E_3$  von System C noch geringere Abweichungen des Strömungswinkels  $\Delta\beta_{1, SysC} \approx 1^\circ$  erreicht werden, was die Auslegung bestätigt.

In der Messebene nahe der Deckscheibe  $E_1$  zeigt sich für System A, ein umgekehrter Verlauf der Winkelabweichung, mit reduzierten Amplituden, im Vergleich zur Ebene  $E_4$ . Findet man im Bereich der Krümmungsaußenseite des Zulaufkrümmers ( $-0,25 < \varphi < 0,25$ ) in der Ebene  $E_4$  (nahe Tragscheibe) im Laufrad die größten Winkelabweichungen in negativer Richtung, schlagen diese Abweichungen in Ebene  $E_1$  (nahe Deckscheibe) in maximal positive Winkelabweichungen um. Das Strömungsbild lässt sich mit den gezeigten Meridianschnitten aus Abbildung 6.15 weiter erörtern. Durch die vorgegebene Laufradgeometrie bildet sich an der Tragscheibe ein Staupunkt

<sup>4</sup>Auf die verhältnismäßig weniger gute Übereinstimmung wird im weiteren Verlauf des Textes mithilfe der Meridiantouren eingegangen.

---

aus. Dieser liegt bei rotationssymmetrischer Anströmung im Laufradzentrum (vgl. System C), wie der Verlauf der Stromlinie der Relativgeschwindigkeit  $\tilde{w}$  in Abbildung 7.1 zeigt. Eine Verzerrung des Zuströmungsprofils mit Maximum an der Krümmungsaußenseite verschiebt folglich auch den Staupunkt in diese Richtung. Wird das verzerrte Zuströmungsprofil in Rotationsrichtung des Laufrads mittransportiert, bildet sich eine Position des Staupunktzentrums aus, wie in Abbildung 7.1 für System A dargestellt.

In den Gebieten nahe der Tragscheibe entstehen für System A und B Sekundärströmungen, die für den Ausgleich zwischen dem vom Zuströmungsprofil des Krümmers hervorgerufenen lokalen Überlast- und Teillastbereich im Laufrad sorgt. Diese Sekundärströmung zieht schließlich auch eine erhöhte absolute, tangentielle Geschwindigkeitskomponente  $|c_u(\varphi)|$  nach sich.

Der deckscheibennahe Strömungsbereich wird vor allem vom Hauptströmungsprofil der Zuströmung geprägt. Ein hoher lokaler Volumenstrom an der Krümmungsaußenseite bewirkt größere axiale und radiale Strömungsgeschwindigkeiten  $c_a(\varphi)$  und  $c_r(\varphi)$ . Die Folge der zu hohen Radialkomponenten  $c_r(\varphi)$  sind zu große Strömungswinkel  $\beta_{S1}(\varphi)$  wie es Abbildung 7.3 in Ebene  $E_1$  für System A darstellt.

Der Meridianschnitt für System A zeigt außerdem den phasenabhängigen Ablösungsbereich der Strömung an der Deckscheibe im Überlastsegment des Laufrads (vgl. Abb. 6.15:  $0,25 < x/D_2 < 0,4$ ). Diese Ablösung ist ebenfalls den hohen lokalen Strömungsgeschwindigkeiten der Zuströmung geschuldet, die dazu führen, dass die Strömung dem radialen Umlenkradius  $R_{TS}$  (vgl. Tab. 3.1) nicht folgen kann. Mit dem hier auftretenden komplexen und entsprechend numerisch schwierig zu erfassenden Strömungsverhalten lässt sich die verhältnismäßig weniger gute Übereinstimmung der Winkelabweichungskurven  $\Delta\beta_1$  für System A und B in der Ebene  $E_1$  (vgl. Abb. 7.3) erklären.

Alle bisher beschriebenen Größen dieses Kapitels werden zeitlich gemittelt betrachtet. Um die instationären Schwankungen (bereinigt von den Schwankungen durch die Laufradrotation) betrachten zu können, werden in Abbildung 7.4 die phasengemittelten Verläufe der Winkeldifferenz  $\Delta\beta_1$  mit den mittleren Schwankungswerten  $\Delta\tilde{\beta}'_1$  gezeigt. Zu beachten ist, dass die y-Achse neu skaliert werden musste, um die größeren phasengemittelten und instationären Winkeldifferenzen darstellen zu können (für einen besseren Vergleich wurde die  $\Delta\beta_1 = \pm 30^\circ$  Achsenbegrenzung aus Abb. 7.2 bzw. 7.3 als Hilfslinie übernommen). Die Daten resultieren aus der Laufradposition wie in Abb. 7.5 visualisiert. Die dazu gespiegelte (d.h.  $36^\circ$  weiterrotierte) Laufradposition wurde ebenfalls phasengemittelt untersucht, lieferte aber keine weiteren Erkenntnisse.

Zunächst fällt auf, dass die Ergebnisse für die deckscheibennahe Ebene  $E_1$  einen wesentlich regelmäßigeren Verlauf und geringere Schwankungen zeigen als die tragscheibennahe Ebene  $E_4$ . Der tendenzielle Verlauf aus den gemittelten Ergebnissen (vgl. Abb. 7.2 bzw. 7.3) ist für beide Ebenen  $E_1$  und  $E_4$  wiederzuerkennen.

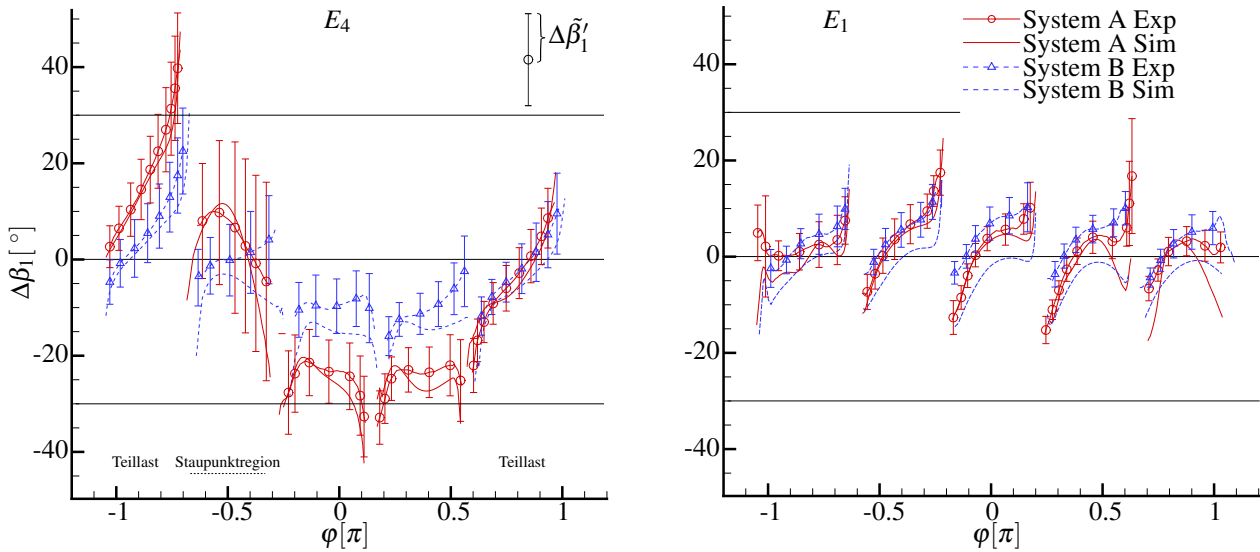


Abbildung 7.4.: Darstellung der phasengemittelten Winkelabweichung  $\Delta\beta_1$  mit den zeitlich gemittelten Schwankungswerten  $\Delta\tilde{\beta}'_1$  über der Umfangskoordinate  $\varphi$  für  $E_4$  und  $E_1$

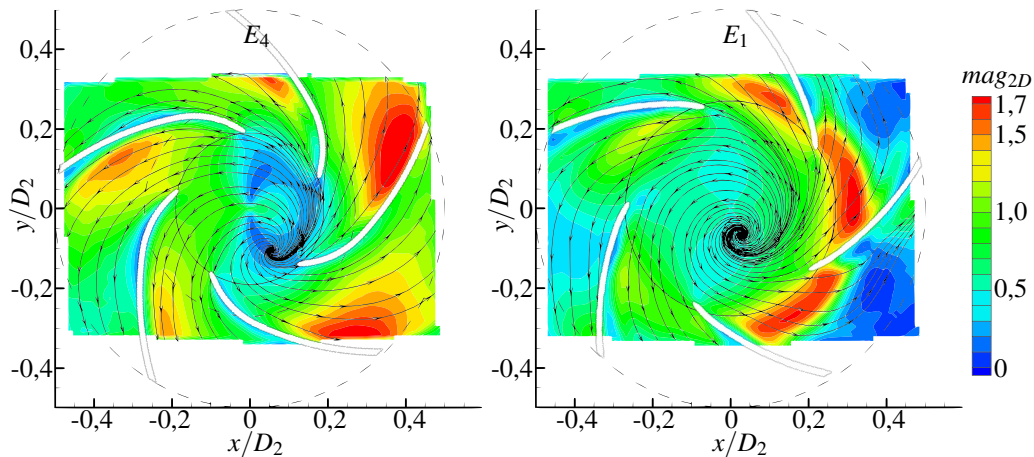


Abbildung 7.5.: Darstellung der phasengemittelten Messergebnisse für die Volumenstromverteilung mittels des Skalars  $mag_{2D}$  (vgl. Gl. 6.8) für System A korrespondierend zu Abbildung 7.4

Die Messebene  $E_4$  wird, wie zuvor für die gemittelte Winkeldarstellung beschrieben, deutlich durch den asymmetrischen Staupunkt beeinflusst. Die größten Schwankungen mit  $\Delta\tilde{\beta}'_1 > 17^\circ$  entstehen in dem Schaufelkanal der am nächsten zum Staupunkt liegt ( $-0,75 < \varphi < -0,3$ , vgl. Staupunktregion) und nehmen mit zunehmender Entfernung von diesem bis auf  $\Delta\tilde{\beta}'_1 \approx 6^\circ$  ab. Die größten Änderungen der Winkelabweichungen über den Schaufelkanälen sind auf der Teillastseite des Laufrads ( $-0,75 > \varphi \cup \varphi > 0,75$ , vgl. Teillast) zu finden.

Der ähnliche Verlauf innerhalb eines Schaufelkanals für den Bereich  $-0,7 < \varphi < 0,7$  der Ebene  $E_1$  folgt aus der Volumenstromverteilung, abgebildet in den phasengemittelten Ergebnissen 7.5. Wie für den Überlastbetrieb typisch, ist der Strömungswinkel nahe der Schaufelaußenseite und weiten Teilen des Schaufelkanals größer als der Schaufelwinkel. Gleichzeitig bilden sich auf der Druckseite Strömungsgebiete mit geringen radialen Geschwindigkeiten bis hin zu Ablösung aus. Das

daraus resultierende, nicht auslegungskonforme Verhältnis zwischen Radial-  $c_r(\varphi)$  und Umfangskomponente  $c_u(\varphi)$ , resultiert in einem zu kleinen lokalen Anströmungswinkel  $\beta_{F1}(\varphi)$ .

Die soeben beschriebenen Phänomene sind vor allem der Verzerrung des Hauptströmungsprofils am Saugmund geschuldet. Die Sekundärströmungen nehmen, durch die um den Faktor 10 kleineren Geschwindigkeiten, nur wenig Einfluss auf die Ausprägung des unsymmetrischen Profils. Diese wurde in einer numerischen Untersuchung mit künstlich abgeändertem Zuströmungsprofil des Standardkrümmers, festgestellt. Um den Einfluss der Sekundärströmung zu bestimmen, wurden am Saugmund der Pumpe Zuströmrandbedingungen beispielsweise ohne oder mit gespiegelter Sekundärströmung vorgegeben. Dabei konnten keine signifikanten Änderungen auf das Strömungsbild im Laufrad festgestellt werden. Auszüge der Ergebnisse dieser Untersuchung werden in Anhang A.14 gezeigt.

Schließlich lässt sich der Winkel  $\Delta\beta_1$  als Maß der Falschanströmung in zwei Anteile aufteilen:

- $\Delta\beta_{1,\Delta\alpha}(\varphi)$ : von der Auslegung abweichender Vordrall  $\Delta\alpha$
- $\Delta\beta_{1,c_{m1}}(\varphi)$ : von der Auslegung abweichende meridiane Geschwindigkeitskomponente  $c_{m1}$

$$\Delta\beta_1(\varphi) = \Delta\beta_{1,\Delta\alpha}(\varphi) + \Delta\beta_{1,c_{m1}}(\varphi) \quad (7.6)$$

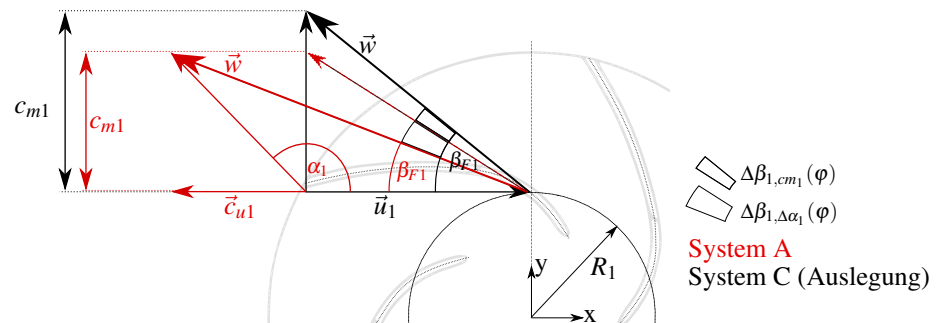


Abbildung 7.6.: Geschwindigkeitsdreieck am Schaufeleintritt, exemplarisch für  $E_4$  bei  $\varphi = \pi/2$

Abbildung 7.6 zeigt exemplarisch das Geschwindigkeitsdreieck für die Zuströmung nahe der Tragscheibe ( $E_4$ ) bei  $\varphi = \pi/2$ . Der zuströmende Volumenstrom wird an dieser Stelle durch den Stau- punkt gedrosselt

$$c_{m1, SysA} < c_{m1, SysC} \rightarrow \Delta\beta_{1,c_{m1}} \text{ (vgl. Abb. 6.10)}$$

und die Anströmung wird durch den Gegendrall aus der Sekundärströmung abgelenkt

$$\alpha_{1, SysA} > \alpha_{1, SysC} \rightarrow \Delta\beta_{1,\Delta\alpha} \text{ (vgl. Abb. 7.1, 7.7).}$$

Während die Verteilung der Vordrallkomponente  $c_{u1}(\varphi)$  direkt als Faktor in die Momentenbilanzierung nach Euler (Gl. 7.3) aufgenommen wird, kann der verbleibende Teil der Falschanströmung nur über die unsymmetrische Volumenstromverteilung durch das Produkt  $c_{m1}(\varphi) \cdot c_{u1}(\varphi)$  oder durch Beeinflussung von  $c_{u2}(\varphi)$  auf das Schaufelmoment  $M_S$  wirken.



Der Verlauf des Vordralls für die Ebene  $E_1$  und  $E_4$  wird in Abbildung 7.7 gezeigt. Da das Laufrad für drallfreie Zuströmung ( $\alpha = 90^\circ$ ) ausgelegt wurde, geht jede Abweichung mit  $\alpha < 90^\circ$  als Mitdrall ( $c_{u1} > 0$ ) positiv und entsprechend  $\alpha > 90^\circ$  als Gegendrall ( $c_{u1} < 0$ ) negativ in die Momentenbilanz ein.

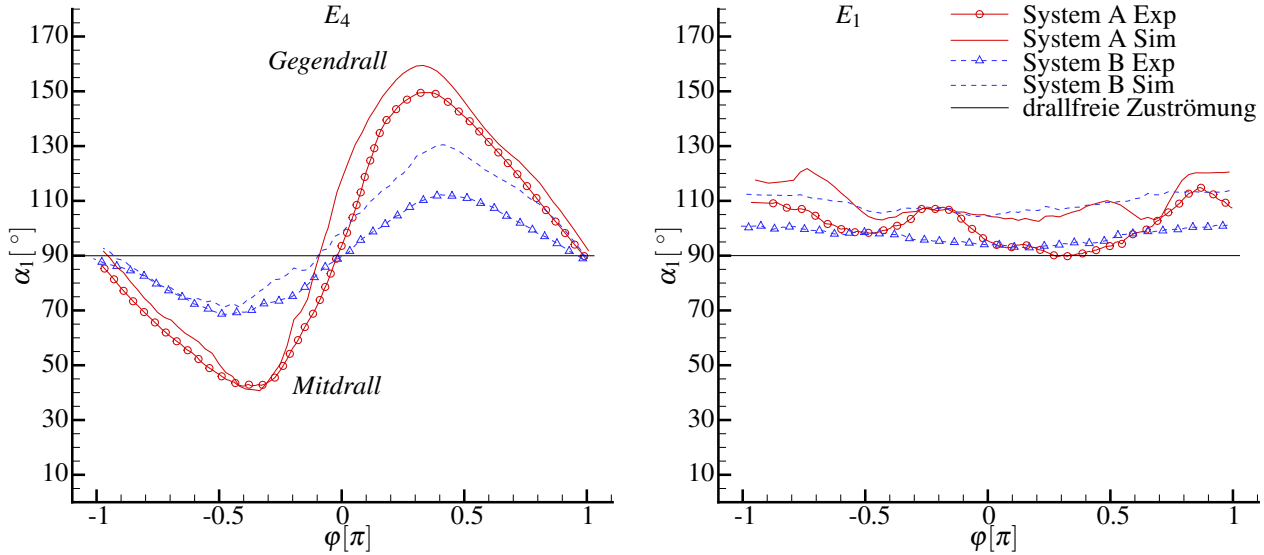


Abbildung 7.7.: Darstellung des Vordrallwinkels  $\alpha$  über der Umfangskoordinate  $\varphi$  für  $E_4$  und  $E_1$  (drallfreie Zuströmung bei  $\alpha = 0$ )

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck am Schaufeleintritt lässt sich anschließend die  $c_{u1}$  Komponente berechnen:

$$c_{u1} = \frac{c_{m1}}{\tan \alpha} \quad (7.7)$$

Unter der Annahme, dass die Ebenen  $E_1$  bis  $E_4$  gleichmäßig über die Laufradbreite verteilt sind (vgl. Abb. 3.3.1), kann eine theoretische Abschätzung des Schaufelmoments durch teilflutiges Bilanzieren auf Basis der gewonnenen Ergebnisse durchgeführt werden.<sup>5</sup>

Das Schaufelmoment wird dabei wie folgt abgeschätzt (vgl. Gl. 7.3):

$$M_S = \rho \sum_{i=1}^4 \left( r_2 \cdot c_{u2} \cdot \underbrace{\dot{V}_2(E_i)}_{c_{m2} \cdot 2\pi r_2 \cdot b_2 / 4} - r_1(E_i) \cdot c_{u1} \cdot \underbrace{\dot{V}_1(E_i)}_{c_{m1} \cdot 2\pi r_1(E_i) \cdot b_2 / 4} \right) \quad (7.8)$$

Die meridiane Geschwindigkeitskomponente  $c_m$  ergibt sich aus der axialen und radialen Geschwindigkeit. Die Variable  $i \in [1, 4]$  bezeichnet hier die Laufvariable über die Messebenen  $E_1$  bis  $E_4$ .

<sup>5</sup>Für die Bilanzierung werden an den Schaufeleintrittskanten Mess- und an der Schaufelaustrittskanten die validierten Simulationsdaten betrachtet.

Durch die Asymmetrie der Laufradströmung muss über die Umfangskoordinate  $\varphi$  gemittelt werden:

$$M_S = \rho \cdot \frac{b_2}{4} \cdot \sum_{i=1}^4 \int_0^{2\pi} \left( r_2^2 \cdot c_{u2}(\varphi) \cdot c_{m2}(\varphi) - r_1^2(E_i) \cdot c_{u1}(\varphi) \cdot c_{m1}(\varphi) \right) d\varphi. \quad (7.9)$$

Aus dieser Abschätzung ergeben sich die Leistungszahlen  $\lambda^*$  zu:

$$\lambda_{SysA}^* = 0,081 \text{ und } \lambda_{SysB}^* = 0,077$$

Eine weitere Bilanzierung zwischen der Zuströmebene zur Pumpe  $E_0$  und den Schaufeleintrittskanten ergibt ein vernachlässigbar geringes Moment.

Die Berechnung zeigt, dass durch die theoretische Bilanzierung sinnvolle Werte nahe der gemessenen Leistungskennlinie  $\lambda$  (vgl. Abb. 6.5) erreicht werden können. Ein Grund für die Unterschätzung liegt wahrscheinlich in der Vernachlässigung des Radseitenreibungsmoments, welches nicht erfasst wird. Eine zusätzliche Ungenauigkeit der Abschätzung des Schaufelmoments ist die Aufteilung der Bilanzierungsebene (Teilfluten), die vor allem an den Schaufeleintrittskanten keine äquivalenten Querschnittsflächen aufweisen (vgl. Abb. 7.8).

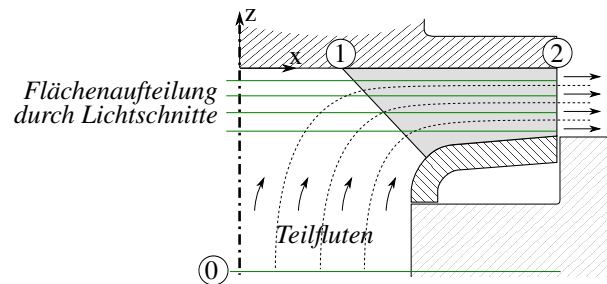


Abbildung 7.8.: Fehler durch unterschiedliche Flächenaufteilung zwischen Lichtschnittverteilung und geometrischen Teilfluten an die Kontrollflächen 1 und 2

Zusammenfassend ist die Verbesserung des Systems B aufgrund der geringeren Leistungsaufnahme (vgl. Gl. 7.1) auch durch theoretische Bilanzierung des Schaufelmoments nach EULER, erkennbar

$$\lambda_{SysB}^* = 95\% \cdot \lambda_{SysA}^* \quad \text{„PIV-Bilanzierung“}$$

$$\lambda_{SysB} = 89\% \cdot \lambda_{SysA} \quad \text{Kennlinienmessung}$$

und kann als Konsequenz der symmetrischeren Anströmung durch den verbesserten Krümmer begründet werden.



## 8 Schlussfolgerung

Die vorliegende Arbeit untersucht den Einfluss ungleichförmige Zuströmungen zu einem radialen Pumpenlaufrad in einem Pumpe-Krümmersystem. Bei unveränderter Pumpe werden zwei verschiedene Zulaufkrümmer und deren Auswirkung auf die Schaufelanströmung und Strömungsphänomene im Schaufelgitter der Pumpe analysiert. Der erste Krümmer bildet einen herkömmlichen, einfach gebogenen  $90^\circ$  Krümmer ab, der ein verzerrtes Zuströmungsprofil zum Pumpenlaufrad erzeugt. Der zweite Krümmer ist das Ergebnis einer Krümmeroptimierung hinsichtlich des Systemwirkungsgrads. Entsprechend formulierte Ziel- und Transferfunktion der Optimierung berücksichtigen dazu sowohl den Widerstandskoeffizienten, als auch die Rotationssymmetrie im Abströmungsprofil des Krümmers.

Für die experimentelle Erfassung der Strömung werden mehrere achsnormale Schnitte im Laufrad und der Zuströmung, sowie ein meridianer Schnitt mittels SPIV instationär vermessen. Der optische Zugang für die laseroptische Messtechnik wird durch Brechungsindexanpassung des Arbeitsfluids ermöglicht. Wie die Messungen zeigen, wird mithilfe der Temperaturregelung des Fluids der Brechungsindex soweit angepasst, dass die Verwendung noch komplexerer Laufradgeometrien (z.B. 3-dimensional gestaltete Schaufeln oder diagonale Laufräder) möglich wären. Ein weiterer Vorteil der Brechungsindexanpassung ist die Reduktion von Reflexionen an den Mediengrenzen zwischen Fluid und Laufrad. Als Nachteil bleibt die um den Faktor 30 höhere Viskosität.

Mit der multikriteriellen Optimierung konnte ein Krümmerindividuum erzeugt werden, welches bei nur geringer Erhöhung des Widerstandskoeffizienten, ein deutlich rotationssymmetrischeres Zuströmungsprofil zur Pumpe bereitstellt. Interessant ist hierbei, dass die verbesserte Rotationssymmetrie der Zuströmung über einen weiten Betriebsbereich erhalten bleibt.

Die numerischen Ergebnisse zeigen gute Übereinstimmungen mit den experimentell gewonnenen Daten und geben einen erweiterten Einblick in die messtechnisch nicht erfassten Regionen und Größen.

Zusammen mit den integralen Daten aus der Kennlinienerfassung und den quantitativen Strömungsvisualisierungen aus Experiment und Numerik konnte die gestörte Zuströmung und ihre Konsequenzen weitreichend untersucht werden.

Die Sekundärströmung in der Zuströmung spielt dabei eine untergeordnete Rolle. Entscheidend ist die Verzerrung des Geschwindigkeitsprofils in Hauptströmungsrichtung. Diese Asymmetrie der Zuströmung setzt sich bis in das Schaufelgitter des Laufrads fort und verursacht dort, selbst im optimalen Betriebsbereich, abhängig von der Umfangskoordinate und der Krümmerausrichtung, lokale Teil- und Überlastzustände. Des Weiteren zieht die unsymmetrische Zuströmung einen ausgeprägten außerszentrischen Staupunkt auf der Tragscheibe nach sich. Dies führt zu Versperrungen im Bereich der Schaufelzuströmung und verzerrt das Strömungsprofil zusätzlich. Durch niedrigere Geschwindigkeiten nahe dem Staupunkt bilden sich neue Sekundärströmungen aus, angetrieben durch die lokalen Teil- und Überlastzustände. Die daraus resultierenden Abweichungen der Zuströmung erreichen dabei lokale und instationäre Winkeldifferenzen bis zu  $\Delta\beta_1 = 40^\circ$ , was zwangsläufig zu erhöhten Verlusten führt. Diese zusätzlichen Verluste können durch Bilanzierung des Schaufelmoments nach EULER mit den experimentellen und numerischen Daten direkt aus den Winkelabweichungen abgeleitet und durch die Messung der Leistungsaufnahme am Versuchslaufrad bestätigt werden.

Eine Verbesserung der Rotationssymmetrie der Zuströmung, auch auf Kosten eines erhöhten Widerstandkoeffizienten durch die komplexere Krümmergeometrie, kann die Verluste durch Falschanströmung soweit reduzieren, dass der Wirkungsgrad des Pumpe-Krümmersystems ansteigt.

## A Anhang

### A.1. Weitere rheologische Untersuchung SHELL GRAVEX

Mit dem annähernd konstanten Verlauf der dynamischen Viskosität  $\mu_{Visk}$  über der Schergeschwindigkeit  $\dot{\gamma}$  in Abbildung A.1, kann ein newtonisches Verhalten der verwendeten GRAVEX Öle nachgewiesen werden.

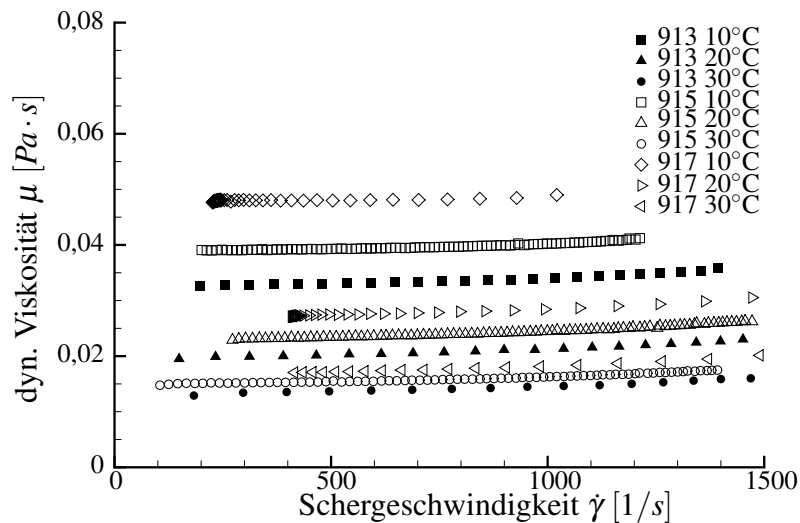


Abbildung A.1.: Gemessene Viskositätskurve der GRAVEX Öle, mit Schubspannung  $\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}$  [67]

### A.2. Bestimmung des Fehlervektors $\vec{d}_{Fehler}$ durch Brechung

Jede „Interrogation Area“ (IA)<sup>1</sup> eines jeden Einzelbildes erfährt somit einen anderen Versatz  $\vec{i}_{Versatz}$  (vgl. Abb. A.2, links). Diese ortsabhängige Brechung soll mit der Korrelation K1 (vgl. Tabelle 2.3) bestimmt werden.

Der Fehlervektor  $\vec{d}_{Fehler}$  errechnet sich aus der Vektoraddition der Versätze:  $\vec{d}_{Versatz} + \vec{b}_{Versatz}$ . Da vorab noch nicht bekannt ist in welche Richtung sich die Strömung und damit die Partikel bewegen, ist  $\vec{b}_{Versatz}$  zunächst nicht bestimmbar.<sup>2</sup> Der räumliche Abstand der IAs ergibt sich aus den Erfahrungswerten für gute Korrelationskoeffizienten einer PIV-Messung und entspricht einer Partikelverschiebung von Bild LP1 nach Bild LP2 von ca. 10px [38]. Zur Vereinfachung werden

<sup>1</sup>Für die PIV-Auswertung wird der Aufnahmebereich in IAs aufgeteilt. Jede IA wird korreliert und ein Geschwindigkeitsvektor pro IA berechnet. Die Größe der IA ist vom Anwender zu definieren, entscheidet somit über die räumliche Auflösung und wird beschränkt durch die Qualität der Aufnahme.

<sup>2</sup>Für die Korrelation wird mit einem „multigrid algorithm“ gearbeitet, der die IA in Strömungsrichtung verschiebt [38].

die möglichen Richtungen der Partikelverschiebung für diese Studie auf acht reduziert (vgl. Abb. A.2, rechts). So ergeben sich acht mögliche Fehlervektoren  $\vec{d}_{1-8, Fehler}$  deren Maximum als finaler Fehlervektor  $\vec{d}_{Fehler}$  für die IA definiert wird.

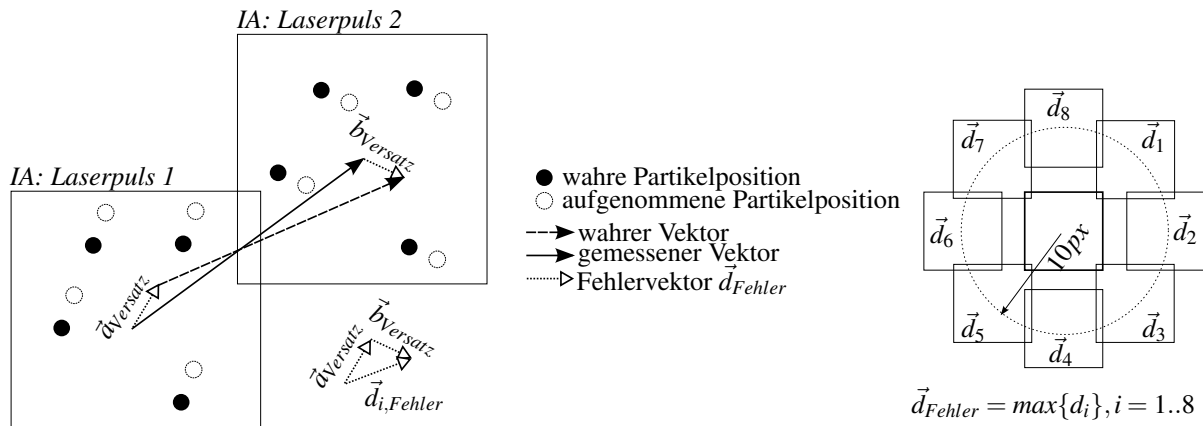


Abbildung A.2.: Fehlerabschätzung  $\vec{d}_{Fehler}$  bei Brechungsindexabweichung

Um eine eventuelle Abhängigkeit des Verzerrungsfehlers  $\vec{d}_{Fehler}$  vom PIV-Auswerteverfahren auszuschließen, wurden die Auflösung von 32x32 Pixel pro IA auf 24x24 und 16x16 Pixel erhöht. Der Fehler an den kritischen Brechungskanten bleibt dabei gleich, lediglich das Signal-Rausch-Verhältnis und der Korrelationskoeffizient verschlechtern sich als logische Konsequenz der Netzverfeinerung (vgl. Abb. A.3).

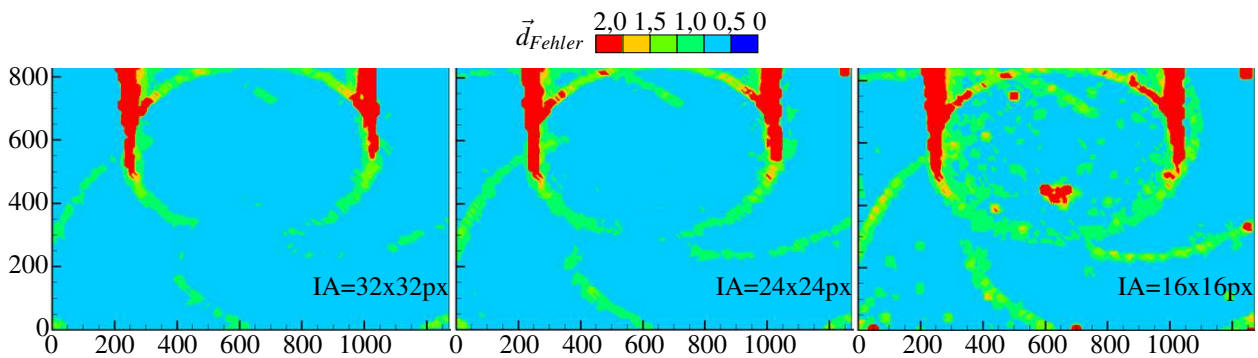


Abbildung A.3.: Abhängigkeit von  $\vec{d}_{Fehler}$  von der Auflösung (IA-Größe) für GRAVEX 913, 915 und 917

### A.3. Das „vector warping“-Verfahren nach WILLERT [42]

Im Folgenden wird in Kürze das „vector warping“-Verfahren einer stereoskopischen PIV Messung beschrieben:

- Einrichten Kalibrierung-„target“ (mit äquidistanten Gitter) in der Mess- bzw. Objektebene
- Aufnahme des „target“ aus beiden Kameraperspektiven
- Entfernen des „target“ und Durchführung der PIV-Messung (→ Partikelbilder)
- Bestimmen der Entzerrungsfunktionen („mapping function“) für Kamera A und B auf Basis der verzerrten „target“-Abbilder
- PIV Auswertung der entzerrten Partikelabbilder separat für jede Kameraperspektive (→ 2C „vector map“)
- Berechnung der 2D3C-„vector map“ durch geometrische Rekombination der 2C-„vector maps“ von Kamera A und B

### A.4. Versuchsaufbau



Abbildung A.4.: Krümmergeometrien des Standardkrümmers und des verbesserten Krümmers



Abbildung A.5.: Laufradgeometrie



### A.5. Visualisierung der Krümmerströmung

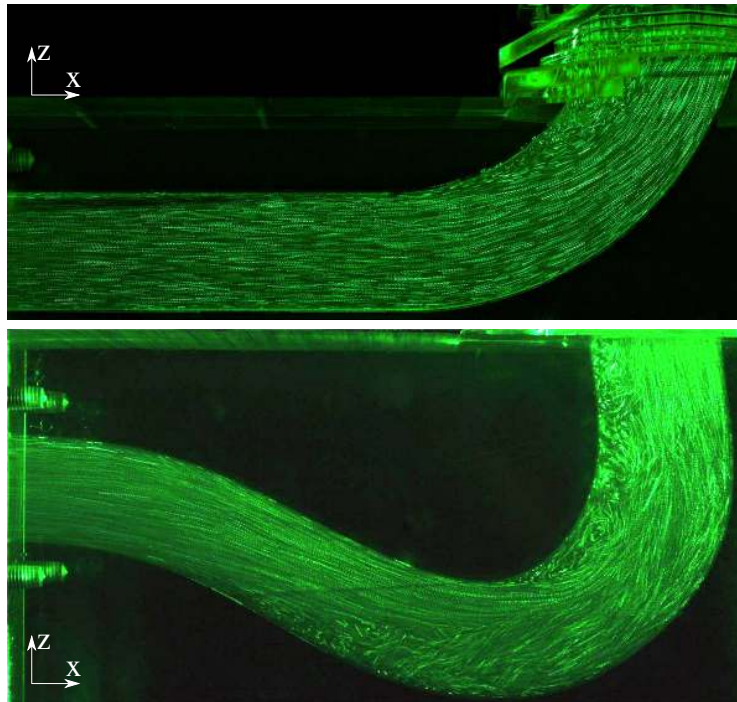


Abbildung A.6.: Visualisierung der meridionalen Krümmerströmungen im Betriebspunkt  $\phi_{Opt}$  (oben: Standardkrümmer, unten: verbesserter Krümmer), Seeding mit Luftblasen

### A.6. Visualisierung der Messebenen

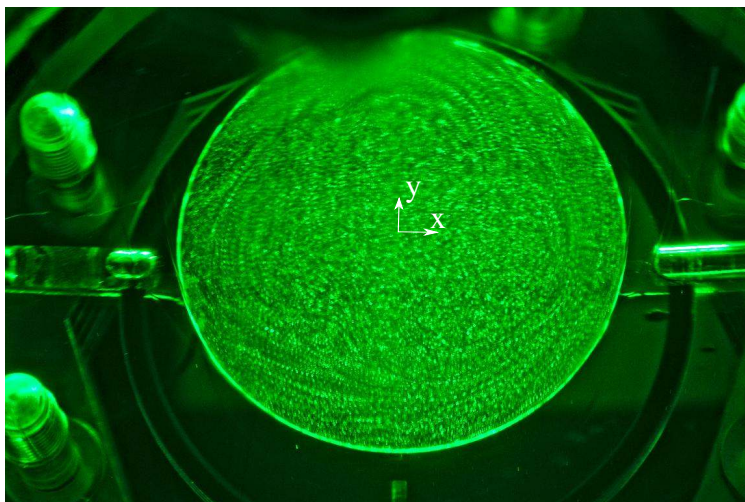


Abbildung A.7.: Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene am Krümmeraustritt  $E_0$  (Prüfling mit Standardkrümmer)

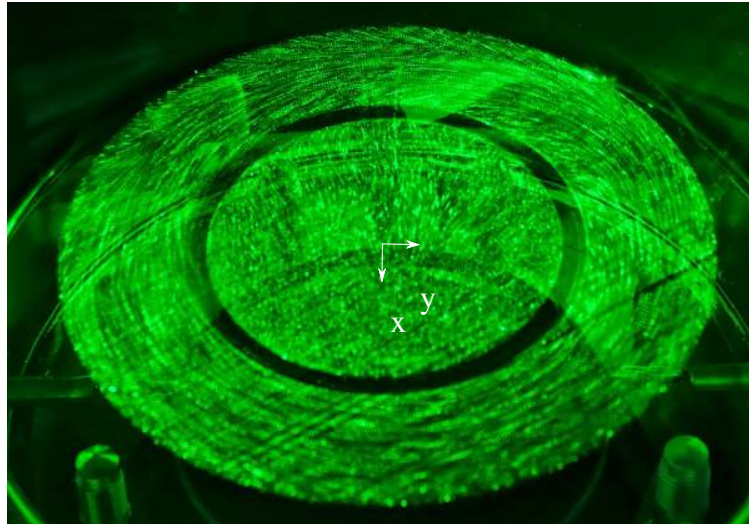


Abbildung A.8.: Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene mit Radseitenraum  $E_{RSR}$  (Prüfling mit Standardkrümmer, Sicht von Kamera B)

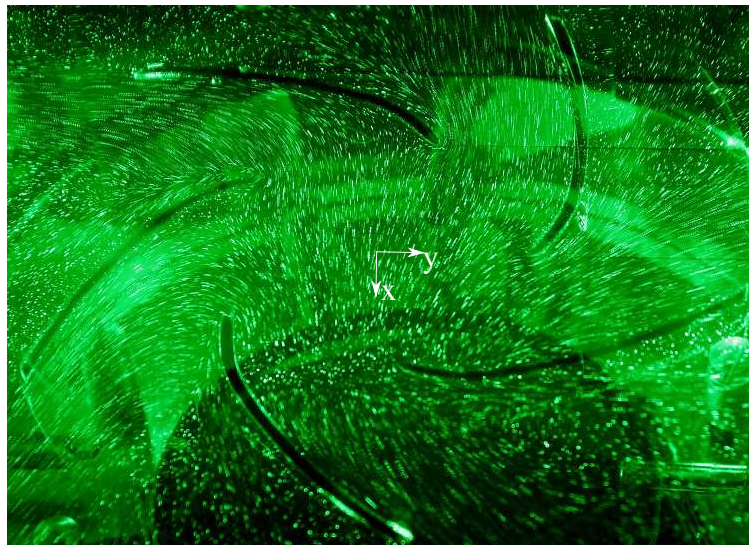


Abbildung A.9.: Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene  $E_3$  (Prüfling mit Standardkrümmer,  $\omega = 0$ , Sicht von Kamera B)

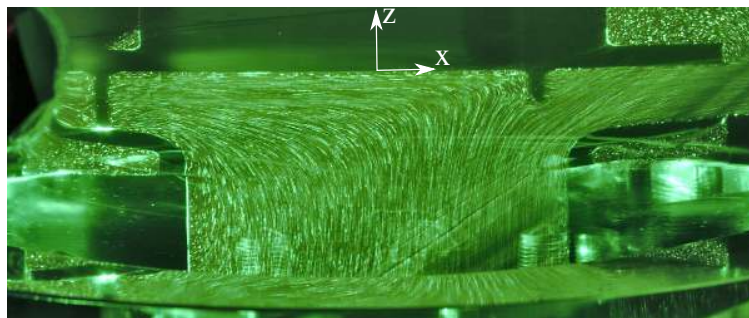


Abbildung A.10.: Foto vom Versuchsstand mit meridianem Messebene  $E_M$  (Prüfling mit Standardkrümmer,  $\omega = 0$ )

### A.7. Umsetzung der Synchronisation und Triggerung der optischen Messtechnik

Bei der kontinuierlichen Messmethode erfolgt der Auslöser („Trigger“) einmalig und manuell. Anschließend wird die maximale mögliche Anzahl an Bildern kontinuierlich aufgenommen.

Für phasengemittelte Aufnahmen ist eine zweite Synchronisationseinheit (Synchronizer B) notwendig. Diese erzeugt das Auslösesignal bei zeitlicher Überschneidung der festen Laserpulsfrequenz des Lasers 1 (= konstante Aufnahme­frequenz) mit dem Signal einer festgelegten Laufradposition (Antriebswelle). Mit jedem „Trigger“-Signal wird von den Kameras eine definierte Anzahl an Bildern aufgenommen und anschließend auf das nächste „Trigger“-Signal gewartet.

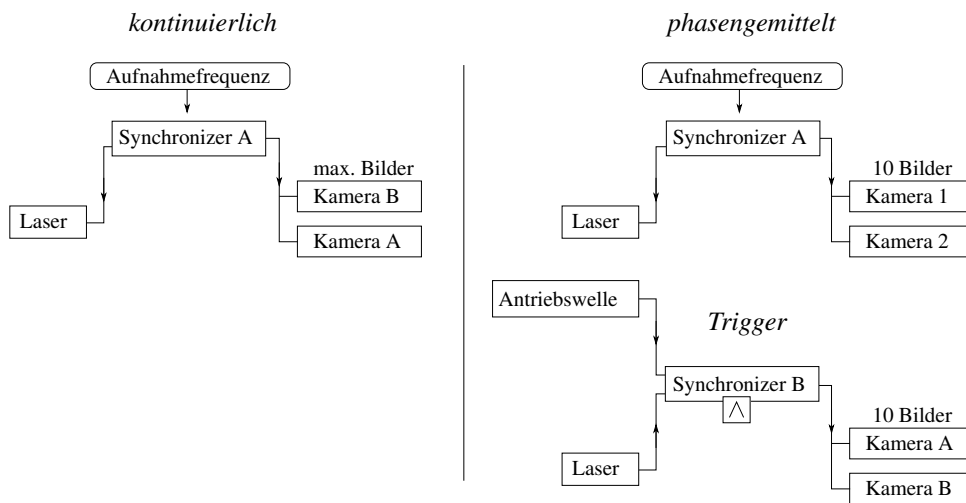


Abbildung A.11.: Synchronisationsverschaltung

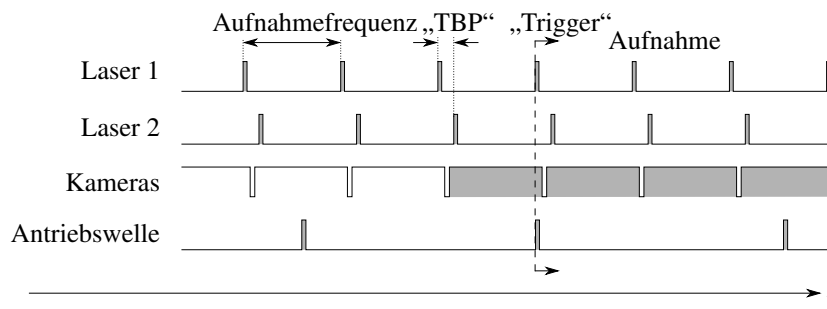


Abbildung A.12.: Zeitliche Synchronisation einer phasengemittelten Messung

## A.8. Validierung der Volumenstrommessung

Abbildung A.17 zeigt links die Überprüfung der Auslegung der Venturidüse nach ISO-1932 [47] durch die Validierung des Verlustbeiwerts  $\alpha_{Venturi}$  für höhere REYNOLDSzahlen durch magnetisch induktive Volumenstrommessung in Wasser und für niedrige REYNOLDSzahlen durch PIV in der Messebene  $E_0$ .<sup>3</sup> In der rechten Darstellung in Abbildung A.17 ist die Validierung der PIV Messung durch Variation der Auswertung und wiederholte Messungen des gleichen Betriebspunkts, auch bei Wechsel der Krümmergeometrie visualisiert. Die PIV-Validierung erfolgte durch Netzstudien mit schrittweiser Verfeinerung der Auslösung (IA), kombiniert mit verschiedenen Auswerteverfahren. Bis zu einem definierten Abbruchkriterium bei zu feiner Auflösung, können, unabhängig von der Auswertung, immer gleich Ergebnisse und folglich konstante Volumenströme gemessen werden. Die Tendenz der Überschätzung des Volumenstroms bei geringen Auflösungen (vgl. IA=24px x 24px) folgt aus ungenau erfassten Geschwindigkeiten nahe und in der Wandgrenzschicht. Hier führen Reflexionen zu Fehlervektoren, die bei größeren Auflösungen heraus gemittelt werden.

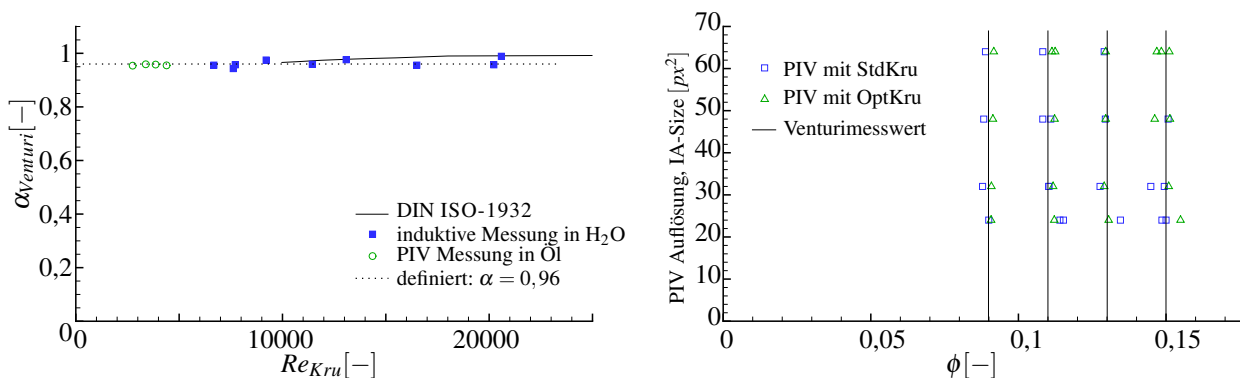


Abbildung A.13.: Validierung der Volumenstrommessung

<sup>3</sup>Die Durchflusskoeffizienten  $C$  in den Tabellen der DIN ISO-1932 [47] sind nur für REYNOLDSzahlen  $Re > 10.000$  angegeben. Es wird auf die Zunahme der Ungenauigkeit der Berechnungsformel bei kleineren REYNOLDSzahlen hingewiesen.



### A.9. Betrachtung des Optimierungsparameters der Exzentrizität $e_e$

In einer Vorstudie wurde das Verbesserungspotential des freien Optimierungsparameters der Exzentrizität  $e_e$  überprüft. Durch zwei bis auf diesen Parameter identische Optimierungsläufe (mit und ohne Exzentrizitätsparameter  $e_e$ ) konnte gezeigt werden, dass der Parameter  $e_e$  kaum Auswirkungen auf die relevanten Ergebnisse der Optimierung hat.

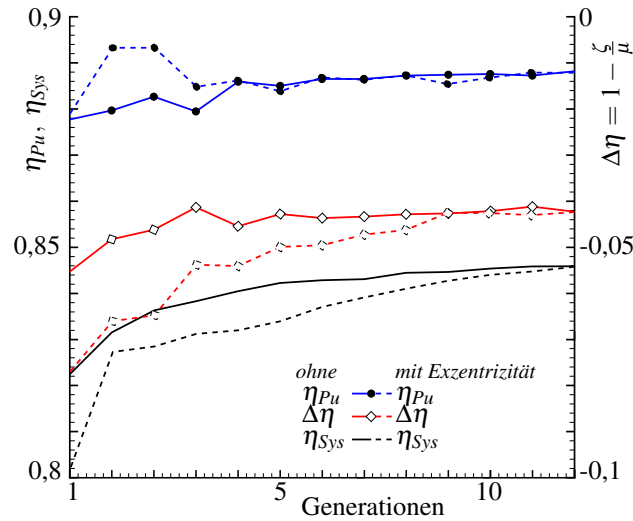


Abbildung A.14.: Zielfunktionsverläufe der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität  $e_e$

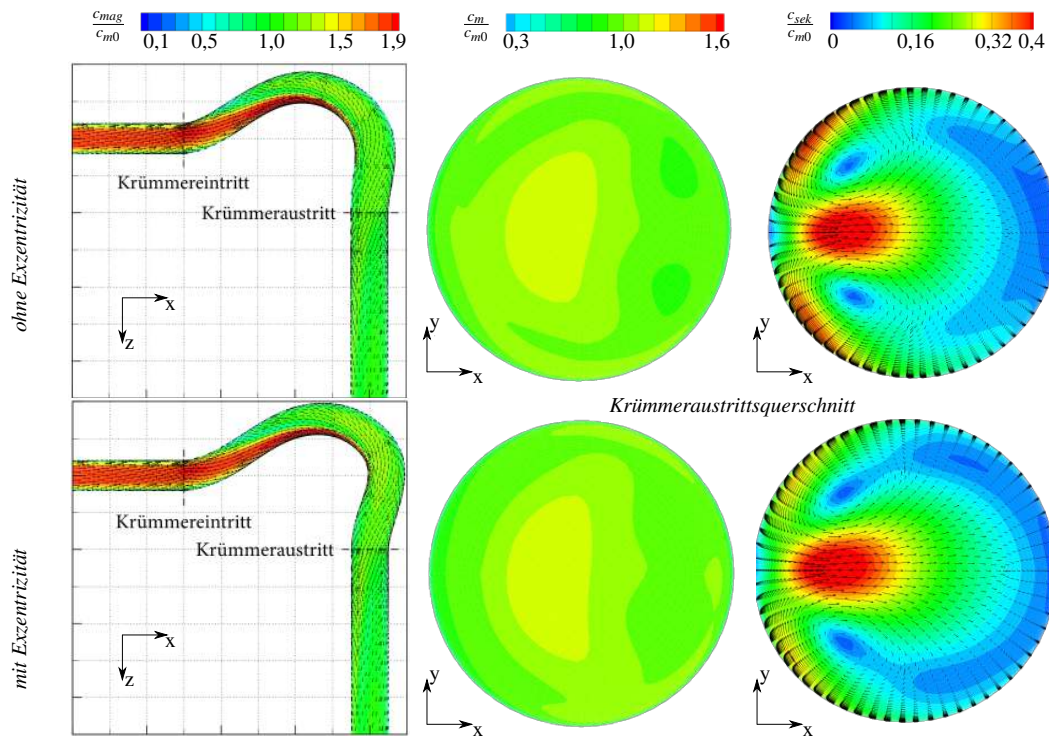


Abbildung A.15.: Simulationsergebnisse der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität  $e_e$

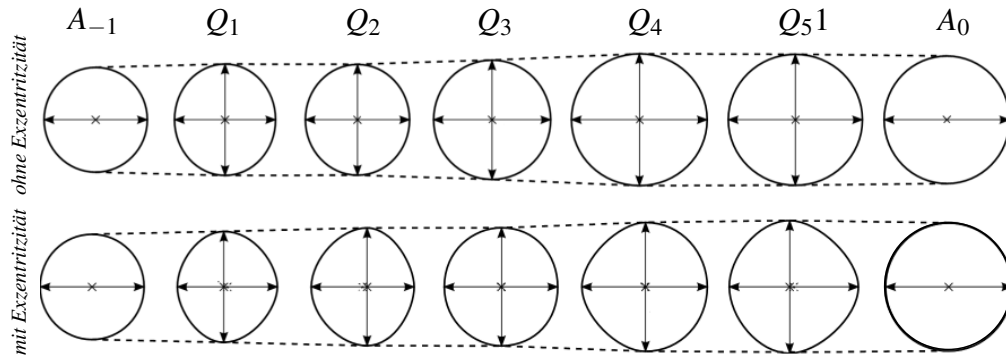


Abbildung A.16.: Querschnittsverläufe der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität  $e_e$

### A.10. Konvergenzverhalten der Krümmerindividuen

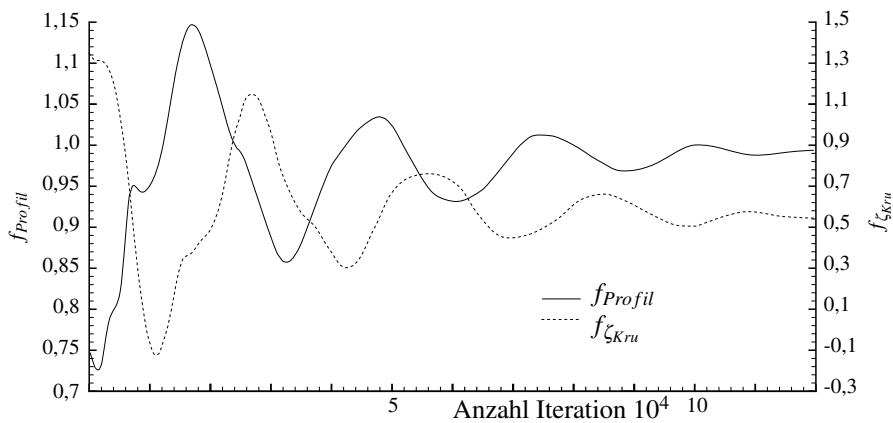


Abbildung A.17.: Exemplarische Darstellung der Konvergenz des Krümmerindividuum aus Abbildung 5.6 (rechts, unten)

### A.11. Einfluss der Druckmessbohrungsposition $P_{3,i}$

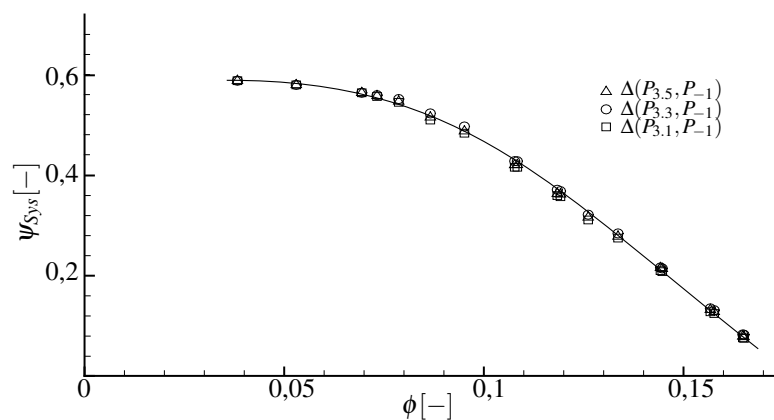


Abbildung A.18.: Überprüfung des Einflusses der Druckmessbohrungsposition  $P_{3,i}$  (vgl. Abb.3.4) mit Standardkrümmersystem

### A.12. Frequenzanalyse der Geschwindigkeiten im Laufrad

Dargestellt ist die Frequenzanalyse der maximalen Amplituden von:

$$F(x) = \max \left\{ \max \{ FFT(c_i(t,x)) \mid i \in \{a, r, u\} \} \mid x \in \left[-\frac{D_2}{2}, \frac{D_2}{2}\right] \right\} \quad (\text{A.1})$$

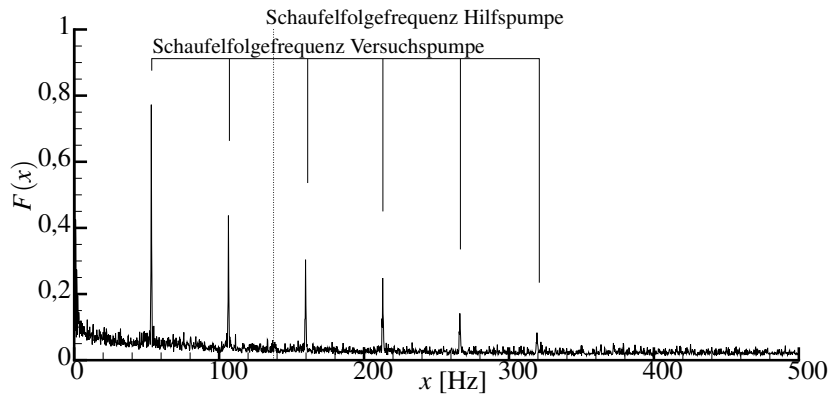


Abbildung A.19.: Einhüllende der maximalen Frequenzspektren nach Gleichung A.1 exemplarisch ausgeführt für System A bei  $\phi = 0,11$  Messebene in  $E_4$

### A.13. Normierung der Messungen im Laufrad

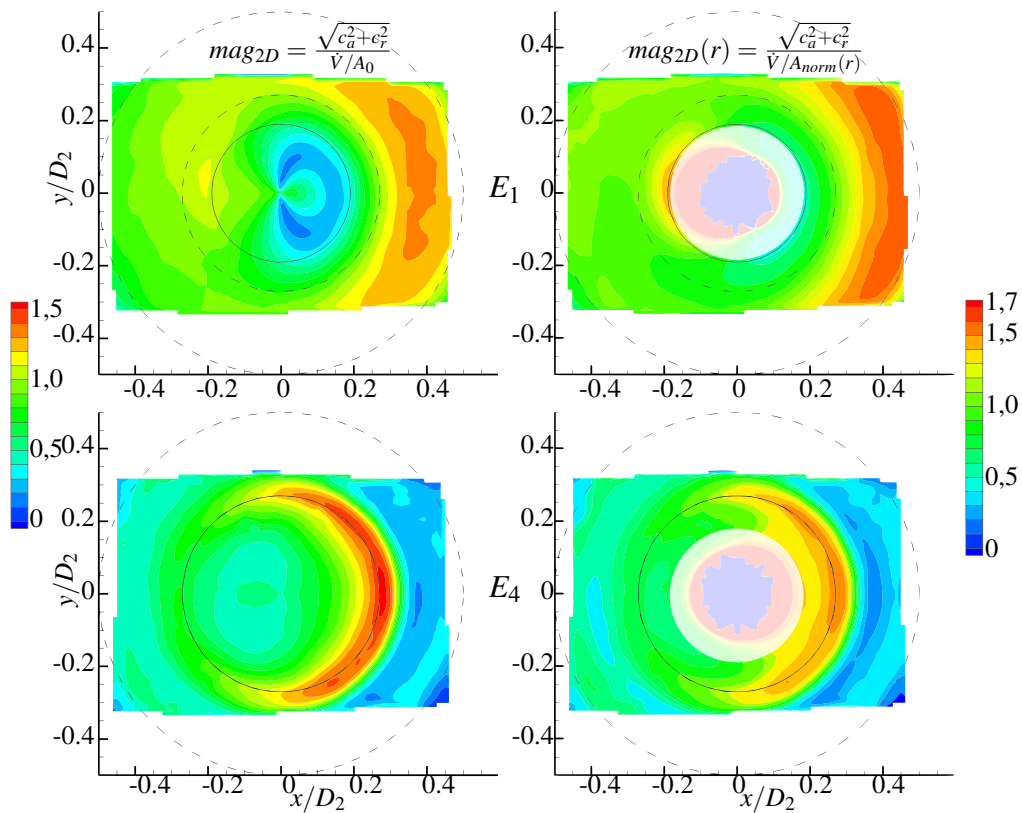


Abbildung A.20.: Erweiterte Auswertung zur Normierung der Messung im Laufrad (hier System mit Standardkrümmung bei  $\phi = 0,11$ )

## A.14. Einfluss der Sekundärströmung

In einer Studie zur Bestimmung des Einflusses der Sekundärströmung werden Simulationen am System mit Standardkrümmer durchgeführt. Die Pumpe wird ohne Krümmer simuliert und die Randbedingung des Krümmerabströmprofils am Saugmund (Interface 1, Tab. 4.1) der Pumpe vorgeschrieben. Diese Studie bestand aus 3 identischen Simulationen bei Variation der Zuströmprofile:

1. normale Abströmprofil des Standardkrümmers
2. Abströmprofil des Standardkrümmer ohne Sekundärströmungen ( $c_u = c_r = 0$ )
3. Abströmprofil des Standardkrümmer mit an der  $y$ - $z$  Ebene gespiegelten Sekundärströmungen

Das Geschwindigkeitsprofil in Hauptströmungsrichtung  $c_a$  bleibt bei allen Simulationen der Studie unverändert. Es ist festzustellen, dass eine Variation der Sekundärströmung kaum Einfluss auf die Verzerrung der Strömung im Laufrad nimmt. Abbildung A.21 zeigt hierzu die Ergebnisse der Simulationen mit den Zuströmprofilen (1.) verglichen mit (3.).

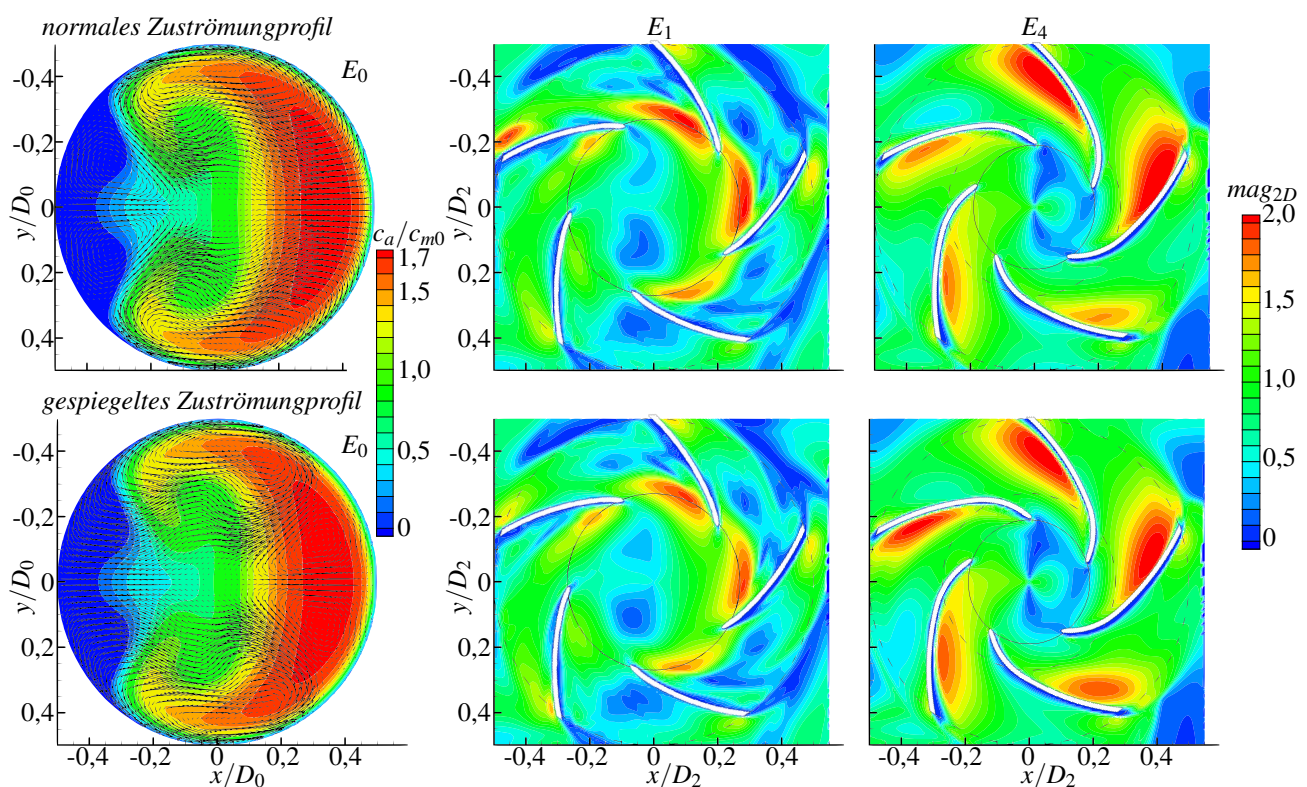


Abbildung A.21.: Untersuchung des Einflusses der Sekundärströmung mit Hilfe gespiegelter Sekundärströmung des Standardkrümmerprofils als Randbedingung an Interface 1





# Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau der Arbeit . . . . .	7
1.2	Schematischer Aufbau des Pumpe-Krümmersystems . . . . .	8
2.1	Pumpe-Krümmersystem mit Kontrollflächen -1, 0 und 3 . . . . .	10
2.2	Schnitt durch die Versuchspumpe mit den optischen Wegen der Kameras und des Laserlichtschnitts . . . . .	13
2.3	Abbildung der „target“-Ebene im Laufrad durch verschiedene Brechungskanten . . . . .	14
2.4	Huygensches Prinzip der Ablenkung an einer Brechungskante [24] . . . . .	14
2.5	Theoretische Ablenkung in Abhängigkeit von Eintrittswinkel und Brechungsindexabweichung . . . . .	15
2.6	Messung der Viskosität der GRAVEX Öle . . . . .	18
2.7	Messung des Brechungsindex der GRAVEX Öle . . . . .	19
2.8	Partikel-„target“, reduziertes Laufrad im Meridianschnitt, 3D Model aus Sicht der Kamera . . . . .	19
2.9	Messung des maximalen Fehlervektors $\vec{d}_{Fehler}$ für GRAVEX 913, 915 und 917 mit einer Kamera und Korrelation K1 . . . . .	20
2.10	Untersuchung des instationären Einflusses durch Korrelation K2 . . . . .	21
2.11	Anpassungen der Laufradgeometrie zur Reduktion der kritischen Grenzflächen . . . . .	21
2.12	Berechnung des 2D3C-Geschwindigkeitsfeldes durch Rekombination . . . . .	23
3.1	Versuchsstandaufbau . . . . .	26
3.2	CAD Modell des Versuchsstands . . . . .	26
3.3	Zulaufstrecke . . . . .	27
3.4	Pumpe-Krümmers Anordnung . . . . .	27
3.5	Ausführung der Druckbohrungen . . . . .	28
3.6	Rotationssymmetrisches Pumpengehäuse mit $D_{Gehäuse} = 3 \cdot D_2$ . . . . .	28
3.7	Angestrebter Aufnahmebereich . . . . .	29
3.8	Geometrisch ähnliche Laufradabbildung im Meridianschnitt . . . . .	30
3.9	Schaufelentwurf als zylindrische Zweikreisbogenauslegung . . . . .	32
3.10	Achsnormale Messebenen . . . . .	34
3.11	Meridiane Messebenen $E_M$ bei $y = 0$ (beleuchtete Ebene grün hinterlegt) . . . . .	34
3.12	Aufbau der optischen Messtechnik für die horizontalen Messebenen $E_{0-4}$ und $E_{RSR}$ . . . . .	36
3.13	Aufbau der optischen Messtechnik für die meridiane Messebene $E_M$ . . . . .	36
3.14	Aufbau der optischen Messtechnik für die Messebene der Krümmerzuströmung $E_{(-1)}$ . . . . .	36
3.15	Konvergenzverlauf der Geschwindigkeitsschwankungen im Schaufelkanal exemplarisch bei $(x/D_2 = -0,3; y/D_2 = 0,2)$ für $\phi_{Opt} = 0,11$ in der Messebene $E_3$ (vgl. Abb. 3.10). <sup>8</sup> . . . . .	39
3.16	Histogramme zur Validierung der turbulenten Geschwindigkeitsfluktuationen im Schaufelkanal $(x/D_2 = -0,3; y/D_2 = 0,2)$ für $\phi_{Opt} = 0,11$ in der Messebene $E_3$ (vgl. Abb. 3.10) . . . . .	40
3.17	Exemplarische Darstellung des statistischen Fehlers der Geschwindigkeitsfluktuationen $\Delta Avg_{Flukt}$ (vgl. Abb. 3.16) für $\phi_{Opt} = 0,11$ in der Messebene $E_3$ (vgl. Abb. 3.10) . . . . .	40
4.1	CFD-Modell des gesamten Pumpe-Krümmersystems . . . . .	41
4.2	Vernetzung eines Schaufelkanals (Netzprojektion auf der Tragscheibe) . . . . .	43

5.1	Genereller Optimierungsablauf . . . . .	47
5.2	Verteilung der Individuen pro Generation . . . . .	49
5.3	Konvergenzverlauf für $f_{Profil}$ (vgl. Abschnitt 5.1.2) . . . . .	50
5.4	Optimierungsraum . . . . .	51
5.5	Erstellung der Transferfunktionen aus den Pumpensimulationen mit gestörter Zuströmung . . . . .	54
5.6	Geometrie und Netzaufbau . . . . .	54
5.7	Netzstudie für die Krümmeroptimierung . . . . .	55
5.8	Berechnungsumgebung . . . . .	57
5.9	Reproduzierbarkeit der Optimierungsergebnisse bei unterschiedlichen, zufällig erzeugten Anfangsgenerationen $G_0$ . . . . .	58
6.1	Geometrie des verbesserten Krümmers nach der Optimierung (vgl. Kap. 5) . . . . .	60
6.2	Messung der Totaldruckdifferenz ( $\rightarrow \zeta_{Kru, i}$ ) über den Krümmer mittels der Druckmesspositionen $P_{-1}$ und $P_{0,i}$ (vgl. Abb.3.4) . . . . .	61
6.3	Ergebnisse der Strömungssimulation des numerische Modell der Optimierung verglichen mit den Abströmungsprofilen der Krümmers aus den PIV Messungen der Ebene $E_{-0}$ . . . . .	62
6.4	Literaturdaten der Abströmungsprofile eines einfach $90^\circ$ gebogenen Rohrs nach NIPPERT [1] (Messung des Staudrucks und Normierung des Maximalwerts auf den Wert 10) . . . . .	63
6.5	Kennlinie für System und Laufrad für die untersuchten Krümmers . . . . .	64
6.6	Zeitlich gemittelte Messergebnisse des Zulaufprofils zum Krümmer bei $E_{-1}$ . . . . .	66
6.7	Zeitlich gemittelte Messergebnisse der Hauptströmungs- (oben) und Sekundärströmungsgeschwindigkeiten (unten) im Zuströmungsprofil am Saugmund der Pumpe bei $E_0$ (vgl. Abb. 3.10) . . . . .	68
6.8	Zeitlich gemittelte Messergebnisse des Zuströmungsprofils im Saugmund und Radseitenraum bei $E_{RSR}$ (vgl. Abb. 3.10) . . . . .	69
6.9	Zeitlich gemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad $E_{1-4}$ (vgl. Abb. 3.10) des Systems mit Standardkrümmer . . . . .	71
6.10	Zeitlich gemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad $E_{1-4}$ (vgl. Abb. 3.10) des Systems mit verbessertem Krümmer . . . . .	72
6.11	Zeitlich gemittelte Simulationsergebnisse im Pumpenlaufrad $E_{1-4}$ (vgl. Abb. 3.10) bei $\phi_{Opt} = 0,11$ . . . . .	73
6.12	Zeitlich gemittelte Stromlinie der gemittelten Relativgeschwindigkeit $\vec{w}$ in der Ebene $E_4$ (vgl. Abb. 3.10) bei $\phi_{Opt} = 0,11$ . . . . .	74
6.13	Zeitlich gemittelte Simulationsergebnisse der Totaldruckerhöhung $\psi$ im Pumpenlaufrad $E_{1-4}$ (vgl. Abb. 3.10) bei $\phi_{Opt} = 0,11$ . . . . .	75
6.14	Phasengemittelte Messergebnisse im Pumpenlaufrad $E_{1-4}$ (vgl. Abb. 3.10) bei $\phi_{Opt} = 0,11$ . . . . .	76
6.15	Meridianschnitt bei $y/D_2 = 0$ . . . . .	77
6.16	Beispiele transients Einzelbilder der Ebene $E_4$ für PIV (links) und CFD (Mitte) sowie die Darstellung des zeitlichen Verlaufs für die Volumenstromverteilung $mag_{2D}$ bei $x/D_2 = 0,4$ , $y/D_2 = 0$ (weißes Kreuz) . . . . .	78
7.1	Stromlinien der Relativgeschwindigkeit $\vec{w}$ in Ebene $E_4$ für System A und System C . . . . .	81
7.2	Darstellung der Winkelabweichung $\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1}$ über der Umfangskoordinate $\varphi$ für die Messebene $E_4$ . . . . .	82
7.3	Darstellung der Winkelabweichung $\Delta\beta_1 = \beta_{S1} - \beta_{F1}$ über der Umfangskoordinate $\varphi$ für $E_{1-3}$ . . . . .	82
7.4	Darstellung der phasengemittelten Winkelabweichung $\Delta\beta_1$ mit den zeitlich gemittelten Schwankungswerten $\Delta\tilde{\beta}'_1$ über der Umfangskoordinate $\varphi$ für $E_4$ und $E_1$ . . . . .	84

7.5	Darstellung der phasengemittelten Messergebnisse für die Volumenstromverteilung mittels des Skalars $mag_{2D}$ (vgl. Gl. 6.8) für System A korrespondierend zu Abbildung 7.4 . . . . .	84
7.6	Geschwindigkeitsdreieck am Schaufeleintritt, exemplarisch für $E_4$ bei $\varphi = \pi/2$ . . . . .	85
7.7	Darstellung des Vordrallwinkels $\alpha$ über der Umfangskoordinate $\varphi$ für $E_4$ und $E_1$ (drallfreie Zuströmung bei $\alpha = 0$ ) . . . . .	86
7.8	Fehler durch unterschiedliche Flächenaufteilung zwischen Lichtschnittverteilung und geometrischen Teilfluten an die Kontrollflächen 1 und 2 . . . . .	87
A.1	Gemessene Viskositätskurve der GRAVEX Öle, mit Schubspannung $\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}$ [67] . . . . .	91
A.2	Fehlerabschätzung $\vec{d}_{Fehler}$ bei Brechungsindexabweichung . . . . .	92
A.3	Abhängigkeit von $\vec{d}_{Fehler}$ von der Auflösung (IA-Größe) für GRAVEX 913, 915 und 917 . . . . .	92
A.4	Krümmergeometrien des Standardkrümmers und des verbesserten Krümmers . . . . .	93
A.5	Laufradgeometrie . . . . .	93
A.6	Visualisierung der meridianen Krümmerströmungen im Betriebspunkt $\phi_{Opt}$ (oben: Standardkrümmer, unten: verbesserter Krümmer), Seeding mit Luftblasen . . . . .	94
A.7	Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene am Krümmeraustritt $E_0$ (Prüfling mit Standardkrümmer) . . . . .	94
A.8	Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene mit Radseitenraum $E_{RSR}$ (Prüfling mit Standardkrümmer, Sicht von Kamera B) . . . . .	95
A.9	Foto vom Versuchsstand mit achsnormaler Messebene $E_3$ (Prüfling mit Standardkrümmer, $\omega = 0$ , Sicht von Kamera B) . . . . .	95
A.10	Foto vom Versuchsstand mit meridianem Messebene $E_M$ (Prüfling mit Standardkrümmer, $\omega = 0$ ) . . . . .	95
A.11	Synchronisationsverschaltung . . . . .	96
A.12	Zeitliche Synchronisation einer phasengemittelten Messung . . . . .	96
A.13	Validierung der Volumenstrommessung . . . . .	97
A.14	Zielfunktionsverläufe der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität $e_e$ . . . . .	98
A.15	Simulationsergebnisse der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität $e_e$ . . . . .	98
A.16	Querschnittsverläufe der Vorstudie zur Krümmeroptimierung mit und ohne Exzentrizität $e_e$ . . . . .	99
A.17	Exemplarische Darstellung der Konvergenz des Krümmerindividuum aus Abbildung 5.6 (rechts, unten) . . . . .	99
A.18	Überprüfung des Einflusses der Druckmessbohrungsposition $P_{3,i}$ (vgl. Abb.3.4) mit Standardkrümmersystem . . . . .	99
A.19	Einhüllende der maximalen Frequenzspektren nach Gleichung A.1 exemplarisch ausgeführt für System A bei $\phi = 0, 11$ Messebene in $E_4$ . . . . .	100
A.20	Erweiterte Auswertung zur Normierung der Messung im Laufrad (hier System mit Standardkrümmer bei $\phi = 0, 11$ ) . . . . .	100
A.21	Untersuchung des Einflusses der Sekundärströmung mit Hilfe gespiegelter Sekundärströmung des Standardkrümmerprofils als Randbedingung an Interface 1 . . . . .	101



## Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammenfassung der Literaturrecherche für die an den Brechungsindex von PMMA angepassten Fluide [22] . . . . .	16
2.2	Bewertung der an den Brechungsindex von PMMA angepassten Fluide ( $n$ bei $\lambda_w = 589$ nm) [22] . .	17
2.3	Korrelationen zur Bestimmung des Brechungseinflusses im optischen Weg der Kameras . . . . .	20
3.1	Laufstadkenngrößen und Abmessungen der Auslegung (o gewählt, → berechnet) . . . . .	31
3.2	Kennzahlen zur Berechnung der Druckzahl $\psi$ (o gewählt, → berechnet) . . . . .	32
3.3	Vergleich der Kennwerte der Auslegung mit Simulation und Messung . . . . .	33
3.4	SPIV Komponenten . . . . .	35
4.1	Geometrischer Aufbau des CFD-Modells des gesamten Pumpe-Krümmersystems (vgl. Abb. 4.3) .	42
5.1	Bausteine der Optimierung . . . . .	48
5.2	Optimierungseinstellungen . . . . .	49
6.1	Geometrieparameter der verbesserten Krümmergeometrie . . . . .	60



## Literaturverzeichnis

- [1] H. Nippert. Über den Strömungsverlust in gekrümmten Kanälen. *VDI-Verlag Heft 320*, 1929.
- [2] N. M. Crawford, G. Cunningham, and S. W. T. Spence. An experimental investigation into the pressure drop for turbulent flow in 90° elbow bends. *Journal of Process mechanical Engineering*, 2007.
- [3] W. R. Dean and J. M. Hurst. Note on the motion of fluid in a curved pipe. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science: Series 4*, 1927.
- [4] J. R. Weske. Experimental investigation of velocity distributions downstream of single duct bends. *NACA Nr. 1471*, 1948.
- [5] M. Adler. Strömung in gekrümmten Röhren. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik Band 14*, 1934.
- [6] P. A. Müller. Die Strömungsverhältnisse in einem Krümmer mit kleinem Krümmungsradius. *Archiv für Kreislaufforschung, Band 19*, 1953.
- [7] W. N. Al-Rafai, Y. D. Tridimas, and N. H. Woolley. A study of turbulent flows in pipe bends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 204(6):399-408, 1990.
- [8] K. Sudo, M. Sumida, and H. Hibara. Experimental investigation on turbulent flow in a circular-sectioned 90-degree bend. *Experiments in Fluids* 25, 1998.
- [9] J. Kim, M. Yadav, and S. Kim. Characteristics of secondary flow induced by 90-degree elbow in turbulent pipe flow. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics Vol. 8, No. 2*, 2014.
- [10] H. E. Siekmann and R. Schröter. Auswirkung ungleichmäßiger Zuströmung auf spezifisch schnellläufige Kreiselpumpen der Wasserversorgung und Entsorgung. In *VDMA Pumpentagung Karlsruhe, Sekt. B1*, 1984.
- [11] J. F. Gülich. *Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Springer, 2010.
- [12] C. Pfeleiderer and H. Petermann. *Strömungsmaschinen*. Springer, 2005.
- [13] P. U. Thamsen. *Experimentelle Untersuchung über die Auswirkungen von Zuströmstörungen auf das Betriebsverhalten von Tiefbrunnenpumpen*. PhD thesis, Technische Universität Braunschweig, 1992.
- [14] R. Jäger. *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß von Zulaufstörungen auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen einfacher Geometrie*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt, 1998.
- [15] M. Roth-Kliem. *Experimentelle und numerische Untersuchung zum Einfluss von Einbaubedingungen auf das Betriebs- und Kavitationsverhalten von Kreiselpumpen*. PhD thesis, TU Darmstadt, 2006.
- [16] KSB AG. *Auslegung von Kreiselpumpen*. KSB, 2001.
- [17] Sulzer Pumpen. *Kreiselpumpen Handbuch*. Vulkan Verlag, 1995.
- [18] H. B. Matthias. Beitrag zur Ausbildung von Pumpensaugkrümmern. *VDI-Verlag, Tagungsbericht Intern. Symp. Braunschweig.*, 1966.
- [19] M. Gabi. *Strömungsmaschinen I - Skript zur Vorlesung*. Fachgebiet Strömungsmaschinen (FSM) - Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011.



- [20] W. Bohl and W. Elmendorf. *Technische Strömungslehre*. Vogel Buchverlag, 2008.
- [21] J. Zierep and K. Bühler. *Grundzüge der Strömungslehre*. Vieweg + Teubner Verlag, 2010.
- [22] C. Schänzle. Experimentelle Untersuchung zur Brechungsindexanpassung eines Fluids für die Anwendung instationärer laseroptischer Messmethoden (TR-PIV). Master's thesis, Institut für Fluidmechanik, KIT, 2013. Diplomarbeit.
- [23] N.J. Lawson and J.Wu. Three-dimensional particle image velocimetry: experimental error analysis of a digital angular stereoscopic system. *Meas. Sci. Technol.* 8, page 1455–1464, 1997.
- [24] F. Pedrotti, L. Pedrotti, W. Bausch, and H. Schmidt. *Optik für Ingenieure - Grundlagen*. Springer, 2002.
- [25] E. Hering, R. Martin, and M. Stohrer. *Physik für Ingenieure*. Springer Verlag, 2004.
- [26] Evonik Industries AG. Plexiglas GS/XT – Produktbeschreibung, 2013.
- [27] N. Amini and Y. A. Hassan. An investigation of matched index of refraction technique and its application in optical measurements of fluid flow. *Experiments in Fluids*, 53(6):2011–2020, 2012.
- [28] R. Budwig. Refractive index matching methods for liquid flow investigations. *Experiments in Fluids*, 17(5):350–355, 1994.
- [29] Y. A. Hassan and E. E. Domingues-Ontiveros. Flow visualization in a pebble bed reactor experiment using piv and refractive index matching techniques. *Nuclear Engineering and Design*, 2008.
- [30] P. Miller, K. Danielson, G. Moody, A. Slifka, E. Drexler, and J. Hertzberg. Matching index of refraction using a diethyl phthalate/ethanol solution for in vitro cardiovascular models. *Experiments in Fluids*, 41(3):375–381, 2006.
- [31] S. Wiederseiner, N. Andreini, G. Epely-Chauvin, and C. Ancey. Refractive-index and density matching in concentrated particle suspensions: a review. *Experiments in Fluids*, 2011.
- [32] A. R. A. Aziz and K.-F. V. Wong. Velocity measurements across fluid-porous medium interface using particle image velocimetry. *International Journal of Modelling and Simulation*, 2003.
- [33] S. J. Haam, R. S. Brodkey, I. Fort, L. Klaboch, M. Placnik, and V. Vanecek. Laser Doppler anemometry measurements in an index of refraction matched column in the presence of dispersed beads: Part I. *International Journal of Multiphase Flow*, 26(9):1401–1418, 2000.
- [34] O. Uzol, Y.-C. Chow, J. Katz, and C. Meneveau. Unobstructed particle image velocimetry measurements within an axial turbo-pump using liquid and blades with matched refractive indices. *Experiments in Fluids*, 33(6):909–919, 2002.
- [35] J. M. Sankovic. PIV investigations of the flow field in the volute of a rotary blood pump. *Journal of Fluids Engineering*, 126(5):730-734, 2004.
- [36] D. L. Wulff. Piv measurements in pumps. *Design and Analysis of High Speed Pumps*. 1–36, 2006.
- [37] Shell. Fabrikations Öle Shell Gravex 921, 917, 915, 913, 2015.
- [38] M. Raffel, C. Willert, S. Wereley, and J. Kompenhans. *Particle image velocimetry : a practical guide*. Experimental fluid mechanics. Springer, Berlin, New York, 2007.
- [39] B. Ruck. *Lasermethoden in der Strömungsmeßtechnik*. AT-Fachverlag GmbH Stuttgart, 1990.
- [40] A. K. Prasad. Stereoscopic particle image vel. *Exp. Fluids* 29,, page 103, 2000. Vergleich Translation und Angular-Displacement Method (besser).

- [41] T. Scheimpflug. Scheimpflug, February 2 1904. US Patent 751,347.
- [42] C. Willert. Stereoscopic digital particle image velocimetry for application in wind tunnel flows. *Meas. Sci. Technol.* 8, page 1465–1479, 1997.
- [43] Ş. Çağlar. Strömungsmaschinen II - Skript zur Vorlesung. Fachgebiet Strömungsmaschinen (FSM) - Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2012.
- [44] S. Sieber, P. Mattern, F. Fröhlig, Ş. Çağlar, and M. Gabi. Transient stereo piv measurements on the flow field of an unshrouded impeller. In *14. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2012.
- [45] S. Sieber, C. Schänzle, Ş. Çağlar, and M. Gabi. Evolutionary optimization of a pump inlet elbow. In *International Rotating Equipment Conference*, 2012.
- [46] L. Bommers, J. Fricke, and R. Grundmann. *Ventilatoren*. Vulkan Verlag, 2002.
- [47] Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 1 - EN ISO 5167-1:2003, 2004.
- [48] Kistler Gruppe. *Datenblatt Drehmomentensensor Typ 4502A*, 2008.
- [49] J. C. Rotta. *Turbulente Strömungen - Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung*. Teubner Verlag, 1972.
- [50] ANSYS Inc. *ANSYS CFX-14.5 Documentation*, 2012.
- [51] J. H. Ferziger and M. Perić. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, 2008.
- [52] S. Sieber, F. Fröhlig, Ş. Çağlar, and M. Gabi. Investigations on the flow field in an unshrouded pump impeller geometry. *Journal of Thermal Science Vol.21, No.2*, 2012.
- [53] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, 1994.
- [54] F. R. Menter and Y. Egorov. SAS turbulence modelling of technical flows. in: Direct and large-eddy simulation vi. *Direct and Large-Eddy Simulation VI Part XV*, 2006.
- [55] L. Davidson. Evaluation of the sst-sas model: Channel flow, asymmetric diffuser and axi-symmetric hill. In *European Conference on Computational Fluid*, 2006.
- [56] A. Çokşen. Numerische multikriterielle Optimierung eines Pump-Einlaufkrümmer-Systems im Hinblick auf den Systemwirkungsgrad. Master's thesis, Fachgebiet Strömungsmaschinen, KIT, 2014.
- [57] K. Weicker. *Evolutionäre Algorithmen*. Teubner Verlag, 2007.
- [58] M. Butteltmann and B. Lohmann. Optimierung mit genetischen Algorithmen und eine Anwendung zur Modellreduktion. *Automatisierungstechnik* 52, 2004.
- [59] T. Coleman, M. A. Branch, and A. Grace. *Optimization Toolbox – For Use with MATLAB*. MathWorks, Inc., version 2 (release11) edition, 1999.
- [60] F. Magagnato. KAPPA - Karlsruhe Parallel Program for Aerodynamics. *TASK Quarterly*, Vol. 2, pp. 215-270, 1998.
- [61] P. R. Spalart and S. R. Allmaras. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *AIAA Paper 92-0439*, 1992.

- [62] S. Sieber and M. Gabi. Experimentelle Untersuchung und evolutionäre Optimierung von Pumpeneinlaufkrümmern unter besonderer Berücksichtigung der Herstellbarkeit. Forschungsvorhaben der KSB Stiftung 1283, 2012.
- [63] KIT Steinbruch Centre for Computing (SCC). InstitutsCluster II. <http://www.scc.kit.edu/dienste/ic2.php>, Mär 2015.
- [64] D. Krill. SPIV Messungen in einem Pumpe-Krümmersystem. Master's thesis, Institut für Fluidmachinery, KIT, 2015.
- [65] ANSYS Inc. *Fluent Documentation - Estimating Modified Turbulent Viscosity from Turbulence Intensity and Lenth Scale*, 2012.
- [66] S. Sieber and M. Gabi. Optimization of pump intake elbow systems. In *15. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2014.
- [67] B. Bhushan. *Prinziples and Applications of Tribology*. Wiley-Interscience Publication, 1999.