



Markus Mosshammer, Dipl.-Ing.

# **Untersuchung und Optimierung einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe**

## **DISSERTATION**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

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

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen, TU Berlin

## EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

30.7.2018

Datum



Unterschrift

---

## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Zuge meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz. In der Zeit von März 2011 bis September 2017 bekam ich an diesem traditionsreichen Institut die Möglichkeit, mich sowohl experimentell als auch numerisch mit einer Vielzahl wissenschaftlicher und industrienaher Aufgabenstellungen auseinanderzusetzen.

Dieses gewonnene Wissen konnte ich letztlich auch im Zuge meiner Dissertation mit dem Titel „Untersuchung und Optimierung einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe“ anwenden und noch weiter vertiefen. Demgemäß hat mich das Thema Spaltrohrmotorpumpe über die letzten Jahre sehr intensiv beschäftigt bzw. wurde mir die Möglichkeit geboten, mich mit diesem Thema auseinanderzusetzen. Nicht nur deswegen, sondern auch für die stets interessanten Gespräche und Diskussionen möchte ich mich besonders bei Prof. Helmut Jaberg, dem Vorstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen, bedanken. Ohne seine Unterstützung wären weder die Umsetzung, noch die Fertigstellung dieser Arbeit möglich gewesen.

Ein besonderer Dank gilt auch Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni, welcher unter Supervision von Prof. Jaberg die wissenschaftliche Betreuung der vorliegenden Dissertation übernommen hat. Zusätzlich möchte ich mich jedoch in noch größerem Ausmaße für die seit mittlerweile über 8 Jahre andauernde „Lehrzeit“, beginnend 2009 als Studienassistent, bedanken, im Zuge derer ich neben rein fachlichen Kompetenzen vor allem menschlich sehr viel lernen konnte.

Danke gilt es auch meinen Kolleginnen und Kollegen – allen voran Dipl.-Ing. Stefan Höller und Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Schiffer – zu sagen, deren Rat, Unterstützung und auch Zuspruch mich stets motiviert und angetrieben haben. Neben der beruflichen Ebene wurden sie mir im Laufe der Zeit auch zu guten Freunden, was wesentlich zu dem ohnehin sehr positiven Arbeitsklima beigetragen hat.

Die vorliegende Arbeit wäre ohne die Mithilfe meiner Kollegen im Labor und in der institutseigenen Werkstätte niemals möglich gewesen. Dabei möchte ich besonders Herrn Dipl.-Ing. Mark Guggenberger und Herrn Ing. Kurt Maass für die Unterstützung bei der Messtechnik und sämtlichen elektrischen und elektronischen Fragestellungen danken. Ein spezieller Dank gilt Herrn Erwin Pischler und Herrn Josef Papst für die mechanische Fertigung der Prüflinge und des Prüfstandes, ohne deren Mitdenken, Fertigkeiten und vor allem Improvisationstalent vermutlich bis heute keine einzige Messung durchgeführt worden wäre. An dieser Stelle sei Herr Pischler mit den Worten zitiert: „Unmögliches wird sofort erledigt, Wunder dauern etwas länger“ – und dies war nicht nur eine leere Phrase.

Obwohl bei meinem Dissertationsvorhaben nur am Rande beteiligt, so möchte ich mich auf diesem Wege für die langjährige und immer erfrischende Zusammenarbeit mit Herrn Alfred Krisper bedanken. Bereits als noch

---

unwissender Studienassistent stand er mir mit seinem reichen Erfahrungsschatz zur Seite und unterstützte mich bis heute unzählige Male bei verschiedensten Versuchen.

Ein großer Dank geht auch an unseren Projektpartner Hermetic-Pumpen GmbH, und dabei vor allem an Herrn Dr. Stefan Krämer, für die konstruktive Zusammenarbeit und seine Geduld, wenn mal wieder der akademische Forschungsdrang dazu führte, dass bestehende Zeitpläne etwas adaptiert werden mussten.

Ohne die Unterstützung meiner Familie, welche mir den Besuch der Technischen Universität und damit das Maschinenbaustudium ermöglichten, wäre ein Beschreiten dieses Weges nicht möglich gewesen. Ihr steter Zuspruch und Glaube an mich war es, der mich seit Beginn motivierte und damit das Fundament für diese Arbeit schuf.

Am meisten jedoch möchte ich mich bei meiner eigenen, kleinen Familie bedanken – meinem Sohn David und meiner Frau Julia. Die permanente Unterstützung, der Halt und die Geborgenheit und gleichzeitig die Freiheit, unzählige Stunden mit dieser Arbeit zu verbringen, waren es, die eine Realisierung dieser Arbeit erst ermöglichten.

„Ein Experte ist ein Mann, der hinterher genau sagen kann, warum seine Prognose nicht gestimmt hat.“

Winston Churchill

Graz, im Frühjahr 2018

Markus Mosshammer

Gewidmet, meiner Familie

---

# Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung .....	1
2.	Stand der Technik / Stand der Forschung hermetisch dichter Pumpen .....	3
2.1	Hermetische Dichtkonzepte radialer Kreiselpumpen .....	3
2.2	Numerische Strömungssimulation .....	6
3.	Konzept einer Spaltrohrmotorpumpe .....	9
3.1	Funktionsweise einer Spaltrohrmotorpumpe .....	9
3.2	Wirkungsgradabschätzung für Radialpumpen .....	12
3.3	Wozu mehrstufige Pumpen .....	17
3.3.1	Kräfte in Radialpumpen .....	19
3.3.2	Kavitationsverhalten .....	22
3.4	Benötigte Eigenschaften einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe .....	25
4.	Messaufbau/Prüfstand .....	27
4.1	Prüfstandsdesign .....	27
4.2	Messtechnik .....	32
4.3	Untersuchungskriterien am Prüfstand .....	39
4.4	Versuchsergebnisse .....	42
4.4.1	Reibmomentenmessung .....	42
4.4.2	Pumpenkennlinie, hydraulischer Wirkungsgrad und Motorteilstrom .....	43
4.4.3	Kavitationsmessungen/Saugkennlinien .....	45
4.5	Interpretation der Ergebnisse .....	47
5.	Numerische Strömungssimulation .....	49
5.1	Grundlagen der CFD-Simulation .....	49
5.2	Berechnungsmodelle .....	53
5.2.1	Aufbereitung der Geometrie – Reverse Engineering .....	53
5.2.2	Erzeugung der Rechengitter .....	56
5.2.3	Numerisches Modell .....	59
5.2.4	Modellerweiterung .....	61
5.2.5	Eingesetzte Hardware und Rechenzeiten .....	63
5.3	Auswertung .....	64
5.3.1	Definition der quantifizierbaren Auswertegrößen .....	65
5.3.2	Qualitative Auswertungen .....	75
5.3.3	Ergebnisse der Modellvariationen .....	78
5.3.4	Ergebnisse der unterschiedlichen numerischen Modellierungen .....	84
5.3.5	Verlustanalyse .....	88
5.3.6	Optimierungspotential .....	95
5.4	Vergleich CFD/Messung des Original-Pumpenaggregates .....	98
6.	Optimierung / Effizienzsteigerung .....	100
6.1	Mögliche Strategien des Optimierungsvorgangs .....	100
6.2	Manuelle Optimierung .....	103
6.2.1	Entwurf des Stufenlaufrades .....	105
6.2.2	Einfluss der Entlastungsbohrungen .....	109
6.2.3	Neuauslegung des Druckstufengehäuses .....	114
6.3	Automatisierte Mehrzieloptimierung .....	120
6.3.1	Auslegung von Leit- und Rückführschaufeln .....	121
6.3.2	Vorgehensweise der automatisierten Mehrzieloptimierung .....	125

---

6.3.3	Design of Experiments: Erstellung des voll-parametrisierten Modells der Rückführpartie .....	126
6.3.4	Sensitivitätsanalyse und Erstellung des Metamodells.....	129
6.3.5	Zieldefinitionen und Einsatz von Mehrzieloptimierungsalgorithmen .....	132
6.4	Gegenüberstellung ausgewählter Optimierungsvarianten .....	137
7.	Prüfstandsversuche der optimierten Pumpe .....	141
7.1	Fertigung der Prototypenpumpe .....	141
7.2	Messergebnisse.....	143
8.	Vergleich Originalpumpe/optimierte Variante .....	149
8.1	Vergleich CFD-Ergebnisse Original Pumpe/optimierte Pumpe.....	150
8.2	Vergleich Messergebnisse Original Pumpe/optimierte Pumpe .....	154
8.3	Vergleich Messergebnisse/CFD-Ergebnisse der optimierten Pumpe .....	157
9.	Ausblick.....	160
10.	Zusammenfassung .....	163
Anhang A – Zeichnungen der Pumpe .....		165
Anhang B – Kalibrationszertifikate der eingesetzten Messgeräte.....		171
Anhang C – Reproduzierbarkeitsmessungen.....		176
Anhang D – Definitionen der Gewichtung und Ziele .....		177
Abbildungsverzeichnis .....		178
Tabellenverzeichnis .....		183
Referenzen .....		184

---

## Nomenklatur

### Lateinische Formelzeichen:

A	mm <sup>2</sup>	Fläche
$c_u$	m/s	Drallkomponente der Umfangsgeschwindigkeit
D	mm bzw. m	Durchmesser
e	mm	Dicke Schaufelprofil
F	N	Kraft
g	m/s <sup>2</sup>	Gravitationskonstante
H	m bzw. bar	Förderhöhe
$K_s$	mm	Oberflächenrauheit
n	U/min	Drehzahl
NPSH	m	Saughöhe
$\rho$	-	Periodizität
$\rho$	Pa bzw. bar	Druck
$\Delta p$	Pa bzw. bar	Differenzdruck
P	W bzw. kW	Leistung
Q	l/s bzw. m <sup>3</sup> /s	Durchfluss
R	mm bzw. m	Radius
Re	-	Reynoldszahl
T	Nm	Drehmoment
T	°C bzw. K	Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Geschwindigkeit
z	m	Geodätische Höhe

### Griechische Formelzeichen:

$\alpha$	°	(Leit-)Schaufelwinkel
$\eta, \eta_{\text{Tot}}$	%	Wirkungsgrad, Gesamtwirkungsgrad
$\varphi$	°	Radiale Zuordnung Leitschaufeln/Rückführschaufeln
$\nu$	St bzw. m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

### Abkürzungen:

API	American Petroleum Institute
CEL	CFX Expression Language
CFD	Computational Fluid Dynamics
D-GLRD	Doppelt wirkende Gleitringdichtung

---

DIN	Deutsches Institut für Normung
DNS	Direkte Numerische Simulation
DoE	Design of Experiments
E-GLRD	Einfach wirkende Gleitringdichtung
EB	Entlastungsbohrung
ErP	Energy-related Products
EuP	Energy-using Products
GLRD	Gleitringdichtung
ISO	International Organization for Standardization
La	Laufgrad
Le	Leitrad
LES	Large Eddy Simulation
MOGA	Multi Objective Genetic Algorithm
MTBF	Mean Time Between Failure
NPSH	Net Positive Suction Head
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RMS	Root Mean Square – Quadratisches Mittel
RSR	Radseitenraum
SMP	Spaltrohrmotorpumpe
SOC	Shut-Off Condition
SRM	Spaltrohrmotor
SST	Shear Stress Transport
St	Stufe
TA-Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft

### Indizes:

1	Eintritt
2	Austritt
abs	absolut
amb	ambient – Umgebung
ax	axial
D	Bezugsebene
EB	Entlastungsbohrung
H	hydraulisch
opt	Optimum
rad	radial
Sp	Spalt
T	Teil (Motor <u>teil</u> strom)
tot	Total

---

# 1. Einleitung

Die vorliegende Dissertation entstand aus einem Kooperationsprojekt zwischen einem deutschen Pumpenhersteller und dem Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen. Ziel der Kooperation war es zu zeigen, ob die numerische Strömungssimulation einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe (SMP) mit zufriedenstellender Genauigkeit durchgeführt werden kann. Um die Simulationsergebnisse zu validieren, wurden Versuche am institutseigenen Prüfstand durchgeführt.

Durch sukzessive Erweiterung des numerischen Modells konnten die experimentell ermittelten Kennlinien nachgebildet werden, und basierend auf diesen Ergebnissen wurden weitere Arbeiten zur Steigerung des Wirkungsgrades durchgeführt. Dabei wurde neben der klassischen Auslegung, gemeinsam mit einer manuellen Optimierung auch Software zur automatisierten Mehrzieloptimierung eingesetzt. Abschließend wurde die numerisch optimierte Hydraulik experimentell nachgemessen, wobei die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der gewählten Numerik bestätigt wurden.

Die komplette Simulation des hydraulischen Teils einer Spaltrohrmotorpumpe, bestehend aus Pumpe und Rotor des Elektromotors, wurde bisher noch nicht durchgeführt. Neben der korrekten Simulation der Förderhöhen-Kennlinie ist vor allem die Berechnung des Wirkungsgrades und der auftretenden Axialkräfte relevant. Um die Effekte der unterschiedlichen Komponenten systematisch zu analysieren wird das Modell der SMP sukzessive um sämtliche Spalte, Radseitenräume, Entlastungsbohrungen und dem Rotor des Elektromotors erweitert. Erst durch Gestaltung eines dermaßen komplexen Rechenmodells, welches in dieser Form für eine SMP zum Ersten Mal durchgeführt wurde, ist eine realitätsnahe Berechnung aller Strömungsvorgänge möglich, da ein Entfall von Spalten oder Entlastungsbohrungen sowohl Einfluss auf die Kennlinien, als auch auf die resultierenden Kräfte und Momente und somit letztlich auch auf den Wirkungsgrad hätte. Zwar können einzelne Einflüsse, wie z.B. Radseitenraumgeometrie, Spaltweite sowie Form und Größe der Entlastungsbohrungen auf die Axialkraft analytisch angenähert werden, eine korrekte Vorhersage der Charakteristik ( $Q/H/\eta$  / Axialkraft) ist dadurch jedoch unmöglich.

Das finale numerische Rechenmodell wurde anhand der ursprünglichen Hydraulik experimentell validiert. Um die Zuverlässigkeit dieses Modells zu zeigen, wurde die Original-Pumpe nach einer detaillierten Verlustanalyse optimiert. Die Optimierung erfolgte einerseits basierend auf strömungsmechanischen Grundlagen und andererseits unter Verwendung von automatisierten Mehrziel-Optimierungsalgorithmen. Durch das eingesetzte Verfahren, welches zwar einen nicht vernachlässigbaren numerischen Aufwand erfordert, jedoch schneller und günstiger als iterative Modellversuche ist, können sogar derart komplexe Hydrauliken wie die gezeigte mehrstufige Spaltrohrmotorpumpe mit hoher Genauigkeit berechnet werden.

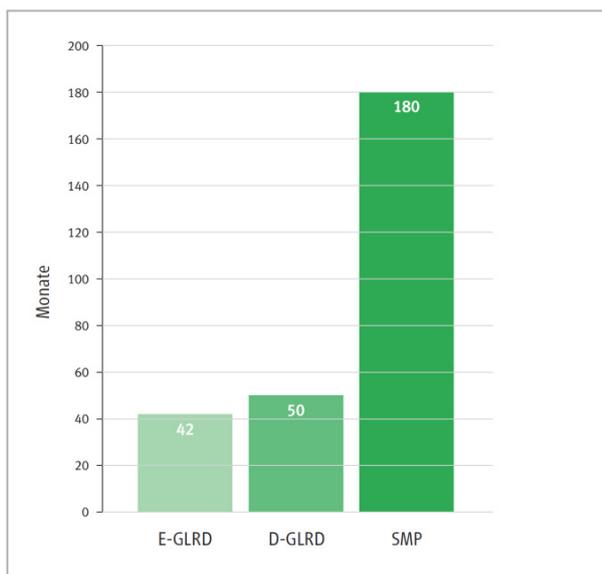
Die Europäische Union betreibt bereits seit einiger Zeit Bemühungen, um den Anstieg des Energieverbrauchs zu bremsen bzw. generell zu reduzieren. Dazu wurden speziell im Bereich der Pumpenbranche bereits 2005 Maßnahmen im Zuge der EuP (Energy-using Products) Richtlinie beschlossen. Diese wurde 2009 durch die ErP (Energy-related Products) ersetzt und seit 2011 schrittweise umgesetzt. Dabei steht neben einer Effizienzsteigerung von Elektromotoren auch die Wirkungsgradsteigerung von Pumpenhydrauliken im Vordergrund. Dies erscheint durchaus sinnvoll, da

---

Pumpen in Europa laut Almeida [2] etwa 20 % der gesamten elektrischen Energie benötigen. Somit leisten selbst geringe Effizienzsteigerungsmaßnahmen einen erheblichen Beitrag zur Energieeinsparung.

Obwohl Spaltrohrmotorpumpen nicht explizit von der ErP-Richtlinie betroffen sind, werden Betreiber von Raffinerien und Chemieanlagen, welche ebenfalls dieser Richtlinie unterliegen, doch aufgefordert, den Einsatz der „besten verfügbaren Techniken“ anzustreben. So werden hermetische Pumpenkonzepte wie dichtunglose Pumpen mit Spaltrohrmotor oder Magnetkupplung für den Schutz von Anlage, Mensch und Umwelt empfohlen. Der Einsatz von hermetisch dichten Pumpen hat nach API 685 [8] überall dort zu erfolgen, wo keine Leckagen zulässig sind und höchste Anforderungen an Sicherheit und Verfügbarkeit gestellt werden, d.h. insbesondere bei der Förderung giftiger, explosibler und allgemein umweltbelastender Medien. Weiters hat das in den letzten Jahren gestiegene Umweltbewusstsein dazu geführt, dass chemische und petrochemische Anlagen nach strengeren Gesundheits- und Sicherheitsvorschriften beurteilt werden. Der Entfall der Wellenabdichtung und die damit einhergehende Leckagefreiheit tragen wesentlich zur Einhaltung dieser Vorschriften bei. So sind in der EU-Richtlinie 96/61/EG [29] über die integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung (die sogenannte IVU-Richtlinie), sowie im Bundes-Immissionsschutzgesetz von September 2002 und in der TA-Luft die Emissionen von Anlagen und Komponenten, wie z.B. Armaturen und Pumpen, drastisch begrenzt worden. Ziel der IVU-Richtlinie ist die integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung infolge der IPPC-Tätigkeiten (Integrated Pollution Prevention and Control). Aufgabe dieser integrierten Betrachtung ist es, insgesamt ein hohes Maß an Schutz für die Umwelt (Schutz der Luft, des Wassers und des Bodens) zu erreichen und nicht etwa die Luft zu Lasten des Wassers zu schützen.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil von Spaltrohrmotorpumpen ist die durch den Entfall der Wellendichtung deutlich geringere Reparaturanfälligkeit. So zeigt Abbildung 1, dass SMP eine deutlich höhere „Mean Time Between Failure“ – kurz MTBF – haben, als Pumpen mit einfach- (E-GLRD) oder doppelt-wirkenden Gleitringdichtungen (D-GLRD).



**Abbildung 1: MTBF unterschiedlicher Pumpen in Raffinerien – Feldle [28]**

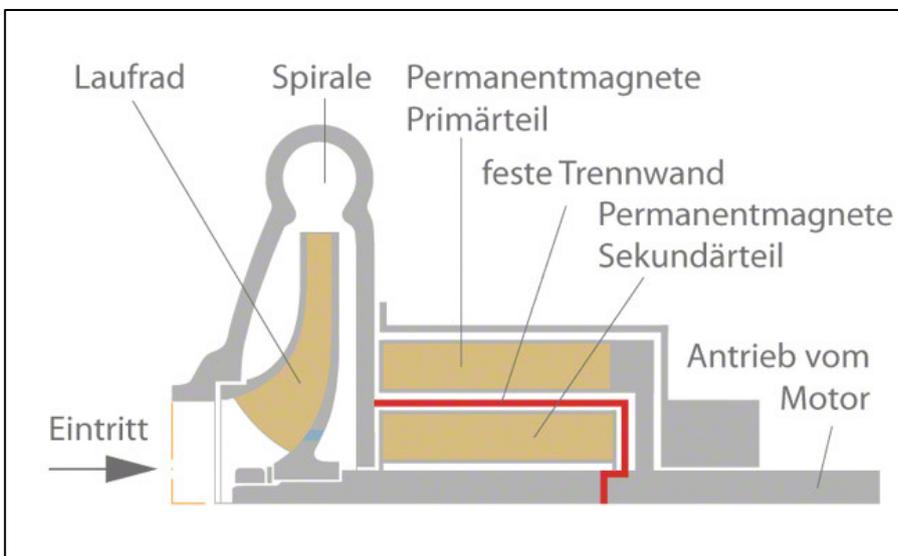
---

## 2. Stand der Technik / Stand der Forschung hermetisch dichter Pumpen

Neben der prinzipiellen Unterscheidung zwischen Kreiselpumpen und (rotierenden) Verdrängerpumpen sei an dieser Stelle erwähnt, dass es sich bei der untersuchten Pumpe um eine mehrstufige, radiale Kreiselpumpe handelt. Dies ist neben der grundsätzlich unterschiedlichen Wirkweise insbesondere bei der Auswahl von möglichen hermetischen Dichtkonzepten relevant.

### 2.1 Hermetische Dichtkonzepte radialer Kreiselpumpen

Prinzipiell kann das hermetische Dichtkonzept in zwei Varianten realisiert werden – einerseits über eine Entkopplung von Motor und Pumpe oder andererseits über eine Trennung von Rotor und Stator des Elektromotors. Erstgenannte Variante wird üblicherweise als Permanentmagnet-Zentraldrehkupplung – kurz Magnetkupplung – ausgeführt und ist in Abbildung 2 dargestellt. Dabei trennt der Spalttopf die beiden Kupplungshälften und das Drehmoment wird schlupf- und berührungslos übertragen. Der Antrieb der Pumpe bzw. der äußeren Magnetkupplungshälfte erfolgt anschließend über einen Elektromotor, wobei die von der Pumpe übertragenen Kräfte auf die Welle über konventionelle mechanische Lager in das Gehäuse abgetragen werden.

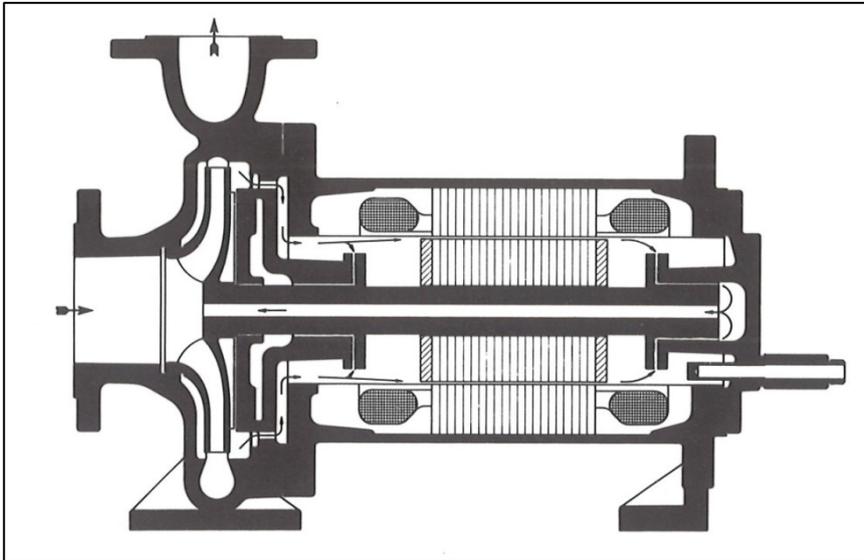


**Abbildung 2: Schema einer Magnetkupplungspumpe aus KSB [59]**

Die zweite Variante – eine Ausführung mit Spaltrohrmotor – entkoppelt den Rotor vom Stator des Elektromotors durch Einziehen eines Spalttopfes – siehe Abbildung 3. Der zylindrische Spalt zwischen Rotor und Spalttopf wird dabei einerseits so klein wie möglich gehalten, um einen möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrad des Motors zu erreichen, jedoch andererseits so groß bemessen, dass ein ausreichender Durchsatz zur Kühlung der Wicklungen gegeben ist. Dieser Motorteilstrom wird anschließend über die hohle Antriebswelle wieder in den Saugbereich des Laufrades zurückgeführt. Ein wesentlicher Vorteil dieser

---

Bauweise ist die doppelte Entkopplung des Strömungsmediums von der Umgebung. Diese erfolgt zum einen durch den Spalttopf und zum anderen durch das Motorgehäuse, womit das Konzept des Spaltrohrmotors in sicherheitstechnischen Aspekten der Magnetkupplung überlegen ist. Ebenso ergeben sich Vorteile bei Tieftemperaturanwendungen, da bei einer Magnetkupplung die Gefahr von Vereisungen besteht. (Krämer [60])



**Abbildung 3: Schema einer Spaltrohrmotorpumpe aus Neumaier [78]**

Durch den zwecks Kühlung, für den Axialkraftausgleich und für das Verhindern des Trockenlaufens der Gleitlager benötigten Motorteilstrom wird jedoch der Wirkungsgrad der Pumpe signifikant reduziert. Obwohl dadurch ein Spaltrohrmotor einen um 5-10 % niedrigeren Wirkungsgrad als eine Magnetkupplung aufweist, ist der Gesamtwirkungsgrad einschließlich Elektromotor nahezu ident. (Neumaier [78])

Hinsichtlich Anlaufverhalten und Einsatz bei Hochdruckenwendungen ist ebenfalls das Konzept des Spaltrohrmotors überlegen. Zusätzlich sind die kompakte Bauweise – Motor und Pumpe bilden eine Einheit –, der Entfall von mechanischen Dichtungen und das deutlich niedrigere Betriebsgeräusch hervorzuheben. (Hoeft [44])

Neben den erwähnten sicherheitstechnischen Vorteilen ist vor allem auch das breite Einsatzgebiet für die Verbreitung von Spaltrohrmotorpumpen entscheidend. So werden aktuell SMP in folgenden Betriebsbereichen eingesetzt – siehe auch Sanders [88]:

- Durchfluss: bis 5 [m<sup>3</sup>/s]
- Förderhöhe: bis 250 [bar]
- Temperatur: von -200 [°C] bis 480 [°C]
- Viskosität: bis 350 [cSt]
- Druckstufe: maximaler Systemdruck bis 1200 [bar]

Trotz dieser Möglichkeiten sind derzeit beispielsweise in Raffinerien weniger als 2 % der eingesetzten Pumpen als Spaltrohrmotorpumpen ausgeführt. Durch die bereits in der Einleitung erwähnten steigenden

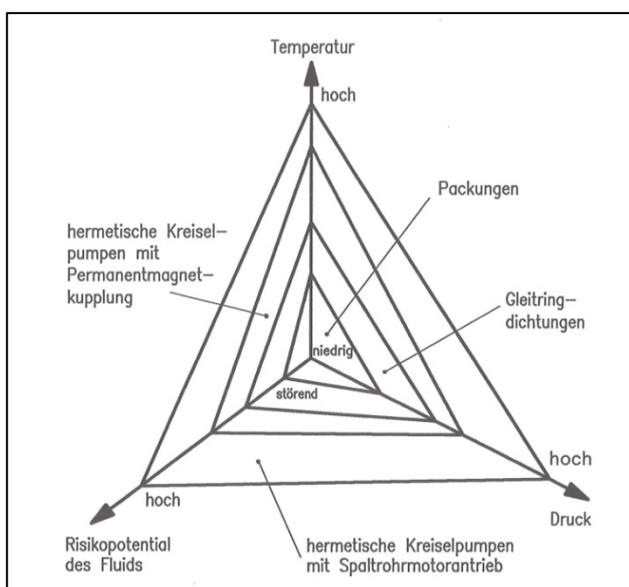
Sicherheitsanforderungen könnten nach aktuellem Stand jedoch etwa 50 % der benötigten Pumpen durch Spaltrohrmotorpumpen ersetzt werden. Dabei ist ein wesentliches Argument für den Einsatz von SMP die durchschnittliche „Mean Time Between Failure“ – kurz MTBF. Diese beträgt bei einer in einer Raffinerie eingesetzten Pumpe mit mechanischen Dichtungen zwischen 3 und 4 Jahren – bei einer Spaltrohrmotorpumpe allerdings zwischen 7 und 15 Jahren (Feldle [30] und Sanders [91]).

Werden Pumpen in der ölverarbeitenden Branche, wie z.B. der Raffinerietechnik eingesetzt, müssen gewisse Normen – allen voran die API 610 [9] und speziell für hermetische Pumpen API 685 [8] – eingehalten werden. Ohne an dieser Stelle detaillierter auf den genauen Inhalt dieser Normen einzugehen, sei erwähnt, dass laut API 610 sämtliche Pumpen eine stabile Kennlinie, also mit zunehmendem Förderstrom eine stetig fallende Förderhöhe, aufweisen müssen, was wiederum je nach spezifischer Schnellläufigkeit eine Herausforderungen für das hydraulische Design darstellt. (Gulich [37], Rohatynski [85])

Neben normativen Vorgaben sind weitere Maßnahmen hinsichtlich der auftretenden Radial- und Axialkräfte zu treffen. Speziell die bei hermetischen Kreiselpumpen im Fördermedium befindlichen Gleitlager sind besonders anfällig in Bezug auf hohe Radialkräfte. Abhilfe kann hier bei einstufigen Pumpen der Einsatz einer Doppelspirale schaffen, oder aber, wie bei mehrstufigen Pumpen üblich, ein Leitschaufelring. Die Axialkräfte, welche insbesondere bei mehrstufigen Pumpen in problematische Größenordnungen von mehreren Tonnen auftreten können, müssen über hydraulische Entlastungsmöglichkeiten so weit als möglich reduziert werden. Die dazu notwendigen Maßnahmen wie Entlastungsbohrungen, Drosselspalte und Labyrinth oder Rückenschaufeln reduzieren zwar den resultierenden Axialschub, jedoch auch gleichzeitig den erreichbaren Wirkungsgrad.

Wie bei allen hydraulischen Maschinen ist das Thema Kavitation von zentraler Bedeutung. Speziell bei niedrig-siedenden Medien, wie beispielsweise Kühlmitteln, sind entsprechende Vorkehrungen, wie beispielsweise Vorsatzläufer, Inducer oder speziell ausgelegte Sauglaufräder, zu treffen.

Neumaier [78] fasst den Einsatzbereich hermetischer Radialpumpen sehr gut in Abbildung 4 zusammen:



**Abbildung 4: Einsatzparameter und Betriebsbereiche hermetischer Kreiselpumpen aus Neumaier [78]**

---

## 2.2 Numerische Strömungssimulation

Da hermetische Radialpumpen im Vergleich zu konventionellen Pumpen durchaus als „Exoten“ bezeichnet werden dürfen, sind die bisher durchgeführten numerischen Betrachtungen eher dürftig ausgefallen. Vielfach sind die aktuell verfügbaren Hydrauliken aus vergangenen Tagen, welche von einigen wenigen Spezialisten auf diesem Gebiet entworfen wurden. Da diese Pumpen bereits über sehr viele Jahr(zehnt)e zuverlässig ihren Dienst erledigen, ist die Motivation für genauere numerische Untersuchungen nur bedingt vorhanden. Zwar wurden in der jüngsten Vergangenheit zahlreiche, für diese Untersuchungen hilfreiche Berechnungen durchgeführt, jedoch konnte zum aktuellen Zeitpunkt keine Veröffentlichung über die numerische Simulation einer gesamten mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe gefunden werden.

Für eine einstufige Radialpumpe, in der Regel mit Spirale, ist die numerische Simulation mittlerweile Usus geworden. Bei mittleren und größeren Radialpumpen ab einer spezifischen Schnellläufigkeit von  $n_q \approx 30$  U/min werden mit einfachen Modellen, bei denen auf die Modellierung von Spalten, Radseitenräumen, Entlastungsbohrungen etc. verzichtet wird, trotzdem die Kennlinie und der Wirkungsgrad mit hinreichender Genauigkeit berechnet. Dabei können Einflüsse wie Oberflächenbeschaffenheit, Reibungsverluste in Radseitenräumen oder Spaltverluste unter Zuhilfenahme von analytischen Ansätzen (Osterwalder [79], Gülich [37], [38]) zur Korrektur der numerischen Ergebnisse berücksichtigt werden.

Bei mehrstufigen Pumpen, kleinen Pumpen oder auch Pumpen mit niedrigen spezifischen Schnellläufigkeiten ist die Zuverlässigkeit von analytischen Ansätzen nur noch bedingt gegeben. Zu sehr wird die Leistungsfähigkeit der Pumpe von Effekten zwischen Lauf- und Leitradern, Diffusorströmung, Gestaltung der Radseitenräume, Reibungsverluste der Laufräder, Spaltströmungen, Entlastungsbohrungen etc. beeinflusst. So zeigte Stel [102] am Beispiel einer mehrstufigen Halbaxialpumpe, dass die erste, letzte und zumindest eine Zwischenstufe simuliert werden müssen, um eine zufriedenstellende Aussage über die Performance einer mehrstufigen Pumpe zu erhalten. Obwohl Stel [102] auf die Modellierung von Radseitenräumen, Entlastungsbohrungen und Spalten verzichtet hat, ist dieser Ansatz der vereinfachten Kennlinienberechnung für mehrstufige Pumpen mit ausreichend großer spezifischer Schnellläufigkeit je Stufe vertretbar. Zwar lassen sich mit dieser Modellierung keine genauen Aussagen über Axialkräfte und Wirkungsgrade tätigen – für welche eine Gesamtbetrachtung zwingend notwendig ist – jedoch zeigt der Vergleich von Messung und Numerik, dass mit diesem reduzierten Ansatz zumindest eine näherungsweise Kennlinienberechnung möglich ist.

Van Esch [114] und Wang [117] zeigten anhand numerischer Simulationen einer mehrstufigen Pumpe – teilweise sogar nur mit unstrukturierten Rechengittern – eine gute Berechenbarkeit der Q/H-Kennlinie im Bereich des Optimums, jedoch große Abweichungen in Teil- und Überlast. Ein Grund für diese Abweichungen liegt darin, dass weder Spalte noch Radseitenräume mitberechnet wurden. Ein weiterer Grund ist die numerische Modellierung, da die meisten Simulationen stationär durchgeführt wurden. So haben unter anderem Stel [103], Unterberger [112], Sano [92] und Wang [118] den Einfluss von Laufrad/Leitrad/Rückführkanälen bzw. deren Interaktion numerisch untersucht und mit experimentellen

---

Ergebnissen verglichen. Zusätzlich zeigten Höller [45] und van Esch [114] an einer Halbaxialpumpe, dass eine transiente Berechnung speziell im Off-Design-Betrieb erforderlich ist, um Strömungsphänomene in diesem Bereich korrekt zu modellieren und damit deren Einfluss numerisch abzubilden. So sind auftretende Instabilitäten – je nach Pumpentyp in Teillast, Volllast oder Überlast – nur transient zuverlässig berechenbar. Obwohl auch mit stationären numerischen Simulationen gewisse instationäre Effekte im Bereich der Interaktion zwischen Lauf- und Leiträdern näherungsweise bestimmt werden können – so hat unter anderem Jiang [53] eine Radialpumpe mit Radseitenräumen simuliert und dabei den Clocking Effekt untersucht –, sind zur genaueren Untersuchung instationäre Simulationen vorzuziehen. Versuche, diese über die vorhandene Literatur anzunähern (z.B. Stepanoff [84], Gülich [23]) sind möglich, jedoch trotzdem ungenau.

Feng und Benra [31] haben anhand eines voll strukturierten Modells mit vorderen und hinteren Radseitenräumen – allerdings ohne Spalte und Entlastungsbohrungen – den Einfluss der Leckageströmungen auf Förderhöhe und Wirkungsgrad einer langsamläufigen Radialpumpe ( $n_q \approx 25$  U/min) berechnet. So konnte gezeigt werden, dass die Modellierung der Spalte bei der untersuchten 1-stufigen Pumpe die Förderhöhe im Mittel bereits um knapp 10 % und den Wirkungsgrad um etwas mehr als 6 % reduzierte.

Kagawa [55] hat ebenfalls eine sehr langsamläufige Radialpumpe mit Radseitenräumen und variablen Spalten simuliert. Der Vergleich der experimentellen und numerischen Ergebnisse zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Lei [64] machte ähnliche Untersuchungen, welche allerdings auf die Spaltweite der Radseitenräume abzielte.

Die numerische Simulation einer gesamten Pumpe – also mit Radseitenräumen, Spalten und Entlastungsbohrungen – stellt aufgrund des hohen Aufwandes für die Modellierung und Berechnung bisher die Ausnahme dar. So hat Roclawski [86] eine Stufe einer mehrstufigen Pumpe mit allen realen Details simuliert, konnte jedoch die gemessene Kennlinie numerisch nicht genau nachbilden. Im Gegensatz dazu konnte Benigni [14] anhand einer sehr langsamläufigen, einstufigen Spiralgehäusepumpe durch die Modellierung der gesamten Pumpe eine ausgezeichnete Korrelation von Numerik und Experiment zeigen. Die sowohl stationär als auch transient durchgeführten Simulationen zeigen die Notwendigkeit dieser genauen Betrachtungsweise, wie die Berechnungen unter Vernachlässigung gewisser Details (Radseitenräume, Entlastungsbohrungen) deutlich zeigen. Zur Bestimmung der Nullförderhöhe – die sogenannte „Shut Off Condition“ – wurden zusätzlich analytische Anhalte verwendet. Liu [66] hat ebenfalls eine komplette Radialpumpe mit Radseitenräumen, Spalten und Entlastungsbohrungen transient simuliert und dabei vor allem den Betrieb bei SOC untersucht und gute Übereinstimmungen erzielt.

Neben der möglichst exakten Bestimmung der Förderkennlinie und des Wirkungsgrades ist die nahezu vollständige Modellierung einer Pumpe auch zur Bestimmung der auftretenden Kräfte – insbesondere der Axialkräfte – nötig. Da speziell bei mehrstufigen Pumpen die Axialkräfte sehr groß werden können, ist eine hohe Berechnungsgenauigkeit bei der Dimensionierung von Lagern bzw. dem gesamten Pumpenlayout hilfreich. Obwohl die näherungsweise Bestimmung im Zuge der Entwicklung weiterhin oftmals analytisch über Literaturanhalte (Gülich [37], Hergt [42], Petermann [82], Raabe [84]) erfolgt, ist eine numerische Bestimmung erstrebenswert, da die Anhalte zumeist die tatsächlich auftretenden Axialkräfte überschätzen.

---

So konnten Shi [98] und Zhou [123] mit geeigneten numerischen Modellen die experimentell gemessenen Axialkräfte mit sehr guter Genauigkeit berechnen. Zusätzlich wurde von Shi der Einfluss der Oberflächenrauheiten auf die Kräftesituation untersucht.

Abschließend bildet die Vorhersage des Kavitationsverhaltens einen zentralen Punkt bei der numerisch basierten Auslegung und Optimierung einer Pumpe. Diesbezüglich spielt jedoch weniger die Gestaltung von Radseitenräumen, Entlastungsbohrungen oder Spalten eine Rolle, als die der Modellierung der Kavitation an sich. CFD-Softwarepakete (ANSYS [5],[6]) bieten diesbezüglich mehrphasige Kavitationsmodelle an, welche bereits vielfach überprüft wurden (Schiavello [92], Visser [116], Sedlar [97], Medvitz [69]). Eine weitere Möglichkeit bietet die statistische Auswertung der Druckverteilung an der Laufschaufel (bei mehrstufigen Pumpen ist in der Regel nur die 1. Stufe maßgeblich). Hier konnte von Benigni [14] und Höller [46] eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den numerisch und experimentell ermittelten Ergebnissen nachgewiesen werden.

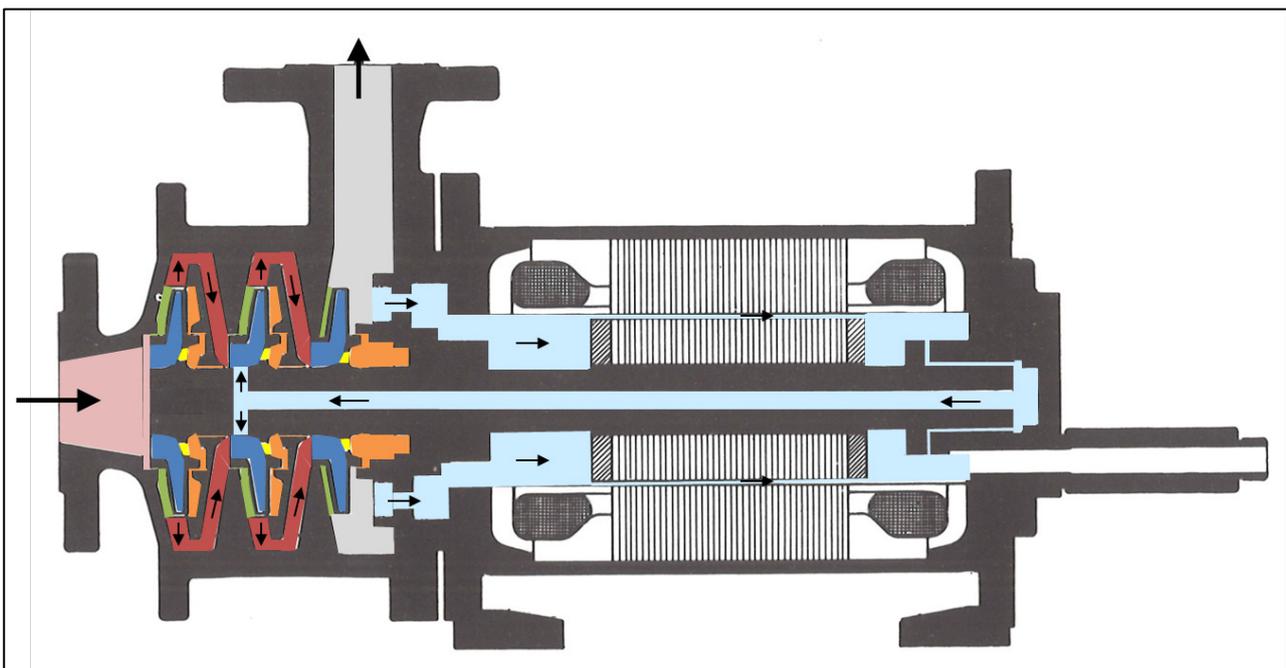
### 3. Konzept einer Spaltrohrmotorpumpe

Eine Spaltrohrmotorpumpe hat aufgrund des Wirkprinzips, welches die Pumpe mit dem elektrischen Antrieb vereint, einige Besonderheiten aufzuweisen. Neben dem benötigten Motorteilstrom zur Kühlung des elektrischen Antriebes sind besonders bei einer mehrstufigen Anordnung die hohen Axialkräfte zu beachten. Zusätzlich sind aufgrund des vielfältigen Einsatzgebietes von Spaltrohrmotorpumpen, z.B. in der Kälte- oder Raffinerietechnik, besondere Spaltmaße oder günstiges, eventuell sogar niedrigstes Kavitationsverhalten gefordert, was meist zu Lasten der erreichbaren Wirkungsgrade geht.

#### 3.1 Funktionsweise einer Spaltrohrmotorpumpe

Prinzipiell ist eine Spaltrohrmotorpumpe – zumindest aus der Perspektive der hydraulisch eingesetzten Komponenten – eine „einfache“ Radialpumpe. Der Antrieb des Laufrades, bzw. der Laufräder bei mehrstufigen Pumpen, erfolgt über den vom Stator entkoppelten und mit einem Spalttopf vom Medium isolierten Rotor. Bei Verwendung als mehrstufige Pumpe wird für die Strömungsführung vom Austritt aus dem Laufrad bis zum Eintritt in die nächste Stufe in der Regel ein Leitschaukelring mit anschließender Rückführpartie eingesetzt.

In Abbildung 5 ist zur anschaulichen Erläuterung der Komponenten und der teilweise komplizierten Strömungspfade eine 3-stufige Ausführung dargestellt. Im Folgenden die Funktionsweise wird beginnend am Eintritt in die Pumpe und der anschließenden Strömungsführung durch alle Stufen, über die Strömung durch den Spaltrohrmotor bis hin zum Austritt detailliert beschrieben.



**Abbildung 5: Hydraulische Komponenten und Strömungspfade in einer Spaltrohrmotorpumpe – Basis Neumaier [78]**

---

Die Gestaltung des Saugbereiches am Eintritt (hellrot) ist neben dem Laufrad der 1. Stufe – teilweise als spezielles Sauglaufrad ausgeführt – maßgeblich für die Kavitationseigenschaften der Pumpe. Der Eintrittsbereich weist eine diffusorförmige Kontur auf, welche bei falscher Auslegung (zu großer Öffnungswinkel) zwar zu Strömungsablösungen neigen kann, jedoch korrekt dimensioniert zu einer gezielten Verzögerung und damit Erhöhung des statischen Drucks am Eintritt in das Sauglaufrad führt. Diese Gestaltung führt einerseits zu einem höheren Druckniveau und andererseits zum einem größeren möglichen Eintritts-Außendurchmesser des Laufrades, was sich beides positiv auf die Kavitationseigenschaften der Pumpe auswirkt.

Die Laufräder (dunkelblau) bewirken den Druckaufbau in der Pumpe, wobei sich die Strömung am Austritt anschließend in 3 Pfade aufteilt:

1. Hauptstrom durch die Leiträder und Rückführpartie (dunkelrot),
2. Nebenstrom im vorderen Radseitenraum (RSR) über Spalte zum Eintritt in das eben durchströmte Laufrad (grün),
3. Nebenstrom im hinteren Radseitenraum (orange) – welcher über einen oder mehrere Drosselspalte und die Entlastungsbohrungen (gelb) wieder im Saugbereich des eben durchströmten Laufrades ankommt.

Der Hauptstrom wird nach dem Austritt aus dem Laufrad meist durch einen eingesetzten Leitschaufelring geführt. Diese Leitschaufelkanäle sind so zu gestalten, dass die Strömung ohne abzulösen verzögert und damit der kinetische Druckanteil in Druckhöhe umgewandelt wird. Da die Strömungsgeschwindigkeit nun reduziert ist, erfolgt im Anschluss in einem meist unbeschaukelten Ringraum die Umlenkung nach innen, um der nächsten Stufe zugeführt werden zu können. Dazu werden Rückführschaufel eingesetzt, welche die radial nach innen gerichtete Strömung beschleunigen, in axiale Richtung umlenken und dem Laufrad der nächsten Stufe eine möglichst drallfreie Anströmung gewährleisten.

Da die Laufräder bzw. die Welle bei dieser Anordnung über das Gehäuse zwischen jeder Stufe gelagert sind, zweigt ein geringer Spaltstrom noch vor Eintritt in die nächste Stufe ab, zurück in den hinteren Radseitenraum der vorangehenden Stufe (orange).

Im hinteren Radseitenraum (orange) treffen somit der Nebenstrom aus dem Laufrad und der Spaltstrom zusammen und werden in der Regel über eine oder mehrere Entlastungsbohrungen (gelb) in den Saugbereich zurückgeführt. Dabei wird der Nebenstrom in der Regel über genau definierte Drosselspalte geführt, um eine gezielte Druckverteilung auf die hintere Deckscheibe zu erreichen. Diese Maßnahme ist vor allem bei mehrstufigen Pumpen zur Reduzierung der Axialkräfte nötig.

Parallel dazu trifft auch der Nebenstrom durch den vorderen Radseitenraum im Saugbereich des Laufrades ein. Die Gestaltung der Spalte zwischen Laufrad und Gehäuse bzw. des Radseitenraumes an sich haben einen wesentlichen Einfluss auf die Druckverteilung auf die vordere Deckscheibe des Laufrades und damit ebenfalls auf die sich einstellende Axialkraft.

Je nach Stufenanzahl wiederholt sich dieser Strömungsvorgang bis zum Austritt aus dem Laufrad der letzten Stufe – oftmals gekennzeichnet durch Verwendung eines speziellen Druckstufenlaufrades. In dem dargestellten Fall tritt die Strömung nach dem Laufrad der letzten Stufe in einen unbeschaukelten Ringraum (hellgrau) ein. Neben einer Verzögerung der Strömung findet hier auch die Abzweigung des

Motorteilstromes (hellblau) zur Kühlung des Spaltrohromotors statt. Über einen engen Spalt wird das Strömungsmedium zur Kühlung der elektrischen Antriebseinheit, bestehend aus dem mit einem Spaltrohromortopf ummantelten Rotor und dem Stator, verwendet. Anschließend erfolgt eine Rückführung des Motorteilstromes entweder in den Saugbereich der 1.Stufe, oder wie hier dargestellt in den Saugbereich der 2.Stufe. Die Position der Rückführung hängt vor allem von der benötigten Spaltrohromotormenge und damit vom benötigten Differenzdruck ab.

Durch die zahlreichen Nebenströme über die Radseitenräume, dem Motorteilstrom und der Spaltströme zwischen den Stufen sind die Laufräder auf die tatsächlich zu fördernden Mengen und nicht auf die Menge am Ein- bzw. Austritt auszulegen. In Abbildung 6 sind dazu die Strömungspfade für die in Abbildung 5 gezeigte 3-stufige Spaltrohromotorpumpe dargestellt und in den Formeln (1) bis (5) wird die Zusammenstellung der wichtigsten Volumenströme aufgeführt.

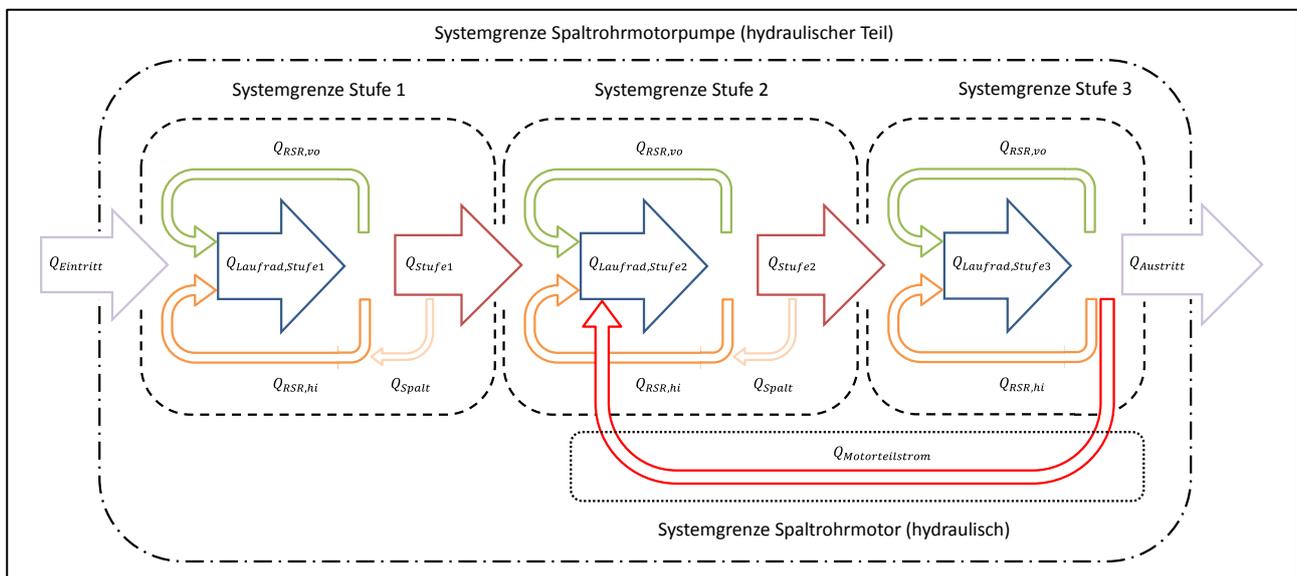
$$Q_{\text{Laufrad,Stufe1}} = Q_{\text{Eintritt}} + Q_{\text{RSR,vo,Stufe1}} + Q_{\text{RSR,hi,Stufe1}} + Q_{\text{Spalt,Stufe1-2}} \quad (\text{Gl. 1})$$

$$Q_{\text{Laufrad,Stufe2}} = Q_{\text{Stufe1}} + Q_{\text{RSR,vo,Stufe2}} + Q_{\text{RSR,hi,Stufe2}} + Q_{\text{Spalt,Stufe1-2}} + Q_{\text{Motorteilstrom}} \quad (\text{Gl. 2})$$

$$Q_{\text{Laufrad,Stufe3}} = Q_{\text{Stufe2}} + Q_{\text{RSR,vo,Stufe3}} + Q_{\text{RSR,hi,Stufe3}} \quad (\text{Gl. 3})$$

$$Q_{\text{Austritt}} = Q_{\text{Laufrad,Stufe3}} - Q_{\text{RSR,vo,Stufe3}} - Q_{\text{RSR,hi,Stufe3}} - Q_{\text{Motorteilstrom}} = Q_{\text{Eintritt}} \quad (\text{Gl. 4})$$

$$Q_{\text{Laufrad,Stufe2}} > Q_{\text{Laufrad,Stufe3}} > Q_{\text{Laufrad,Stufe1}} > Q_{\text{Eintritt}} = Q_{\text{Austritt}} \quad (\text{Gl. 5})$$



**Abbildung 6: Aufteilung der Strömungspfade und Definition der Systemgrenzen**

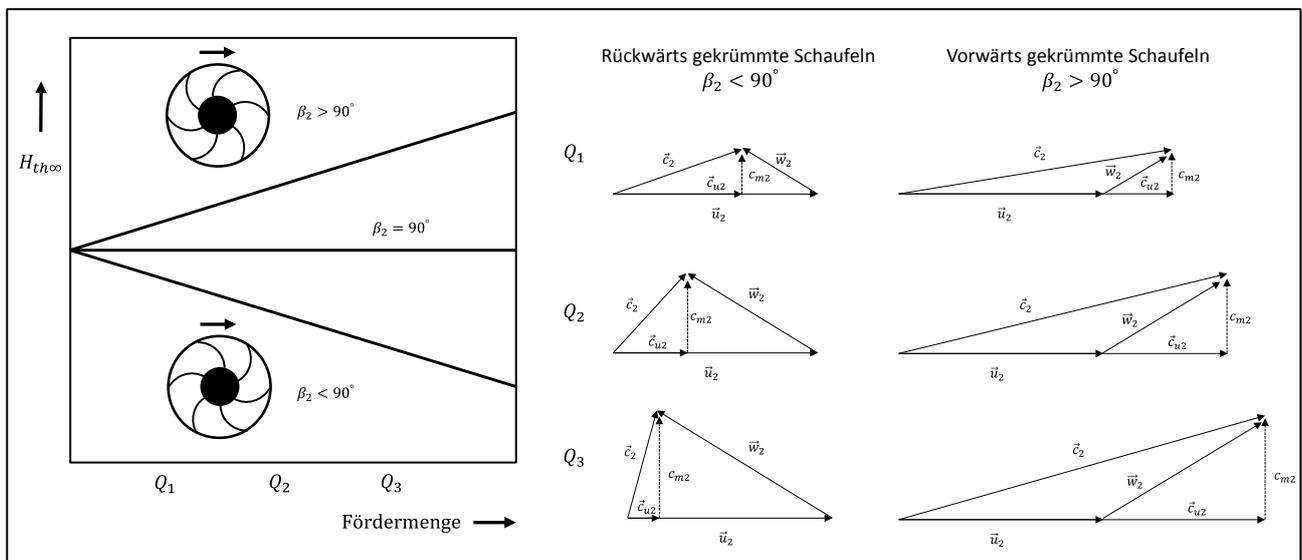
Diese sind neben einer Definition der Systemgrenzen vor allem für die Berechnung der einzelnen Wirkungsgrade (z.B. hydraulischer Laufradwirkungsgrad, o.ä.) relevant. Zwar ist am Ende der Aggregatwirkungsgrad – welcher das Verhältnis aus hydraulischem Nutzen zu benötigter elektrischer Energie darstellt – entscheidend, jedoch ist die Kenntnis der einzelnen Wirkungsgrade für eine gezielte Optimierung maßgeblich.

### 3.2 Wirkungsgradabschätzung für Radialpumpen

Basierend auf der Eulerschen Turbomaschinen-Hauptgleichung

$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_{\text{Austritt}} \cdot c_{u,\text{Austritt}} - u_{\text{Eintritt}} \cdot c_{u,\text{Eintritt}}) \quad (\text{Gl. 6})$$

würden sich bei einer unendlichen Schaufelzahl, und damit verbunden einem Abströmwinkel gleich dem Schaufelwinkel  $\beta_2$ , und einer drallfreien Zuströmung  $c_{u1} = 0 \frac{m}{s}$ , folgende fiktive Drosselkurven einer Radialpumpe wie in Abbildung 8 gezeigt ergeben.



**Abbildung 7: Theoretische Förderhöhe einer Radialpumpe für unterschiedliche Schaufelwinkel**

Da in der Realität nur eine begrenzte Schaufelanzahl möglich ist und zusätzlich sowohl Reibungs-, Stoß- als auch volumetrische Verluste auftreten, ergibt sich eine reale Drosselkurve, in Abbildung 8 dargestellt für rückwärts gekrümmte Schaufeln wie bei der untersuchten Hydraulik eingesetzt. Die Ursachen der auftretenden Verluste werden anhand Abbildung 8 im Folgenden kurz erläutert:

Reibungsverluste (blau): Steigen mit dem Durchfluss durch das Laufrad an und sind primär abhängig von der gewählten Bauform und der Oberflächenrauheit der vom Strömungsmedium benetzten Flächen.

Stoßverluste (orange): Abseits des Auslegungspunktes wird das Laufrad zwingend „falsch“ angeströmt, was je nach Betriebspunkt zu Stoßverlusten am Eintritt und Verwirbelungen im Laufradkanal bis hin zu Rezirkulationen in den Saugbereich führen kann.

Spaltverluste (grün): Mit steigender Druckdifferenz zwischen Laufradein- und -austritt steigen auch die auftretenden Spaltverluste, wobei diese bei offenen Laufrädern einen wesentlich höheren Anteil einnehmen.

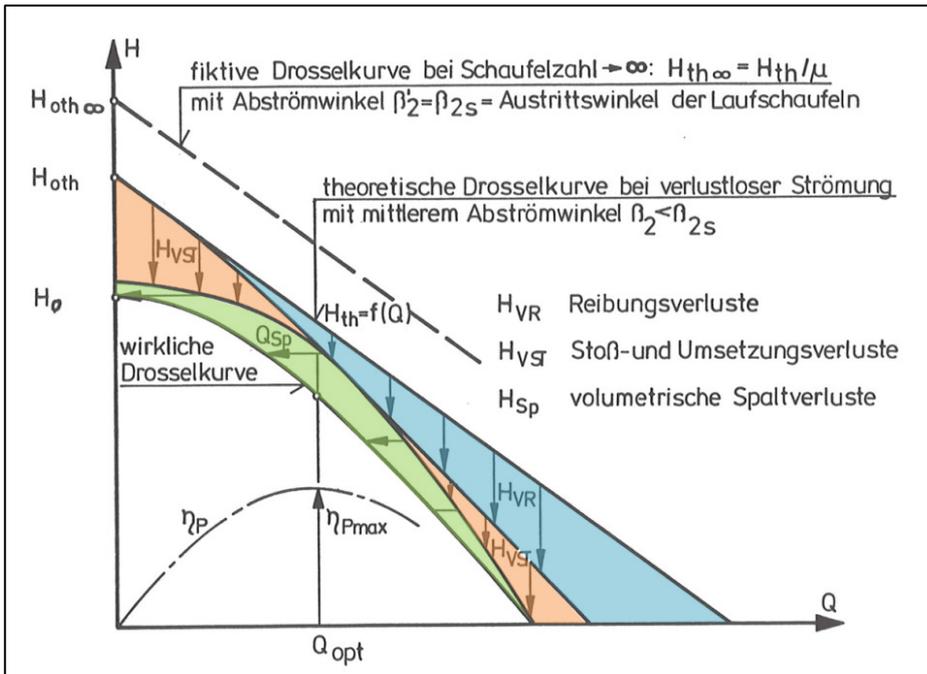


Abbildung 8: Q-H-Kennlinie Neumaier [78]

Je nach Ausführung der Pumpe sind die Anteile der Verluste unterschiedlich gewichtet. Eine übliche und auch sehr praktikable Möglichkeit zur Einteilung von Pumpentypen bietet die spezifische Drehzahl  $n_q$ :

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Üblicherweise wird im europäischen Raum die Drehzahl  $n$  in [U/min], die Fördermenge in [m<sup>3</sup>/s] und die Förderhöhe in [m] eingesetzt.

Lauer und Stoffel [63], Duncan [28], van Esch [114], Gülich [37] sowie Osterwalder [79] haben anhand zahlreicher Messdaten analytische Zusammenhänge für die maximal erreichbaren Wirkungsgrade bzw. die auftretenden Verluste in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl erstellt.

Gibt Osterwalder 1984 – siehe Abbildung 9 – noch einen maximal erreichbaren hydraulischen Wirkungsgrad von knapp 91 % im Bereich von  $n_q$  50-60 [U/min] an, so gehen Lauer und Stoffel 1996 bereits von etwas über 92 % aus. Gülich gibt aktuell für sehr große einstufige Radialpumpen sogar einen maximal erreichbaren hydraulischen Wirkungsgrad von 95 % im Bereich von  $n_q$  45 [U/min] an (siehe Abbildung 10). Beispiele von aktuell ausgeführten, großen Pumpen bestätigen diese Aussagen.

Dieser sehr hohe erreichbare Wirkungsgrad ist unter anderem bedingt durch die verringerte relative Rauheit der Oberflächen. Ist die absolute Rauheit bedingt durch das Fertigungsverfahren für große wie kleine Pumpen ident, so sind große Pumpen deutlich besser nachzubearbeiten. Weiters erfolgt die Auslegung von sehr großen Pumpen nach anderen Kriterien als bei Kleinpumpen.

Damit ergibt sich laut Gülich für kleine Pumpen mit einem Durchfluss von 5 [l/s] im Optimum lediglich ein maximal erreichbarer hydraulischer Wirkungsgrad von etwa 85 %.

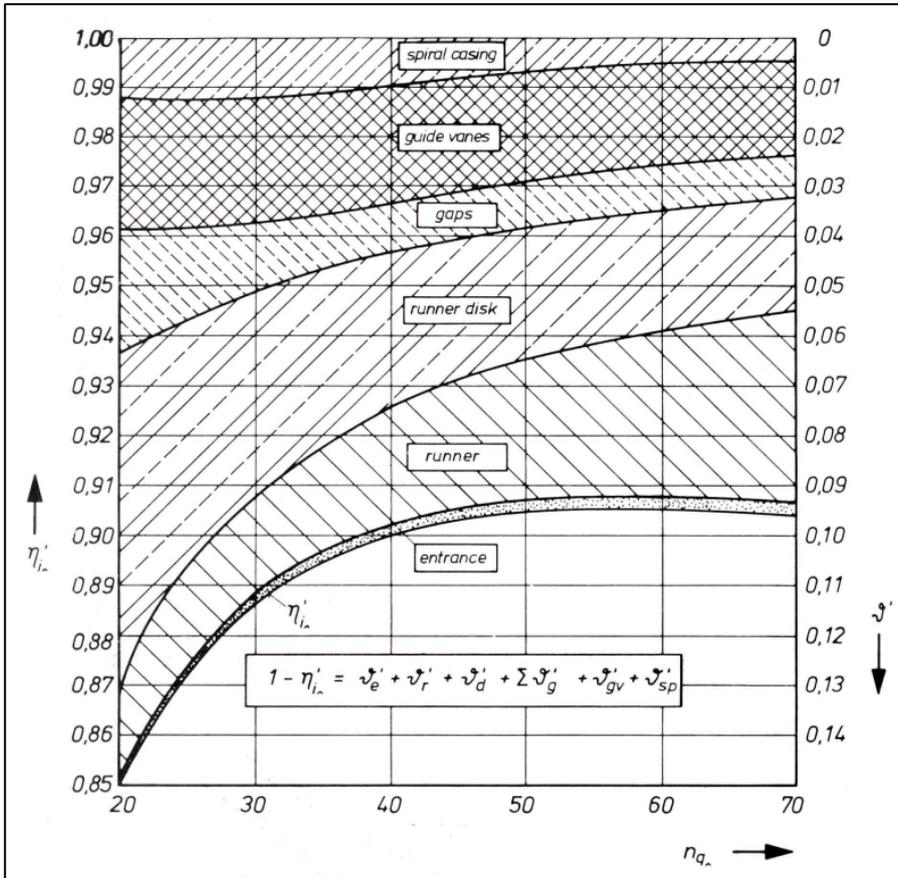


Abbildung 9: Verlustaufteilung im Optimum von einer einstufigen, einflutigen Speicherpumpe mit hydraulisch glatten Oberflächen – Osterwalder [79]

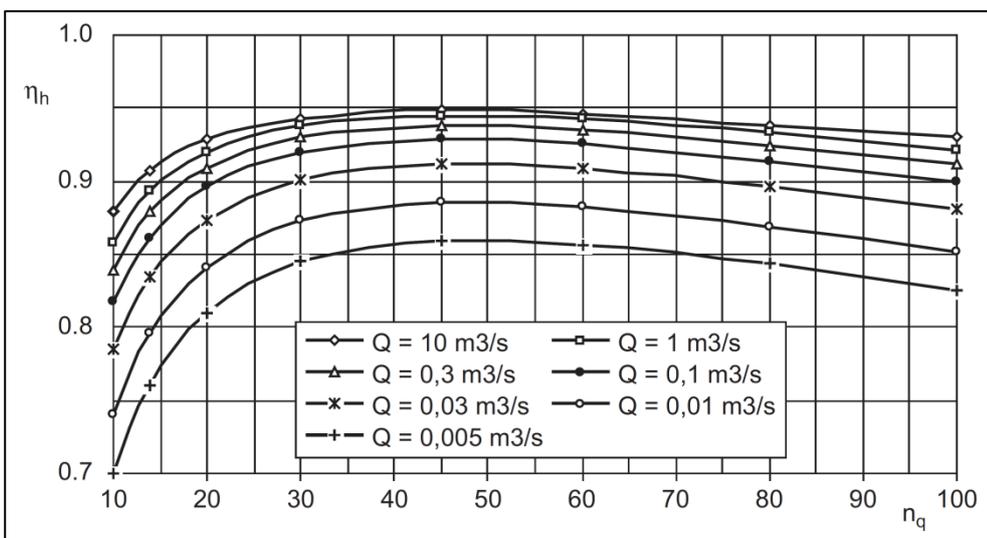


Abbildung 10: Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen – Gülich [37]

Wie bereits erwähnt, ist neben der Bauform ( $n_q$ ) und der Baugröße ( $Q$ ) auch die Oberflächenrauheit ( $k_s$ ) mit entscheidend für die maximal erreichbaren Wirkungsgrade. Neben Hippe [43] führte vor allem Stoffel [105] diesbezüglich theoretische Überlegungen durch und konnte zeigen, dass speziell bei Pumpen niedriger spezifischer Schnellläufigkeiten die erreichbaren Wirkungsgrade bei Einsatz „realer“ Oberflächen um teilweise mehr als 10 % unter jenen bei Annahme hydraulisch glatter Oberflächen liegen. Zur Verifizierung dieser Überlegungen wurden unter anderem Messungen an einer einstufigen Radialpumpe mit einer spezifischen Schnellläufigkeit von  $n_q = 20$  [U/min] durchgeführt. Dabei konnte der Wirkungsgrad durch Aufbringen einer nahezu hydraulisch glatten Oberfläche aller vom Strömungsmedium benetzten Bauteile um knapp 13 % erhöht werden. Obwohl es sich dabei um eine „kleine“ Versuchspumpe mit einem Durchfluss im Optimum von 25 [l/s] gehandelt hat und damit der Rauheitseinfluss entsprechend dominant war, zeigt es doch eindrucksvoll diesen nicht zu unterschätzenden Faktor.

Dieser Effekt findet mittlerweile auch Anwendung in diversen Normen, wie beispielsweise in der aktuellen Fassung der IEC 62097 [50] zur Wirkungsgradumrechnung zwischen Modell und Prototyp bzw. ist für die kommende Version der IEC 60193 [49] geplant.

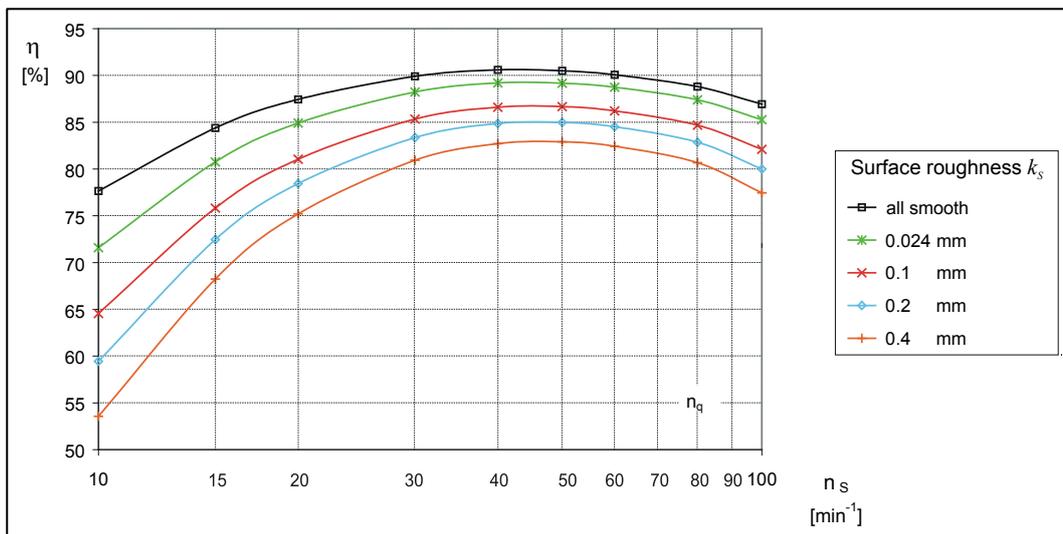


Abbildung 11: Theoretischer Einfluss der Oberflächenrauheit – Stoffel [105]

Neben den bereits erwähnten Faktoren auf den erreichbaren Wirkungsgrad hat vor allem das Strömungsmedium an sich einen wesentlichen Einfluss. Wird bei der Auslegung von Pumpen üblicherweise von Wasser als Strömungsmedium ausgegangen, so werden in der Praxis vom Kühlmittel über Kohlenwasserstoffe bis hin zu hoch-viskosen Medien nahezu sämtliche Flüssigkeiten gepumpt. Dieser Einfluss wird oftmals als Reynolds-Effekt bezeichnet, wobei in der Definition der Reynoldszahl neben der Viskosität ( $\nu$ ) auch die Bauform ( $n/n_q/\omega$ ) bzw. die Baugröße ( $D/R$ ) enthalten sind.

$$Re_{allgemein} = \frac{v \cdot D}{\nu} \rightarrow Re_{pumpe} = \frac{u_{Laufgrad,Austritt} \cdot R_{Laufgrad,Austritt}}{\nu} = \frac{\omega \cdot R^2_{Laufgrad,Austritt}}{\nu} \quad (Gl. 8)$$

Aus diesem Grund zählt auch die Reynoldszahl zu einem wesentlichen Parameter bei der Bestimmung des Wirkungsgrades. Gülich [38] konnte mit theoretischen Überlegungen, welche anschließend experimentell

validiert wurden, zeigen, dass besonders im Bereich von  $Re < 50000$  der erreichbare Wirkungsgrad deutlich absinkt. Weiters basieren die heute üblichen Aufwertungen von Modell- auf Großmaschinen zu einem großen Teil auf der Tatsache, dass der erreichbare Wirkungsgrad mit höherer Reynoldszahl ansteigt.

Sämtliche bisher beschriebenen Faktoren beeinflussen den erreichbaren hydraulischen Wirkungsgrad ( $\eta_h$ ) der zu untersuchenden Pumpe. Um jedoch den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe zu berechnen sind noch die Verluste der Antriebseinheit, welche in den hydraulischen Teil der Pumpe integriert sind, zu berücksichtigen. Diese umfassen bei einer Spaltrohrmotorpumpe neben volumetrischen Verlusten durch den Motorteilstrom auch die Reibungsverluste des Läufers. Eine Aufteilung dieser Verluste wird in Abbildung 12 gezeigt.

Letztendlich ist jedoch der Aggregatwirkungsgrad der gesamten Spaltrohrmotorpumpe entscheidend, wobei die erreichbaren Wirkungsgrade der Antriebseinheit durch die Definition des Spaltes zwischen Spaltrohr und Läufer begrenzt sind. Da diese nicht Teil der Untersuchungen waren, wird darauf in weiterer Folge nicht näher eingegangen und somit der hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe als zu optimierende Größe definiert.

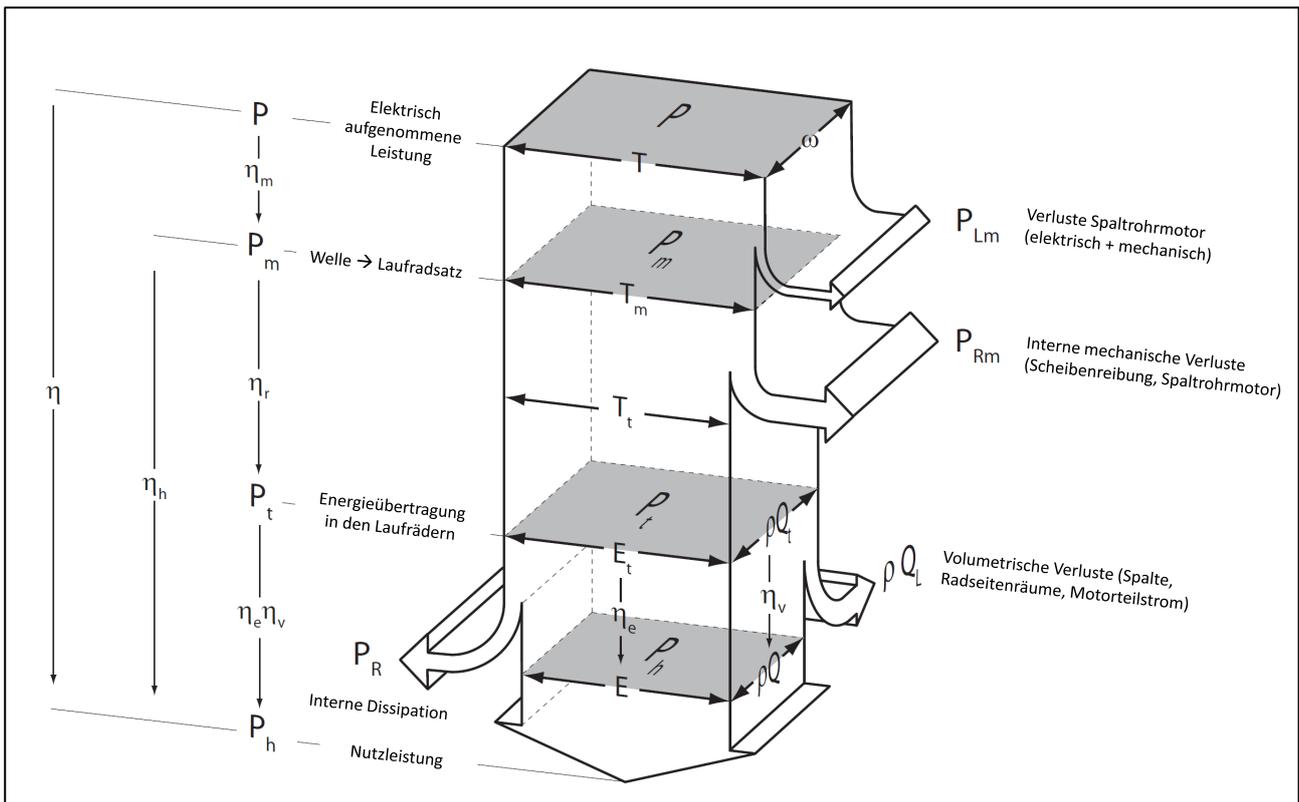


Abbildung 12: Verlustaufteilung für eine Spaltrohrmotorpumpe; Basisdaten aus IEC 60193 [38]

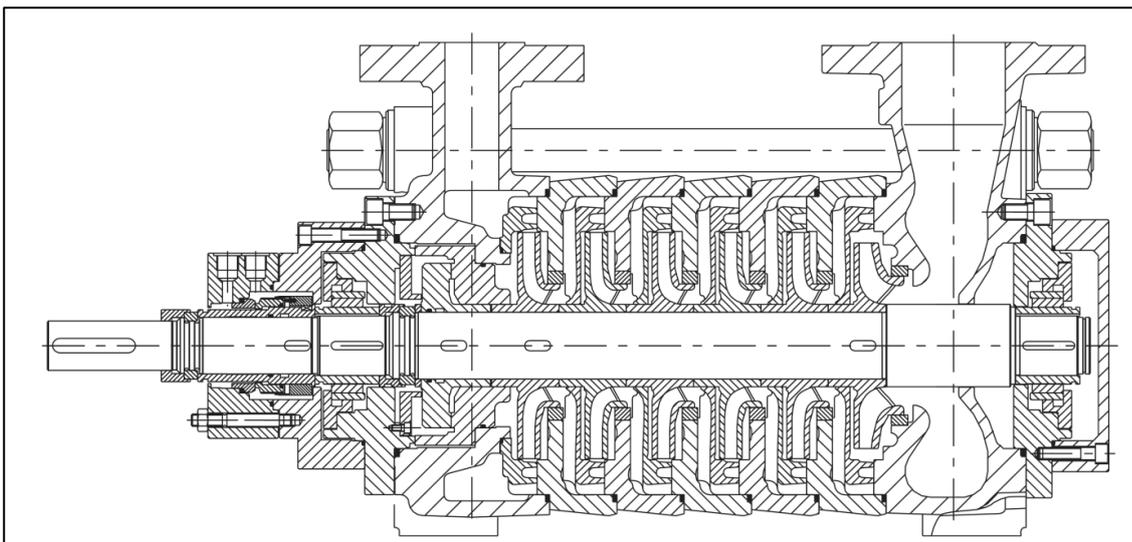
### 3.3 Wozu mehrstufige Pumpen

Wie in Kapitel 3.2 bereits gezeigt wurde, liegt der maximale Wirkungsgrad einer Radialpumpe im Bereich von  $n_q \approx 50$  [U/min]. Je kleiner die spezifische Drehzahl  $n_q$  wird, desto stärker fällt auch der erreichbare Wirkungsgrad ab, weshalb es bei gewissen Aufgabenstellungen – z.B. große Förderhöhen bei vergleichsweise geringen Durchflüssen oder begrenzte Drehzahlen – sinnvoll sein kann, eine mehrstufige Pumpe einzusetzen.

Durch die mehrstufige Bauweise addieren sich die Förderhöhen der einzelnen Stufen auf, wobei jedoch der Volumenstrom pro Stufe nahezu konstant ist. Nahezu konstant deswegen, weil sich speziell bei mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpen die Volumenströme pro Stufe doch unterscheiden, je nachdem an welcher Stelle beispielsweise der Motorteilstrom zurückgeführt oder welche Stufe mit Entlastungsbohrungen ausgeführt wird (vgl. Abbildung 6).

Theoretisch könnte somit jede mehrstufige Pumpe durch Einsatz beliebig vieler Stufen im Bereich eines wirkungsgrad-optimalen  $n_q$ -Bereiches betrieben werden. In der Praxis ist jedoch die maximale Stufenanzahl aus technischer Sicht aufgrund von Schwingungsproblemen begrenzt. Durch steigende Stufenanzahl und damit längere Pumpenwelle wird das schwingungsfähige System „weicher“ und damit einhergehend sinkt die kritische Drehzahl. Andererseits ist die Stufenanzahl auch aus wirtschaftlicher Sicht begrenzt, da sich die Kosten von zusätzlichen Stufen infolge eines nur geringen Wirkungsgradgewinns nicht amortisieren.

Prinzipiell können mehrstufige Pumpen in zwei Bauweisen eingeteilt werden. Einerseits die Ausführung als Gliederpumpe (siehe Abbildung 13), wobei einzelne Segmente zwischen Ein- und Austrittsgehäuse – durch kräftige Zuganker verspannt – angeordnet werden. Die Segmente bestehen üblicherweise aus je einem Laufrad, einem Leitrad und der Rückführbeschaufelung.

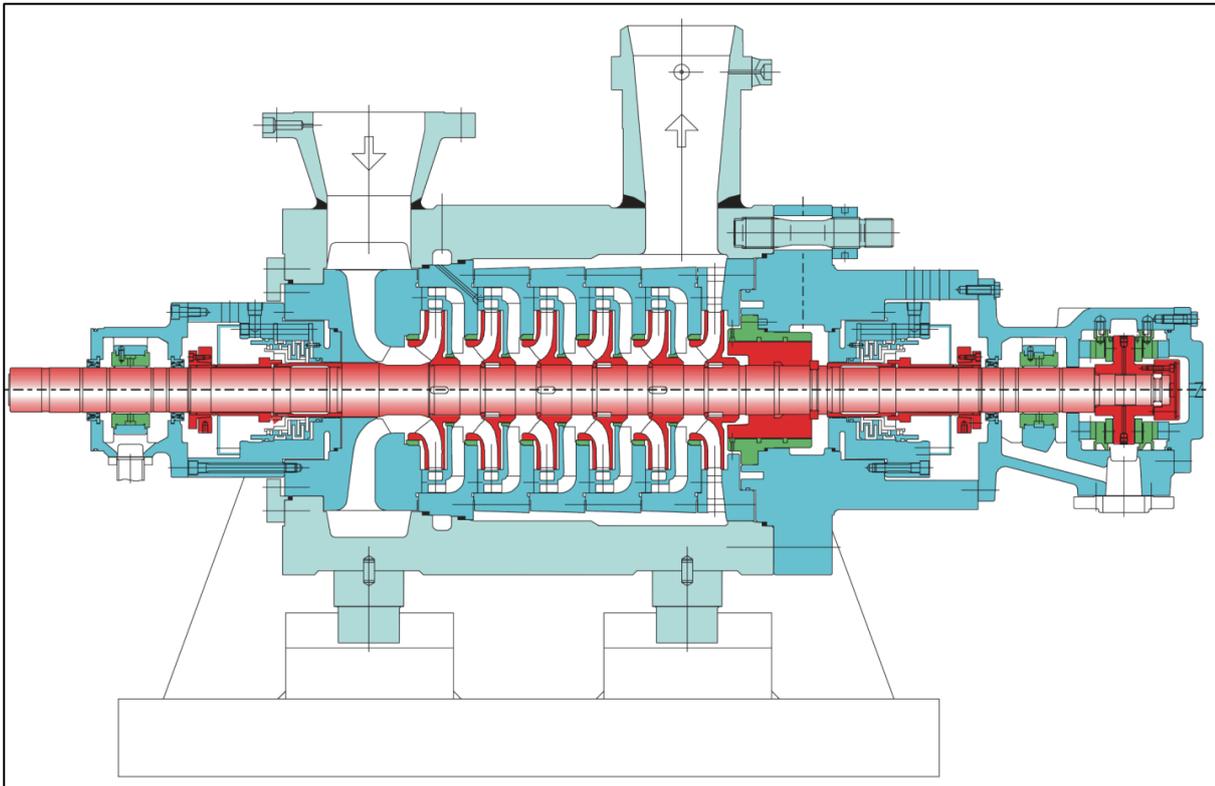


**Abbildung 13: Mehrstufige Gliederpumpe [37]**

Das Fördermedium kann sowohl radial als auch axial einströmen, wobei mehrstufige Pumpen aus Kavitationsgründen oftmals ein spezielles Sauglaufrad mit teilweise größerem Eintrittsdurchmesser

aufweisen. Das Gehäuse der letzten Stufe kann entweder als Ringraum oder Spiralgehäuse ausgebildet werden, um das Fluid aus der letzten Stufe in den Druckstutzen zu leiten. Zusätzlich ist bei Spaltrohrumpumpen auf eine geeignete Möglichkeit zur Entnahme des Motorteilstroms zu achten. Ein wesentlicher Vorteil dieser Bauweise, besonders bei Verwendung von fördergutgeschmierten Lagern, ist die kompakte Konstruktion mit entsprechenden Einsparungen an Rotorlänge, Platzbedarf, Gewicht und Kosten. [110]

Andererseits wird bei sehr hohen Drücken oder Dichtheitsanforderungen die Topfbauweise eingesetzt und der Gliederbauweise vorgezogen. Das Merkmal einer Topfpumpe – siehe Abbildung 14 – ist der über die Stufengehäuse und der Rotoreinheit gezogene Topf, welcher stirnseitig über massive Deckel abgeschlossen wird. Da das Topfgehäuse mit Saug- und Druckstutzen fest mit dem Fundament bzw. den Rohrleitungen verbunden ist, können die rotierenden Teile der Pumpe vergleichsweise einfach demontiert werden. Diese Bauweise ist typisch für Kesselspeisepumpen in der Kraftwerkstechnik oder Hochdruckpumpen für das derzeit kontrovers diskutierte Fracking in der Erdölindustrie.



**Abbildung 14: Hochdruck-Kesselspeisepumpe in Topfbauweise [37]**

Die Verwendung mehrstufiger Pumpen, welche zum Großteil in Segmentbauweise ausgeführt werden, hat neben dem bereits erwähnten Wirkungsgradvorteil noch weitere Besonderheiten aufzuweisen. So ist die Möglichkeit, ein spezielles Sauglaufrad im Hinblick auf kavitationsoptimierten Betrieb zu verwenden, definitiv ein Vorteil gegenüber einstufigen Radialpumpen. Jedoch muss an dieser Stelle auf die bei Radialpumpen auftretenden, und bei Verwendung von mehreren Stufen sich aufaddierenden, sehr hohen, Axialkräfte hingewiesen werden.

---

### 3.3.1 Kräfte in Radialpumpen

Bedingt durch die Strömung in und um das Laufrad treten durch die unterschiedlichen Druckniveaus zwangsweise Kräfte in radialer und axialer Richtung auf. Die Radialkraft hängt dabei im Wesentlichen von der Druckverteilung um das Laufrad ab. Die Axialkraft wird hingegen maßgeblich von der Druckverteilung auf die Deckscheiben und damit der Strömungssituation in den Radseitenräumen beeinflusst. Zusätzlich wirkt je nach Aufstellungsart (horizontal, vertikal) das Eigengewicht des Läufers in radialer bzw. axialer Richtung.

#### **Radialkräfte:**

Durch die Wechselwirkung von Laufrad und Leitrad (bzw. Spirale oder auch Gehäuse bei Einsatz eines Ringraumes) entsteht eine hydraulische Kraft in radialer Richtung. Diese Radialkraft setzt sich üblicherweise aus einem stationären und einem instationären Anteil zusammen.

Der stationäre Anteil hängt im Wesentlichen vom Betriebspunkt und der Gestaltung des Pumpengehäuses ab. Treten bei Verwendung einer (korrekt ausgelegten) Spirale im Optimum nahezu keine Kräfte auf, so steigen diese in Teil- und Überlast nach KSB [59] um das bis zu 10-fache an. Bei Einsatz von Leiträdern treten theoretisch aufgrund der Symmetrie keinerlei Radialkräfte auf, wobei dies aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten in der Realität kaum zutrifft. Deshalb wird bei Verwendung von Leiträdern im „worst case“ von Kräften vergleichbar mit jenen bei Verwendung einer Spirale im Optimum(!!!) ausgegangen. Bei Laufrädern im Ringgehäuse sind die Kräfte bei Teillast am geringsten und steigen nach Überlast hin kontinuierlich an. Um die auftretenden Radialkräfte möglichst gering zu halten, können Doppelspiralen verwendet werden.

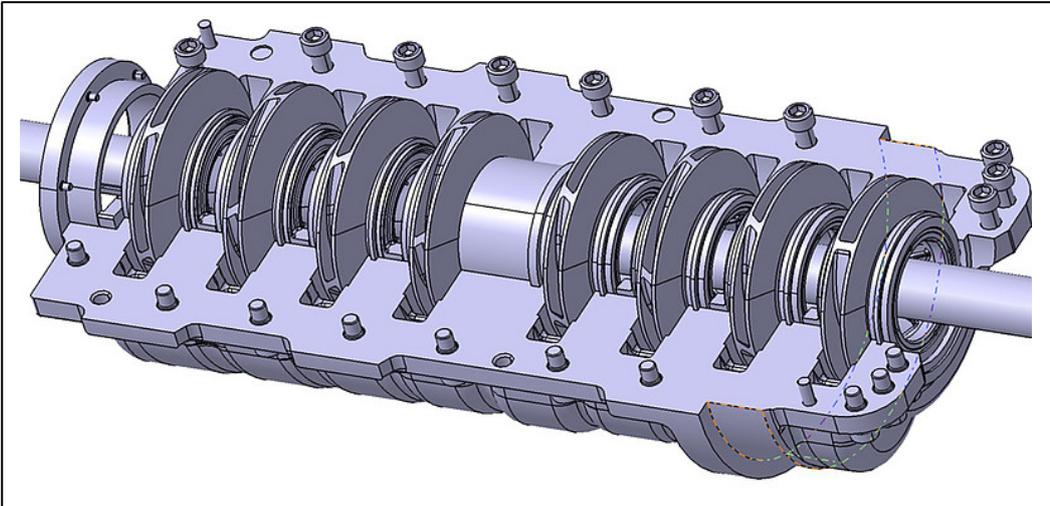
Dem stationären Anteil der Radialkräfte ist auch ein instationärer Anteil überlagert, welcher üblicherweise mit der Frequenz der Laufschaufelanzahl multipliziert mit der Drehzahl auftritt. Zusätzlich sind instationäre Anteile auch bei Leitradpumpen bekannt.

#### **Axialkräfte:**

Bei mehrstufigen (Hochdruck-) Pumpen addieren sich die hydraulischen Kräfte aller Stufen zu einem erheblichen „Axialschub“ auf den Rotor, der oftmals nicht mit vertretbarem Aufwand durch ein Axiallager aufgenommen werden kann. Mehrstufige Pumpen verfügen daher in der Regel über eine Vorrichtung zum Axialschubausgleich, wobei dies konstruktiv über Entlastungskolben, Entlastungsscheibe oder eine Kombination von beiden erfolgen kann. Bei kleineren mehrstufigen Pumpen ist oftmals auch schon die Größe und Positionierung der Drosselspalte und der Einsatz von Entlastungsbohrungen oder Rückenschaufeln (Erklärung folgt unten) ausreichend.

Eine aufwändige, jedoch sehr effektive Möglichkeit den resultierenden Axialschub gering zu halten, ist die sogenannte „Back-to-Back“-Anordnung der Laufräder auf der Welle, wie in Abbildung 15 für eine 8-stufige Raffineriepumpe dargestellt. Dabei wird die gesamte Stufenanzahl auf zwei Seiten aufgeteilt, wobei sich durch die entgegengesetzte Strömungsrichtung die Axialkräfte nahezu eliminieren. Die Herausforderungen bei dieser Bauweise sind jedoch die komplizierte Strömungsführung und die Trennung der beiden Seiten

über den Entlastungskolben. Allerdings bietet die „Back-to-Back“-Anordnung einen leichten Wirkungsgradvorteil gegenüber einer Pumpe mit in Reihe angeordneten Stufen und Entlastungseinrichtung.



**Abbildung 15: Back-to-Back-Anordnung einer 8-stufigen Raffineriepumpe – [74]**

Eine Möglichkeit auf diese konstruktiven Lösungen zu verzichten bzw. diese kleiner auszuführen besteht darin, bereits bei der Entstehung der auftretenden Axialkräfte am Laufrad gegenzusteuern und diese möglichst gering zu halten. Da die resultierende Axialkraft eines Laufrades im Wesentlichen von der Druckverteilung an den Deckscheiben – und damit von der Strömungssituation bzw. Rotation des Fluids in den Radseitenräumen – abhängig ist, zielen sämtliche Maßnahmen darauf ab, diese gezielt zu beeinflussen. Im Folgenden werden die beiden am häufigsten eingesetzten Methoden beschrieben – Rückenschaufeln und Entlastungsbohrungen (siehe Abbildung 16).

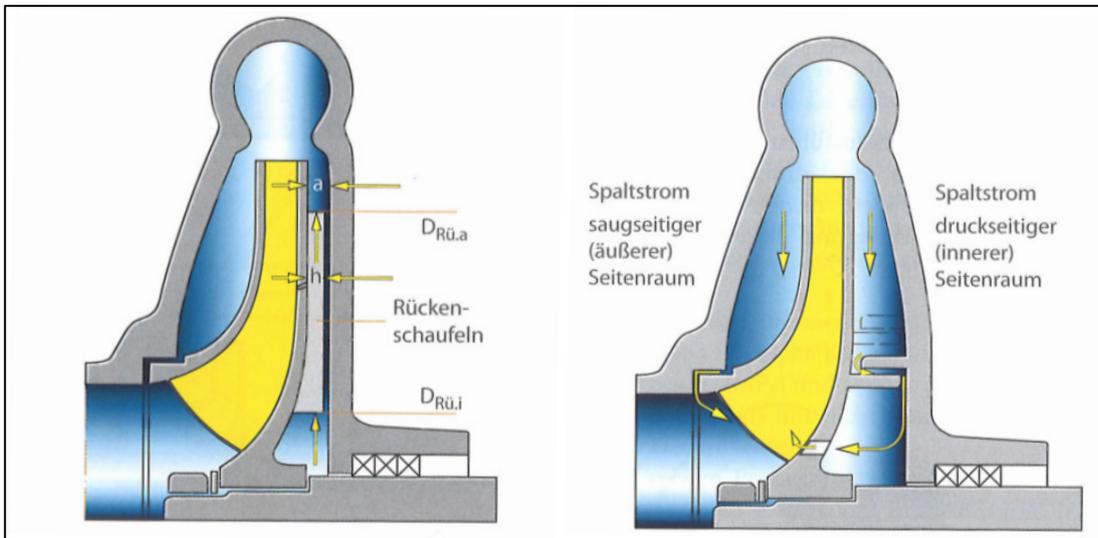
#### Rückenschaufeln:

Rückenschaufeln verstärken die Rotation des Fluids und bewirken dadurch im hinteren Radseitenraum eine stärkere Druckabnahme als im vorderen. Bei idealer Auslegung werden die Flächen unter dem Druckverlauf gleich groß und damit gleichen sich die Druckkräfte auf das Laufrad im Auslegungspunkt aus. Hergt [42] zeigte, dass durch die Anbringung von Rückenschaufeln unterschiedlicher Durchmesser zwar der Axialkraftverlauf in Abhängigkeit vom Volumenstrom nahezu gleich bleibt, jedoch der Absolutwert deutlich reduziert werden kann. So bewirken Rückenschaufeln mit einer maximalen radialen Erstreckung neben einer größtmöglichen Rotation des Fluids und damit Absenkung des Druckes auch gleichzeitig die größten Verluste. Untersuchungen von Altmann [3][4], wie auch Anhaltswerte von KSB [59] und Sulzer [106], geben daher Wirkungsgradeinbußen – abhängig von der spezifischen Drehzahl, der Gestaltung der Rückenschaufeln und der Oberflächenrauheit – von bis zu 3 % an.

#### Entlastungsbohrungen:

Die an der Tragscheibe angebrachten Entlastungsbohrungen, welche eine Verbindung des hinteren Radseitenraumes zum Laufradeintritt herstellen, bewirken einen Druckausgleich, welcher idealerweise zum Ausgleich der Axialkräfte führt. Je nach Vorhandensein bzw. Position des Drosselspaltes und Größe der

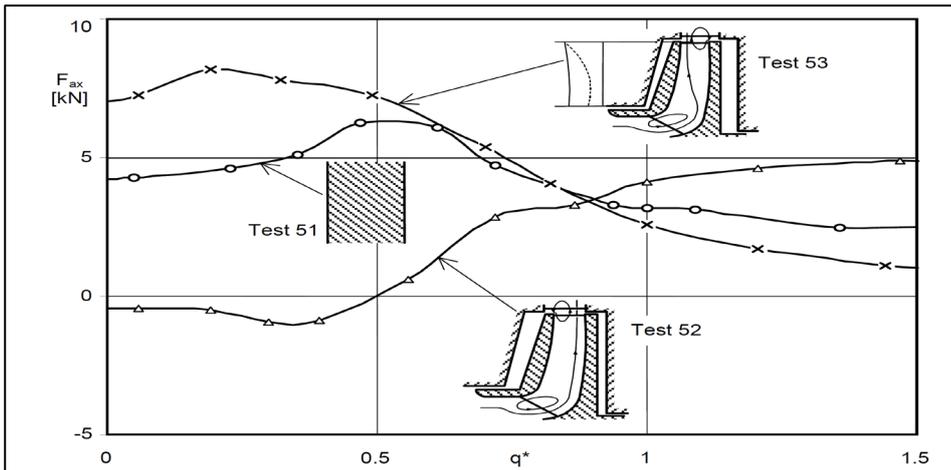
Entlastungsbohrungen (Hergt [42]) stellt sich ein entsprechender Durchfluss ein, womit der Axial Schub im Auslegungspunkt komplett und in Teillast auf unter 20 % des unentlasteten Wertes reduziert werden kann (Bahm [10]). Die Position des Drosselspaltes entspricht üblicherweise jener im vorderen Radseitenraum. Die Höhe und Länge des Spaltes ist jedoch sowohl von den baulichen Gegebenheiten als auch von der Größe der Entlastungsbohrungen und der eventuell auftretenden Spaltstrommenge nachfolgender Stufen abhängig.



**Abbildung 16: Möglichkeiten zur Reduzierung des Axialschubs am Laufrad – aus KSB [59]**

Obwohl mit den genannten Möglichkeiten die Axialkräfte einerseits bereits bei der Entstehung minimiert und die resultierenden Axialkräfte andererseits über Entlastungseinrichtungen abgebaut werden können, gelten diese Berechnungen meist nur für den Neuzustand einer Pumpe. Mit fortschreitender Einsatzdauer ist in der Regel ein zunehmender Einfluss der Verschleißringe, bedingt durch die sich ändernden Spaltströme, zu beobachten (Petermann [82]). Gantar [34] hat diesbezüglich sowohl numerische als auch experimentelle Versuche durchgeführt und zeigte, dass sich die resultierende Axialkraft bei älteren Verschleißringen um bis zu 25 % erhöhen kann. Zu vergleichbaren Ergebnissen kam auch Bahm [10], wenngleich dieser die Spaltströme teilweise sehr viel stärker variierte.

Für manche Anwendungen werden Rückenschaufeln und Entlastungsbohrungen sogar kombiniert. Dabei strömt das Medium durch die Entlastungsbohrungen auf die Rückseite des Laufrades und wird durch die Rückenschaufeln, welche zur Verbesserung des Förderverhaltens als Laufschaufeln ausgelegt werden können, radial auswärts transportiert. Somit wird eine Pseudo-Doppelflüchtigkeit des Laufrades erreicht. Beispiele dazu sind Radiallaufräder mit sehr niedriger spezifischer Schnellläufigkeit  $n_q < 5$  U/min [17] oder eine vor einigen Jahren am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen ausgelegte Mittelkonsistenzpumpe zur Förderung von Zellstoffgemischen [15][16].



**Abbildung 17: Verlauf der Axialkraft in Abhängigkeit von der Laufradposition – aus Gülich [37]**

Ein weiterer nicht zu unterschätzender Einfluss ist die lastabhängige axiale Position der Laufräder bezogen auf das Gehäuse – siehe Abbildung 17. Da die Läufer meist ein axiales Spiel aufweisen – so auch bei Spaltrahmpumpen – verändern sich die Spalte zwischen stehenden und rotierenden Bauteilen und damit auch die Spaltströmungen, was wiederum die Axialkräfte im Betrieb beeinflusst und damit zu Abweichungen von den Berechnungsergebnissen führt (Neumeier [78], Gülich [37]).

### 3.3.2 Kavitationsverhalten

Zur Beurteilung und Bewertung der Kavitationseigenschaften einer Pumpe wird üblicher Weise der NPSH-Wert herangezogen. Dieser ist definiert mit dem Abstand der Totalenergiehöhe am Eintritt der Pumpe (laut DIN EN ISO 9906 [27] auf den Mittelpunkt eines Kreises, welcher durch die Außenpunkte der Eintrittskanten der Laufradschaufeln definiert ist) zur Dampfdruckhöhe des Fördermediums.

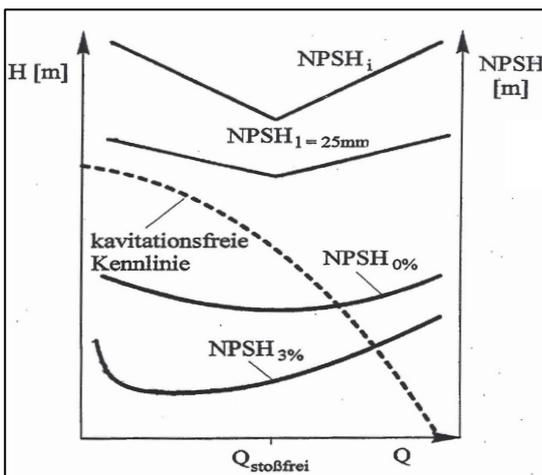
Ein Unterschreiten des Dampfdruckes und damit das Auftreten von Kavitation ist allerdings nicht automatisch mit einer negativen Wirkung auf das Betriebsverhalten verbunden. Wie aus Abbildung 18 und Abbildung 19 hervorgeht, treten mit sinkendem, vorhandenem NPSH-Wert charakteristische Kavitationszustände mit unterschiedlichen Verläufen auf. Folgende Kavitationskriterien sind gebräuchlich, um die Intensität oder die Auswirkung von Kavitation in hydraulischen Maschinen zu beschreiben:

- Beginnende Kavitation  $NPSH_i$  (engl. incipient cavitation)
- Erreichen einer definierten Blasenschleppenlänge (z.B. 25mm)
- 0%-Förderhöhen einbruch  $NPSH_{0\%}$
- 3%-Förderhöhen einbruch  $NPSH_{3\%}$

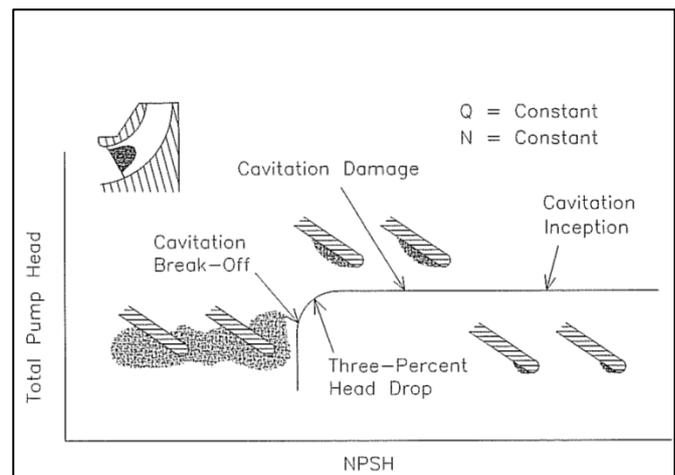
Das Kavitationsverhalten von Pumpen ist entscheidend für einen zuverlässigen Betrieb in der Anlage. Obwohl davon ausgegangen werden kann, dass die eingesetzten Pumpen das garantierte Kavitationsverhalten aufweisen, besteht meist das Problem, dass die Pumpen nicht in dem vorgesehenen

Auslegungspunkt betrieben werden. So werden Pumpen im Zuge der Planung meist überdimensioniert, was zur Folge hat, dass diese in Teillast betrieben werden. Dies führt auf den ersten Blick sogar zu einem deutlich besseren  $NPSH_{3\%}$ -Verhalten (siehe Abbildung 18), weshalb die Betriebssicherheit durch etwaige Förderhöhen einbußen nicht gefährdet erscheint. Auf den zweiten Blick – und vor allem auch für das Personal vor Ort akustisch erkennbar – wird die Pumpe jedoch bereits deutlich geschädigt. Kavitationsschäden, sowohl durch Kavitationserosion, als auch durch die auftretenden, kavitationsbedingten Vibrationen, sind die Folge.

Einen anschaulichen Verlauf diesbezüglich liefert Visser [116], wie in Abbildung 19 dargestellt. So sind die kavitierenden Zonen zu Beginn ( $NPSH_i$ ) räumlich sehr begrenzt, allerdings akustisch bereits wahrnehmbar. Zu Schädigungen an den Laufrädern kommt es erst bei weiterer Absenkung der Totalenergiehöhe am Eintritt. Somit kann, für den Anlagenbetreiber oftmals unbemerkt, eine Pumpe längere Zeit bereits kavitieren, ohne den Anlagenbetrieb vorerst negativ zu beeinflussen. Vibrationen, unter anderem bedingt durch Kavitation, stellen eine häufige Schadensursache dar, und sind deshalb verstärkt zu beobachten. Erst bei noch stärkerem Absenken des vorhandenen  $NPSH$ -Wertes beginnt die Förderhöhe, bedingt durch die immer größer werdenden Kavitationszonen, abzusinken. Wird allerdings ein kritischer  $NPSH$ -Wert unterschritten, so bricht die Förderhöhe schlagartig zusammen (vgl. vertikaler Förderhöhenverlauf in Abbildung 19).



**Abbildung 18: Verlauf der nach verschiedenen Kriterien festgelegten NPSHR-Werte einer Kreiselpumpe – Jaberg [52]**



**Abbildung 19: Förderhöhenverlauf und Kennzeichnung der unterschiedlichen NPSHR-Werte einer Kreiselpumpe – Visser [116]**

Wie Jaberg [52] in Abbildung 18 zeigt, existieren zahlreiche Kavitationskriterien, welche mehr oder weniger gebräuchlich sind. Diese weisen neben unterschiedlichen Verläufen vor allem teilweise stark unterschiedliche  $NPSH_R$ -Werte auf. So wird oftmals eine beginnende Kavitation ( $NPSH_i$ ) in Kauf genommen, da die benötigte Zulaufhöhe nicht mit vertretbarem Aufwand realisiert werden kann. Gülich [37] gibt beispielsweise das Verhältnis von  $NPSH_i/NPSH_{3\%}$  für den Betriebspunkt stoßfreier Anströmung mit 4-6 an. Einen Zusammenhang zwischen den unterschiedlichen Kriterien in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl liefern Hergt [40], [41] sowie Schiavello und Visser [93].

---

Auch der qualitative Verlauf von  $NPSH_R$  unterscheidet sich für die unterschiedlichen Kriterien. Während der Verlauf von  $NPSH_i$  im Auslegungspunkt (bei idealerweise stoßfreier Anströmung) ein Minimum aufweist und sowohl in Richtung Teil- als auch in Richtung Überlast ansteigt, sinkt der  $NPSH_{3\%}$ -Wert einer Radialpumpe mit sinkender Fördermenge auf ein Minimum – diese definiert oftmals die zulässige Mindestmenge. Unterhalb steigt der  $NPSH_{3\%}$ -Wert allerdings wieder sehr stark an, wobei dieser Verlauf auch vom Pumpentyp und der spezifischen Schnellläufigkeit abhängig ist.

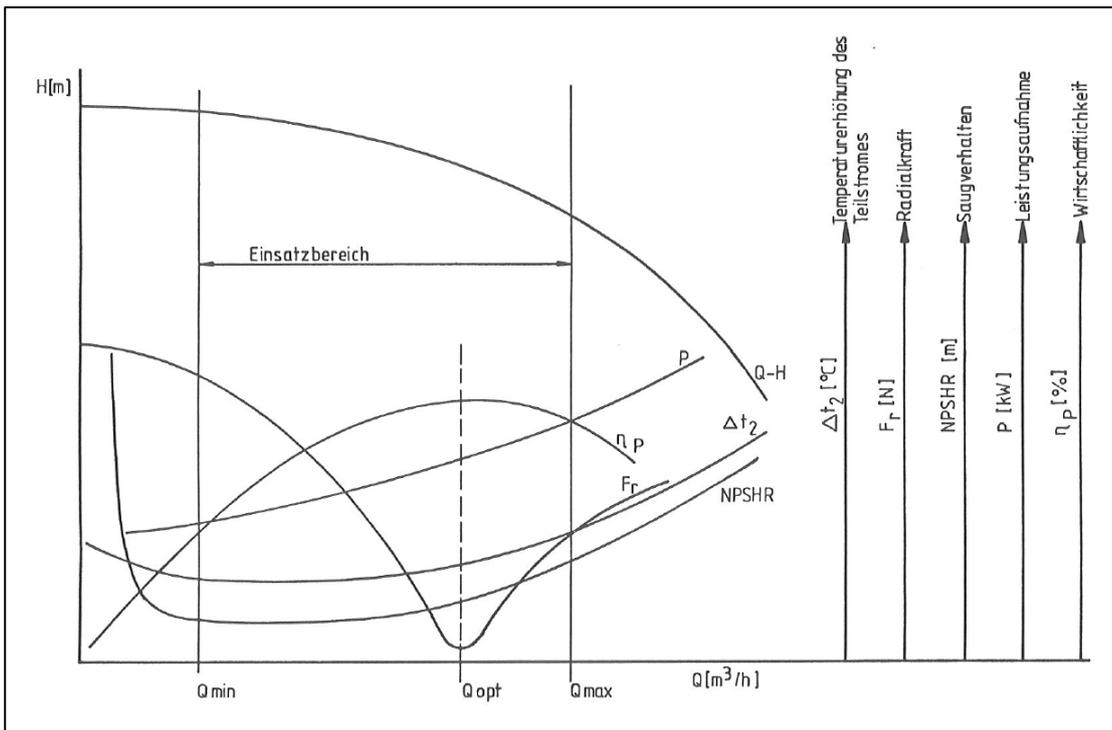
Um ein gutes Kavitationsverhalten – also eine möglichst niedrige benötigte Zulaufhöhe – einer Pumpe zu erreichen, gibt es zahlreiche Möglichkeiten. So können spezielle Vorsatzläufer (Inducer), welche in der Regel als axiale Laufräder ausgeführt sind, vor der ersten Stufe eingesetzt werden. Diese sind meist stark überlastig (bezogen auf den Betriebspunkt der Pumpe) ausgelegt, um wie bereits gezeigt ein möglichst günstiges  $NPSH_{3\%}$ -Verhalten zu erreichen. Da diese Möglichkeit durch Einsatz einer zusätzlichen Komponente jedoch einerseits konstruktiven Aufwand erfordert und andererseits auch noch zu einer nicht unbeträchtlichen Wirkungsgradminderung führt, werden andere Lösungen oftmals vorgezogen. Dazu zählt unter anderem der Einsatz eines Sauglaufrades, welches meist einen größeren Eintrittsdurchmesser als die folgenden Stufen aufweist. Tillner [109] zeigte ein deutlich besseres Saugverhalten bei ansteigendem Eintrittsdurchmesser, jedoch auch einen parallel dazu stärker werdenden Teillastwirbel. Zusätzlich kann durch die Reduktion der Laufschaufelanzahl (aus festigkeitstechnischen Gründen bis zu einem Minimum von 3-4 Schaufeln – Hergt [40]) und der damit verbundenen geringeren Versperrung auch ein entsprechend besseres Kavitationsverhalten erreicht werden. Um jedoch die dadurch verringerte Stufenförderhöhe zu kompensieren, wird der Einsatz von sog. „Splitter-Blades“ empfohlen. Weiters wird durch eine Reduktion der Laufschaufelanzahl das Risiko von niedrig-frequenten Schwingungen im Teillastbetrieb zusätzlich erhöht. Auch Pearsall [81] bestätigte in Untersuchungen, dass vor allem der Eintrittsdurchmesser – und damit auch das Verhältnis Naben- zu Außendurchmesser, einen wesentlichen Einfluss auf das Kavitationsverhalten einer Pumpe hat. Er ergänzt allerdings, dass dies immer mit entsprechend angepassten Schaufelwinkeln – primär dem Eintrittswinkel, wie bereits von Hergt [40] erwähnt – einhergehen muss.

Je nach Einsatz lässt sich oftmals ein geringes Maß an Kavitation jedoch nicht vermeiden. Um eventuell auftretende Kavitationsschäden an den Laufrädern jedoch so gering wie möglich zu halten, bietet sich der Einsatz spezieller Materialien und Beschichtungen an. Schiavello und Visser [93] konnten ebenso wie Hergt [40] konnten in Versuchen zeigen, dass durch den gezielten Einsatz von kavitationsbeständigen Materialien, wie beispielsweise speziellen Bronzelegierungen oder austenitischen Werkstoffen, die Lebensdauer gegenüber herkömmlichem Grauguss bis zu 20-fach erhöht werden kann.

### 3.4 Benötigte Eigenschaften einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe

Spaltrohrmotorpumpen werden aufgrund der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten bei geringen Fördermengen und hohen erforderlichen Drücken aus wirtschaftlichen Gründen oftmals mehrstufig ausgeführt. Diese weisen im Vergleich zu einstufigen Spaltrohrmotorpumpen oder auch im Vergleich zu konventionellen (mehrstufigen) Radialpumpen teilweise Besonderheiten auf, welche im Folgenden beschrieben werden.

Obwohl Pumpen prinzipiell zwischen  $Q = 0/H = \max.$  und  $Q = \max./H = 0$  eingesetzt werden können, ergibt sich aufgrund von auftretenden Kräften, Saugverhalten und nicht zuletzt der Wirtschaftlichkeit ein üblicherweise vom Hersteller angegebener Einsatzbereich. Anhand des von Neumeier gezeigten Einsatzbereichs für eine mehrstufige Spaltrohrmotorpumpe – siehe Abbildung 20 – wird ersichtlich, dass der Betriebsbereich sehr viel stärker zu Teil- als zu Überlast tendiert. Die gezeigte Kennlinie weist darüber hinaus über den gesamten Bereich einen stetig fallenden Verlauf – üblicherweise als „stabile“ Kennlinie bezeichnet – auf. Je nach spezifischer Drehzahl und Ausführung mit Leiträdern oder Spirale sind Kennlinieninstabilitäten allerdings oftmals nur schwer zu vermeiden. So sind in der erdölverarbeitenden Industrie nach API 610 [9] eingesetzte Pumpen lediglich mit stabiler Kennlinie zulässig, weshalb diesbezüglich entsprechende Vorkehrungen zu treffen sind.



**Abbildung 20: Einsatzbereich bei Spaltrohrmotorpumpen Neumaier [78]**

Ein wesentlicher Einsatzbereich von Spaltrohrmotorpumpen ist der Tieftemperatur- und Flüssiggassektor, da dort bekanntlich bei konventionellen Pumpen Schwierigkeiten mit der Wellendichtung auftreten. Durch die prozessbedingten hohen Systemdrücke kommt es z.B. bei Gleitringdichtungen zu Leckagen und damit zu (Eis-)Kristallbildung und Beschädigung der Gleitflächen. Obwohl Spaltrohrmotorpumpen diesbezüglich keine

---

Probleme haben, so sind dennoch infolge der niedrigen Dampfdrücke bzw. der sehr nahe am Dampfgleichgewicht geförderten Flüssigkeiten einige Besonderheiten zu beachten. So wird nahezu die gesamte Motorverlustwärme an die geförderte Flüssigkeit abgegeben, was die Gefahr erhöht, dass diese spontan verdampft. Da dies unter allen Umständen zu vermeiden ist, um die Förderfähigkeit der Pumpe aufrecht zu erhalten, sind entsprechende Lösungen erforderlich. So darf die Rückführung des Motorteilstroms bei Förderung von kavitationskritischen Medien keinesfalls in den Saugbereich der 1. Stufe erfolgen, sondern muss in einem Bereich höherer Drücke – z.B. zwischen 1. und 2. Stufe – liegen. Zusätzlich ist ein ausgezeichnetes Saugverhalten der 1. Stufe erforderlich, weshalb üblicherweise spezielle Sauglaufräder eingesetzt werden. Da diese, wie bereits erwähnt, in Teillast betrieben werden, ist mit entsprechenden Wirkungsgradverlusten zu rechnen. So werden Wirkungsgradeinbußen der Saugstufe von 4 % durchaus in Kauf genommen [78], da sich bei Einsatz von beispielsweise vier Stufen der Gesamtwirkungsgrad lediglich um 1 % verringert.

Neben den in Kauf genommenen Wirkungsgradeinbußen zugunsten eines verbesserten Kavitationsverhaltens sind auch die verwendeten Spaltmaße eher einem reibungslosen Betriebsverhalten, denn einem möglichst hohen Wirkungsgrad, geschuldet. Besonders bei den Einsatzgebieten in Raffinieren und in der Kältetechnik sind meist großzügige Spalte vorgesehen – oftmals bedingt durch einzuhaltende Normen. So sind die minimal einzuhaltenden Spalte nach API 685 [8] – für die untersuchte Pumpe bei 0,38 mm zwischen den Laufrädern bzw. 0,30 mm am Spaltrohrmotor – einzuhalten. Aus fertigungstechnischer und konstruktiver Sicht wäre eine Reduzierung der Spaltweiten um 25 % - 50 % problemlos realisierbar. So zeigten die durchgeführten numerischen Untersuchungen, dass durch eine Halbierung der Spalte der Gesamtwirkungsgrad um knapp 5 % erhöht werden könnte (siehe Kapitel 6.4). Dieser extreme Einfluss ist insbesondere der niedrigen spezifischen Schnellläufigkeit geschuldet (vgl. Abbildung 6 und Abbildung 9).

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Eigenschaften ist bei Spaltrohrmotorpumpen auch der Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme zu beachten. Um ein garantiertes Anfahren der Pumpe zu ermöglichen sollte diese im Bereich kleiner Mengen möglichst gering sein, damit die Antriebseinheit nicht unnötig groß dimensioniert werden muss. Dieser Faktor ist bei Spaltrohrmotorpumpen aufgrund der komplexeren Bauweise als deutlich kritischer zu bewerten als bei konventionellen Pumpen.

---

## 4. Messaufbau/Prüfstand

Die normgerechte Messung einer Spaltrohrmotorpumpe nach DIN ISO 9906 [27] und API 610 [9] stellt aufgrund des hermetischen Designs und der ausgezeichneten Saugfähigkeit spezielle Anforderungen an das Prüfstandslayout bzw. an die Messtechnik. Da die An- und Abtriebsseite mechanisch nicht voneinander getrennt sind, ist die übliche Vorgehensweise zur Messung des übertragenen Drehmoments mit Messflanschen oder Wellen nicht möglich. Neben den üblichen Messgrößen wie Druck und Durchfluss ist zur Messung des hydraulischen Wirkungsgrades des Laufrades bei einer Spaltrohrmotorpumpe auch die Kenntnis des Motorteilstroms relevant, weshalb der Einsatz von hochpräzisen Temperatursensoren zur thermodynamischen Messung nötig ist. Zusätzlich sind durch die hohe Saugfähigkeit niedrigste Systemdrücke über den gesamten Betriebsbereich bereitzustellen. Aus diesen Gründen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit auch ein Konzept zur Gestaltung der Versuchseinrichtung erstellt. Dieses umfasste sowohl den Versuchskreislauf und die Versuchspumpe als auch den Umbau mit externer Lagerung.

### 4.1 Prüfstandsdesign

Der Versuchskreislauf wurde derart konzipiert, dass er den gestellten Anforderungen, sowohl den physikalisch notwendigen zur Bestimmung der Messgrößen als auch jenen an die Genauigkeit der Messungen, gerecht wird. Aus diesem Grund wurde der Aufbau als geschlossene Anlage, die über alle notwendigen Komponenten wie Drosselorgan, Füllrichtung sowie Vakuum- und Druckluftanschluss verfügt, ausgeführt. Es wurde insbesondere auf die Einhaltung der für Abnahmeversuche notwendigen Vorschriften nach DIN EN ISO 9906 [27] geachtet. Dies betrifft neben geometrischen Vorschriften für die Druckentnahmestellen auch erforderliche Genauigkeiten der eingesetzten Messgeräte und Spezifikationen für das Betriebsmedium.

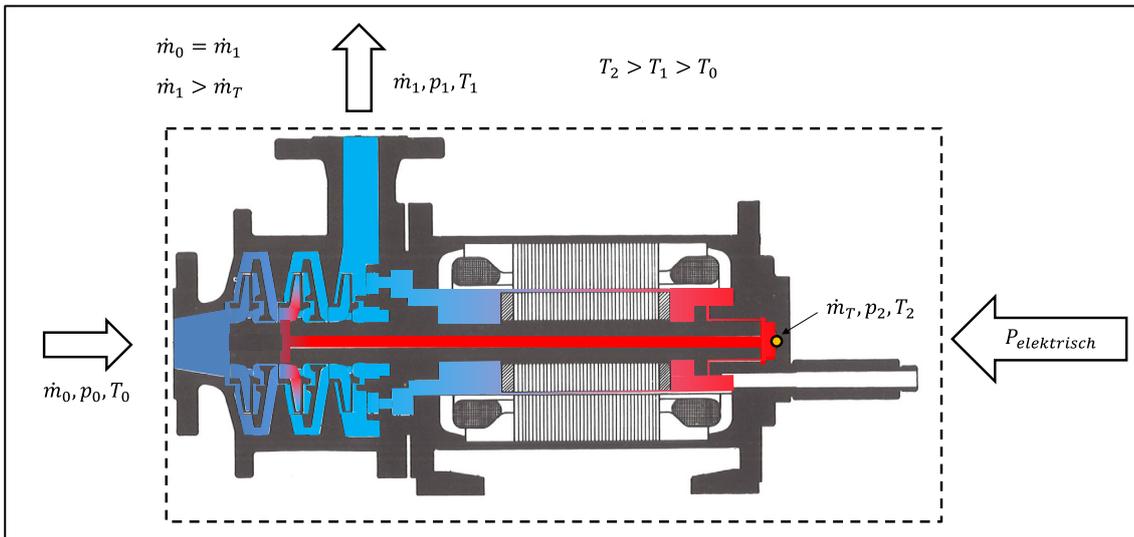
Da die Spaltrohrmotorpumpe im Originalzustand keine Drehmomentenmessung erlaubt, werden im Folgenden beide gemessenen Varianten beschrieben.

#### Variante A: Spaltrohrmotorpumpe und Bestimmung des Motorteilstroms

Obwohl bei der Messung des gesamten Pumpenaggregates keine direkte Messung der Wellenleistung möglich ist, ist unter Verwendung einer gemessenen Bremskennlinie des verwendeten Spaltrohrmotors trotzdem die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades möglich. Die Bremskennlinie gibt den lastabhängigen Wirkungsgrad zwischen bezogener elektrischer Leistung zu verfügbarer mechanischer Antriebsleistung bei entsprechender Drehzahl an. Somit kann für jeden Betriebspunkt auf die tatsächliche Wellenleistung rückgerechnet und damit der hydraulische Wirkungsgrad bestimmt werden. Die Kenntnis der über den Frequenzumrichter eingespeisten Leistung  $P_{\text{elektrisch}}$  [W] und des im Betriebspunkt bekannten Wirkungsgrades des Spaltrohrmotors  $\eta_{\text{SRM}}$  [%] ermöglichen die Berechnung der Verlustleistung des Spaltrohrmotors  $P_{v,\text{SRM}}$  [W] :

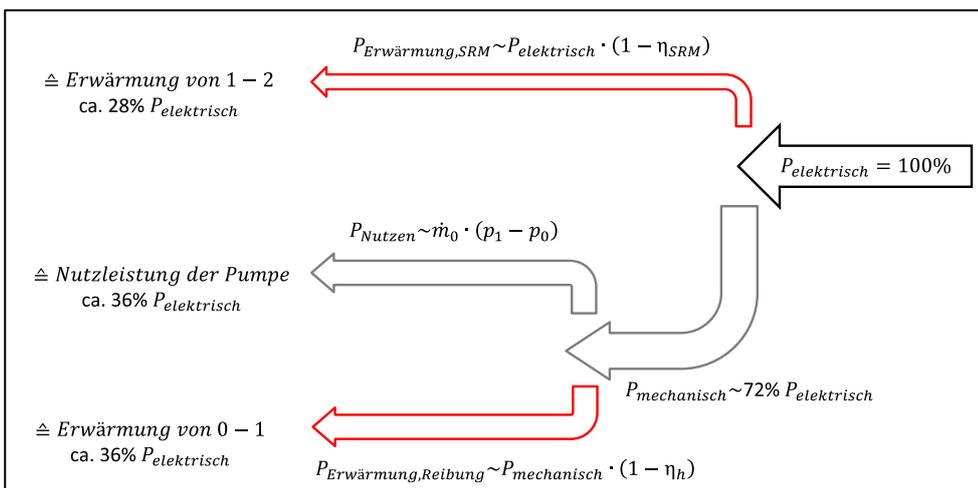
$$P_{v,\text{SRM}} = P_{\text{elektrisch}} \cdot (1 - \eta_{\text{SRM}}) \quad (\text{Gl. 9})$$

In dieser Variante ist jedoch vor allem auch die Messung des Motorteilstromes relevant. Eine mittlerweile etablierte Methode ist die indirekte Messung über die Bestimmung der Temperaturdifferenz des Motorteilstromes zwischen Druckstutzen und Spaltrohrmotor – Neumeier [78]. Unter der Annahme, dass es sich bei der untersuchten Pumpe im stationären Betrieb um adiabate Verhältnisse handelt, gilt die in Abbildung 21 dargestellte Energiebetrachtung, welche die unterschiedlichen Erwärmungsvorgänge farblich markiert.



**Abbildung 21: Energiebetrachtung einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe**

Die gezeigte Erwärmung des Mediums hat zwei prinzipielle Ursachen, welche auf die Aufteilung der zugeführten elektrischen Energie in einen mechanischen und thermischen Anteil beruhen – gezeigt in einem Flussdiagramm in Abbildung 22 für einen Betrieb im Wirkungsgradoptimum ( $\eta_h \approx 50\%$ ).



**Abbildung 22: Energieaufteilung der untersuchten Spaltrohrmotorpumpe**

Der thermische Anteil des Spaltrohrmotors geht unter den genannten Randbedingungen vollständig in die Erwärmung des Motorteilstroms (1-2), wobei als weitere Annahme eine idente Temperatur des Mediums an der Abzweigung des Motorteilstroms und am Druckstutzen vorausgesetzt wird.

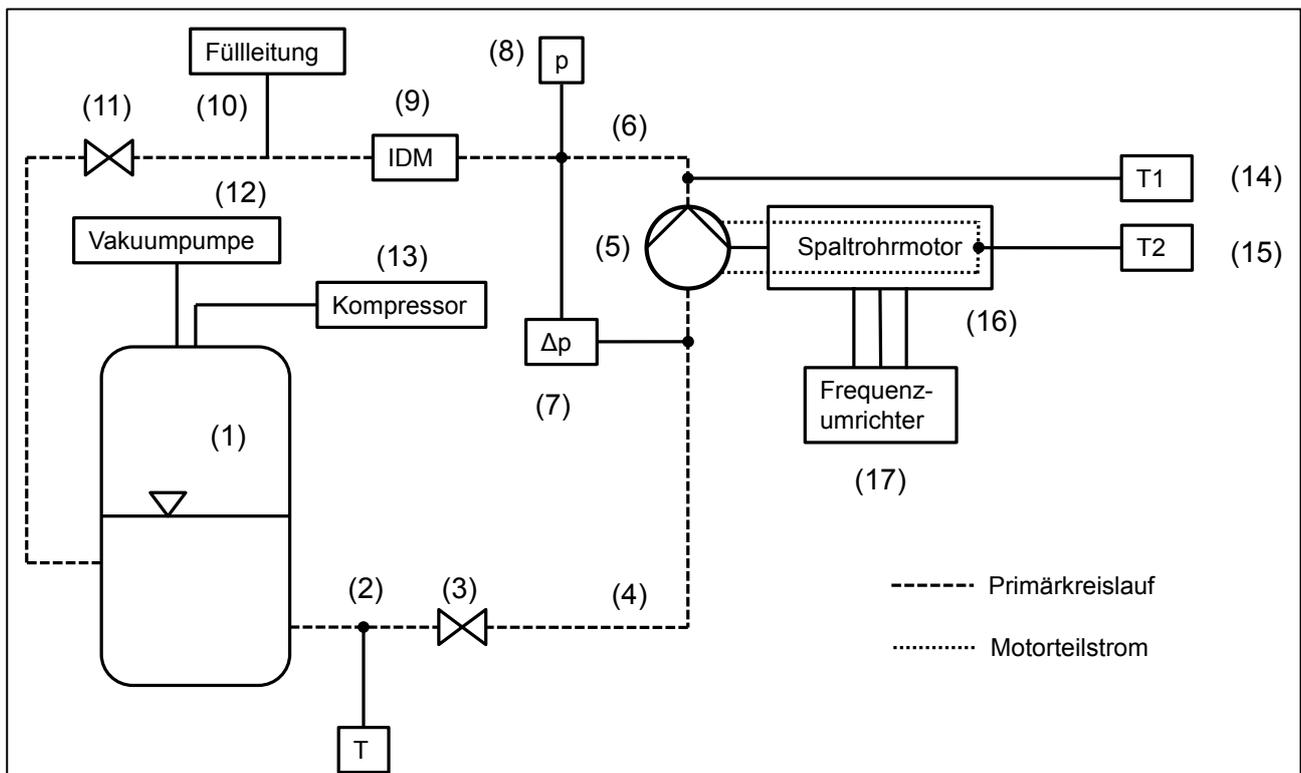
Der mechanische Anteil geht je nach Größe des hydraulischen Wirkungsgrades in die Förderung und Druckerhöhung des Mediums bzw. der verbleibende Anteil in die Erwärmung aufgrund von auftretenden Verlusten (0-1). Somit findet eine zweistufige Erwärmung des Mediums zwischen Saug- und Druckstutzen statt.

Die Berechnung des Motorteilstroms  $Q_T$  kann daher mit hinreichender Genauigkeit durch Verwendung der Temperaturdifferenz zwischen Druckstutzen (Position 1) und Ende des Spaltrohrmotors (Position 2) durchgeführt werden:

$$P_{v,SRM} = \rho \cdot Q_T \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{Gl. 10})$$

Umgeformt ergibt sich der Motorteilstrom zu:

$$Q_T = \frac{P_{v,SRM}}{\rho \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)} \quad (\text{Gl. 11})$$



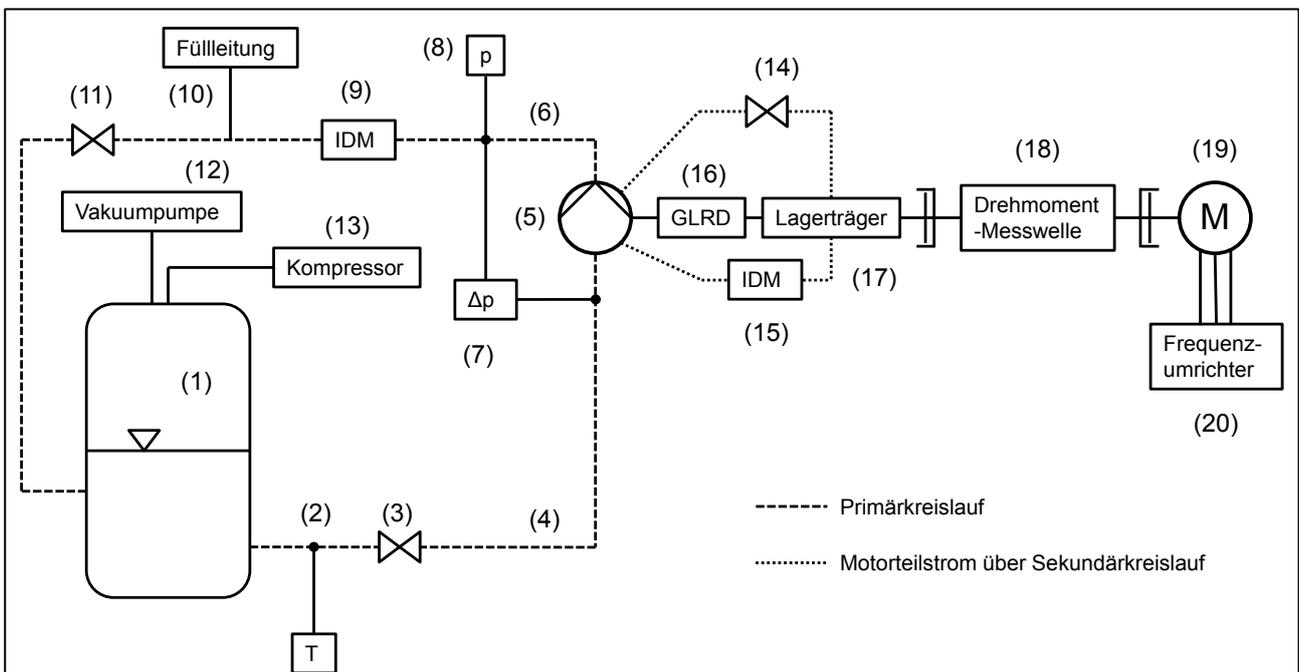
**Abbildung 23: Blockschaftbild des Prüfstandsbaus mit Spaltrohrmotorpumpe**

Im geschlossenen Primärkreislauf fördert die Spaltrohrmotorpumpe, im Blockschaftbild in Abbildung 23 getrennt in Pumpeneinheit (5) und Spaltrohrmotor (16) dargestellt, das Fluid über eine Saugleitung (4) in die Druckleitung (6) und zurück in den Behälter (1). Da die Pumpe geodätisch über dem Wasserspiegel im Behälter angeordnet ist, ist es vor Messbeginn nötig, den Kreislauf mit Wasser zu füllen. Aus diesem Grund verfügt der Prüfstand über ein zusätzliches Absperrorgan in der Saugleitung (3) und in einer angeschlossenen Füllleitung in der Druckleitung. Der gewünschte Volumenstrom wird über ein Drosselorgan (11) eingestellt, welches aus Kavitationsgründen in der Druckleitung eingesetzt ist. Ein magnetisch-

induktives Durchflussmessgerät (9) ist ebenfalls druckseitig zur Ermittlung des Volumenstroms eingebaut. Zur Messung der Förderhöhe wird zwischen Saug- und Druckseite der Differenzdruck (7) und zusätzlich auf der Druckseite der Absolutdruck (8) bestimmt. Die Temperatur des Strömungsmediums wird über ein in der Saugleitung angebrachtes Widerstandsthermometer (2) gemessen. Zur Bestimmung des Motorteilstromes werden zwei Präzisionsthermometer verwendet, welche einerseits die Temperatur des Mediums am Druckstutzen (14) und andererseits am Ende des Spaltrohrmotors vor der Rückführung durch die hohl gebohrte Welle (15) messen. Das gezielte Einstellen des Systemdrucks, zur Vermeidung bzw. gezielten Erzeugung von Kavitation, erfolgt über einen Kompressor (13) bzw. über eine Vakuum-Pumpe (12), welche jeweils am Behälter angeschlossen sind. Die Stromversorgung der Spaltrohrmotorpumpe erfolgt über einen Frequenzumrichter (17), mit dem die Pumpe sowohl bei Nenndrehzahl als auch im drehzahlflexiblen Modus betrieben werden kann.

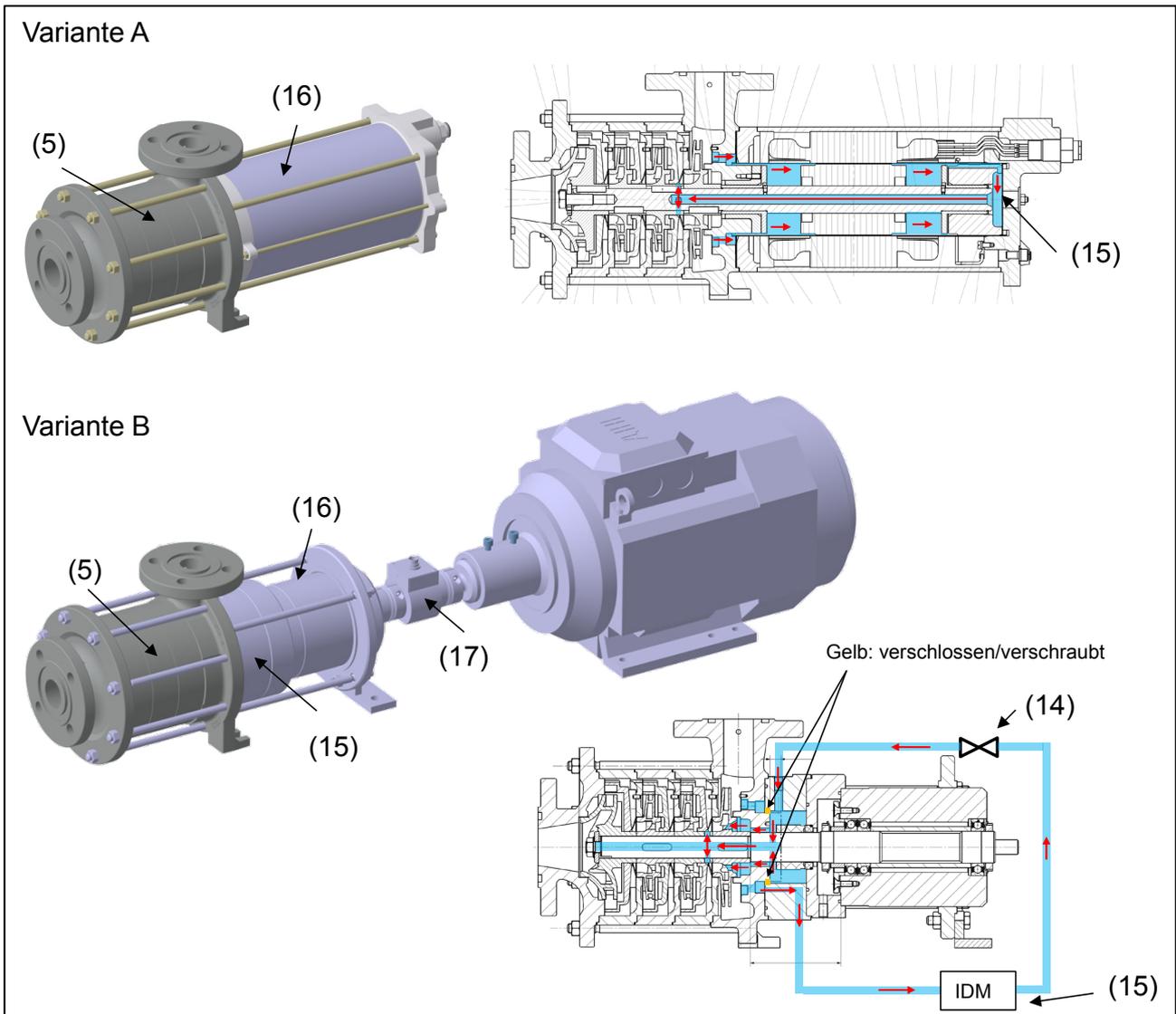
**Variante B:** Hydraulik der Spaltrohrmotorpumpe mit Lagerträger und externem Antrieb

Da in der Variante A keine Messung des Drehmomentes möglich ist, kann der hydraulische Wirkungsgrad zwar unter Zuhilfenahme der Bremskennlinie berechnet werden, dies ist jedoch unter Umständen mit Ungenauigkeiten behaftet. Aus diesem Grund wurde eine umgebaute Variante mit getrennter An- und Abtriebsseite konstruiert, in welche eine Drehmomentmesswelle zwischen Lagerträger und Asynchronmotor eingebaut ist – siehe Abbildung 24. Der Antriebsstrang besteht damit aus einem Asynchronmotor (19) mit einer Leistung von 5 kW, Drehmomentmesswelle (18), Lagereinheit (17) mit Gleitringdichtung (16), der Pumpenwelle mit Laufrädern sowie den notwendigen Kupplungen, wobei dessen stufenlose Drehzahlregelung über einen Frequenzumrichter (20) ermöglicht wird.



**Abbildung 24: Blockschaltbild des Prüfstandsbaus mit Lagerträger und externem Antrieb**

Die Messungen erfolgen prinzipiell analog zur Variante A, mit dem einen Unterschied, dass der Motorteilstrom über einen Sekundärkreislauf „simuliert“ wird. Dazu erfolgt die hochdruckseitige Entnahme in einer Kammer im Lagerträger, welche auch für die Gleitringdichtung benötigt wird. Über eine Drossel (14) kann der Durchfluss zurück in die niederdruckseitige Kammer im Lagerträger eingestellt werden. Das Medium wird im Anschluss über die hohl gebohrte Welle wieder in den Saugbereich zurückgeführt. Da aus den Messungen mit Spaltrohrmotor die Motorteilstrommenge in jedem Betriebspunkt bekannt ist, kann über das im Sekundärkreislauf eingebaute induktive Durchflussmessgerät (15) der entsprechende Durchfluss eingestellt werden.



**Abbildung 25: Vergleich Originalpumpe (oben) und Variante mit Lagerträger und Motor (unten)**

Eine 3D-Ansicht der gemessenen Varianten in Abbildung 25 zeigt anschaulich die durchgeführten Modifikationen und vor allem den wesentlichen Vorteil einer Spaltrohrmotorpumpe – die äußerst kompakte Bauweise.

---

## 4.2 Messtechnik

Der verwendeten Messtechnik kommt wegen des sehr hohen Anspruchs an die Genauigkeit der Messungen eine zentrale Bedeutung zu. Die eingesetzten Messgeräte weisen im Vergleich zu den in der Abnahmenorm DIN EN ISO 9906 [27] geforderten Genauigkeiten deutlich geringere Fehler auf.

Nachfolgend wird das eingesetzte Messsystem und die verwendeten Messgeräte samt durchgeführter Kalibration und erwarteter Genauigkeit vorgestellt. Diese bezieht sich jeweils auf den Messbereichendwert (v.E.) oder den aktuellen Messwert (v.M.).

Die in der folgenden Tabelle 1 aufgeführten Messgrößen wurden aufgezeichnet und für die Berechnung der relevanten Größen wie Förderhöhe, Wirkungsgrad oder NPSH verwendet.

**Tabelle 1: Messgrößen im Versuch**

Messgröße		Einheit	Messgerät
Durchfluss Primärkreislauf	Q	[m <sup>3</sup> /s]	Induktives Durchflussmessgerät (IDM), DN 50
Differenzdruck	$\Delta p$	[Pa]	Piezoresistiver Differenzdrucksensor
Absolutdruck	$p_{abs}$	[Pa]	Piezoresistiver Absolutdrucksensor
Temperatur Medium	$T_M$	[°C]	Pt100
Temperatur Motorteilstrom	$T_1, T_2$	[°C]	Präzisions-Thermistor
Drehmoment	T	[Nm]	Drehmomentenmesswelle
Drehzahl	n	[U/min]	Drehmomentenmesswelle
Durchfluss Sekundärkreislauf	$Q_T$	[m <sup>3</sup> /s]	Induktives Durchflussmessgerät (IDM), DN 25

### **Induktive Durchflussmessgeräte:**

Zur Bestimmung des Durchflusses im Primärkreislauf wurde ein induktives Durchflussmessgerät (9) mit den in der Tabelle 2 angeführten Spezifikationen im horizontalen Bereich der Druckrohrleitung eingesetzt. Die gerade Zulauflänge von  $> 20 \times$  Rohrdurchmesser ermöglicht eine ungestörte Anströmung und damit die vom Hersteller garantierte Genauigkeit.

**Tabelle 2: Kennwerte des induktiven Durchflussmessgerätes DN 50**

Hersteller:	ABB
Modell:	FEP511
Seriennummer:	MU:73245 Sensor: 8544637
Nennweite:	DN 50
Maximaler Durchfluss:	60 m <sup>3</sup> /h
Signal:	4-20 mA
Genauigkeit:	$\pm (0,20 \% \text{ v.M.} + 0,02 \% \text{ v.E.})$

Ein weiteres induktives Durchflussmessgerät mit den in der Tabelle 3 angeführten Spezifikationen wurde in Variante B zur korrekten Einstellung des „simulierten“ Motorteilstroms (15) eingesetzt. Auch für dieses Messgerät wurde ein entsprechend langer Zulauf vorgesehen, um die nötige Genauigkeit zu erreichen.

**Tabelle 3: Kennwerte des induktiven Durchflussmessgerätes DN 25**

Hersteller:	Bailey Fischer Porter
Modell:	CX3311E (38153)
Seriennummer:	980*X1009/A1
Nennweite:	DN 25
Maximaler Durchfluss:	12 m³/h
Signal:	4-20 mA
Genauigkeit:	± 0,50 % v.M.

**Piezoresistiver Differenzdrucksensor:**

Der Differenzdruckaufnehmer (7) mit den in der Tabelle 4 aufgeführten Eigenschaften wurde normgerecht nach DIN EN ISO 9906 über 4 im 90°-winkel zueinander angeordneten Bohrungen, welche über eine Ringleitung zusammengeführt und angeschlossen wurden, installiert. Die Druckentnahmestellen befinden sich dabei jeweils 2 x Durchmesser vor dem Saugflansch bzw. 2 x Durchmesser nach dem Druckflansch und wurden gegenüber des Hochpunktes um 45° verdreht.

**Tabelle 4: Kennwerte des piezoresistiven Differenzdruckaufnehmers**

Hersteller:	Rosemount
Modell:	3051 CD4
Seriennummer:	7886438 04/04
Messbereich:	± 20 bar
Signal:	4-20 mA
Genauigkeit:	± 0,10 % v.M.

**Piezoresistiver Absolutdrucksensor:**

Die Eigenschaften des Absolutdruckaufnehmers (8), welcher über ein T-Stück an die bereits beschriebene, normgerechte saugseitige Messleitung angebunden wurde, ist in Tabelle 5 genau spezifiziert.

**Tabelle 5: Kennwerte des piezoresistiven Absolutdruckaufnehmers**

Hersteller:	Rosemount
Modell:	3051 CA2
Seriennummer:	70799271197
Messbereich:	0-10 bar
Signal:	4-20 mA
Genauigkeit:	± (0,125 % v.M. + 0,025 % v.E.)

---

### **Drehmomentenmesswelle:**

Die eingesetzte Drehmomentenmesswelle (18) mit den in Tabelle 6 angeführten Eigenschaften erlaubt neben der Messung des Drehmoments zusätzlich eine Bestimmung der Drehzahl.

**Tabelle 6: Kennwerte der Drehmomentenmesswelle**

Hersteller:	HBM
Modell:	T22
Seriennummer:	80709520
Messbereich:	0-20 Nm
Signal:	0- ±5 V
Genauigkeit:	± 0,5 % v.M.

### **Präzisions-Thermistor:**

Als Messaufnehmer (14) und (15) wurden Seabird SBE 3S eingesetzt, welche ursprünglich für ozeanografische Aufzeichnungen entwickelt wurden und sich durch eine überragende Messgenauigkeit und Robustheit auszeichnen. Als Messelement kommt ein hermetisch glasgekapselter Thermistor zum Einsatz. Durch die Kapselung kann ein Sauerstofftransport zwischen Thermistor und Umgebung verhindert werden, wodurch ein geringerer Kennlinien-Drift als bei anderen Bauformen erreicht wird.

**Tabelle 7: Kennwerte der Präzisions-Temperatur Sensoren**

Hersteller:	Seabird
Modell:	SBE 3S
Seriennummern:	2347, 2348
Messbereich:	-5°C bis +35°C
Signal:	±0,5 V Rechtecksignal – 3...5KHz
Genauigkeit:	± 0,001°C

### **Pt100:**

Das eingesetzte Pt100 Thermoelement (2) verfügt über folgende Eigenschaften:

**Tabelle 8: Kennwerte Pt100**

Hersteller:	Conatex
Signal:	4-20 mA
Genauigkeitsklasse:	DIN EN 60751 Class B

Alle erwähnten Messgeräte wurden vor den Messungen entweder vom Hersteller oder institutsintern kalibriert – Zertifikate im Anhang.

Die neben den Messgrößen zur Berechnung der Leistungsdaten notwendigen Konstanten wurden zusätzlich nach IEC 60193 [49] bestimmt, da diese in DIN EN ISO 9906 [27] nicht genau spezifiziert werden.

---

### **Erdbeschleunigung g:**

Die Erdbeschleunigung g wird nach IEC 60193 und DIN ES ISO 9906 nach folgender Gleichung berechnet:

$$g = 9,7803 \cdot (1 + 0,0053 \cdot \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z \quad (\text{Gl. 12})$$

$\varphi$ ... Geografische Breite in Grad

z ... Seehöhe in m

Mit  $\varphi = 47,06^\circ$  und  $z=307\text{m}$  für die Lage des Labors ergibt sich die für alle weiteren Berechnungen verwendete Erdbeschleunigung zu:

$$g = 9,80716 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

### **Dichte $\rho$ :**

Die temperatur- und druckabhängige Dichte des Wassers wird mit der nach Herbst und Roegner [39] entwickelten Methode, welche auch von IEC 60193 empfohlen wird, berechnet. Diese ist detailliert in IEC 60193 – Kapitel 2.5.3.1.3 beschrieben und wurde in dieser Form in das Messsystem implementiert.

### **Kinematische Viskosität $\nu$ :**

Die ebenfalls temperatur- und druckabhängige kinematische Viskosität von Wasser wird nach IEC 60193 über folgende Formel mit ausreichender Genauigkeit berechnet und ist ebenfalls im Messsystem implementiert:

$$\nu = e^{\left(-16,921 + \frac{396,13}{107,41+T}\right)} \text{ [m}^2\text{/s]} \quad (\text{Gl. 13})$$

T... Temperatur in °C

### **Dampfdruck $p_d$ :**

Der Dampfdruck des Wassers kann nach IEC 60193 im Temperaturbereich zwischen 0°C und 40°C über folgende empirische Formel berechnet werden:

$$p_d = 10^{(2,7862+0,0312\cdot T-0,000104\cdot T^2)} \text{ [Pa]} \quad (\text{Gl. 14})$$

T... Temperatur in °C

### **Messsystem:**

Als zentrales Messsystem kommt ein modulares, robustes und konfigurierbares System von National Instruments in einem Chassis NI-cDaq-9188 mit Ethernet-Anschluss und 8 Einschubmodulen für digitale und analoge Signale zur Anwendung. Alle Messsignale der Sensoren, egal ob Strom-, Spannungs-, Widerstands- oder Frequenz-basiert, werden mit den in Tabelle 9 erwähnten Modulen aufgezeichnet. Durch die hohe Auflösung von zumindest 16 bit ist der Diskretisierungsfehler des A/D-Konverters vernachlässigbar klein.

**Tabelle 9: Eingesetzte Messmodule**

<b>Modul</b>	<b>Physikalische Größe</b>	<b>Kanäle</b>	<b>Max. Bereich</b>	<b>Einheit</b>	<b>Auflösung</b>	<b>Max. Sampling Rate</b>
NI9203	Strom	8	20/-20	mA	16-bit	200 kS/s pro Modul
NI9205	Spannung	32	10/-10	V	16-bit	250 kS/s pro Modul
NI9239	Spannung	4	10/-10	V	24-bit	50 kS/s pro Kanal
NI9217	Widerstand	4	0/400	$\Omega$	24-bit	0,4 kS/s

In Tabelle 10 sind die für die Bestimmung der jeweiligen Messgrößen eingesetzten Module beschrieben. Die Auswertung der rohen Messsignale und in weiterer Folge auch die gesamte Verrechnung und direkte Darstellung der Messergebnisse erfolgt über die eigens für die durchgeführten Messungen angepasste Software (LabVIEW) des Messsystems.

**Tabelle 10: Verwendete Module für die jeweiligen Messgrößen**

<b>Pos.</b>	<b>Messgröße</b>	<b>Signal</b>	<b>Modul</b>	<b>Abkürzung</b>
1	Drehmoment	Analog	NI 9205	T
2	Drehzahl	Analog	NI 9205	n
3	Absolutdruck	Analog	NI 9203	$p_{abs}$
4	Differenzdruck	Analog	NI 9203	$\Delta p$
5	Durchfluss Primärkreislauf	Analog	NI 9203	Q
6	Temperatur	Analog	NI 9217	$T_M$
7	Temperaturen Motorteilstrom	Analog	NI 9205	$T_1, T_2$
8	Durchfluss Sekundärkreislauf	Analog	NI 9203	$Q_T$

---

## Fehlerbetrachtung/Messunsicherheit

Zur Bestimmung der Messunsicherheit sind die jeweiligen Unsicherheiten der einzelnen Messgrößen, welche das hydraulische Verhalten definieren, zu betrachten.

### Durchfluss:

- |  |            |
|--|------------|
| a) Kalibration des Behälters                                 | +/- 0,04 % |
| b) Fehler bei der Berechnung der Dichte                      | +/- 0,02 % |
| c) Zeitlicher Fehler   | +/- 0,13 % |
| d) Kalibrationsergebnis des induktiven Durchflussmessgerätes | +/- 0,30 % |

Die gesamte systematische Ungenauigkeit bei der Bestimmung des Durchflusses berechnet sich aus der Wurzel der Summe der Fehlerquadrate der Einzelungenauigkeiten. Dies führt zu einer Ungenauigkeit der Durchflussmessung von 0,331 %, welche deutlich unter der erlaubten Ungenauigkeit von 1,5 % nach DIN EN ISO 9906 liegt:

$$f_{QS} = \sqrt{f_a^2 + f_b^2 + f_c^2 + f_d^2} = \sqrt{0,04^2 + 0,02^2 + 0,13^2 + 0,3^2} = \pm 0,331 \% \quad (\text{Gl. 15})$$

### Förderhöhe:

- |  |            |
|--|------------|
| a) Drehkolbenmanometer – Kalibrationszertifikat      | +/- 0,03 % |
| b) Kalibrationsergebnis des Differenzdruckaufnehmers | +/- 0,10 % |

Somit liegt die Ungenauigkeit – Berechnung analog zur Förderhöhe – bei 0,104 %, was wiederum deutlich unter der erlaubten Ungenauigkeit von 1 % nach DIN EN ISO 9906 liegt:

$$f_{HS} = \sqrt{f_a^2 + f_b^2} = \sqrt{0,03^2 + 0,1^2} = \pm 0,104 \% \quad (\text{Gl. 16})$$

### Drehmoment:

- |   |            |
|---|------------|
| a) Länge des Hebelarms                            | +/- 0,10 % |
| b) Kalibration der Kontrollgewichte               | +/- 0,01 % |
| c) Kalibrationsergebnis der Drehmomentenmesswelle | +/- 0,50 % |

Die berechnete Ungenauigkeit von 0,51 % liegt ebenfalls deutlich unter der erlaubten Ungenauigkeit von 0,9 % nach DIN EN ISO 9906:

$$f_{TS} = \sqrt{f_a^2 + f_b^2 + f_c^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,01^2 + 0,5^2} = \pm 0,51 \% \quad (\text{Gl. 17})$$

### Drehzahl:

Die Kalibration des Drehzahlsignals der Drehmomentenmesswelle ergab einen maximalen relativen Fehler von 0,05 %.

$$f_{NS} = \pm 0,05 \%$$

### Wirkungsgrad:

Bedingt durch die Definition des hydraulischen Wirkungsgrades setzt sich die systematische Messungenauigkeit aus den Einzelunsicherheiten von Durchfluss, Förderhöhe, Drehmoment und Drehzahl zusammen:

$$f_{\eta S} = \sqrt{f_{QS}^2 + f_{HS}^2 + f_{TS}^2 + f_{nS}^2} = \sqrt{0,331^2 + 0,104^2 + 0,51^2 + 0,05^2} = \pm 0,619 \% \quad (\text{Gl. 18})$$

Die zufällige Messunsicherheit berechnet sich nach DIN EN ISO 9906 [27] – Kapitel 4.3.3.1. Für 20 Messwerte ( $n = 20$  – vgl. Tabelle 4 aus [27]) ergibt sich der Wert der Student'schen t-Verteilung zu  $t = 2,09$  und in weiterer Folge eine berechnete zufällige Messunsicherheit von:

$$f_{nR} = \pm 0,15 \%$$

Somit ist die errechnete Gesamtunsicherheit des gemessenen hydraulischen Wirkungsgrades von 0,637 % deutlich unter dem erlaubten Wert von 2,9 % aus [27].

$$f_{\eta tot} = \sqrt{f_{\eta S}^2 + f_{nR}^2} = \sqrt{0,619^2 + 0,15^2} = \pm 0,637 \% \quad (\text{Gl. 19})$$

#### Absolutdruck:

- |  |             |
|--|-------------|
| a) Drehkolbenmanometer – Kalibrationszertifikat    | +/- 0,03 %  |
| b) Kalibrationsergebnis des Absolutdruckaufnehmers | +/- 0,125 % |

Damit ergibt sich eine Ungenauigkeit von 0,129 %, was wiederum deutlich unter der erlaubten Ungenauigkeit von 0,5 % nach DIN EN ISO 9906 liegt:

$$f_{Habss} = \sqrt{f_a^2 + f_b^2} = \sqrt{0,03^2 + 0,125^2} = \pm 0,129 \% \quad (\text{Gl. 20})$$

#### NPSH:

Der NPSH-Wert der Pumpe errechnet sich zu:

$$NPSH = \frac{p_{abs,Saug} - p_{Dampf}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{Saug}^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Gl. 21})$$

Somit ergibt sich aufgrund des benötigten Dampfdruckes (analog zu  $f_b$  bei der Durchflussberechnung) und des Durchflusses ( $f_{QS}$ ) ein Gesamtfehler von:

$$f_{NPSH tot} = \sqrt{f_{Habss}^2 + f_{QS}^2 + f_{pds}^2} = \sqrt{0,129^2 + 0,331^2 + 0,02^2} = \pm 0,356 \% \quad (\text{Gl. 22})$$

Eine Übersicht der erreichten und der zulässigen Ungenauigkeiten nach DIN EN ISO 9906 [27] ist in Tabelle 11 angeführt, wobei diese Grenzwerte auch nach API 685 [8] eingefordert werden.

**Tabelle 11: Vergleich zulässige zu erreichte Messunsicherheiten**

Messgröße	Zulässige/erreichte Messunsicherheit	
	DIN EN ISO 9906- Klasse 1	Prüfstand
Drehmoment	± 0,9 %	± 0,51 %
Drehzahl	± 0,35 %	± 0,05 %
Absolutdruck	± 1 %	± 0,129 %
Differenzdruck	± 1 %	± 0,104 %
Durchfluss Primärkreislauf	± 1,5 %	± 0,331 %
NPSH	± 0,5 %	± 0,356 %
Wirkungsgrad	± 2,9 %	± 0,637 %

### 4.3 Untersuchungskriterien am Prüfstand

Die Ziele der Versuche waren in der Variante A (siehe Abbildung 26) die experimentelle Ermittlung der Förderkennlinie der Referenzpumpe sowie die Ermittlung der für den Betrieb der Pumpe erforderlichen  $NPSH_{erforderlich}$ -Werte ( $NPSH_{3\%}$ ) bzw. der entsprechenden saugseitigen Absolutdrücke  $p_{S,abs}$ . Des Weiteren die bereits beschriebene Ermittlung des Motorteilstroms unter Zuhilfenahme der Verlustleistung durch Messung der charakteristischen Temperaturdifferenz  $T_2-T_1$ . Zusätzlich ist die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades über die Bremskennlinie des Spaltrohrmotors möglich.

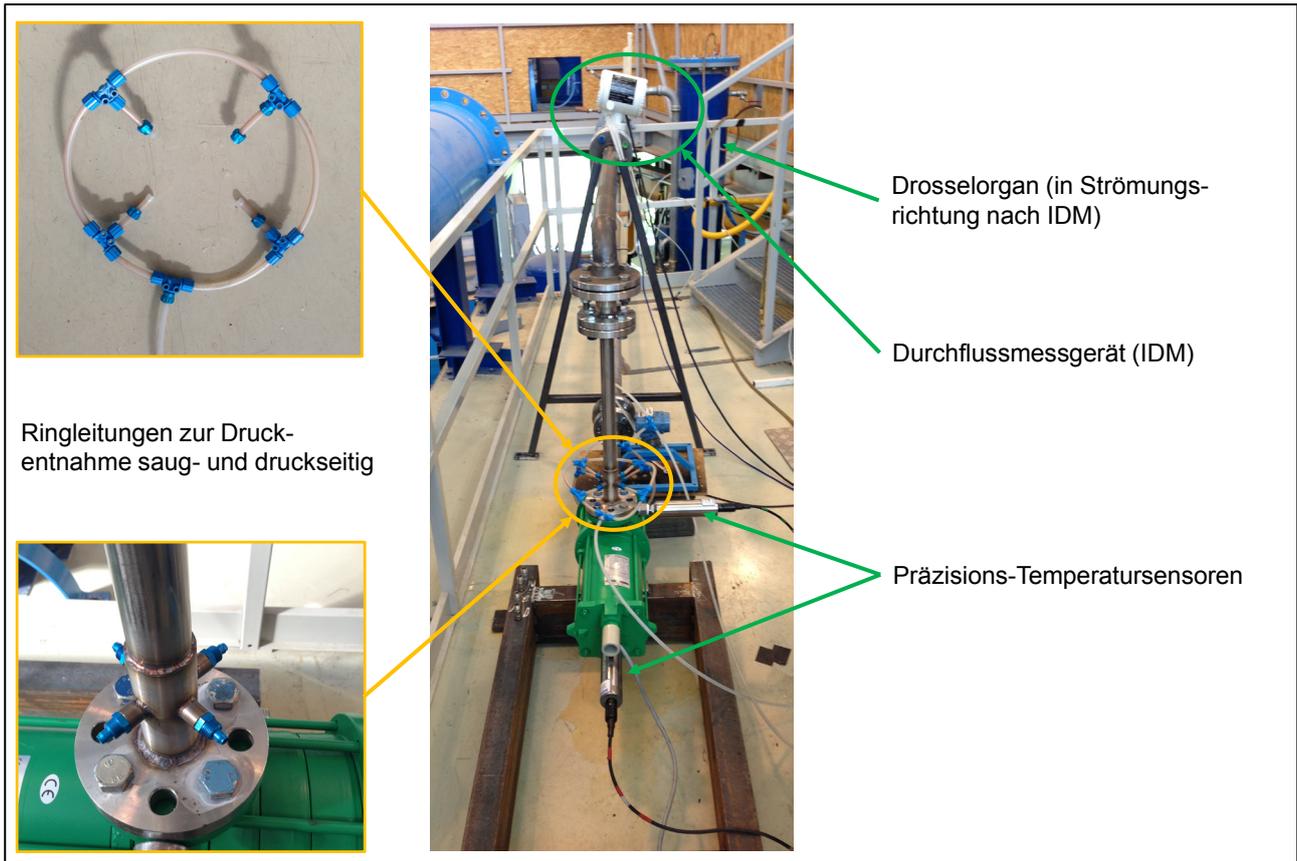


Abbildung 26: Messaufbau Variante A – Ansicht Regel- und Messorgane

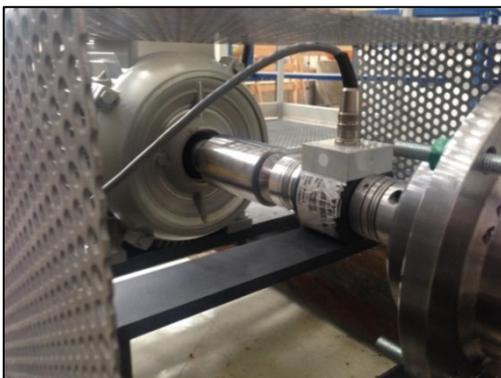


Abbildung 27: Messaufbau Variante B; Ansicht Drehmomentenmesswelle

In der umgebauten Variante B (siehe Abbildung 27) mit getrennter An- und Abtriebsseite ist die genaue Messung des hydraulischen Wirkungsgrades durch Einsatz einer Drehmomentenmesswelle möglich. Um den „simulierten“ Motorteilstrom einzustellen, sind ein weiteres Durchflussmessgerät und ein Drosselorgan eingebaut. Sämtliche Messergebnisse beruhen auf stationären Betriebspunkten, welche über 20 Sekunden gemessen wurden, wobei das Ergebnis einen Mittelwert aus 20 Messpunkten zu je 1000 Werten pro Sekunde darstellt. Weiters wird darauf

hingewiesen, dass die Messungen erst nach einer angemessenen Einlaufzeit (Lager, Gleitringdichtung) stattgefunden haben und zahlreiche Reproduzierbarkeitsmessungen zur Sicherstellung der nötigen Genauigkeit durchgeführt wurden.

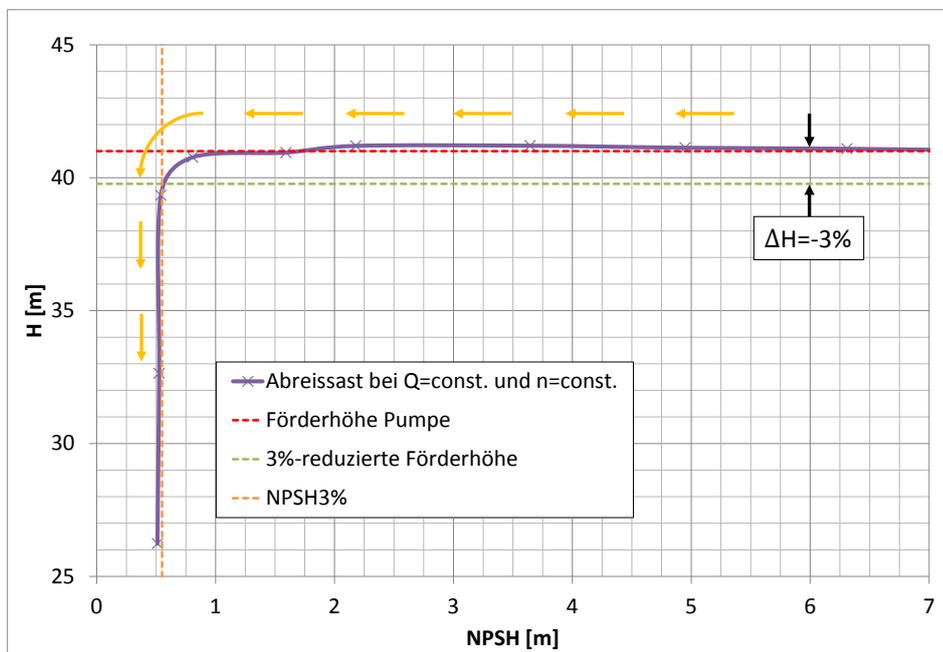
### Förderhöhe:

Die Messung der Kennlinie erfolgte nach EN ISO 9906, ausgehend vom maximal erreichbaren Durchfluss bei vollständig geöffnetem Drosselorgan, durch schrittweises Schließen bis hin zur Messung der Nullförderhöhe. Da die Saug- und Druckrohrleitung unterschiedliche Durchmesser aufweisen, ist eine entsprechende Korrektur des gemessenen Differenzdruckes um die Geschwindigkeitsterme erforderlich.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} - \frac{v_{Druck}^2 - v_{Saug}^2}{2 \cdot g} \quad (Gl. 23)$$

### Kavitationsmessungen – Bestimmung des NPSH<sub>3%</sub>-Wertes:

Zur Beurteilung des Kavitationsverhaltens einer Pumpe wird in der Regel der NPSH<sub>3%</sub>-Wert, welcher einen 3 %-igen Förderhöhenabfall aufgrund der eintretenden Kavitation verursacht, verwendet. Wie in Abbildung 26 ersichtlich, bleibt die Förderhöhe trotz sinkenden Druckes auf der Saugseite nahezu konstant. Jener NPSH-Wert, welcher einem Förderhöhenabfall von 3 % entspricht wird zur Charakterisierung des Kavitationsverhaltens dieses Betriebspunktes verwendet. Besonders wichtig ist dabei die Drehzahl und den Durchfluss über Nachregelung des Frequenzumrichters bzw. Öffnen/Schließen des Drosselorgans konstant zu halten.



**Abbildung 28: Abreissast und Bestimmung des entsprechenden NPSH<sub>3%</sub>-Wertes**

Der bei diesen Messungen ermittelte 3%-ige Förderhöhenabfall bezieht sich auf die Förderhöhe des Aggregates. Da durch den Aufbau als 4-stufige Pumpe nur die Messung als gesamtes Aggregat möglich ist (Antriebswelle, Spaltrohrrmotor,...) wurde diese Vorgehensweise gewählt.

---

### Bestimmung des Motorteilstromes:

Der Motorteilstrom kann unter Verwendung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik (mit Vereinfachungen) durch Kenntnis der bezogenen elektrischen Leistung am Ausgang des Frequenzumrichters  $P_{\text{elektrisch}}$  und des Wirkungsgrades des Spaltrohrmotors im jeweiligen Betriebspunkt  $\eta_{\text{SRM}}$  folgendermaßen, wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben, bestimmt werden:

$$Q_T = \frac{P_{\text{elektrisch}} \cdot (1 - \eta_{\text{SRM}})}{\rho \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)} \quad (\text{Gl. 24})$$

...spezifische Wärmekapazität  $c_p$  in [kJ/kg·K] und Dichte  $\rho$  in [kg/m<sup>3</sup>] in Abhängigkeit von der Temperatur

### Wirkungsgradmessung – hydraulisch und gesamt:

Variante A: Durch Messung der elektrischen Leistung am Ausgang des Frequenzumrichters  $P_{\text{elektrisch}}$  und der hydraulischen Leistung der Pumpe  $P_{\text{hydraulisch}}$  ist eine Berechnung des Gesamtwirkungsgrades möglich:

$$\eta_{\text{gesamt,A}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (\text{Gl. 25})$$

Durch Verwendung des Spaltrohrmotorwirkungsgrades  $\eta_{\text{SRM}}$  ist weiters eine näherungsweise Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades möglich:

$$\eta_{\text{hydraulisch,A}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{Welle}}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{elektrisch}} \cdot \eta_{\text{SRM}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_{\text{elektrisch}} \cdot \eta_{\text{SRM}}} \quad (\text{Gl. 26})$$

Variante B: Eine genauere Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades wird durch Einsatz einer Drehmomentenmesswelle zur Bestimmung des Drehmoments  $T$  in Variante B ermöglicht. Durch den Einsatz eines Lagerträgers mit Gleitringdichtung muss jedoch im Vorfeld das lastunabhängige Reibmoment  $T_{\text{Reib}}$  bestimmt (folgt in Kapitel 4.4.1) und in weiterer Folge vom gemessenen Drehmoment  $T$  abgezogen werden:

$$\eta_{\text{hydraulisch,B}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{Welle}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{(T - T_{\text{Reib}}) \cdot \omega} \quad (\text{Gl. 27})$$

Der errechnete Gesamtwirkungsgrad in Variante B ist größer, da die Verluste in einem Spaltrohrmotor wesentlich größer sind, als jene in einem konventionellen Asynchronmotor:

$$\eta_{\text{gesamt,B}} = \frac{P_{\text{hydraulisch}}}{P_{\text{elektrisch}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_{\text{elektrisch}}} \quad (\text{Gl. 28})$$

Durch den Umbau auf Variante B waren auch Messungen bei variablem Motorteilstrom – bis hin zu  $Q_T = 0$  – möglich, was jedoch zu abweichenden Förderkennlinien und Wirkungsgraden führte und somit die Vergleichbarkeit erschwerte.

## 4.4 Versuchsergebnisse

Sämtliche in den folgenden Unterkapiteln präsentierte Ergebnisse wurden auf die Bezugsdrehzahl von 2800 U/min umgerechnet. Über die Ähnlichkeitsbeziehungen sind diese Umrechnungen in einem drehzahlähnlichen Bereich zwischen 80 %-120 % der Nenndrehzahl nach [27] zulässig. Der tatsächliche Bereich in welchem umgerechnet wurde ist allerdings bedeutend kleiner und liegt bei ca. 98 %- 102 % der Nenndrehzahl und würde damit sogar die strengeren Vorgaben nach IEC 60041 [48] erfüllen. Dabei stellt der Index „1“ die Größen bei Bezugsdrehzahl und der Index „2“ jene bei gemessener Drehzahl dar.

$$Q_1 = Q_2 \cdot \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{Gl. 29})$$

$$H_1 = H_2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (\text{Gl. 30})$$

Die Drehzahl wurde im Aufbau A (Originalhydraulik mit Spaltrohrmotor) ausschließlich über die angezeigten Werte des Frequenzumrichters bestimmt, da weder eine Bestimmung über die Drehmomentenmesswelle, noch eine Bestimmung mittels Stroboskop möglich war. Versuche mit Schwingungsaufnehmern zur Bestimmung der Drehzahl funktionierten nur in einigen Betriebspunkten, allerdings war bei diesen eine perfekte Übereinstimmung mit den Werten des Frequenzumrichters gegeben, weshalb diese in weiterer Folge als Referenz verwendet wurden.

### 4.4.1 Reibmomentenmessung

Durch den modifizierten Messaufbau in Variante B zur Messung des hydraulischen Wirkungsgrades war der Einbau einer Gleitringdichtung und von Lagern (siehe Abbildung 29) zur Aufnahme der Radial- und Axialkräfte nötig.

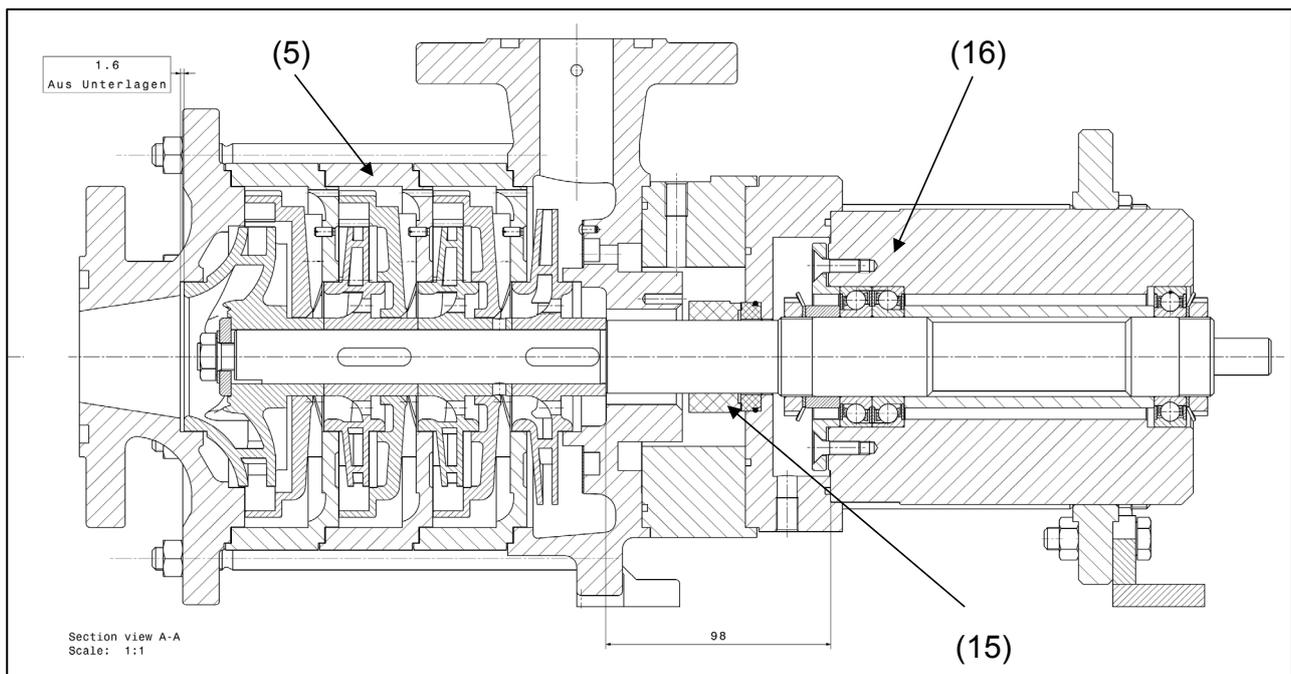
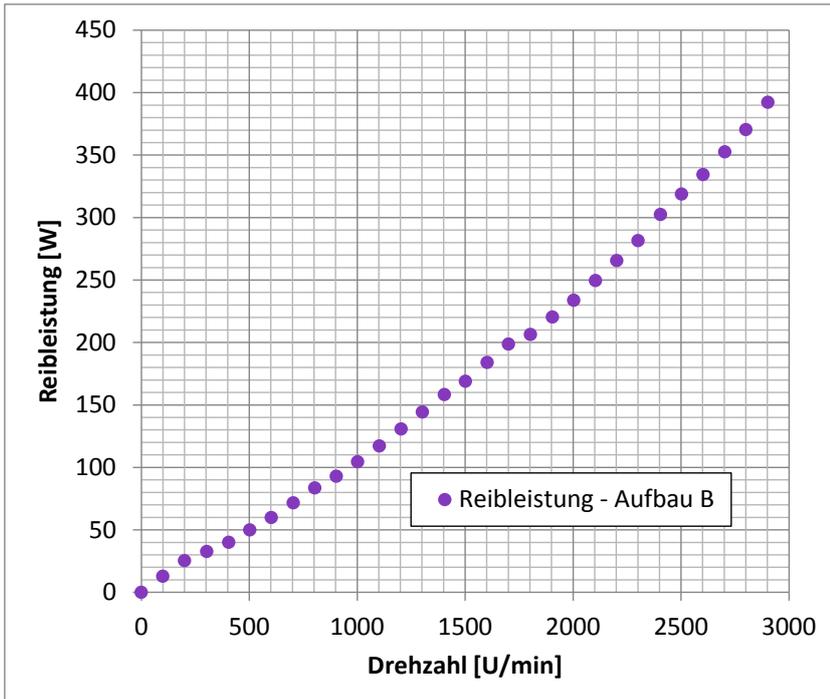


Abbildung 29: Schnittbild Aufbau B mit Darstellung der Gleitringdichtung und der Lagerung

Zu diesem Zweck wurde der Lagerträger identisch dem Spaltrohrmotor mit der letzten Stufe verbunden, um einerseits ein Trockenlaufen der Gleitringdichtung und andererseits den bereits erwähnten Motorteilstrom nachbilden zu können. Da die auftretenden Verluste der Gleitringdichtung und der Lager nicht der Hydraulik zugerechnet werden dürfen, ist es notwendig, das Reibmoment zu ermitteln.

Anschließend wurden die Laufräder der Pumpe ausgebaut und es wurde mittels einer externen Wasserversorgung ein Durchfluss von etwa 0,3 l/s zur Sicherstellung des Nasslaufes der Gleitringdichtung eingestellt. Nach einer entsprechend langen Einlaufzeit wurde das Reibmoment bei Drehzahlen zwischen 0 und 3000 U/min gemessen.



**Abbildung 30: Gemessene Reibleistung Lager und Gleitringdichtung**

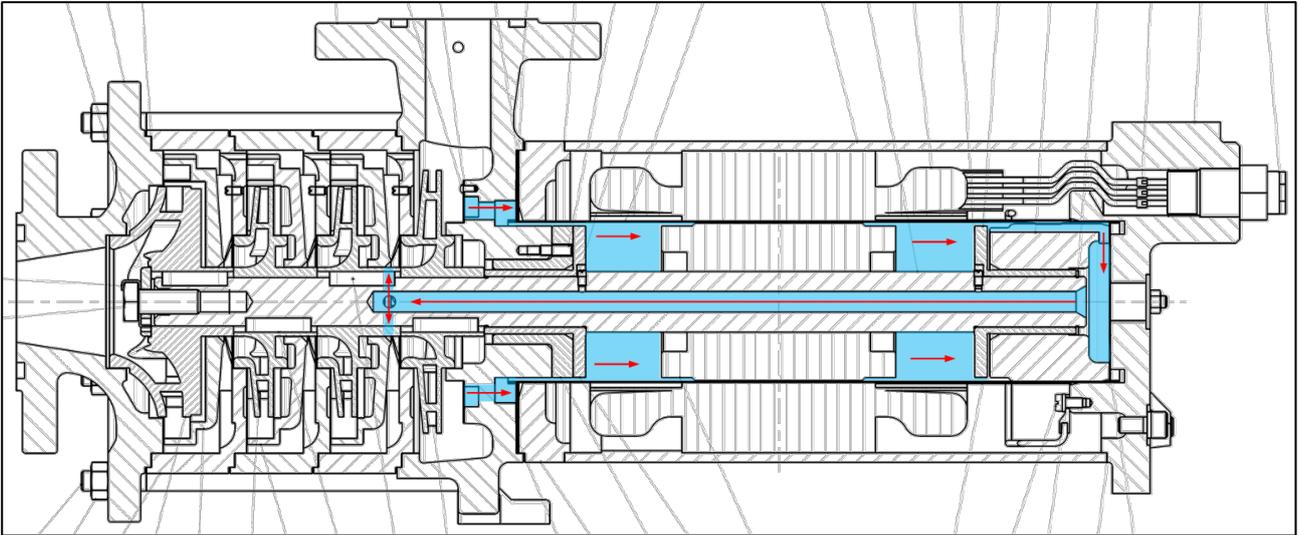
Unter der Annahme, dass sämtliche gemessenen Verluste ausschließlich der Lagerung und Gleitringdichtung zuzurechnen sind und lediglich von der Drehzahl (d.h. lastunabhängig) abhängig sind, werden zur Bestimmung der Wirkungsgrade in Aufbau B 370 W (bei 2800 U/min) von der gemessenen mechanischen Leistung abgezogen.

#### **4.4.2 Pumpenkennlinie, hydraulischer Wirkungsgrad und Motorteilstrom**

Um möglichst exakte Betriebsbedingungen der beiden Varianten zu ermöglichen, wurde der Verlauf des Motorteilstroms aus Variante A (siehe Abbildung 31) in Variante B über diverse Modifikationen nachgebildet (siehe Abbildung 32).

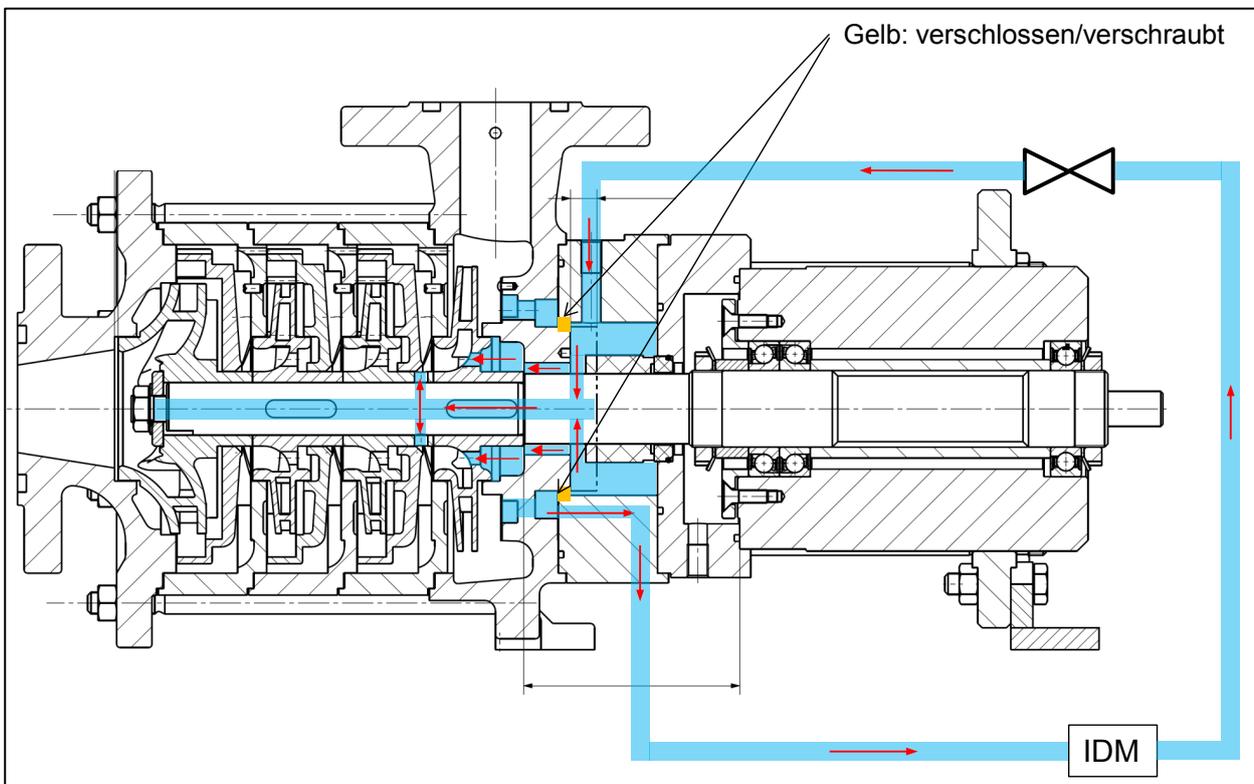
Dazu wurde die Welle hohl gebohrt, um den entnommenen Teilstrom wieder am Eintritt vor der letzten Stufe zurückführen zu können. Um jedoch den entnommenen Massenstrom erfassen zu können, war eine Ausleitung über ein Durchflussmessgerät (IDM) erforderlich. Aus diesem Grund wurden am Lagerträger 3 Entnahmebohrungen angebracht, welche anschließend in einem Sammler zusammengeführt und über eine

entsprechende Rohrleitung zum Messgerät geführt wurden. Die Rückführung in den Lagerträger erfolgte ebenfalls über 3 Bohrungen und anschließend über zwei radiale Bohrungen in die hohl gebohrte Welle.



**Abbildung 31: Pfad des Motorteilstroms in Variante A**

Durch die auftretenden Verluste an den Entnahmestellen bzw. in den angeschlossenen Rohrstücken war es jedoch nicht möglich, einen entsprechend großen, dem Aufbau mit Spaltrohrmotor entsprechenden Motorteilstrom einzustellen. Wie in Abbildung 33 ersichtlich, liegt der mit Aufbau B maximal erreichbare Motorteilstrom etwa 40 % unterhalb jenem mit Aufbau A.

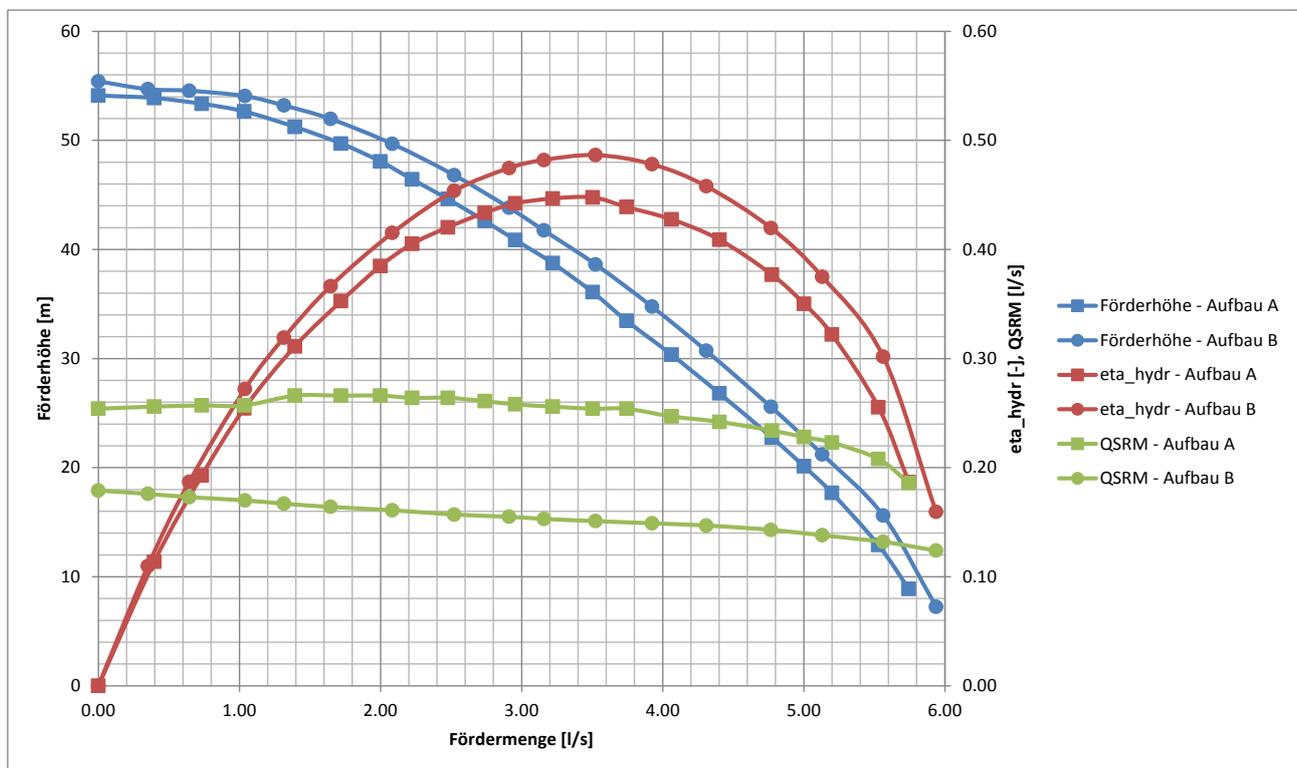


**Abbildung 32: Pfad des Motorteilstroms in Variante B**

In Abbildung 33 sind die zusammengefassten Pumpenkennlinien inklusive Wirkungsgradverlauf und Motorteilstrom der untersuchten Pumpe für Aufbau A und B dargestellt.

Theoretisch sollten der Förderhöhen- und Wirkungsgradverlauf beider Varianten unter Berücksichtigung des gemessenen Reibmomentes und des Wirkungsgrads des Spaltrohrmotors identisch sein. Durch den gesunkenen Motorteilstrom in Aufbau B wird allerdings einerseits die zu fördernde Menge der letzten Stufe reduziert, was bereits zu einer Erhöhung der Förderhöhe beiträgt. Andererseits wird durch den niedrigeren Motorteilstrom auch die Anströmung der letzten Stufe nicht in dem Ausmaß wie bei Verwendung des Spaltrohrmotors gestört, was ebenfalls zu einer geringfügig größeren Förderhöhe – und auch Wirkungsgrad – führt. Generell ist durch Reduzierung des Motorteilstroms ein höherer Wirkungsgrad erreichbar.

Leider gab es keine Möglichkeit den Motorteilstrom in Aufbau B weiter zu erhöhen, da die konstruktiven Möglichkeiten durch die kompakte Bauweise beschränkt waren und der Einbau einer passenden Pumpe aus organisatorischen Gründen scheiterte.



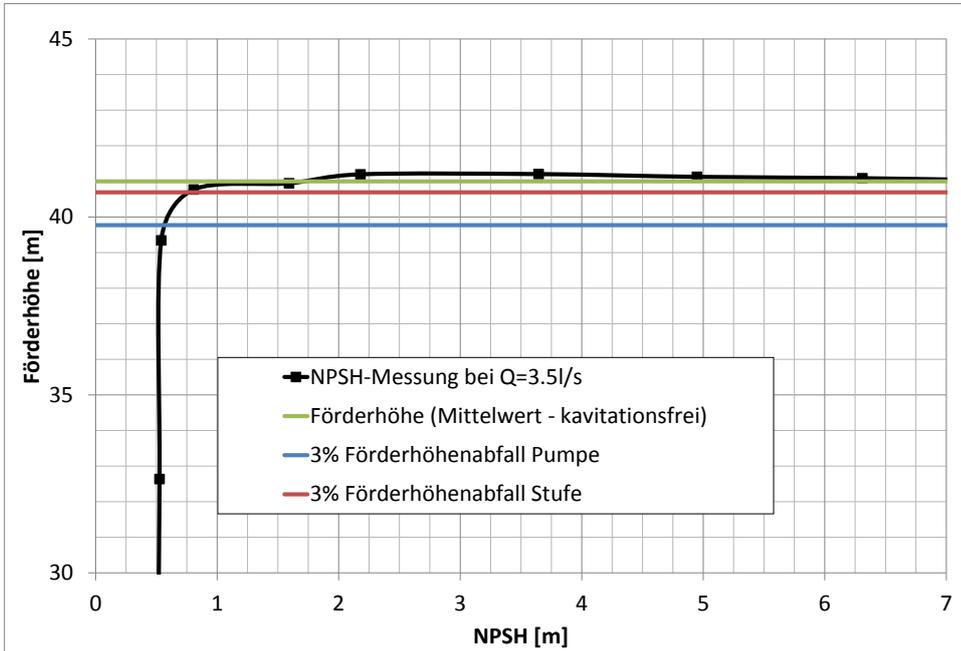
**Abbildung 33: Vergleich der ermittelten Pumpenkennlinien – Unterschied Variante A/B**

Ansonsten zeigen beide Varianten einen stetig fallenden Förderhöhenverlauf (stabile Kennlinie), was stets zu bevorzugen und besonders im Hinblick auf API 610 erwähnenswert ist. Weiters ist die Lage des Optimums identisch und der gesteigerte Wirkungsgrad, wie bereits erwähnt, primär auf den geringeren Motorteilstrom zurückzuführen.

#### 4.4.3 Kavitationsmessungen/Saugkennlinien

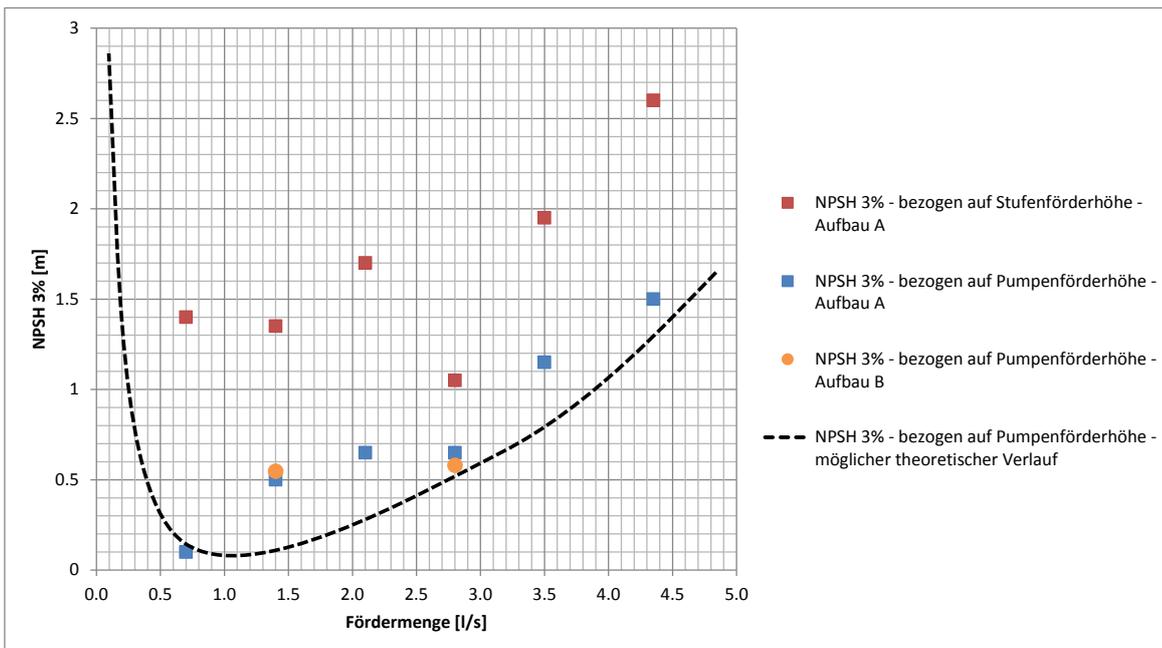
Wie bereits in Kapitel 4.3 erwähnt, ist die Bestimmung des  $NPSH_{3\%}$ -Wertes einer Pumpe sowohl bezogen auf die Pumpe, als auch auf eine (i.d.R. erste) Stufe möglich. In Abbildung 34 ist der gemessene Abreissast (orange) und die mittlere, kavitationsfreie Förderhöhe (grün) bei einer Menge von 3,5 l/s aufgetragen.

Daraus ist klar ersichtlich, dass das Kriterium bezogen auf eine Stufe (rot) deutlich sensibler ist, als jenes bezogen auf die Gesamtförderhöhe der Pumpe (blau).



**Abbildung 34: Messung des Abreissastes bei Q = 3,5 l/s – Vergleich des 3%-igen Förderhöhenabfalls**

Da angenommen wird, dass die Stufen 2,3 und 4 im vorliegenden Fall kavitationsfrei laufen, entspricht der deklarierte Förderhöhenabfall von 3 % einem knapp 15 %-igen Förderhöhenabfall der 1. Stufe. Aus diesem Grund – das Laufrad kavitiert in diesem Fall bereits sehr stark – war es entsprechend schwierig einen konstanten Betriebspunkt zu gewährleisten.



**Abbildung 35: Verlauf von  $NPSH_{3\%,Pumpe} / NPSH_{3\%,Stufe}$  in Abhängigkeit vom gewählten Aufbau**

Das Kavitationsverhalten über den gesamten Betriebsbereich ist für beide Kriterien in Abbildung 35 dargestellt, wobei ein deutlich abweichender Verlauf festgestellt werden kann. Obwohl die Verwendung des Spaltrohrmotors keinen Einfluss auf das Kavitationsverhalten der Pumpe haben sollte, wurden zwei Betriebspunkte als Kontrollpunkte für Aufbau B nachgemessen (orange), wobei diese Annahme bestätigt werden konnte.

Der theoretische Verlauf, charakterisiert durch einen starken Anstieg im Bereich der Nullförderhöhe, konnte leider messtechnisch nicht reproduziert werden.

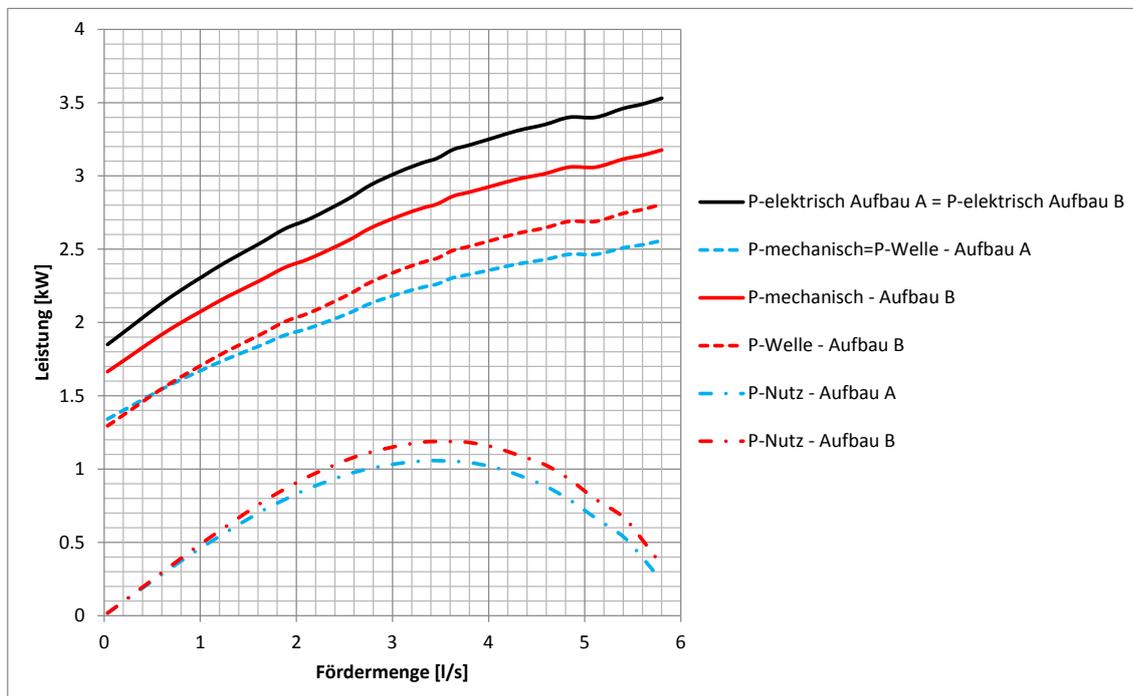
## 4.5 Interpretation der Ergebnisse

Obwohl die konventionelle Aufstellung einer Pumpe, analog zu Aufbau B, durch den deutlich höheren elektrischen Wirkungsgrad (siehe blaue Linien in Abbildung 37) einen ebenfalls wesentlich höheren Gesamtwirkungsgrad vermuten ließe, kann dies messtechnisch nur bedingt belegt werden.

Dies liegt primär an den eben gezeigten Verlusten der Gleitringdichtung und der Lager, welche für diesen Aufbau benötigt werden und über den gesamten Betriebsbereich konstant bleibt ( $P_{\text{Reib}} = 370 \text{ W}$ ). Die Nutzleistung für beide Varianten kann folgendermaßen angeschrieben werden:

$$P_{\text{Nutz},A} = P_{\text{elektrisch}} \cdot \eta_{\text{SRM}} \cdot \eta_h \quad (\text{Gl. 31})$$

$$P_{\text{Nutz},B} = (P_{\text{elektrisch}} \cdot \eta_M - P_{\text{Reib}}) \cdot \eta_h \quad (\text{Gl. 32})$$



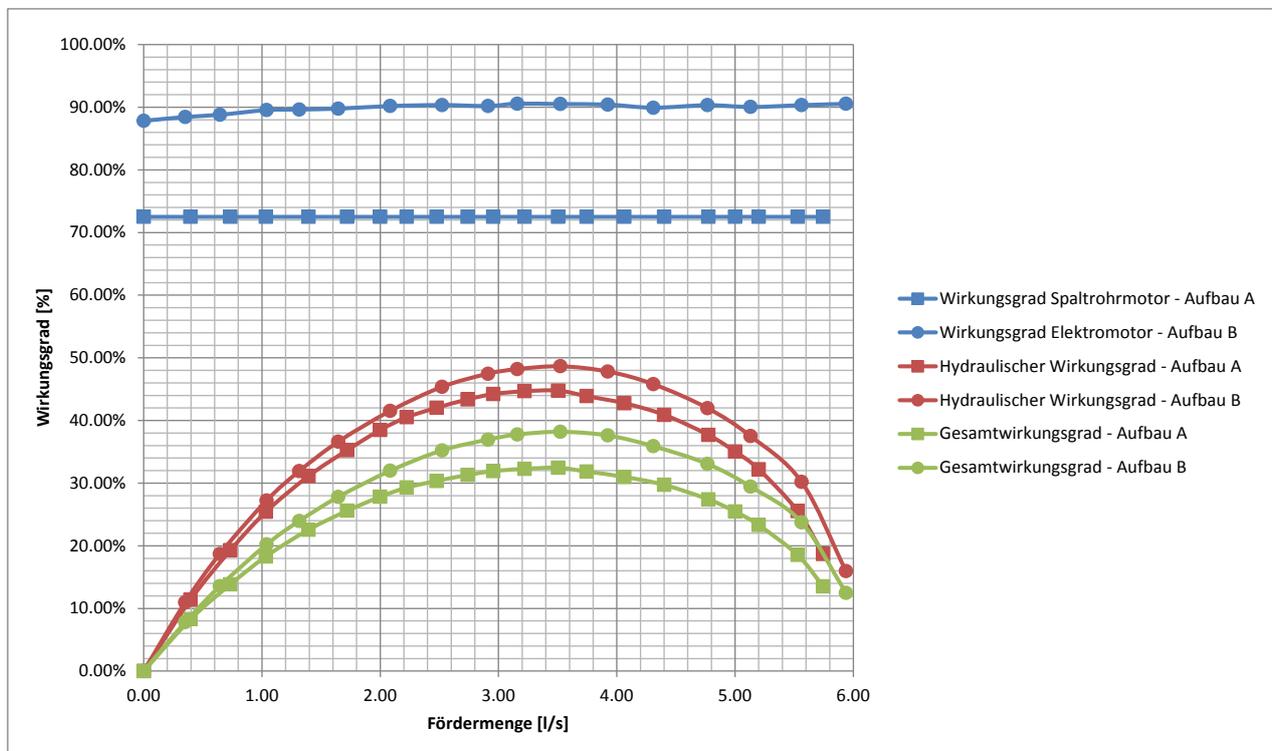
**Abbildung 36: Nutzleistung für Aufbau A und B unter der Annahme identer el. Leistungsaufnahme**

Der Vergleich wird deutlicher, legt man eine idente elektrische Leistungsaufnahme beider Aufbauten, wie in Abbildung 36 gezeigt, zugrunde. Darin ist erkennbar, dass speziell in Teillast die konstante Leistungsaufnahme der Lager und Gleitringdichtung zu einer vergleichbaren Wellenleistung beider Varianten

führt und erst im Bereich des Optimums sich ein ca. 10%-iger, absoluter Leistungsvorteil der Variante B ergibt.

Denn trotz eines knapp 4%-igen hydraulischen Wirkungsgradvorteils im Optimum von Aufbau B (vgl. rote Linien in Abbildung 37), bedingt durch den bereits beschriebenen, geringfügig reduzierten Motorleistungsstrom und die günstigere Anströmung der letzten Stufe, liegt der Gesamtwirkungsgrad in diesem Betriebspunkt nur etwa 6 % höher – vgl. grüne Linien in Abbildung 37.

Somit wäre bei einem identen hydraulischen Wirkungsgrad ein nahezu gleicher Gesamtwirkungsgrad zu erwarten, jedoch ohne die bereits erwähnten Vorteile einer Spaltröhropumpenpumpe. Bei kleinen Pumpen ergeben sich somit aus technischer Sicht keine wesentlichen Vorteile bei Einsatz eines konventionellen Antriebs. Je größer allerdings die eingesetzten Pumpen, umso geringer wird der Anteil der Reibleistung, weshalb die Spreizung zwischen konventionellem Aufbau und Einsatz eines Spaltröhropumpenmotors weiter zunimmt.



**Abbildung 37: Vergleich Wirkungsgrade Aufbau A/B**

Das Kavitationsverhalten ist in beiden untersuchten Varianten, wie bereits in Abbildung 35 gezeigt, identisch, da sich die Zuströmbedingungen bzw. die Saugstufe durch den Umbau zwischen Varianten A und B nicht verändert haben.

---

## 5. Numerische Strömungssimulation

Die numerische Untersuchung von Strömungsmaschinen bietet im Vergleich zum Versuch nahezu unbegrenzte Möglichkeiten zur Analyse. Muss im Versuch bereits bei der Konzeption des Prüfstandes jede zu messende Größe einbezogen werden, so kann nach einer Berechnung das gesamte Strömungsgebiet untersucht werden. Im Fall der untersuchten mehrstufigen Spaltrahmotorpumpe wäre eine experimentelle Untersuchung der Strömung in den Radseitenräumen, der Rückführpartie oder des Motorteilstroms nahezu undenkbar bzw. aus räumlichen Gründen nicht möglich. Bei der numerischen Simulation kann jedoch sogar der Einfluss unterschiedlicher Parameter mit einem mehr oder weniger großen Aufwand ermittelt werden.

In den folgenden Kapiteln werden die Grundlagen der CFD-Simulation kurz erklärt und anschließend die praktische Anwendung von der Netzerstellung über die Modellierung bis hin zur Auswertung beschrieben. Abschließend werden die Simulationsergebnisse mit den in Kapitel 4.4 ermittelten Versuchsergebnissen verglichen.

### 5.1 Grundlagen der CFD-Simulation

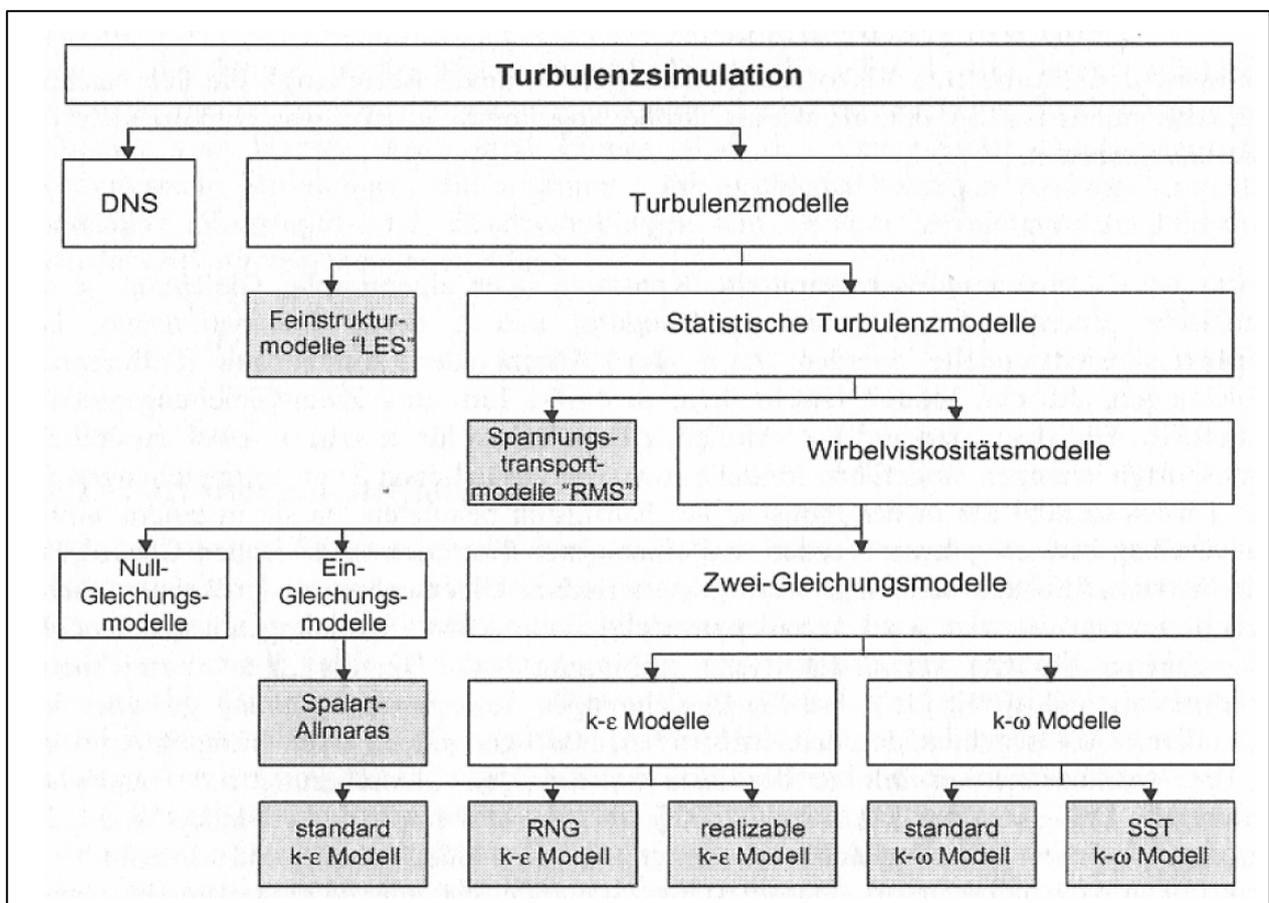
Die computergestützte numerische Strömungsberechnung, auch als CFD-Simulation (Computational Fluid Dynamics) bezeichnet, überführt die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen (Kontinuitäts-, Impuls-, und Energiegleichung) in lineare Gleichungssysteme (Diskretisierung), um sie dann iterativ zu lösen. Im Zuge der vorliegenden Arbeit wurde das kommerzielle CFD-Programmpaket ANSYS CFX 16 eingesetzt, welches wie die meisten modernen CFD-Codes auf der Finite-Volumen-Methode (FVM) basiert. Dabei wird das Strömungsgebiet in eine endliche Anzahl finiter Volumen zerlegt (Vernetzung), für welche im nächsten Schritt die jeweiligen Erhaltungsgleichungen angewendet werden. Im Anschluss werden die Gleichungen mittels eines geeigneten Verfahrens diskretisiert, und das daraus resultierende lineare Gleichungssystem wird unter Einbeziehen der vom Benutzer anzugebenden Randbedingungen gelöst.

In einer Pumpe liegt in der Regel eine dreidimensionale, einphasige, inkompressible und turbulente Strömung vor, bei der Reibungs- und Grenzschicht-Effekte berücksichtigt werden müssen. Aus diesem Grund ist, wie bei nahezu allen technisch relevanten Strömungen, eine Modellierung der Turbulenz notwendig. Zusätzlich sind gewisse Effekte veränderlicher Natur, weshalb neben stationären Berechnungen auch transiente Simulationen durchgeführt wurden. Aus diesem Grund wird kurz auf die Möglichkeiten zur Modellierung der Strömung zwischen stehenden und rotierenden Bereichen innerhalb der Strömung eingegangen.

#### Turbulenz

Turbulente Strömungsvorgänge sind durch einen hohen Impulsaustausch quer zur Strömungsrichtung und durch unregelmäßige, hochfrequente, zeitliche und räumliche Schwankungen der Strömungsgrößen charakterisiert. Um diese Schwankungen numerisch aufzulösen, ist eine sehr feine Diskretisierung von Raum und Zeit notwendig (siehe Abbildung 38), wobei die zeitliche Auflösung kleiner als die Dauer der

kürzesten turbulenten Schwankung und die räumliche Auflösung kleiner als der kleinste auftretende Wirbel sein muss. Diese direkte numerische Simulation (DNS) erfordert bereits bei sehr einfachen akademischen Berechnungen eine enorme Rechenleistung, weshalb eine derartige Turbulenzbetrachtung in einer Turbomaschine mit den derzeit zur Verfügung stehenden Rechenkapazitäten nicht möglich ist. Aus diesem Grund wurden unterschiedliche Turbulenzmodelle entwickelt, welche auf eine direkte Berechnung der Wirbelstrukturen verzichten und diese stattdessen numerisch abbilden. So werden bei „Large Eddy Simulationen“ (LES) die großskaligen Turbulenzstrukturen zwar direkt berechnet, allerdings werden die kleinskaligen bereits modelliert. Da diese Methode jedoch auch sehr rechenintensiv ist, hat sich in der Praxis bisher die statistische Turbulenzmodellierung durch „Reynolds-Averaged-Navier-Stokes“ (RANS) durchgesetzt. Um ein geschlossenes Gleichungssystem zu erhalten sind unterschiedliche Ansätze möglich, wobei es sich bei dem in dieser Arbeit verwendeten  $k$ - $\omega$ -SST-Turbulenzmodell um ein 2-Gleichungs-Wirbelviskositätsmodell handelt.



**Abbildung 38: Möglichkeiten der Turbulenzsimulation aus Tamm [107]**

Das  $k$ - $\omega$ -SST-Modell (SST) von Menter [70] entstand aus der Idee, sowohl die Vorteile des Standard  $k$ - $\varepsilon$ -Modells, welches eine zuverlässige Berechnung der Kernströmung ermöglicht, als auch die Vorteile des Standard  $k$ - $\omega$ -Modells, welches die Strömung in Wandnähe erlaubt, miteinander zu verbinden. Vereinfacht beschrieben wird über eine Funktion die jeweils passende Modellierung in Abhängigkeit vom Wandabstand gewählt. Eine Erweiterung der Transportgleichung mit der turbulenten Schubspannung (SST) dient dazu,

---

das Verhalten bei ungünstigen Druckgradienten, welche in Turbomaschinen meist vorherrschen, besser zu beschreiben. Dieses Turbulenzmodell ermöglicht aktuell, unter Berücksichtigung von vorhandenen Rechenkapazitäten die exakteste Berechnung bei stationärer Betrachtung und wurde in den vergangenen Jahren auch am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen oftmals verwendet, wobei die Ergebnisse stets in Versuchen überprüft und deren hohe Qualität bestätigt werden konnte [14], [45], [46].

### **Modellierung der Strömung zwischen stehenden und rotierenden Bereichen**

Speziell im Bereich der Turbomaschinen ergeben sich Schwierigkeiten bezüglich der Interaktion zwischen stillstehenden Bereichen und dem sich bewegenden Rotor. Somit ist es wichtig, einen geeigneten Modellierungsansatz für die Beschreibung der Grenzflächen, z.B. zwischen Austritt aus dem rotierenden Laufrad und dem stillstehenden Leitrad, zu definieren. Sämtliche im verwendeten Programmpaket verfügbaren Ansätze beruhen dabei darauf, dass jedes Bauteil entweder als stehend oder sich bewegend (z.B. rotierend) definiert ist. Obwohl die rotierenden Bauteile theoretisch auch stehend mit sich bewegend Flächen modelliert werden könnten, würden sich dadurch einige Probleme ergeben. Einerseits könnte der Einfluss der Coriolis-Kräfte in einem stehenden Bauteil nicht berechnet werden und andererseits wäre die Ermittlung von strömungsrelevanten Größen durch den Entfall des Relativsystems nur erschwert möglich. Ein Vorteil, welcher nicht zu vernachlässigen ist, wäre bei diesem Ansatz allerdings der Entfall der Modellierung zwischen stehenden und rotierenden Bauteilen.

Da diese Vorgehensweise jedoch nicht angewendet wird, folgen nun die verschiedenen Modellierungsarten, um den Übergang zwischen stehend und rotierend zu beschreiben, die je nach Zielsetzung und Komplexität der Berechnung individuell gewählt werden müssen.

#### „Frozen Rotor“-Modellierung:

Dabei werden den rotierenden und den still stehenden Bauteilen Fluidzonen zugewiesen, die jeweils in unterschiedlichen Bezugssystemen stationär berechnet werden. Somit rotiert also nicht der Rotor, sondern die Fluidzone. Die Kopplung dieser Bereiche erfolgt über eine Grenzfläche, an welcher eine Transformation des Geschwindigkeitsvektors vom Relativsystem des Laufrades in das Absolutsystem der stationären Gebiete stattfindet. Die Position des Laufrades bezüglich der stationären Teile ist dabei immer dieselbe, weshalb der „Frozen Rotor“-Ansatz bei starken Wechselwirkungen zwischen rotierenden und stationären Teilen ungeeignet ist. Eine Möglichkeit, trotz dieses Nachteils brauchbare Ergebnisse zu erhalten, besteht darin, mehrere Rotor-Positionen zu berechnen und anschließend mit einer Mittelung der Ergebnisse quasistationäre Ergebnisse zu erhalten – hierbei handelt es sich um den sogenannten Clocking-Effekt.

#### „Stage“-Modellierung:

Auch als „Mixing-Plane“-Modell bekannt, funktioniert dieses Modell ebenfalls auf der Basis des „Frozen-Rotor“-Modells. Es werden ebenfalls beide Fluidzonen des Rechengebiets stationär und getrennt in ihrem jeweiligen Bezugssystem berechnet. Der Unterschied besteht in der Tatsache, dass beim „Stage“-Modell an der Grenzfläche die Kopplung der Fluidzonen über den Austausch von gemittelten Strömungsgrößen als Randbedingung des jeweils anderen Gebietes erfolgt. Damit hat dieser Ansatz gegenüber dem „Frozen-Rotor“-Modell zwei wesentliche Vorteile. Zum einen erfordert das „Stage“-Modell aufgrund der gemittelten Werte an der Grenzfläche eine geringere Rechnerleistung, zum anderen ist es ausreichend, aufgrund der

---

gemittelten Werte nur ein bis zwei Laufradkanäle zu simulieren, was zusätzliche Einsparungen an der Rechenzeit zur Folge hat. Der Nachteil liegt im Verlust von Information infolge der Mittelung der Strömungsgrößen, was in einigen Fällen eine zu grobe Vereinfachung darstellt, da gewisse Effekte, wie beispielsweise Nachlaufdübeln einer Schaufel, nicht korrekt berechnet und übergeben werden.

Sowohl das „Frozen Rotor“-Modell als auch die „Stage“-Modellierung können nur dann zuverlässig verwendet werden, wenn die Wechselwirkungen zwischen rotierenden und still stehenden Teilen möglichst gering sind. Bei dominanten Rotor-Stator-Wechselwirkungen, wie dies beispielsweise bei Kreiselpumpen mit einem geringen Abstand zwischen Rotor und Spirale der Fall ist, sind instationäre Berechnungen vorzuziehen. In diesem Fall einer 4-stufigen Kreiselpumpe wurde die Mehrzahl an Simulationen stationär, sowohl mit „Frozen-Rotor“-Modell als auch mit „Stage“-Modellierung berechnet und die Genauigkeit anhand von instationären Berechnungen mit „Transient Rotor-Stator“-Modellierung großteils bestätigt.

#### „Transient Rotor-Stator“-Modellierung:

Dieser instationäre Ansatz mit einem sogenannten „Sliding Mesh“ kommt den realen physikalischen Gesetzmäßigkeiten am nächsten. Dabei dreht sich das Laufrad relativ zu den stationären Teilen in einer vorher definierten Zeit. Die Zeitschrittweite ist dabei abhängig vom definierten Problem, wobei sich bei Turbomaschinen diese in der Regel über die Drehzahl der Maschine und die notwendige Winkelauflösung ergibt. Üblicherweise wird zu Beginn einer Rechnung mit größeren Zeitschritten bzw. Winkelauflösungen gestartet und diese werden in der Folge sukzessive reduziert. Es ist erwähnenswert, dass dabei zu jedem neuem Zeitschritt eine neue Rechnung durchgeführt wird. Um eine endgültige instationäre Lösung zu erhalten, müssen letztlich alle einzelnen Zeitschritte über z.B. die letzte Laufradumdrehung integriert werden. Dem Vorteil der genauen Ergebnisse einer instationären Rechnung stehen hierfür erforderliche höhere Rechnerleistung und benötigte Rechenzeit, welche durchaus 10 Mal höher sein kann, gegenüber.

#### **Genauigkeit numerischer Lösungsverfahren**

Ein Benutzer von CFD-Verfahren muss sich immer im Klaren sein, dass das Resultat der Rechnungen lediglich eine Näherungslösung für das Problem darstellt. Denn, zusätzlich zu den Fehlern, welche bei der Wahl des Lösungsverfahrens, dem Festlegen der Randbedingungen oder generell beim Programmieren entstanden sind, enthalten numerische Lösungen immer folgende drei Arten von Fehlern [32]:

- Modellfehler, die als Differenz zwischen der tatsächlichen Strömung und der genauen Lösung des mathematischen Modells definiert sind;
- Diskretisierungsfehler – entstehen durch die Differenz aus der exakten Lösung der Erhaltungsgleichungen und der exakten Lösung des mathematischen Modells der diskretisierten Gleichungen;
- Iterationsfehler – sind durch die Differenz aus der Näherungslösung und der exakten Lösung der Gleichungssysteme definiert.

Selbst einem erfahrenen Benutzer sind diese Fehler nicht immer bewusst bzw. ist es äußerst schwierig, diese klar zu differenzieren. Denn, jeder Fehler wirkt sich anders auf das Ergebnis aus. So kann es durchaus sein, dass ein Fehler einen anderen wieder aufhebt. Ziel einer CFD-Simulation sollte es sein, die maximale Genauigkeit unter Einhaltung der zur Verfügung stehenden Ressourcen (Hardware, Software und Zeit) zu erreichen.

---

## 5.2 Berechnungsmodelle

Basierend auf den langjährigen Erfahrungen mit der Berechnung von rotierenden Strömungsmaschinen am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen (vgl. [13][14][45][46]) und zahlreichen Veröffentlichungen, wurde ein zuerst ein vergleichsweise einfaches Berechnungsmodell, dem Stand der Technik entsprechend (1-Kanal-Modell, eine Stufe), erstellt. Beginnend mit der korrekten Abbildung der strömungstechnisch relevanten Bauteile anhand von Zeichnungen und Laserscans, wurden die jeweiligen Rechengitter der Laufräder mitsamt Rückführpartien erstellt. Allerdings zeigten die entsprechenden Simulationsergebnisse, dass eine derart vereinfachte Betrachtung zur korrekten Simulation einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe nicht ausreichend ist, weshalb eine sukzessive Erweiterung des Modells (mit allen Stufen und Spaltrohrmotor) durchgeführt wurde. Obwohl dieses erweiterte Modell bereits sehr aufwändig war, zeigten die Berechnungen noch immer wesentliche Abweichungen mit den Messergebnissen. Somit wurde, zumindest nach intensiver Recherche des Autors, erstmals eine Spaltrohrmotorpumpe, vollständig, unter Berücksichtigung der Laufräder, Leit- und Rückführschaufeln inklusive sämtlicher Spalte und Radseitenräume aller Stufen und des Spaltrohrmotors, numerisch simuliert. Erst die Berücksichtigung aller Details ermöglichte das reale Verhalten einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe mit zufriedenstellender Genauigkeit nachzubilden. Auf den folgenden Seiten werden die dazu durchgeführten Schritte, beginnend mit der Aufbereitung der Geometrie, über die Erstellung der Rechengitter und des numerischen Modells bis hin zur Auswertung der Ergebnisse, detailliert beschrieben.

### 5.2.1 Aufbereitung der Geometrie – Reverse Engineering

Die untersuchte 4-stufige Spaltrohrmotorpumpe besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Laufräder
  - Laufrad der ersten Stufe – Sauglaufrad
  - 2 Stufenlaufräder
  - Laufrad der letzten Stufe – Druckstufenlaufrad
- Gehäuse
  - Gehäuse der ersten Stufe mit Saugflansch
  - 2 Stufengehäuse
  - Gehäuse der letzten Stufe mit Druckflansch und Anschluss an den Spaltrohrmotor
- Spaltrohrmotor
  - Hydraulisch benetzter Teil des Spaltrohrmotors mit Welle

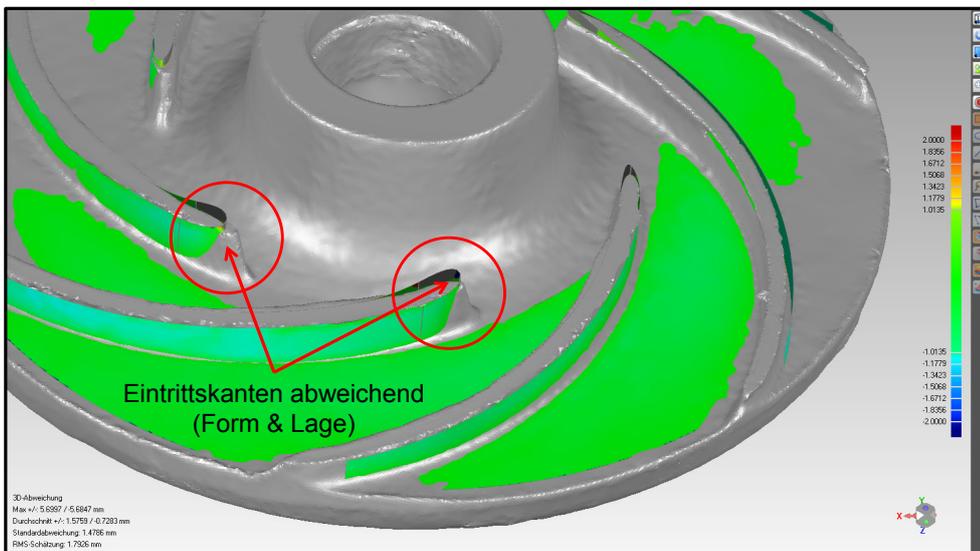
Für nahezu alle Bauteile waren Zeichnungen bzw. sogar 3D-Modelle des Herstellers verfügbar, wobei die Maßhaltigkeit anhand der vorhandenen Pumpe nach Abschluss der Messungen überprüft werden konnte. Dabei wurden geringfügige Abweichungen festgestellt, weshalb sämtliche Maße mit dem im Labor vorhandenen Laserscanner „FARO Edge QUANTUM SCANARM“ nachgemessen und mit den 3D-Modellen verglichen wurden.



**Abbildung 39: Stufenlaufrad – unbearbeitetes Gussbauteil mit abgedrehter Deckscheibe**

Da ein Zugriff auf die Laufschaufeln bei geschlossenen Laufrädern mit dem Laserscanner nicht möglich wäre, wurden vom Hersteller zusätzliche Laufräder in noch unbearbeitetem Zustand zur Verfügung gestellt, bei welchen die Deckscheibe abgedreht wurde – siehe Abbildung 39.

Auf diese Weise konnte gezeigt werden, dass die Eintrittskanten der Laufräder bei allen Stufen nicht exakt mit dem vorgegebenen 3D-Modell übereinstimmen (siehe Abbildung 40), sowohl die Form als auch die Lage betreffend.



**Abbildung 40: Abweichung der realen Geometrie vom 3D-Modell am Beispiel eines Stufenlaufrades**

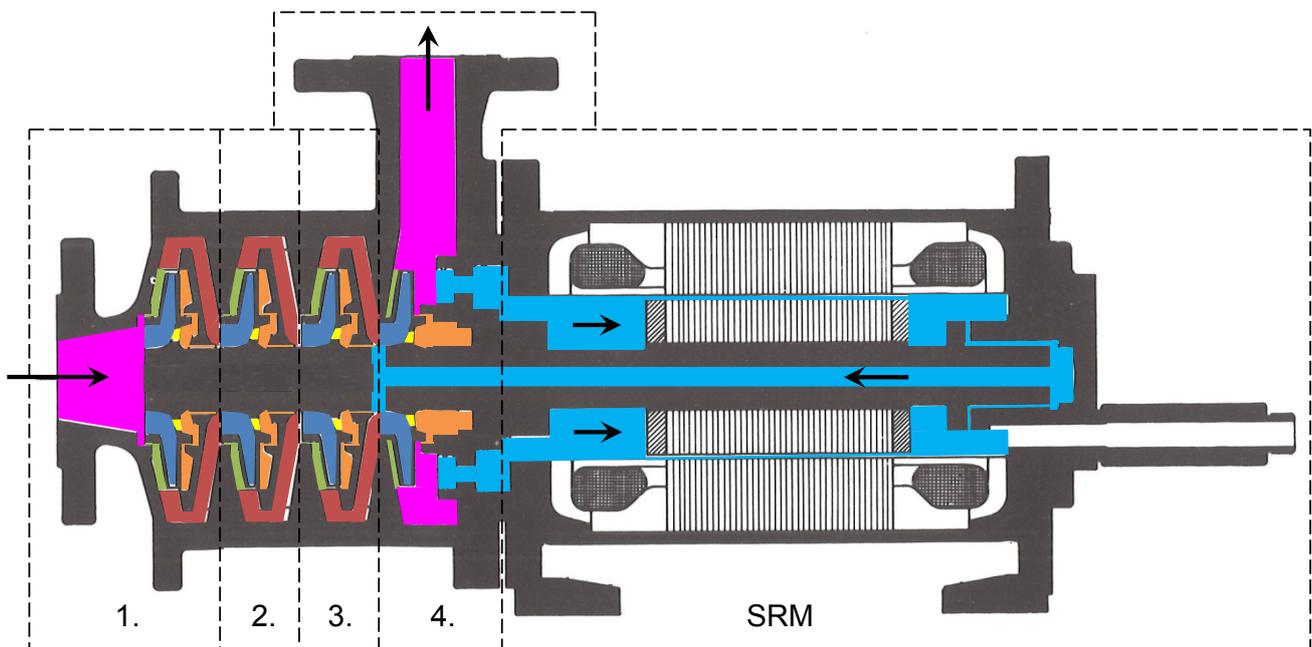
Eine exakte Nachmodellierung der Laufräder wäre durch die Ungenauigkeit des verwendeten Gussverfahrens wenig zielführend, da die erwarteten Toleranzen ebenfalls zu Abweichungen führen. Aus diesem Grund wurde diese Differenz zwischen existierenden Laufrädern und 3D-Modell zur Kenntnis genommen, die Laufräder jedoch anhand der Zeichnungen bzw. der 3D-Modelle mittels „Reverse Engineering“ erstellt.

Eine Überprüfung der für die CFD-Simulationen verwendeten Geometrien und der vorhandenen 3D-Modell zeigen eine nahezu perfekte Übereinstimmung. Besonders hervorzuheben ist die exakte Nachbildung der Eintrittskante, welche wesentlich das Kavitationsverhalten beeinflusst.

Analog zu den Laufrädern wurden sämtliche Komponenten für die numerische Simulation aufbereitet, wobei die auftretenden Abweichungen von maximal  $\pm 0,2$  mm zwischen den Sollwerten und der realen Ausführung sehr gering waren.

Die in Abbildung 41 eingefärbten Flächen zeigen sämtliche vom Strömungsmedium benetzten Zonen, welche für die Simulation der gesamten Pumpe letztendlich modelliert wurden. Darin sind die Systemgrenzen der Pumpe eingezeichnet und folgende Komponenten farblich abgebildet:

- Magenta: Saugbereich der 1. Stufe und Strömungsgebiet (erweiterter Ringraum) der Druckstufe
- Dunkelblau: Laufräder
- Dunkelrot: Leitschaufeln mit Rückführpartie
- Grün: vorderer Radseitenraum mit Spalten
- Orange: hinterer Radseitenraum mit Spalten
- Gelb: Entlastungsbohrungen
- Hellblau: Motorteilstrom des Spaltrohrmotors mit Rückführung durch die Hohlwelle
- Dunkelgrau: Gehäusebauteile – nicht modelliert, jedoch über Randbedingungen abgebildet



**Abbildung 41: Komponenten der Spaltrohrmotorpumpe mit modellierten Fluidbereichen**

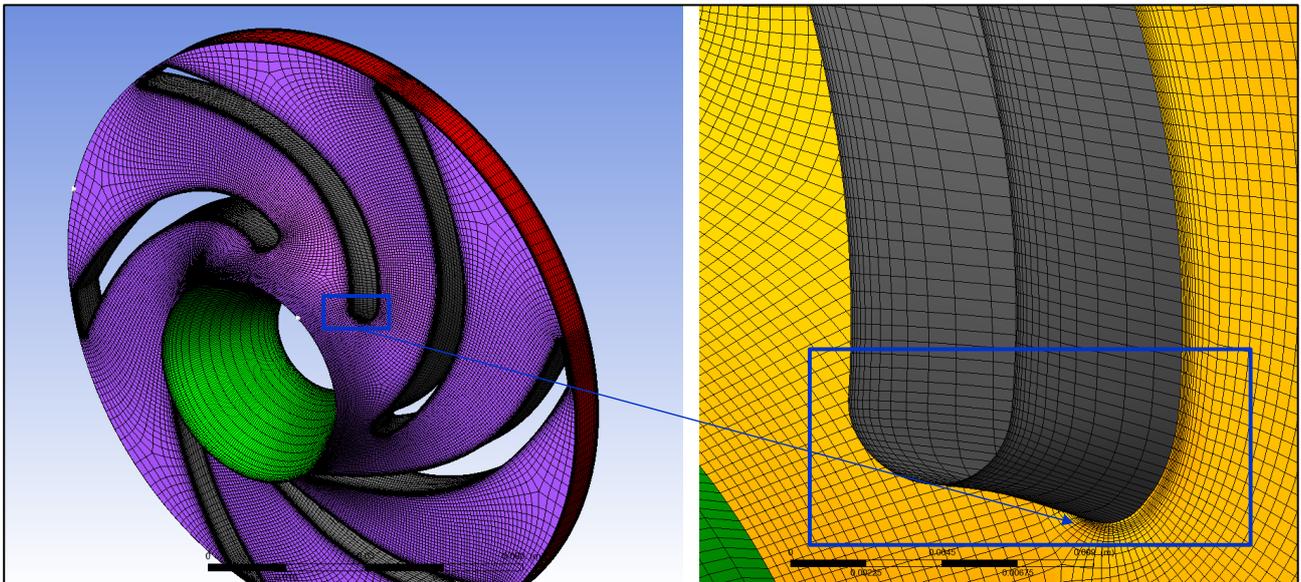
---

## 5.2.2 Erzeugung der Rechengitter

Neben der möglichst exakten Modellierung der Geometrie ist die Erstellung von passenden Rechengittern, also der räumlichen Diskretisierung der untersuchten Geometrie, ein wesentlicher Schritt für die Zuverlässigkeit und Genauigkeit von numerischen Simulationen. Das verwendete Programmpaket erlaubt prinzipiell zwei Arten von Rechengittern, strukturierte und unstrukturierte.

**Strukturierte Gitter** bestehen aus Gitterlinien, welche ein regelmäßiges Raster bilden. Somit lässt sich mit einem möglichst geringen Rechenaufwand der Zustand in den Nachbarzellen berechnen. Ein solches Netz ist meist aus Hexaedern aufgebaut und hat neben dem bereits genannten Vorteil der geringeren Rechenzeit (u.a. ist das Volumen eines Hexaeders bei gleicher Kantenlänge 6x so groß wie das eines Tetraeders) leider auch einen wesentlichen Nachteil: es lassen sich damit meist nur geometrisch einfache Gebiete vernetzen. Abbildung 42 zeigt dazu das mit dem Programm ANSYS TurboGrid® erzeugte strukturierte Rechengitter für das Stufenlaufrad, wobei zur möglichst genauen Berechnung der Grenzschichtströmung auf eine entsprechend feine Auflösung der wandnahen Bereiche Wert gelegt wurde.

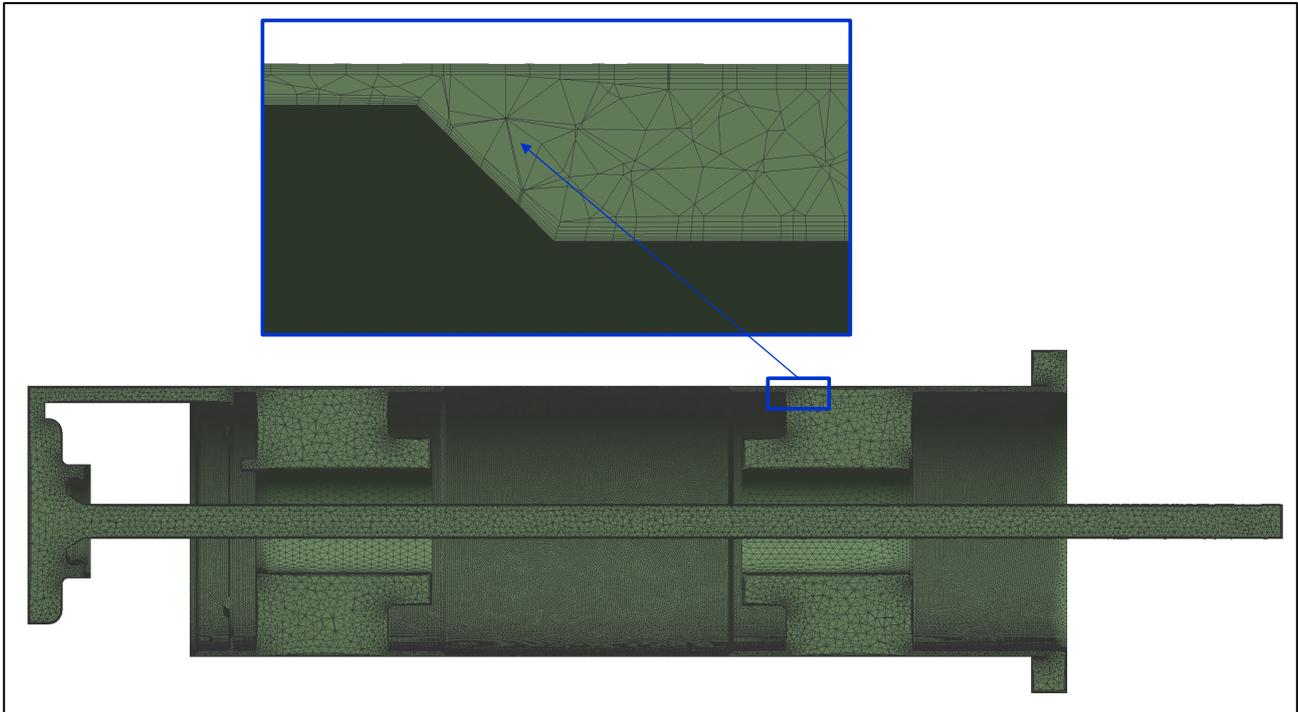
**Unstrukturierte Gitter** kommen vor allem bei komplexen Geometrien und in der automatisierten Netzgenerierung zur Anwendung. Die dabei verwendeten Elemente sind im 3D-Bereich meist Tetraeder und/oder Hexaeder. Obwohl die Ergebnisse mit unstrukturierten Gittern in der Regel ungenauer sind, hat man eine Methode gefunden, die besonders in der Randschicht geforderte Genauigkeit zu erreichen. Dabei wird das Netz in Wandnähe normal zur Oberfläche aufgebaut und es werden Prismenschichten erzeugt. Das wandnahe Gitter ist somit strukturiert aufgebaut – das verbleibende Volumen wird allerdings nur unstrukturiert abgebildet (siehe Abbildung 43).



**Abbildung 42: Rechengitter (strukturiert) eines Stufenlaufrades mit Detailansicht**

Obwohl prinzipiell strukturierte Rechengitter zu bevorzugen sind, ist dies bei komplexeren Geometrien wie beispielsweise den Überstromkanälen oftmals nur mehr mit sehr hohem Arbeitsaufwand möglich, weshalb auch auf die Verwendung unstrukturierter Rechengitter zurückgegriffen wird.

Die ebenfalls strukturiert vernetzten Bereiche, wie beispielsweise die Verrohrung der Zu- und Abströmung, wurden mit ANSYS Meshing generiert, was sich auch für die Erzeugung von unstrukturierten Rechengittern, wie z.B. der Überstromkanäle oder des Spaltrohrmotors, eignet.



**Abbildung 43: Rechengitter (unstrukturiert) des SRM mit Detailansicht**

Wie in Abbildung 43 hervorgehoben, wurde der 0,45 mm hohe Spalt mit sehr kleinen Gitterelementen vernetzt, da neben der axialen Durchströmung auch die Rotation des Rotors abgebildet wird. Die Höhe des ersten Randschichtenelementes bzw. das Wachstum der Elemente mit steigendem Abstand zur Wand ist einerseits für die Exaktheit des verwendeten SST-Turbulenzmodells, aber auch zur Modellierung der Wandrauheit (viele Bauteile haben keine hydraulisch glatte Oberfläche, z.B. Guss Haut) verantwortlich.

Da die numerisch sinnvolle Berechnung derart enger Spalte, wie beispielsweise im Spaltrohrmotor oder zwischen der Welle und den Gehäuseteilen oder der Dichtspalte in den Radseitenräumen, nur mit sehr feinen Rechengittern möglich ist, wurde im Zuge der Berechnungen das Modell sukzessive erweitert. So wurden für die ersten Berechnungen nur die Laufschaufeln modelliert und erst für die finalen Berechnungen sämtliche Details wie Radseitenräume, Spaltrohrmotor oder Entlastungsbohrungen schrittweise ergänzt. Dies diente einerseits dazu, den jeweiligen Effekt abzubilden (Einfluss Spaltrohrmotor, Entlastungsbohrung,...) und andererseits dazu, die doch sehr hohen Rechenzeiten von Beginn an möglichst in Grenzen zu halten.

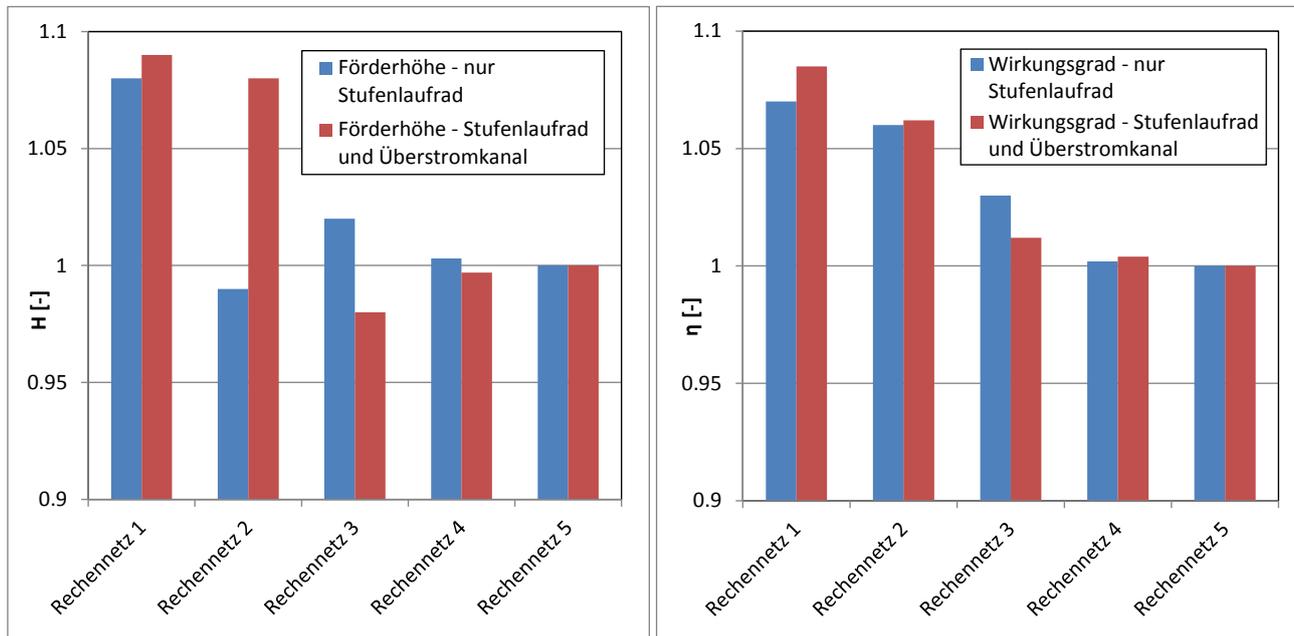
Um sowohl eine möglichst hohe Genauigkeit, sowie ein möglichst günstiges Verhältnis der benötigten Rechenzeit zu erreichbarer Genauigkeit zu erreichen, wurden zahlreiche Gitterstudien durchgeführt. Exemplarisch dazu sind in Tabelle 12 fünf unterschiedlich feine Rechenetze für das Stufenlaufrad (60°-Modell) und den Überstromkanal (360°-Modell) aufgeführt. Anhand dieser Rechengitter wurde der Einfluss

auf die Förderhöhe und den Wirkungsgrad des Laufrades bzw. für die gesamte Stufe untersucht – die Ergebnisse dazu sind in Abbildung 44 aufgetragen.

**Tabelle 12: Anzahl an Rechenknoten der Netze für das Stufenlaufrad und den Überstromkanal**

	Stufenlaufrad - 60°-Modell	Überstromkanal - 360°-Modell (Leitschaufeln + Rückführschaufeln) OHNE Radseitenräume
Rechennetz 1	95,000	285,000
Rechennetz 2	142,000	467,000
Rechennetz 3	207,000	722,000
Rechennetz 4	318,000	1,298,000
Rechennetz 5	473,000	2,408,000

Die darin gezeigten Größen sind jeweils auf die Förderhöhe bzw. den Wirkungsgrad von Rechennetz 5 normiert, da in diesen Darstellungen primär die Abweichungen und weniger die absoluten Werte visualisiert werden sollen. So ist sowohl für die Förderhöhe, als auch den Wirkungsgrad erkennbar, dass für eine hohe Genauigkeit mit Abweichungen < 1 % (bezogen auf das Ergebnis des feinsten Rechennetzes) zumindest die Einstellungen des Rechennetz 4 benötigt werden. Um, wie bereits erwähnt, das Verhältnis der benötigten Rechenzeit zu erreichbarer Genauigkeit möglichst gering zu halten wurde aus diesem Grund das Rechennetz 4 als ausreichend genau definiert.



**Abbildung 44: Einfluss der Rechennetze auf die Förderhöhe bzw. den Wirkungsgrad**

In Tabelle 13 sind die verwendeten Rechengitter der Modelle C und E (Erklärungen dazu folgen in Kapitel 5.2.4) angeführt – so starteten die ersten Simulationen mit der Berechnung des Laufrades der ersten Stufe als Einkanalmodell (knapp 250.000 Knoten) und endeten bei der in dieser Form erstmalig dokumentierten Simulation des vollen Modells mit sämtlichen Details (etwa 31 Mio. Knoten). Die dazu benötigten Rechenzeiten unterscheiden sich um den Faktor 500.

**Tabelle 13: Größe der verwendeten Rechengitter (Auszug)**

Rechengitter	#Elemente	#Knoten	Benötigte Anzahl Rechengitter	
			Modell C	Modell E
Gerades Rohr am Eintritt	180,000	186,000	1	1
Einströmbereich (Inblock)	1,170,000	400,000	1	1
Gerades Rohr am Austritt	118,000	122,000	1	1
Entlastungsbohrung Stufenlaufräder	150,000	58,000	-	1
Entlastungsbohrung Druckstufe	163,000	62,000	-	1
Laufrad Saugstufe	225,000	240,000	1	4
Laufrad Stufe	297,000	318,000	1	6
Laufrad Druckstufe	312,000	336,000	1	6
Spaltrohrmotor	5,340,000	2,060,000	1	1
Überstromkanal Saugstufe	14,607,000	5,020,000	1	1
Überstromkanal zweite Stufe	19,009,000	6,808,000	1	1
Überstromkanal dritte Stufe	18,756,000	6,749,000	1	1
Druckstufengehäuse	6,760,000	2,410,000	1	1

### 5.2.3 Numerisches Modell

Die durch die erfolgreiche Umsetzung von zahlreichen numerischen Simulationen im Bereich rotierender Strömungsmaschinen gewonnenen Erkenntnisse konnten im Zuge der Untersuchungen an der Spaltrohrmotorpumpe eingebracht und ausgebaut werden.

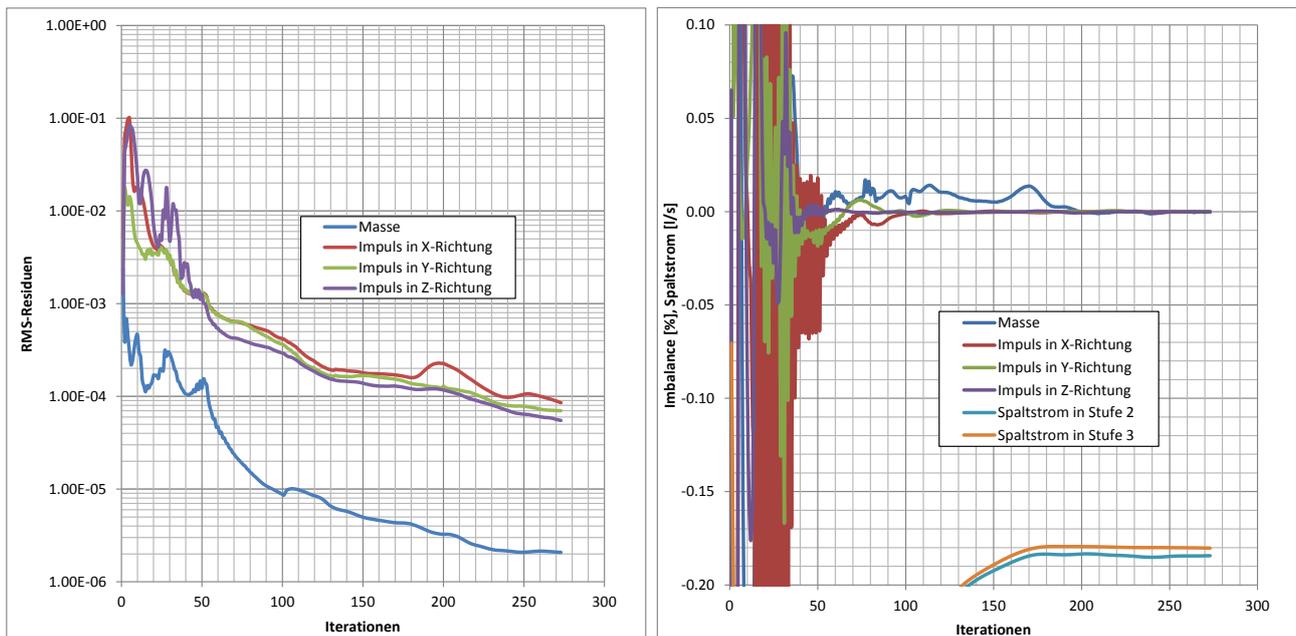
So wird in Kapitel 5.2.4 gezeigt, dass nicht zwingend das Gesamtmodell der Spaltrohrmotorpumpe transient berechnet werden muss, sondern je nach gewünschtem Ergebnis ein mehr oder weniger umfangreiches Modell ausreicht.

Die wesentlichen Einstellungen der mit dem Programmpaket ANSYS CFX 16.0 durchgeführten Simulationen sind in Tabelle 14 aufgeführt. Dabei fällt auf, dass sämtliche Berechnungen lediglich 1-phasig (Wasser mit 20°C) durchgeführt wurden, obwohl als zu untersuchende Zielgröße auch das Kavitationsverhalten zur Ermittlung des NPSH-Wertes benötigt wird. Diesbezüglich wird auf Kapitel 5.3.1 verwiesen, in dem das vom Institut mitentwickelte Histogramm-Verfahren zur Kavitationsanalyse genauer beschrieben wird.

**Tabelle 14: Einstellungen der durchgeführten CFD-Berechnungen**

	Stationäre Berechnung	Transiente Berechnung
<b>Eintritt</b>	Mittlerer statischer Druck	Mittlerer statischer Druck
<b>Austritt</b>	Massenstrom	Massenstrom
<b>Turbulenzmodell</b>	SST	SST
<b>Medium</b>	Wasser (einphasig), 20°C	Wasser (einphasig), 20°C
<b>Zeitschritt</b>	Iteration 1 bis 25: $1/(10 * \omega)$	1.Umdrehung: $12/360 * 2 \pi / \omega$
	Iteration 26 bis 50: $1/(5 * \omega)$	2.Umdrehung: $2/360 * 2 \pi / \omega$
	Iteration 51 bis 100: $1/(2 * \omega)$	Umdrehung 3 bis 4: $1/360 * 2 \pi / \omega$
	Ab Iteration 101: $1/(\omega)$	-
<b>„Coefficient loops“</b>	-	10
<b>Konvergenzkriterien</b>	RMS-Residuen < 1E-5	-
	Kriterien für einzelne Monitorpunkte	
	Max. Anzahl an Iterationen je nach Betriebspunkt	
<b>„Conservation Target“</b>	0,005	0,005

Um einerseits eine ausreichende Stabilität der Simulation zu gewährleisten und andererseits die gesamte Berechnungsdauer so kurz wie möglich zu halten, wurden die Zeitschritte und Konvergenzkriterien entsprechend gewählt. So wurde der Zeitschritt der ersten Iterationen der stationären Berechnung klein gehalten, damit die Gefahr eines „Überschwingens“ reduziert wird, allerdings in weiterer Folge sukzessive erhöht, um ein rascheres Erreichen des Endzustandes zu erzielen. Die Überprüfung des Endzustandes erfolgte anhand mehrerer Kriterien. So wurde entweder das Unterschreiten der RMS gewichteten Residuen unter  $1E-5$  (was aufgrund des komplexen Modells und abseits des Optimums nie erreicht wurde), das Erreichen der maximalen Anzahl an Iterationen (abhängig vom Betriebspunkt – im Optimum wurden 500 Iterationen als ausreichend definiert – im Bereich der Nullförderhöhe 1500) oder das Erreichen diverser Kriterien von Monitorpunkten als zufriedenstellende Konvergenz definiert. Diese Möglichkeit, welche das Programmpaket ANSYS CFX seit der Version 14.5 bietet, erlaubt einen gezielten Berechnungsstop anhand diverser Kriterien, wie beispielsweise die Abweichung einer berechneten Größe, z.B. Förderhöhe oder Wirkungsgrad, vom Mittelwert der letzten 50 Iterationen. Somit ist sichergestellt, dass – unabhängig von der Anzahl an Iterationen oder den RMS-Werten des gesamten Berechnungsgebietes – eine konvergente Lösung erzielt wurde. Diese Tatsache erlaubt jedoch noch keine Aussage über die absolute Genauigkeit der Berechnungen – diese ist von einer Vielzahl von Parametern wie Netzqualität, numerischen Einstellungen usw. abhängig und kann beispielsweise anhand einer Gitterstudie, wie bereits für eine Stufe in Kapitel 5.2.2 gezeigt, überprüft werden.



**Abbildung 45: Konvergenz eines Betriebspunktes (RMS-Residuen, Imbalance und Monitorpunkte)**

Exemplarisch ist in Abbildung 45 ein Vergleich diverser Konvergenz- bzw. Abbruchkriterien grafisch dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass nach knapp über 270 Iterationen die RMS-Residuen nur knapp unter  $1E-4$  liegen, jedoch die „Imbalances“ kleiner als 0,01 % sind und die Monitorpunkte (exemplarisch anhand der Spaltströme der Stufen 2 und 3) nur noch minimale Schwankungen aufweisen (aktueller Rechenwert weicht weniger als 0,2 % vom Mittelwert der letzten 50 Iterationen ab). Die Implementierung dieser Abbruchkriterien war zur Reduzierung der benötigten Rechenzeiten essentiell, da anhand des in Abbildung

---

45 gezeigten Beispiels nur 273 anstatt der maximal definierten 600 Iterationen für eine konvergente Lösung benötigt wurden. Besonders bei der in Kapitel 6 gezeigten, automatisierten Optimierung mit nahezu 900 berechneten Variationen konnten dadurch wesentliche Verbesserungen erreicht werden.

Die in Abbildung 45 gezeigte, ausgezeichnete Konvergenz konnte bei einem Großteil der Simulationen erreicht werden – die wesentliche Ausnahme davon bildeten die Berechnungen mit Oberflächenrauheiten. Dies ist auch der Grund, weshalb darauf verzichtet wurde, diesen Einfluss bei allen Simulationen zu berücksichtigen.

Bei transienten Simulationen wurden die Ergebnisse der stationären Rechnungen als Startlösungen verwendet und mit relativ großen Drehwinkeln zwischen den Zeitschritten – vgl. Tabelle 14 – begonnen. Dadurch wurde ein „Einschwingen“ der transienten Simulation mit einem möglichst geringen Rechenaufwand ermöglicht. Für die weiteren Umdrehungen wurde die Winkelauflösung sukzessive verkleinert, um ein möglichst genaues Ergebnis zu erhalten. Die in Kapitel 5.3.4 gezeigten Ergebnisse der transienten Simulationen wurden dabei als Minimal-, Maximal- und Mittelwert der letzten Umdrehung berechnet.

#### **5.2.4 Modellerweiterung**

Hydraulische Strömungsmaschinen in einstufiger Ausführung mit spezifischen Schnellläufigkeiten zwischen ca.  $n_q = 30$  U/min und  $n_q = 70$  U/min werden häufig in sehr vereinfachter Form simuliert. Dabei wird auf die Modellierung von Dichtungsspalten, Radseitenräumen oder Entlastungsbohrungen zugunsten einer deutlich rascheren Modellierung und Berechnung verzichtet, da diese Effekte entweder vernachlässigbar sind oder sich mit analytischen Anhalten zuverlässig nachbilden lassen – vgl. Abbildung 9. So zeigte Höller [45] anhand einer einstufigen Halbxialpumpe mit einer spezifischen Schnellläufigkeit  $n_q = 36$  U/min, dass Entlastungsbohrungen oder eine Veränderung der Spaltweite zwar das Verhalten der Pumpe beeinflussen, jedoch in einem sehr geringen Ausmaß ( $< 0,5$  % relative Änderung von Wirkungsgrad und Förderhöhe).

Die in dieser Arbeit untersuchte Pumpe ist jedoch einstufig ausgeführt und besitzt andererseits deutlich niedrigere spezifische Schnellläufigkeiten pro Stufe ( $n_q \approx 20$  U/min). So zeigten bereits Benigni [14], Kagawa [55], Liu [66] und Will und Benra [120], dass selbst für einstufige Radialpumpen mit niedrigen spezifischen Schnellläufigkeiten ein hoher Detaillierungsgrad für zuverlässige Ergebnisse nötig ist. Della Gatta [26], Bhatia [19] und Stel [102] wiederum belegten, dass besonders mehrstufige Pumpen immer im vollen Modell mit sämtlichen Spalten und Radseitenräumen berechnet werden müssen, um eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Messergebnissen zu erreichen. Zusätzlich dazu, verfügt die in dieser Arbeit erstmalig in vollständiger Form untersuchte, mehrstufige Pumpe über einen Spaltrohrmotor. Aus diesen Gründen wurde das numerische Modell schrittweise erweitert – die fünf aufeinander aufbauenden Modelle sind in Abbildung 46 schematisch dargestellt – beginnend mit einem für eine einstufige hydraulische Maschine meist ausreichenden Detaillierungsgrad, im Weiteren als Modell A bezeichnet. Darin wurden alle Stufen berücksichtigt, wobei die Laufräder nur als 1-Kanalmodell, die Rückführpartien allerdings aufgrund mangelnder Symmetrien als 360°-Modell abgebildet wurden. Aus Gründen der numerischen Stabilität wurden am Saug- und Druckstutzen gerade Rohrstücke ergänzt. In diesem Modell wurde bewusst auf Spalte, Radseitenräume und sogar den Spaltrohrmotor verzichtet.

---

Modell A: ca. 6 Mio. Knoten

- Ein- und Austrittsbereich (gerade Rohre) für numerische Stabilität
- Laufräder (nur 1 Strömungskanal), Leiträder und Rückführschaufeln (als Rückführpartie bezeichnet – aufgrund nicht vorhandener Symmetrie als 360°-Modell berechnet)

Für das Modell B, basierend auf Modell A, wurde der Spaltrohrmotor mit Rückführung des Motorteilstroms durch die Hohlwelle in den Saugbereich der letzten Stufe ergänzt.

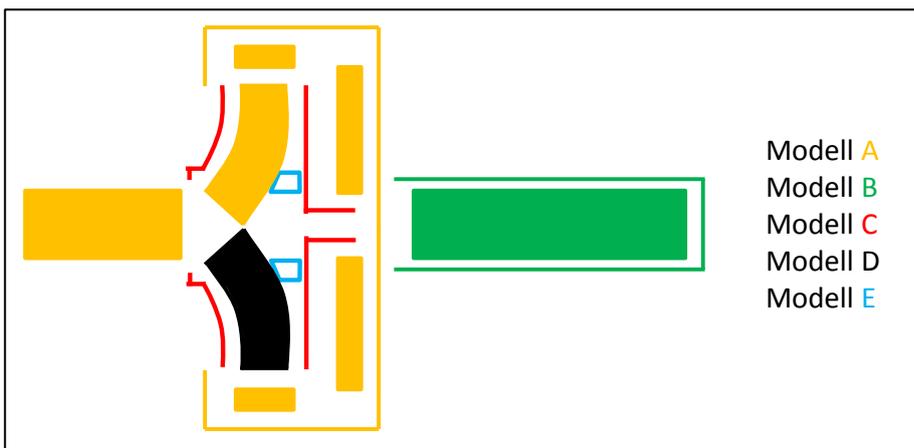
Modell B: ca. 8 Mio. Knoten

- Wie A mit zusätzlichem Spaltrohrmotor

Da die Vernetzung der Vielzahl an Spalten, teilweise nur wenige Zehntel Millimeter hoch, eine dermaßen feine Gitterauflösung erforderte, führte die Erweiterung des Modells C zu einer deutlichen Steigerung der eingesetzten Rechenknoten.

Modell C: ca. 25 Mio. Knoten

- Wie B mit zusätzlichen Radseitenräumen (samt Spalten und Rückenschaufeln der 1. Stufe)



**Abbildung 46: Vereinfachtes Schema der fünf untersuchten Modelle**

Da im Modell C die Laufräder immer noch lediglich als 1-Kanalmodell ausgeführt waren, führte die Erweiterung zu einem „vollen“ 360°-Modell nur noch zu vergleichsweise geringfügig mehr Rechenknoten.

Modell D: ca. 30 Mio. Knoten

- Wie C, allerdings 360°-Modell der Laufräder

Dieses 360°-Modell war einerseits hinsichtlich der Unterschiede zum 1-Kanalmodell interessant und andererseits bereits die Basis für das letztlich erstellte Gesamtmodell mit Entlastungsbohrungen – Modell E.

Modell E: ca. 31 Mio. Knoten

- Wie D mit zusätzlichen Entlastungsbohrungen

Sämtliche untersuchten Modelle und die dabei eingesetzten Rechengitter sind in Tabelle 15 zusammengefasst:

**Tabelle 15: Berechnete Modellvarianten**

Rechengitter	Modell A	Modell B	Modell C	Modell D	Modell E
Gerades Rohr am Eintritt	x	x	x	x	x
Einströmbereich (Inblock)			x	x	x
Gerades Rohr am Austritt	x	x	x	x	x
Entlastungsbohrung Stufenlaufräder					x
Entlastungsbohrung Druckstufe					x
Laufrad Saugstufe	x (1/4)	x (1/4)	x (1/4)	x (4/4)	x (4/4)
Laufrad Stufe	x (1/6)	x (1/6)	x (1/6)	x (6/6)	x (6/6)
Laufrad Druckstufe	x (1/6)	x (1/6)	x (1/6)	x (6/6)	x (6/6)
Spaltrahmotor		x	x	x	x
Überstromkanal Saugstufe	x (ohne RSR)	x (ohne RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)
Überstromkanal zweite Stufe	x (ohne RSR)	x (ohne RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)
Überstromkanal dritte Stufe	x (ohne RSR)	x (ohne RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)
Druckstufengehäuse	x (ohne RSR)	x (ohne RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)	x (mit RSR)

### 5.2.5 Eingesetzte Hardware und Rechenzeiten

Sämtliche Berechnungen wurden auf den zwei vorhandenen, institutseigenen Hochleistungs-PCs mit jeweils 2 Intel Xeon Prozessoren E5-2687W v2 mit je 8 Kernen, 3,4 GHz Taktfrequenz und 64GB Arbeitsspeicher durchgeführt.

Die Berechnungszeiten der Modelle A und B waren mit etwa 6 bis 10 Stunden für einen Betriebspunkt überschaubar. Durch Implementierung der Radseitenräume, Dichtspalte und Rückenschaufeln des Laufrades der ersten Stufe in Modell C wurden jedoch die Knotenanzahl und damit die Berechnungszeit verdreifacht. Eine Kennlinie mit fünf Betriebspunkten benötigt dadurch bei Einsatz eines Hochleistungs-PCs etwa eine Woche. Die noch komplexeren Modelle D und E benötigen für einen stationären Betriebspunkt allerdings bereits mehrere Tage.

Die transienten Simulationen, welche ausschließlich für das Modell E durchgeführt wurden, benötigen etwa zwei Wochen für einen Betriebspunkt. Um die vollständige Kennlinie mit acht Betriebspunkten instationär zu berechnen, waren beide Hochleistungs-PCs für etwas mehr als zwei Monate im Dauereinsatz.

---

## 5.3 Auswertung

Ein großer Vorteil der numerischen Simulation sind die nahezu unbegrenzten Möglichkeiten zur Auswertung der Ergebnisse. Neben die durch die Messungen gewonnen Charakteristiken und Größen wie:

- Q-H-Kennlinie,
- hydraulischer Wirkungsgrad,
- Motorteilstrom und
- NPSH,

ist es beispielsweise auch möglich, weitere quantifizierbare Größen auszuwerten, welche messtechnisch für diese Arbeit nicht erfasst werden konnten bzw. generell messtechnisch schwierig bis nahezu unmöglich darstellbar sind:

- den Energiehöhenverlauf der Pumpe von Eintritt bis Austritt,
- die Leckageströme der Lager, Drossel- und Dichtspalte und
- die Kräfte auf die einzelnen Komponenten (axial und radial).

Neben den quantifizierbaren Größen, welche besonders im Zuge der Optimierung gut verwendbar sind, ist auch die qualitative Auswertung ein großer Vorteil von CFD-Berechnungen. So lassen sich beispielsweise:

- die Geschwindigkeitskomponenten ( $c_m$ ,  $c_u$ ) der Laufräder,
- die Zu- und Abströmung der Überstromkanäle

und noch vieles mehr grafisch sehr gut aufbereiten, wobei allerdings die Beurteilung ausschließlich in der Hand des Ingenieurs liegt.

Die Kombination von beiden Analysemöglichkeiten erlaubt es, eine genaue Beurteilung der gesamten Pumpe und vor allem auch der Einzelkomponenten vorzunehmen. Dies ist speziell im Hinblick auf die in den folgenden Kapiteln beschriebene Optimierung essentiell.

Die gesamte in dieser Arbeit präsentierte Auswertung erfolgte mit dem Programmpaket ANSYS CFX Post 16.0, wobei selbst erarbeitete Skripte eine reproduzierbare Routine ermöglichten, um Fehler soweit als möglich zu minimieren. Dazu wurde in MS Excel ein entsprechender Visual Basic Code zum automatisierten Ausführen eines Auswertevorgangs programmiert. Dabei wird in einem ersten Schritt die auszuwertende Datei in CFX-Post geöffnet und ein zuvor erstellter Ablauf zur Ermittlung der definierten Größen abgearbeitet. Die in CFX Post auf diese Weise berechneten Werte werden anschließend in die Excel-Datei zurück übergeben und der beschriebene Vorgang beginnt erneut.

Für die auf den folgenden Seiten gezeigten exemplarischen Auswertungen wurde primär das Modell D verwendet.

### 5.3.1 Definition der quantifizierbaren Auswertegrößen

**Q-H-Kennlinie:** Die Auswertung der Pumpenförderhöhe erfolgt analog zu den Messungen nach EN ISO 9906, wobei die Messebenen jeweils 2 x D vor dem Eintritt bzw. 2 x D nach dem Austritt der Pumpe liegen, wie in Abbildung 47 dargestellt.

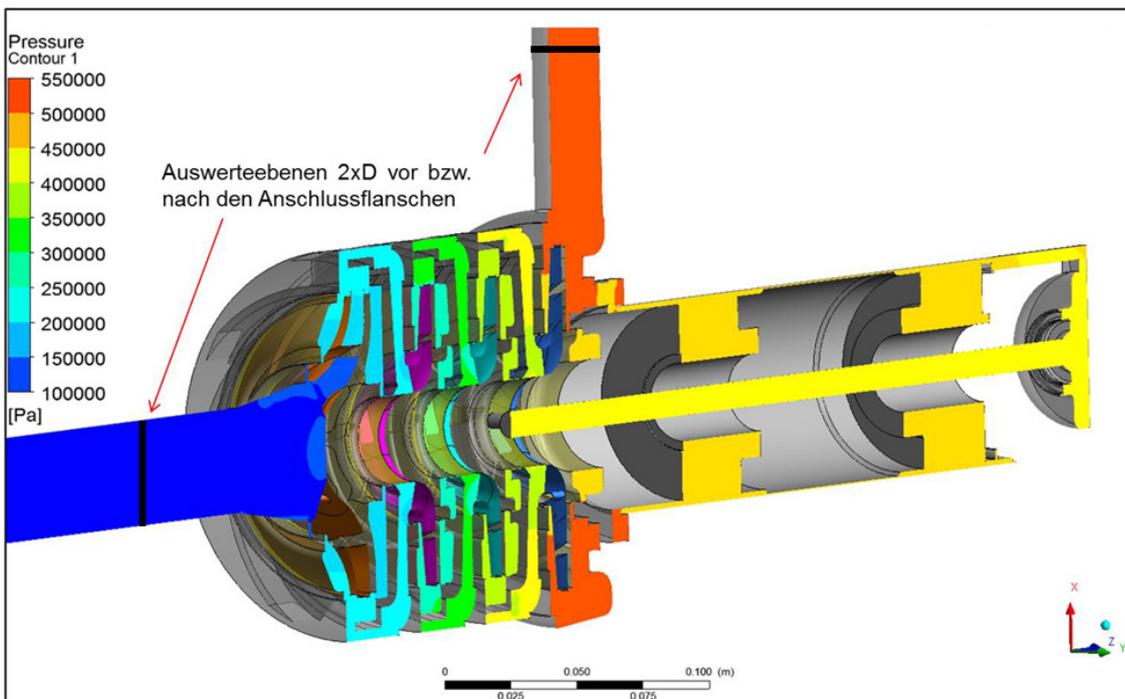
Laut Norm berechnet sich die Förderhöhe folgendermaßen:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Gl. 33})$$

Bei der Berechnung der Förderhöhe im verwendeten Programmpaket wurde statt der Betrachtung der einzelnen Terme (geodätische Höhe z, Druck p und Geschwindigkeit u an den Messstellen) der Totaldruck verwendet – der entsprechende CEL-Code (CFX Expression Language) lautet:

$$H = \frac{\text{massFlowAve(Total Pressure)}@P2 - \text{massFlowAve(Total Pressure)}@P1}{\text{areaAve(Density)}@Inlet \cdot g} \quad (\text{Gl. 34}),$$

wobei P2 der Auswerteebene 2 x D nach dem Druckstutzen und P1 der Auswerteebene 2 x D vor dem Saugstutzen, wie in Abbildung 47 dargestellt, entspricht. Der darin abgebildete Mittelschnitt durch die Pumpe zeigt anschaulich den stufenweisen Druckaufbau vom Ein- bis zum Austritt und auch die Rückführung des Motorteilstroms durch die Hohlwelle.



**Abbildung 47: Mittelschnitt durch das Berechnungsmodell D und Definition der Auswerteebenen nach EN ISO 9906**

**Hydraulischer Wirkungsgrad:** Der hydraulische Wirkungsgrad ist definiert als:

$$\eta_{hydr} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_{mech}} \quad (\text{Gl. 35})$$

Die dazu benötigten Größen Dichte und Durchfluss werden laut den Gleichungen 34 und 35 in CEL folgendermaßen berechnet:

$$\rho = \text{areaAve}(\text{Density})@\text{Inlet} \quad (\text{Gl. 36})$$

$$Q = \frac{\text{massFlow}()@\text{Inlet}}{\text{areaAve}(\text{Density})@\text{Inlet}} \quad (\text{Gl. 37})$$

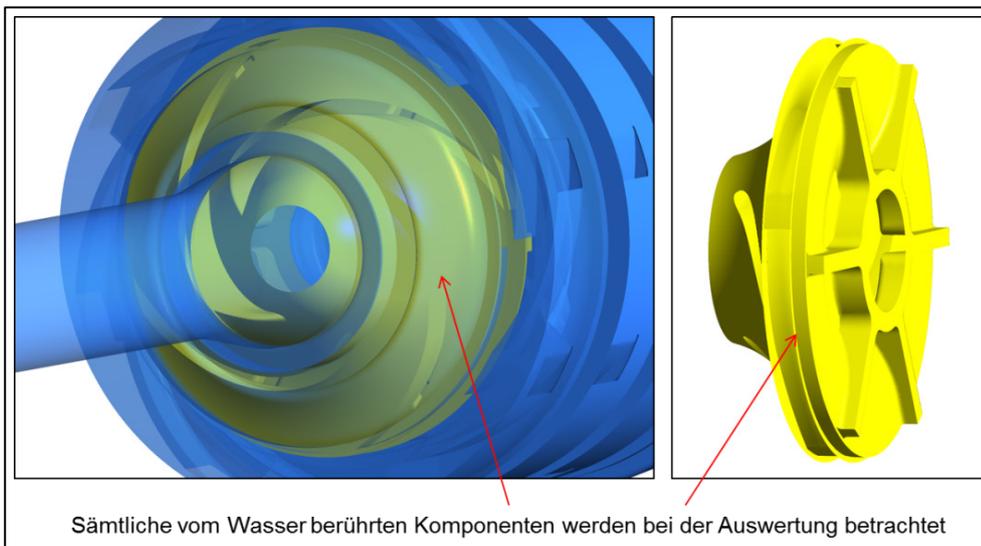
Die übertragene mechanische Leistung bzw. das Drehmoment – am Beispiel der Saugstufe – wird in CEL berechnet als:

$$P_{mech, \text{Saugstufe}} = \text{torque}_z()@\text{Wall\_RunnerSaug} \cdot \omega \quad (\text{Gl. 38})$$

Das Moment um die Drehachse z wird dabei an der Fläche „Wall\_RunnerSaug“ ausgewertet, welche sämtliche vom Wasser benetzten Flächen inklusive der vorderen und hinteren Deckscheibe (mit Rückenschaufeln) des Laufrades umfasst, wie in Abbildung 48 abgebildet. Für die Modelle A bis C (1-Kanalmodell) muss einerseits die benötigte mechanische Leistung mit der Anzahl an Schaufeln multipliziert werden und andererseits ist zu beachten, dass die mechanische Leistung durch Entfall der Reibungseffekte der Trag- und Deckscheibe entsprechend niedriger und somit der Wirkungsgrad höher ist.

Analog zur Berechnung der mechanischen Leistung der Saugstufe erfolgt die Berechnung für die restlichen 3 Stufen und den Spaltrohrmotor, welcher auch die Reibungseffekte der Welle beinhaltet. Somit ergibt sich folgende Definition für die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades:

$$\eta_{hydr} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_{mech, \text{Saugstufe}} + P_{mech, \text{Stufe2}} + P_{mech, \text{Stufe3}} + P_{mech, \text{Druckstufe}} + P_{mech, \text{Spaltrohrmotor}}} \quad (\text{Gl. 39})$$



**Abbildung 48: Flächen am Sauglaufrad (gelb) zur Berechnung des Drehmomentes der ersten Stufe**

**Motorteilstrom:** der sich einstellende Motorteilstrom wurde an zwei Schnittstellen – sogenannten Interfaces – , dargestellt in Abbildung 49, bestimmt:

- zwischen 4. Stufe und Spaltrohrmotor (3 Bohrungen):

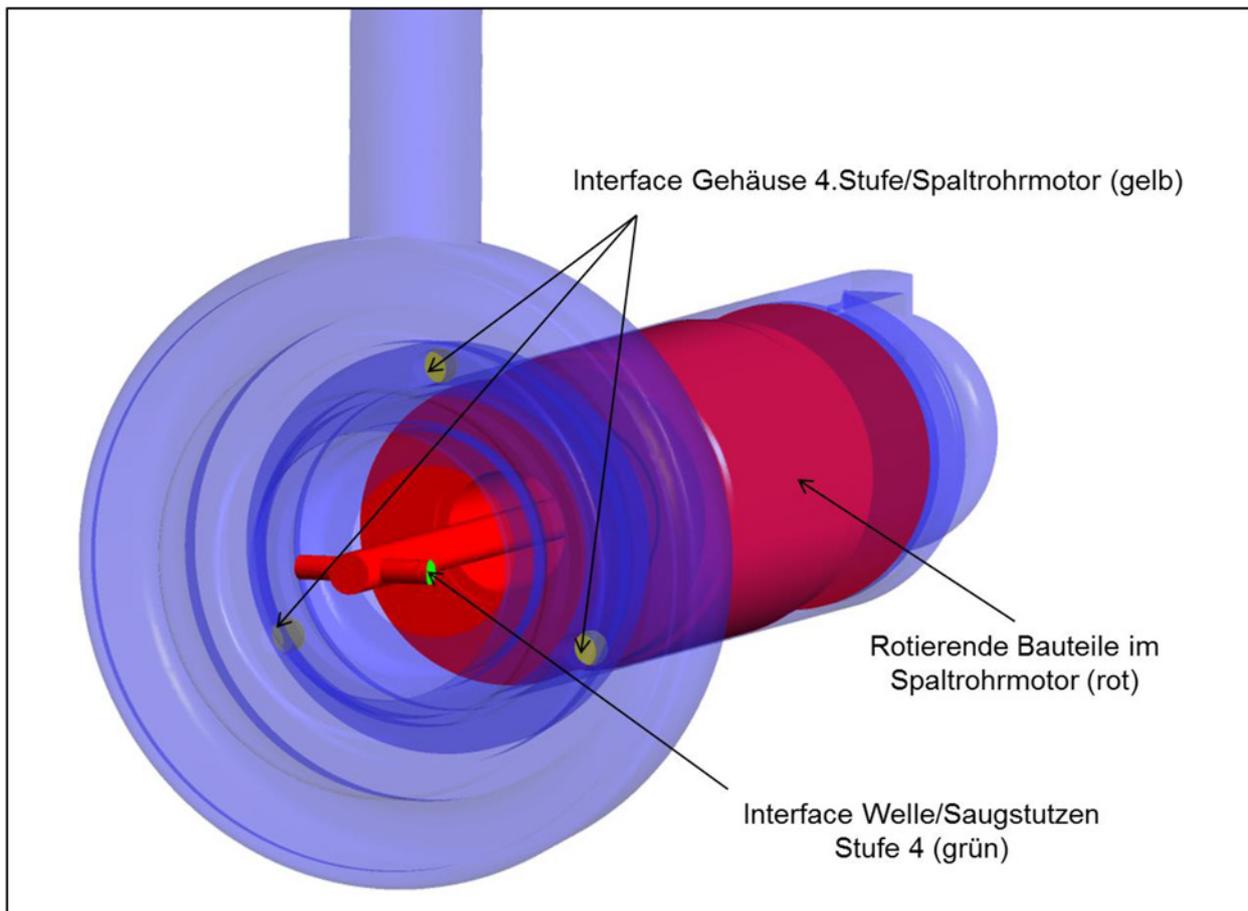
$$Q_{MTS,IF\ Druckstufe\_SRM} = \text{massFlow()}@IF\_Druckstufe\_SRM \quad (\text{Gl. 40})$$

- zwischen Austritt aus der Welle und Saugbereich der 4. Stufe (2 Bohrungen):

$$Q_{MTS,IF\ Welle\_SaugbereichDruckstufe} = \text{massFlow()}@IF\_Welle\_Druckstufe \quad (\text{Gl. 41})$$

Zur Überprüfung der sogenannten „Imbalance“ – also dem Ungleichgewicht der Kontinuitätsgleichung – wird die Differenz der beiden Massenströme während der Simulation als Monitorpunkt kontrolliert.

Zusätzlich wurden zahlreiche Simulationen, welche ausschließlich den Motorteilstrom (MTS) umfassten, durchgeführt. Dabei wurde der Einfluss auf den MTS bei unterschiedlichen Differenzdrücken, Rauheiten und Drehzahlen untersucht.



**Abbildung 49: Spaltrohrmotor mit Interfaces zur Auswertung des Motorteilstroms**

**NPSH:** Die Bestimmung des NPSH-Wertes über numerische Simulationen erfolgt üblicherweise mit 2-phasigen Wasser/Wasserdampf-Simulationen. So konnten unter anderem Schiavello [93], Visser [115][116] und Sedlar [97] damit gute Ergebnisse erzielen. Allerdings sind die erreichbaren Genauigkeiten für Pumpen mit niedriger spezifischer Schnellläufigkeit, wie beispielsweise bei Li [65], Medvitz [69] oder Coutier-Delgosha [25] manchmal eher unbefriedigend.

Der für diese Arbeit gewählte Ansatz, Aussagen über das Kavitationsverhalten einer Pumpe zu tätigen, wird im Folgenden genauer erläutert. Es sei erwähnt, dass sich dieses Prozedere bereits vielfach bewährt hat (Benigni [14], Höller [45][46], Schiffer-Rosenberger [94][95]) und ausschließlich auf die Ergebnisse der einphasigen Simulation mit Wasser zurückgreift. Die wesentlichen Vorteile dieser Methode sind einerseits die deutlich höhere numerische Stabilität und andererseits die wesentlich kürzere Berechnungsdauer im Vergleich zu einer mehrphasigen Simulation.

Der NPSH-Wert errechnet sich per Definition nach [27] zu:

$$NPSH = H_1 - z_D + \frac{p_{amb} - p_{Dampf}}{\rho \cdot g} \sim \frac{p_{tot,S} - p_{Dampf}}{\rho \cdot g} \quad (Gl. 42)$$

wobei der Totaldruck an einer Stelle „S“ in der Auswertung der numerischen Simulation sehr leicht möglich ist und in diesem Fall die bereits für die Förderhöhe verwendete Ebene P2 (weil identisch mit der Messebene) herangezogen wird. Der Abstand der verwendeten Ebene P2 bzw. der Stelle „S“ und der von [27] empfohlenen Stelle D (diese entspricht in etwa der Position der Laufradeintrittskante) ergibt eine zusätzliche Sicherheit des NPSH-Wertes der Pumpe. Da üblicherweise jedoch der bereits erwähnte NPSH<sub>3%</sub>-Wert von Interesse ist, muss anstelle des Dampfdrucks  $p_{Dampf}$  ein charakteristischer Druckwert  $p_{histo}$ , welcher diesen Förderhöhenabfall bewirkt, eingesetzt werden. Umgeformt in CEL berechnet sich dieser charakteristische NPSH-Wert folgendermaßen:

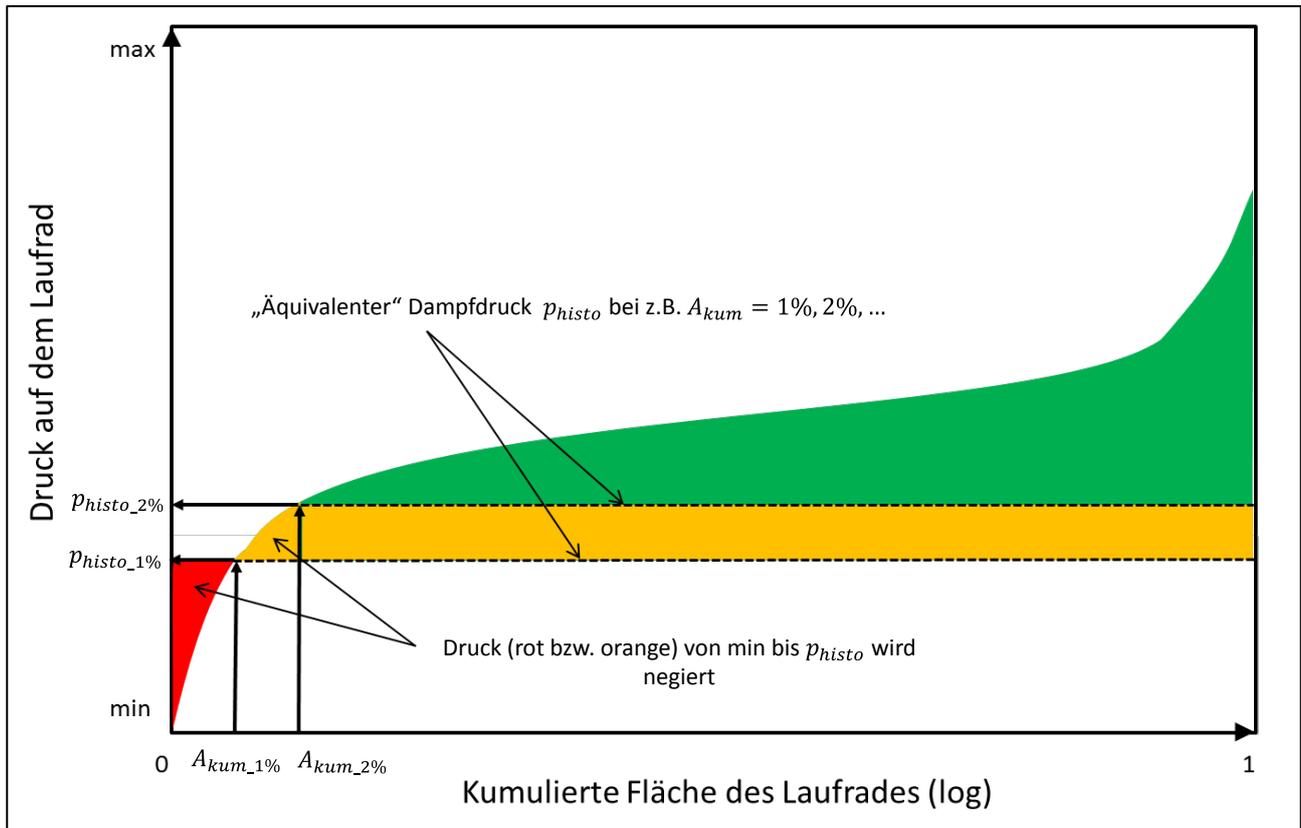
$$NPSH_{p_{histo}} = \frac{massFlowAve(Total Pressure)@P2 - p_{histo}}{areaAve(Density)@Inlet \cdot g} \quad (Gl. 43)$$

Der charakteristische Druck  $p_{histo}$  wird durch Auswertung der Druckverteilung auf den Laufschaufeln der ersten Stufe mittels Histogramm-Verfahren ermittelt. Dabei werden für jedes Gitterelement der statische Druck und die Fläche ausgewertet und nach aufsteigendem Druck sortiert. Die Fläche jedes Gitterelements wird durch die Gesamtfläche der Schaufel dividiert und anschließend werden alle Flächen aufsummiert (Histogramm). Basierend auf dem Wissen, dass bei Simulationen numerische Ausreisser auftreten können, bleiben Druckwerte einer gewissen Fläche (z.B. 1 % der Schaufelfläche) unberücksichtigt. Diese Vorgehensweise ist in Abbildung 50 für zwei beispielhafte Flächenanteile aufgetragen. Je niedriger das gewählte Flächenkriterium gewählt wird, desto niedriger auch der dazu äquivalente Druckwert.

Der NPSH-Wert für den äquivalenten Druck bei z.B. 1 % der Schaufelfläche berechnet sich zu:

$$NPSH_{p_{histo1\%}} = \frac{massFlowAve(Total Pressure)@P2 - p_{histo1\%}}{areaAve(Density)@Inlet \cdot g} \quad (Gl. 44)$$

Eine detaillierte Übersicht der Auswertung charakteristischer Flächen und deren äquivalenten Drücken bzw. NPSH-Werten findet sich in Kapitel 5.3.3.



**Abbildung 50: Ermittlung des „äquivalenten“ Dampfdruckes zur NPSH-Berechnung**

Je nach Typ und spezifischer Drehzahl der zu untersuchenden Maschine wird dieser Druck bei einer bestimmten Fläche (z.B. 0,05 %) als charakteristischer Druckwert zur Berechnung des NPSH-Wertes verwendet. Zahlreiche Vergleiche aus Messung und numerischer Simulation haben, abhängig vom Maschinentyp, unterschiedliche charakteristische Flächen ergeben.

Besonders für den Fall mehrstufiger Pumpen ist zu unterscheiden, ob der NPSH Wert auf die Förderhöhe der ersten Stufe oder das gesamte Aggregat bezogen wird. Wie bereits erwähnt, wird nach DIN EN ISO 9906 [27] lediglich der Förderhöhenabfall der ersten Stufe betrachtet. Bei Einsatz in einer Anlage kann allerdings auch der 3%-ige Förderhöhenabfall des gesamten Aggregates von Relevanz sein, weshalb die folgenden Auswertungen und Vergleiche von Messung und Numerik meist beide  $NPSH_{3\%}$ -Werte aufweisen.

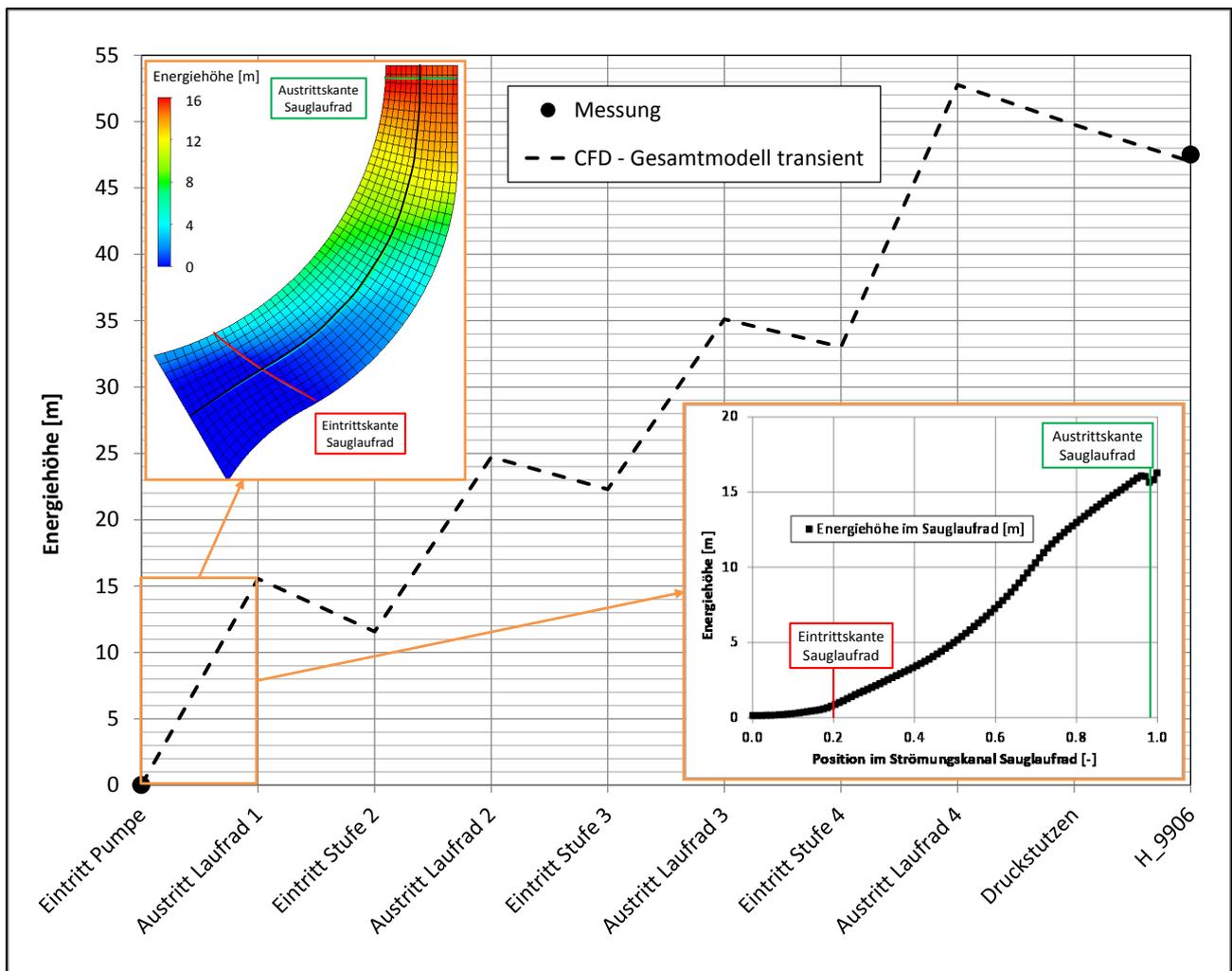
### **Energiehöhenverlauf der Pumpe von Eintritt bis Austritt:**

Neben der Wirkungsgradanalyse, welche nicht nur für die gesamte Pumpe, sondern auch für die einzelnen Stufen, jeweils für das Laufrad und die gesamte Stufe, durchgeführt wurde, vermittelt besonders die Auswertung der Energiehöhen einen guten Überblick über Wirkungsweise und Effizienz einer Maschine. Die

ermittelten Energiehöhen werden dabei an den stationären Flächen der jeweiligen Interfaces zwischen den Stufen folgendermaßen errechnet (am Beispiel des Laufrades der 1. Stufe als Totaldruckdifferenz zwischen Eintritt in den Leitapparat und Austritt aus dem Inblock):

$$H_{\text{Laufrad\_Stufe1}} = \frac{\text{massFlowAve(Total Pressure)}@IF\_Stufe1\_UESK1\_Side2 - \text{massFlowAve(Total Pressure)}@IF\_Inblock\_Stufe1\_Side1}{\text{areaAve(Density)}@Inlet-g} \quad (\text{Gl. 45})$$

Der in Abbildung 51 dargestellte Energiehöhenverlauf des gesamten Pumpenaggregates zwischen Ein- und Austritt der Pumpe (Modell E – transient berechnet) im Bereich des Optimums zeigt deutliche (Energiehöhen-)Verluste in den Überstromkanälen – dargestellt als Differenz zwischen der erbrachten Energiehöhe des Laufrades und jener der gesamten Stufe. Der darin dargestellte lineare Verlauf der Energiehöhen dient dabei nur der Visualisierung – der reale Verlauf ist beispielhaft für das Sauglaufrad aufgetragen.



**Abbildung 51: Energiehöhenverlauf – Vergleich Messung/CFD bei Q = 2,8 l/s**

Besonders in Kapitel 6 wird diese Betrachtung zur genauen Untersuchung der Verluste und dem Aufzeigen von Optimierungspotential verwendet.

## Strömungs- und Leckagepfade durch Lager, Drossel- und Dichtspalte und Entlastungsbohrungen:

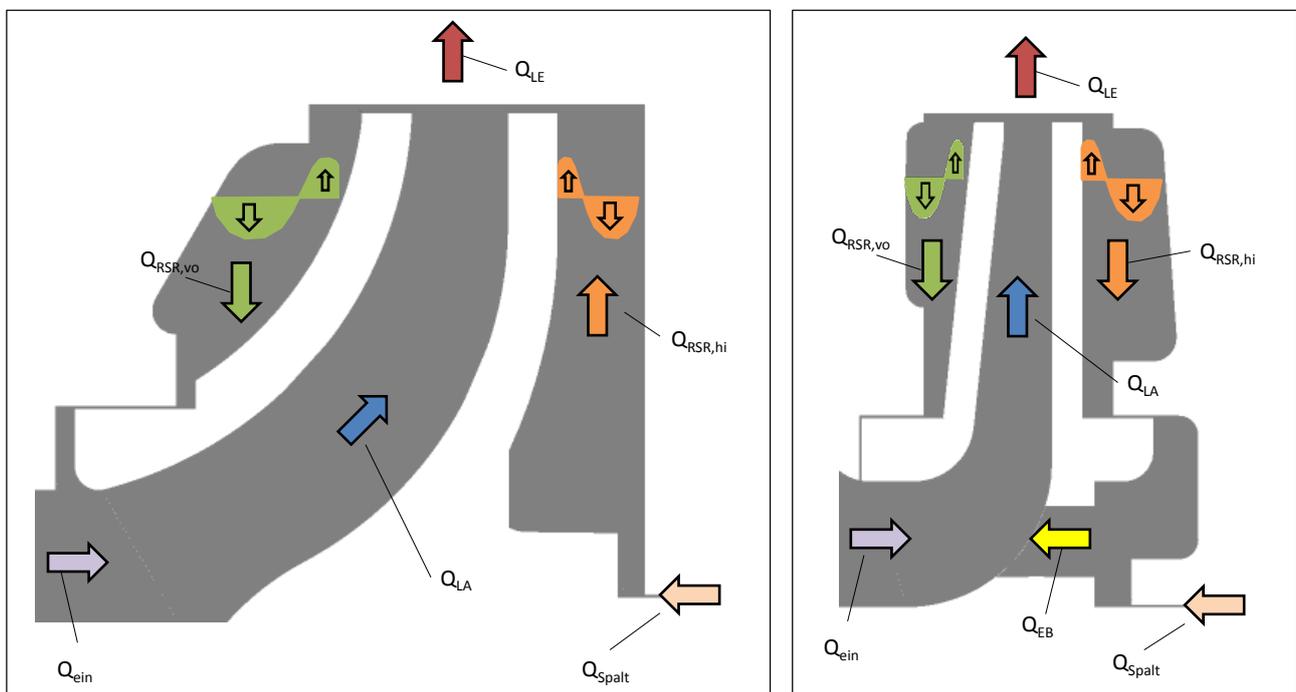
Neben der Kenntnis der Strömungsmengen ist es ebenso von Relevanz, die Leckage sämtlicher Spalte bzw. über die Entlastungsbohrungen zu ermitteln. Dabei erfolgt die Auswertung analog zu jener des Motorteilstroms des Spaltrohrmotors, wobei pro Stufe in der Regel folgende Ströme, in Abbildung 52 für die Saugstufe mit Rückenschaufeln und einer Stufe mit Entlastungsbohrungen graphisch aufbereitet, relevant sind:

### Hauptströme:

- Strömungsmenge am Eintritt in die Stufe ( $Q_{\text{ein}}$  – violett)
- Menge, welche vom Laufrad im Hauptkanal gefördert wird ( $Q_{\text{LA}}$  – blau)
- Menge, welche in Leit- und Rückführschaufeln transportiert wird ( $Q_{\text{LE}}$  – dunkelrot)

### Nebenströme:

- Zwischen vorderem Radseitenraum und Saugbereich ( $Q_{\text{RSR,vo}}$  – grün)
- Über die Drosselspalte im hinteren Radseitenraum ( $Q_{\text{RSR,hi}}$  – orange)
- Im Spalt zwischen Welle und Gehäuse ( $Q_{\text{Spalt}}$  – beige)
- Durch die Entlastungsbohrungen ( $Q_{\text{EB}}$  – gelb) – entfällt bei der Saugstufe, da Rückenschaufeln vorhanden

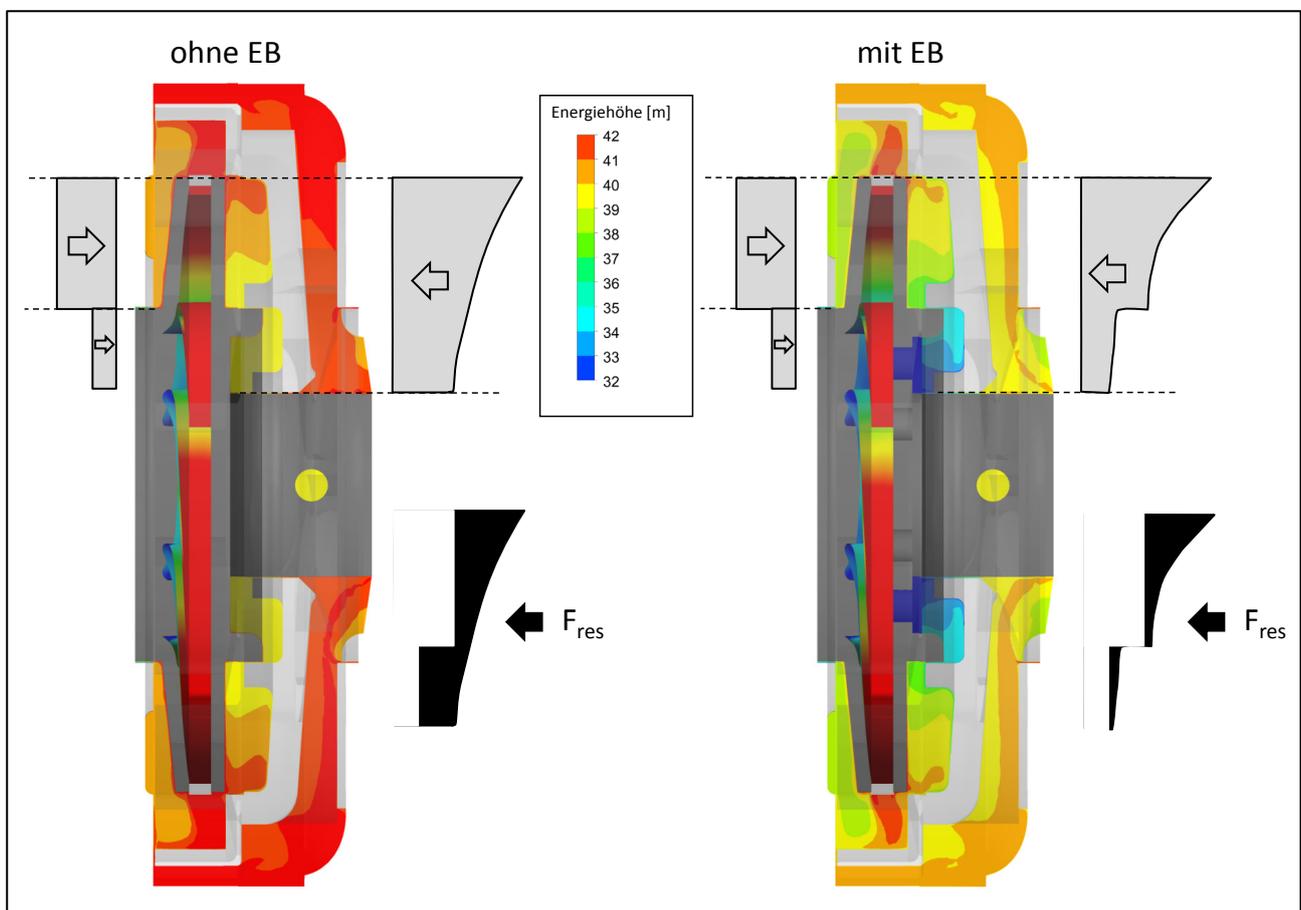


**Abbildung 52: Definition der Strömungs- und Leckagepfade in der Saugstufe (links) und einer Stufe**

Obwohl speziell bei API-Pumpen Mindest-Spaltweiten vorgegeben werden, ist die Kenntnis über die Spaltstrommengen für eine Wirkungsgradanalyse bzw. Optimierung relevant. Zusätzlich beeinflussen die

Spaltstrommengen in den Radseitenräumen, neben jener durch die Entlastungsbohrungen, maßgeblich die Druckverteilung auf die Deck- und Tragscheibe und damit die resultierende Axialkraft.

In Abbildung 53 ist die Druckverteilung im Querschnitt der dritten Stufe und die daraus resultierenden Kräfte auf die vordere und hintere Deckscheibe dargestellt. Neben der etwas geringeren Förderhöhe wird durch Implementierung der Entlastungsbohrungen der Spaltstrom im hinteren Radseitenraum deutlich (in Teillast bis zu 50 % – in Überlast nur noch ca. 5-10 %) erhöht. Neben dem direkten Einfluss der Entlastungsbohrung bewirkt auch der Spaltstrom eine deutliche Reduktion der resultierenden Axialkraft wie ein Vergleich der dunkelgrau eingefärbten Flächen belegt. So zeigten bereits Della Gatta [26] und Salvadori [90], dass durch Steigerung der Spaltströme in den Radseitenräumen der Druck auf die Deckscheiben reduziert und damit die Axialkraft beeinflusst werden kann. Dieser Effekt ist gegenläufig – so bewirkt ein erhöhter Spaltstrom im vorderen Radseitenraum einen erhöhten Axialschub in Richtung Saugseite und im hinteren Radseitenraum einen reduzierten Axialschub in Richtung Saugseite.

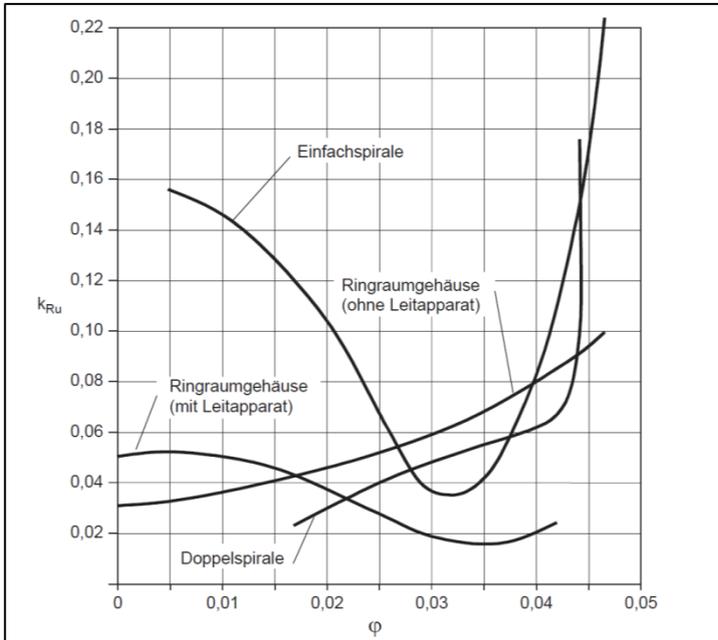


**Abbildung 53: Einfluss der Entlastungsbohrung auf die Druckverteilung in den Radseitenräumen – links ohne/rechts mit EB**

#### **Kräfte auf die einzelnen Komponenten:**

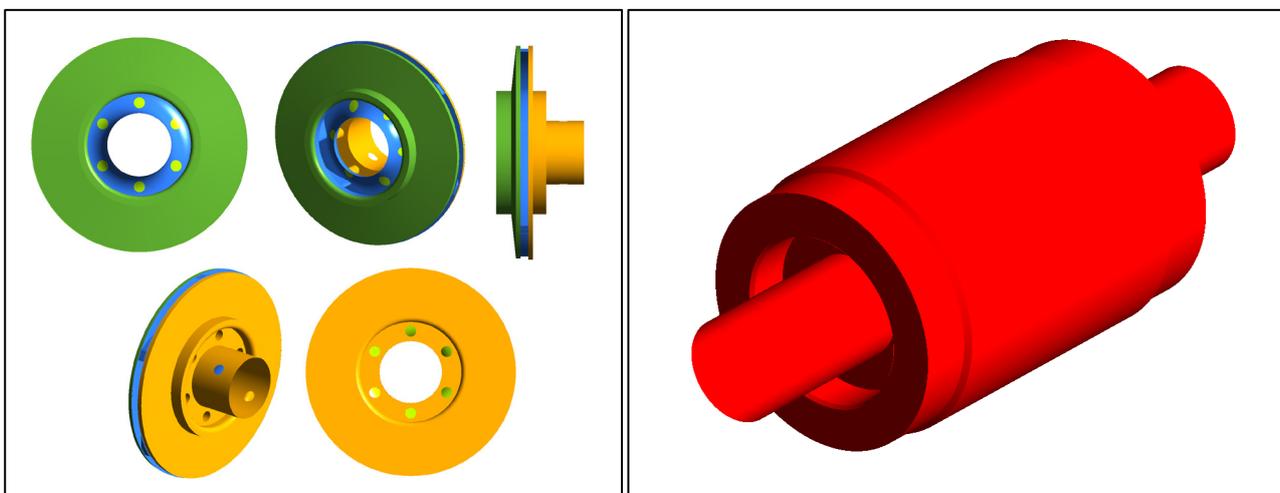
In Strömungsmaschinen sind üblicherweise sowohl Radial- als auch Axialkräfte von Interesse. In diesem Fall sind jedoch durch die Verwendung von Leitschaufeln in den ersten drei Stufen und einem Ringraum ohne

Leitapparat, welche die Radialkräfte im Vergleich zu anderen Bauformen (vgl. Abbildung 54) vergleichsweise gering halten, ausschließlich die Axialkräfte ausgewertet worden. Da die Aussagekraft bei Vernachlässigung von Spaltrohrmotor oder Radseitenräumen nicht gegeben ist, wurden Axialkräfte nur für die Modelle C, D und E analysiert.



**Abbildung 54: Verlauf der Radialkraft in Abhängigkeit von der Gehäusebauform für eine Pumpe mit  $n_q = 19$  U/min aus Gülich [37]**

So setzt sich letztendlich die resultierende Axialkraft aus den Kräften auf die 4 Laufräder und den Spaltrohrmotor zusammen (vgl. Abbildung 55). Dabei wurden die Kräfte jeder Stufe auf die vordere (grün) und hintere Deckscheibe (orange) sowie jene auf die Schaufel mit Laufschaufelkanal (blau) getrennt ausgewertet und in weiterer Folge analysiert.



**Abbildung 55: Farbliche Markierung der Auswerteflächen am Beispiel des Laufrades der dritten Stufe (links) und des Spaltrohrmotors (rechts)**

Neben der numerischen Berechnung der auftretenden Axialkraft, welche, wie in den folgenden Kapiteln gezeigt wird, nur mit sehr aufwendigen Modellen zuverlässig möglich ist, bieten analytische Anhalte oftmals eine gute Näherungslösung.

Die maximal auftretende Axialkraft kann sehr einfach über Förderhöhe ( $H_{tot}$ ), Laufrad- ( $D_{2m}$ ) und Wellendurchmesser ( $D_D$ ) abgeschätzt werden.

$$F_{ax,max} = \rho \cdot g \cdot H_{tot} \cdot \frac{(D_{2m}^2 - D_D^2) \cdot \pi}{4} \quad (\text{Gl. 46})$$

Da diese Berechnung jedoch eindeutig zu pessimistisch ist, gibt es weitere, deutlich zuverlässigere Anhalte.

So berechnet Jaberg [51] die auftretende Axialkraft für Radialpumpen mit geschlossenen Laufrädern im Bereich des Optimums primär anhand des Spalt- ( $D_{Sp}$ ) und Laufraddurchmessers ( $D_{2m}$ ) bzw. der ausgeführten Spaltweite  $s$  (daher der Faktor 1,08). Diese Näherungslösung ist nur für Ausführungen ohne Entlastungsbohrungen gültig.

$$F_{ax} = 1,08 \cdot \left( 0,5 \cdot \left( \frac{D_{Sp}}{D_{2m}} \right)^3 + 0,09 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H_{tot} \cdot \frac{D_{2m}^2 \cdot \pi}{4} \quad (\text{Gl. 47})$$

Gülich [37] erlaubt die Berechnung der Axialkraft anhand einer Faustformel sowohl ohne als auch mit Entlastungsbohrungen, wobei statt des Laufraddurchmessers der Wellendurchmesser ( $D_D$ ) verwendet wird.

$$F_{ax,unentlastet} = 0,9 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{tot} \cdot \frac{(D_{Sp}^2 - D_D^2) \cdot \pi}{4} \quad (\text{Gl. 48})$$

$$F_{ax,entlastet} = 0,2 \cdot F_{ax,unentlastet} \quad (\text{Gl. 49})$$

Da die Axialkräfte in Aufbau A, also im realen Betriebszustand, lediglich über die magnetischen Kräfte des Spaltrohrmotors abgetragen werden, ist weniger die Kenntnis der absoluten Höhe, als die relative Veränderung der Optimierungsvarianten von Interesse. Ein wesentlicher Ungenauigkeitsfaktor sei an dieser Stelle bereits erwähnt: die Position der Laufräder und deren Zuordnung zu den Leitschaufeln ist bei sämtlichen numerischen Simulationen konstant und somit nicht lastabhängig. Im Betriebszustand ist jedoch ein axiales Spiel von 1,5 mm zulässig, was zu deutlich geändertem Axialkraftverhalten (vgl. Gülich in Abbildung 17 oder Cooper [24]) führt.

Ein Vergleich der anhand dieser Anhalte berechneten Axialkräfte und jener aus der Simulation ist in Kapitel 5.3.3 in Tabelle 16 gezeigt.

### 5.3.2 Qualitative Auswertungen

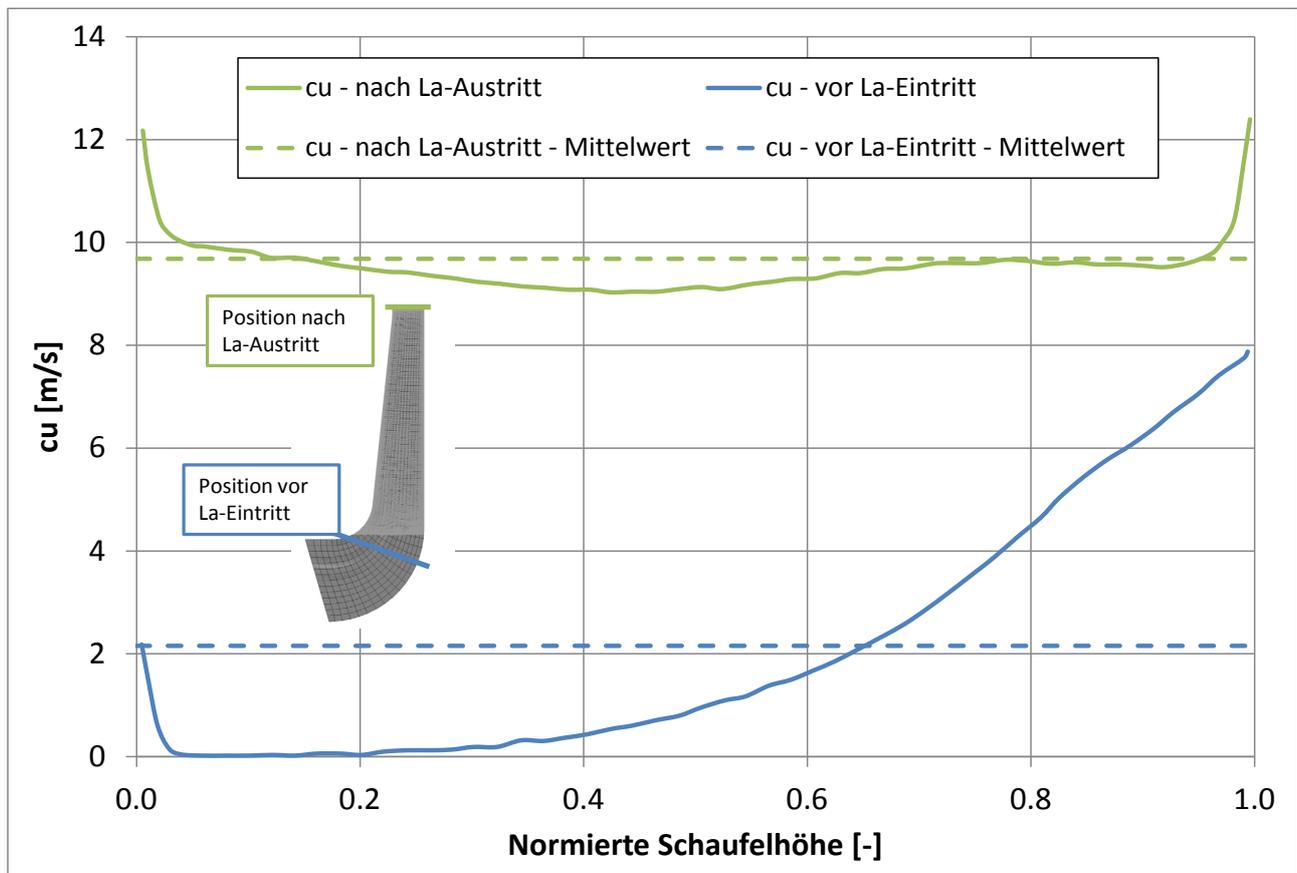
#### Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten ( $c_m, c_u$ ) der Laufräder:

Einen weiteren Aufschluss über den Betrieb und die Effizienz der Laufräder gibt die Analyse der relevanten Geschwindigkeitskomponenten zwischen Ein- und Austritt.

Die Energieumsetzung im Laufrad ist nach Euler, d.h. reibungsfrei, definiert als:

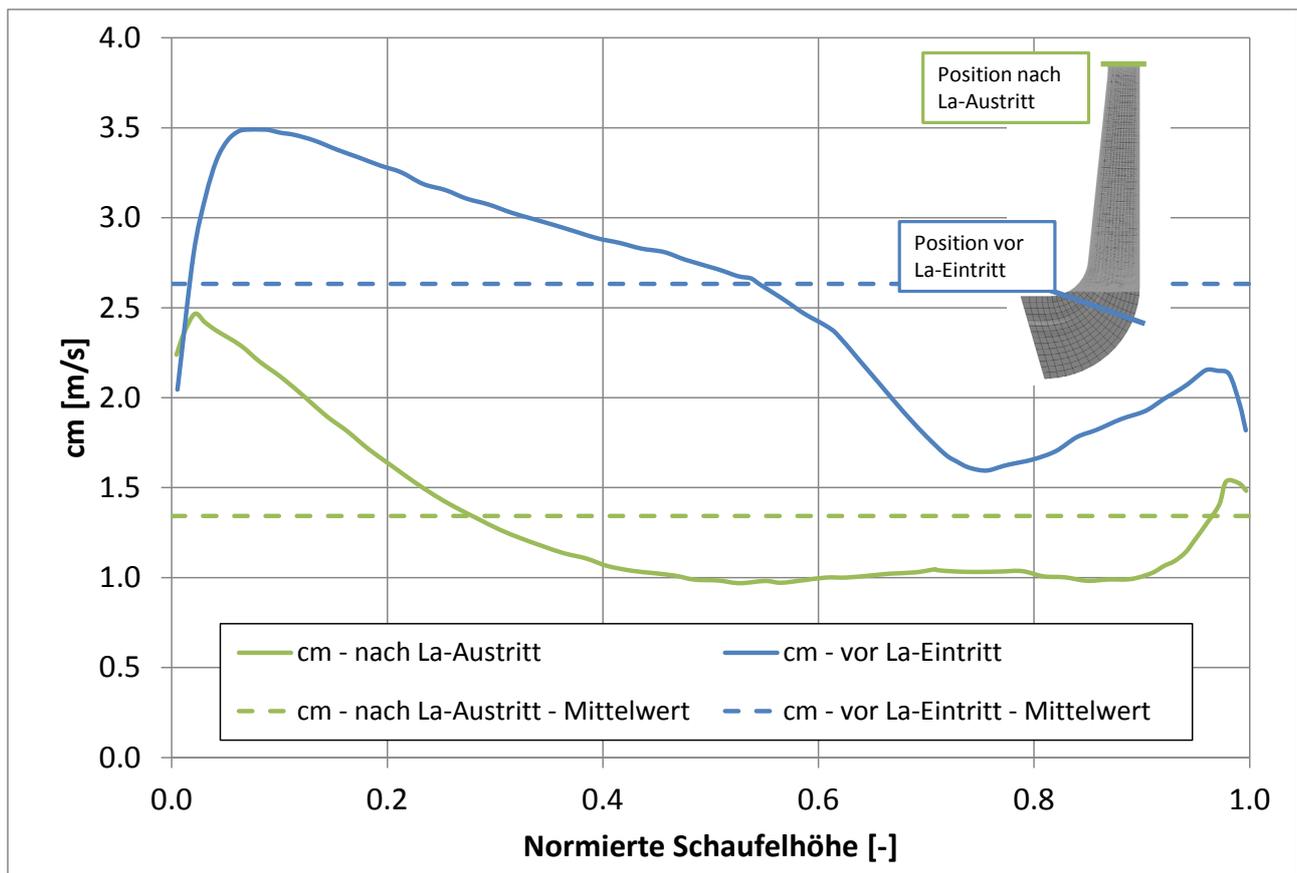
$$H = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (\text{Gl. 50})$$

mit dem Index „1“ am Eintritt und „2“ am Austritt aus dem Pumpenlaufrad. Eine Auswertung der Drallkomponente  $c_u$  des Laufrades der zweiten Stufe im Optimum ist in Abbildung 56 dargestellt (die exakten Auswertepositionen sind in Abbildung 84 links dargestellt). Der Drall am Eintritt des Laufrades sollte dabei möglichst gering sein, also 0 m/s betragen, was auch bis ca. 40 % der Schaufelhöhe der Fall ist. Je näher an der Deckscheibe, desto höher der Drall am Eintritt in das Laufrad und damit verbunden geminderte Förderhöhe.



**Abbildung 56: Drallkomponente  $c_u$  am Eintritt (blau) und Austritt des Stufenlaufrades der 2. Stufe – aufgetragen von Hub/Nabe (Position 0) bis Shroud/Deckscheibe (Position 1)**

Neben der Drallkomponente  $c_u$  ist auch die mittlere absolute Strömungsgeschwindigkeit  $c_m$  wesentlich für die Beurteilung einer Hydraulik. Weicht diese stark von einem Mittelwert ab, so deutet dies auf eine mögliche Versperrung der Strömung hin. In Abbildung 57 ist die  $c_m$ -Auswertung des Stufenlaufrades der 2. Stufe im Optimum dargestellt, wobei eine deutlich überhöhte Geschwindigkeit am Eintritt im Bereich der Tragscheibe erkennbar ist, welche zur Deckscheibe hin stetig abnimmt. Eine gleichmäßige Verzögerung der Strömung, wie üblicherweise bei Pumpen gewünscht, ist für die berechnete und hier dargestellte Ausgangsvariante ebenfalls nicht erkennbar.



**Abbildung 57: Mittlere absolute Strömungsgeschwindigkeit  $c_m$  am Eintritt (blau) und Austritt des Stufenlaufrades der 2. Stufe – Hub (Position 0) bis Shroud (Position 1)**

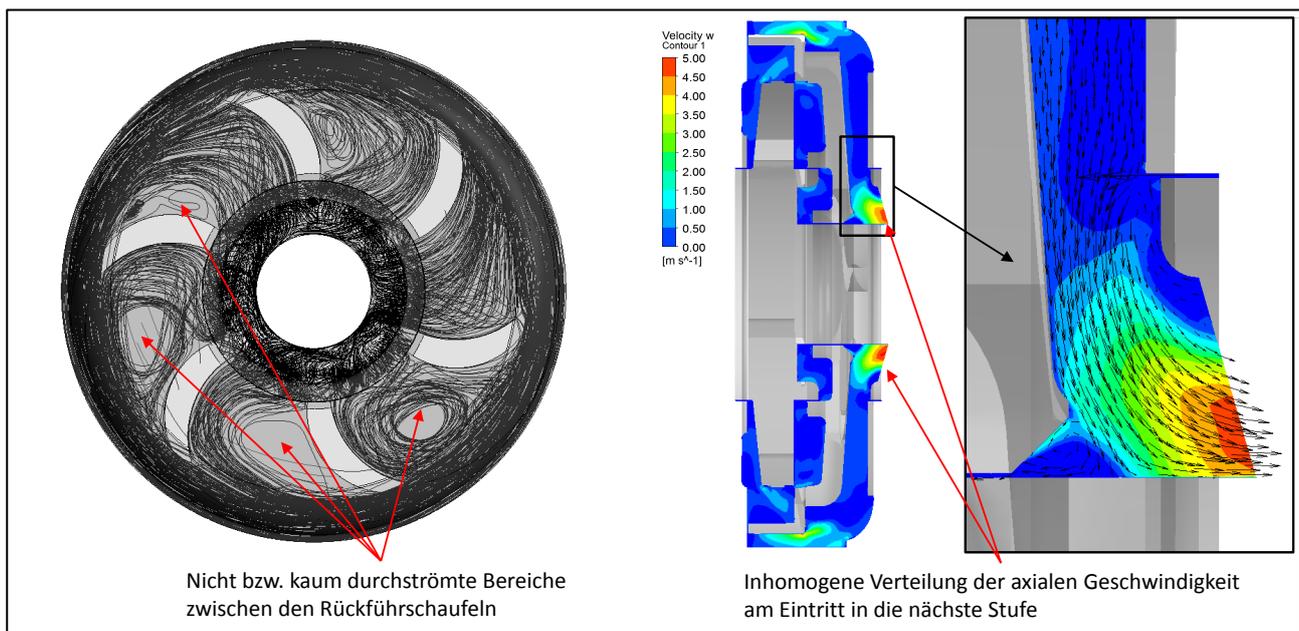
Diese Analysen wurden primär für die folgende Verlustanalyse und die anschließende Optimierung durchgeführt. So konnte auf Basis dieser Daten gezeigt werden, dass die Laufräder nicht ausschließlich für den geringen Wirkungsgrad verantwortlich waren, obwohl die Ausführung des Laufrades, besonders der Flächenverteilung entlang des Strömungspfad zwischen Ein- und Austritt, noch verbesserungsfähig ist, was sich in der ungleichförmigen Verzögerung im Laufradkanal widerspiegelt.

Allerdings kann bedingt durch nicht optimale Anströmbedingungen der voranliegenden Rückführpartie das Potential der Laufräder nicht vollständig genutzt werden. Dies zeigt sich darin, dass durch die auftretenden Strömungsinhomogenitäten, vor allem am Eintritt nahe der Deckscheibe, kein gleichmäßiger Drallaufbau erfolgen kann.

## Strömung in den Leit- und Überstromkanälen:

Wie bereits bei der Analyse der Geschwindigkeitskomponenten gezeigt, liegt besonders in der Anströmung der Laufräder beträchtliches Optimierungspotential. Durch die benötigte Umlenkung der Strömung (radiale Abströmung der Laufräder – axiale Zuströmung des Laufrades der nächsten Stufe) in den Leit- und Überstromkanälen, wird ein Kompromiss zwischen möglichst verlustarmer Umlenkung und idealer Anströmung des nächsten Laufrades angestrebt.

Die Darstellung der Strömung im Überstromkanal der zweiten Stufe in Abbildung 58 zeigt, dass gewisse Bereiche nicht bzw. kaum durchströmt werden. Diese Tatsache kann als Basis für eine Optimierung genutzt werden. Weiters zeigt die Auswertung im Längsschnitt durch die Pumpe (rechtes Bild – Abbildung 58), dass die Anströmung des Laufrades der 3. Stufe sehr ungleichmäßig erfolgt. Die dabei aufgetragene Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung ist im Bereich der Nabe deutlich größer als an der Deckscheibe. Diese Aussage korrespondiert auch mit der Darstellung der mittleren absoluten Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt in das Laufrad (Abbildung 57: blaue Linie – Bereich zwischen 0 und 0,2).



**Abbildung 58: Visualisierung der Strömung im Überstromkanal der zweiten Stufe**

Die Leitschaufeln dienen einer Verzögerung der Strömungsgeschwindigkeit und damit der Umwandlung von kinetischer in potentielle Energie. Wird die Strömung jedoch zu stark verzögert, so treten Ablösungen auf, welche den Kanal versperren und zu Verlusten führen.

Diese qualitativen Auswertungen, Analysen und Erkenntnisse sind im Hinblick auf die anschließende Optimierung eine wesentliche Unterstützung. So wäre beispielsweise die Kenntnis der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten am Laufradein- und Austritt ohne die Verteilung über die Schaufelhöhe nahezu wertlos.

### 5.3.3 Ergebnisse der Modellvariationen

Die im Folgenden gezeigten Ergebnisse wurden mit hydraulisch glatten Wänden und „Stage“-Interfaces zwischen Lauf- und Leiträdern in stationärer Betrachtungsweise berechnet. Dabei werden die durch die jeweilige Modellerweiterung verursachten Veränderungen, sowohl die Förderhöhe als auch den hydraulischen Wirkungsgrad betreffend, für alle Modelle aufgezeigt. Der Einfluss auf die Axialkräfte, besonders über die Entlastungsbohrungen, und den Motorteilstrom wird ausschließlich anhand der betreffenden Modelle beschrieben. So zeigt sich, dass erst durch die in dieser Arbeit erstmals vorgestellte, vollständige Modellierung die präzise Berechnung einer realen, mehrstufigen Spaltrahrmotorpumpe ermöglicht wird.

#### Einfluss des Spaltrahrmotors – Vergleich Modell A/B

Der Spaltrahrmotor wirkt sich wesentlich auf die Förderhöhencharakteristik der Pumpe (vgl. Abbildung 59) aus, da einerseits durch die erhöhte Fördermenge der letzten Stufe die Förderhöhe reduziert wird und andererseits durch den Abzug des Motorteilstroms im Ringraum der letzten Stufe geänderte Strömungsbedingungen herrschen. Zusätzlich werden durch die Rückführung des Motorteilstroms in den Saugbereich der letzten Stufen die Anströmbedingungen verändert, was ebenfalls die erreichbare Förderhöhe beeinflusst.

Die Reduzierung des hydraulischen Wirkungsgrades um 4 % bis 6 % (vgl. Abbildung 60) resultiert einerseits aus dem benötigten Motorteilstrom und andererseits über die Reibungsverluste des Rotors. Obwohl im Betriebspunkt  $Q = 0,7 \text{ l/s}$  der Motorteilstrom bereits 50 % der Fördermenge beträgt – die letzte Stufe fördert also knapp über  $1 \text{ l/s}$  – fällt die Wirkungsgradreduktion trotzdem vergleichsweise gering aus, da die letzte Stufe (näherungsweise) aufgrund der 4-stufigen Ausführung den Wirkungsgrad nur zu 25 % beeinflusst.

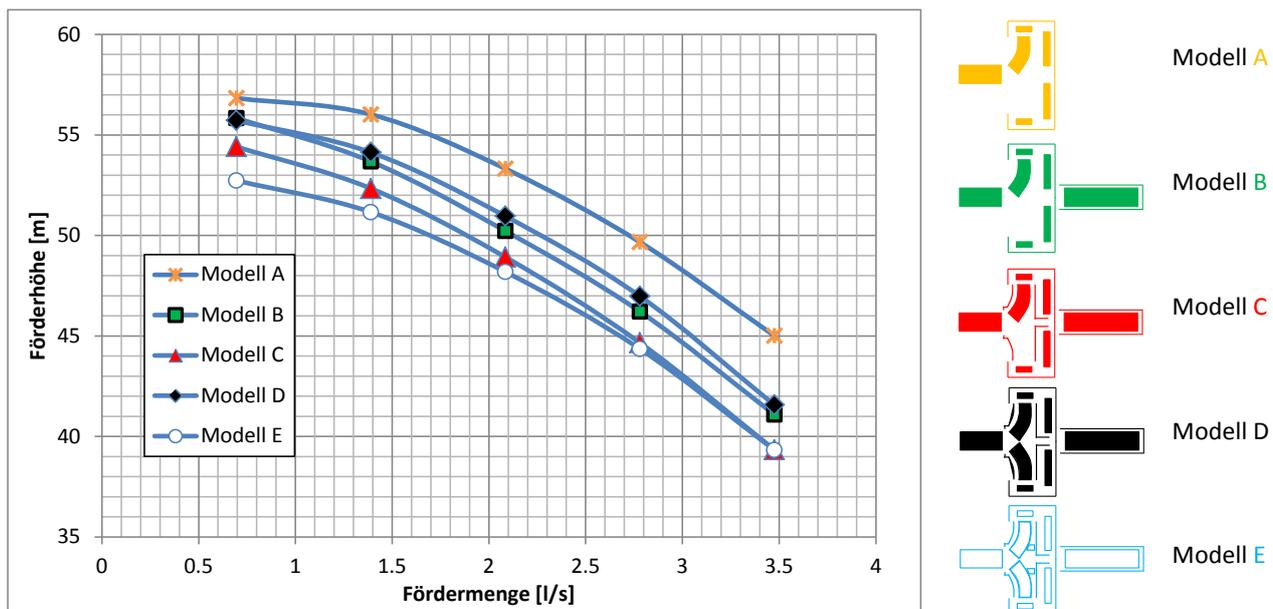


Abbildung 59: Förderhöhe der untersuchten Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell;

## Einfluss der Radseitenräume – Vergleich Modell B/C

Die erwartete Verschiebung der Förderhöhenkennlinie durch Implementierung der Radseitenräume – und somit der Spalte mit den damit verbundenen höheren Stufenfördermengen – ist in Abbildung 59 aufgetragen. Die Reduktion der Förderhöhe bedingt ebenfalls einen Rückgang des Motorteilstroms (Abbildung 61). Diese beiden Effekte fallen jedoch wesentlich geringer aus, als die in Abbildung 60 gezeigte Verringerung des hydraulischen Wirkungsgrades, um teilweise nahezu 10 %. Dies war jedoch aufgrund der niedrigen spezifischen Schnellläufigkeiten der Pumpe bzw. der einzelnen Stufen zu erwarten. So gibt Pfeleiderer [83] als Richtwert zur analytischen Wirkungsgradkorrektur einer einflutigen, einstufigen Kreiselpumpe mit einer spezifischen Schnellläufigkeit von  $n_q = 20$  U/min kombinierte Spalt- und Radreibungsverluste im Optimum von etwa 8 % an. Obwohl Modell C das reale Verhalten der Pumpe nicht vollständig wiedergibt, erscheint dieser Vergleich aufgrund der Modellähnlichkeit zwischen B und C zulässig.

Feng und Benra [31] haben ebenfalls den Einfluss der Radseitenräume und der dadurch auftretenden zusätzlichen Reibungs- und Spaltverluste anhand einer Pumpe mit ähnlich niedrig spezifischer Drehzahl samt Leit- und Rückführschaufeln untersucht. Der relative Spaltdurchfluss ( $Q_{\text{SpaltRSRvo}}/Q_{\text{opt}}$ ) von ca. 0,125 ist vergleichbar mit dem bei der untersuchten Pumpe berechneten Mittelwert von 0,1, womit eine sehr gute Vergleichbarkeit gegeben ist. So geben Feng und Benra einen durch Modellierung der Radseitenräume um 6,3 % verringerten Wirkungsgrad und eine um 9,7 % reduzierten Förderhöhe an. Dies deckt sich gut mit den in dieser Arbeit berechneten Werten von knapp 6 % (Wirkungsgrad – absolut) bzw. 11 % (Förderhöhe – relativ).

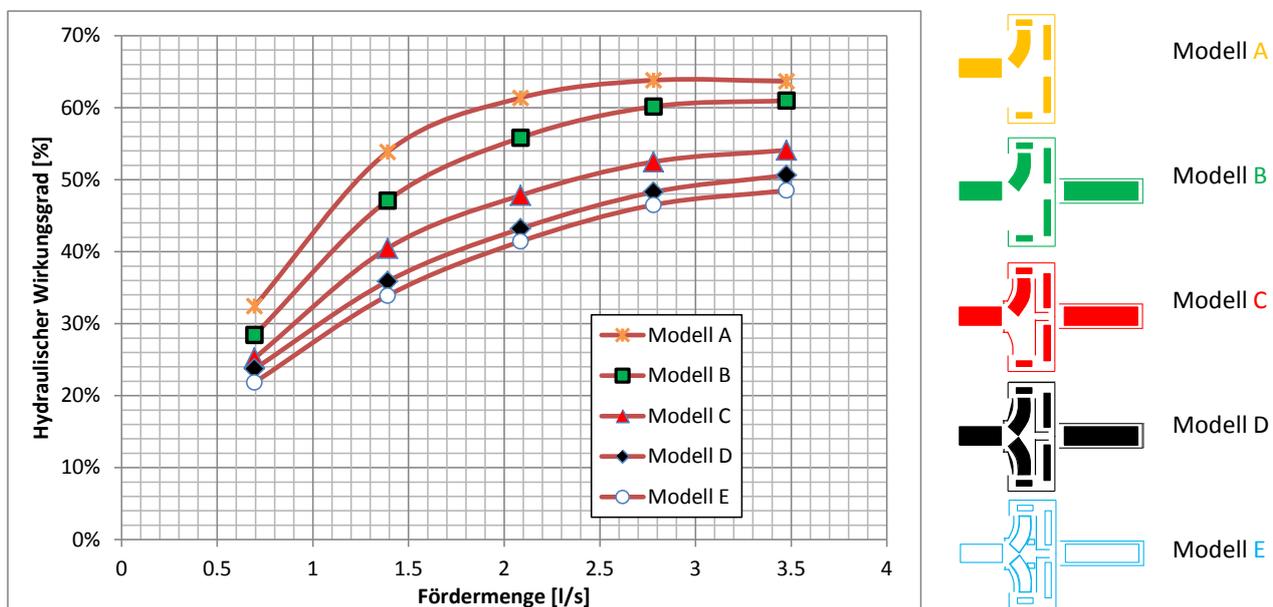


Abbildung 60: Hydraulischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom verwendeten Modell

## Einfluss der Laufradmodellierung – Vergleich Modell C/D

Etwas überraschend, da Periodizitätseffekte traditionell in der numerischen Simulation stark angewendet werden, ist der deutliche Einfluss der Laufradmodellierung. So ergibt sich bei gleichen numerischen Einstellungen eine um etwa 2 m größere Förderhöhe bei Modellierung sämtlicher Laufradkanäle im Vergleich zu einem reduzierten Modell mit lediglich einem Kanal. Dafür hauptverantwortlich sind die Leitschaufeln bzw. die gesamte Rückführpartie. Die Mittelung der Strömungsgrößen ergibt bei einer unterschiedlichen Anzahl von Lauf- und Leitschaufeln zwangsweise abweichende Strömungsbedingungen. Diese Vereinfachung in Modell C führte deswegen auch zu überschätzten Wirkungsgraden. Weiters bedingen die geänderte Förderhöhe und Strömung in den Radseitenräumen eine ebenfalls abweichende resultierende Axialkraft, wobei der Verlauf näherungsweise gleichbleibend ist – vgl. Abbildung 64.

Diesen Einfluss der Strömung in den Radseitenräumen auf die Axialkraft hat Shi [98] sowohl numerisch als auch experimentell untersucht und konnte erst bei vollständiger Modellierung eine sehr gute Übereinstimmung mit Abweichungen < 10 % mit den experimentellen Ergebnissen zeigen. Das belegt abermals die Notwendigkeit des Vollmodells zur präzisen Berechnung bestimmter Effekte.

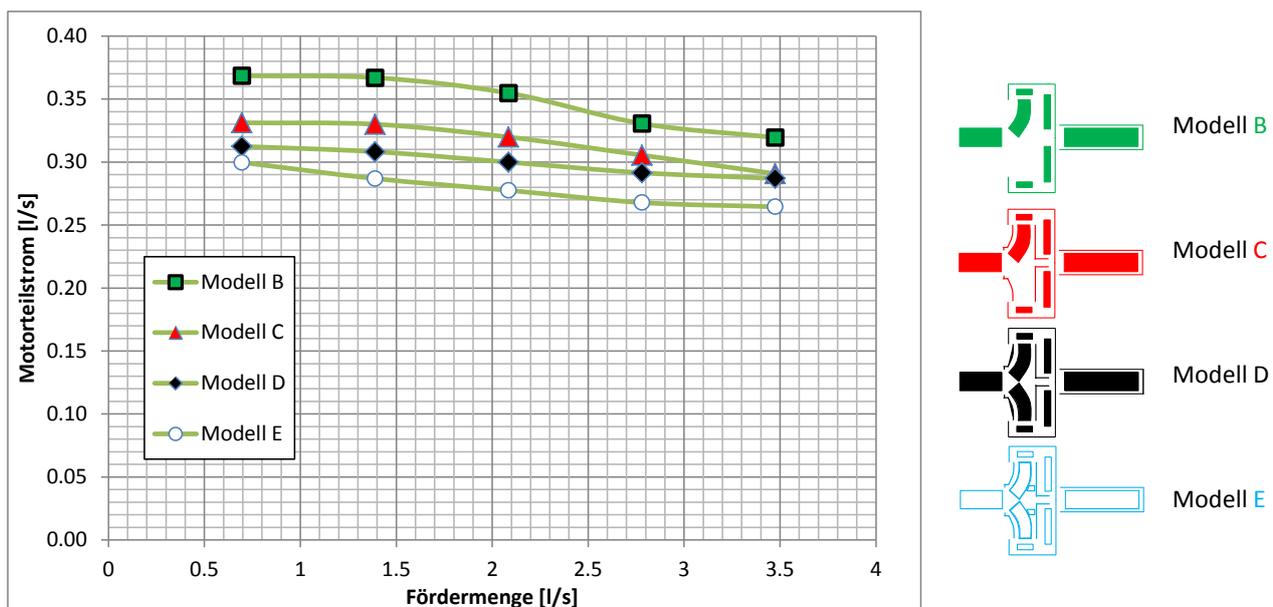
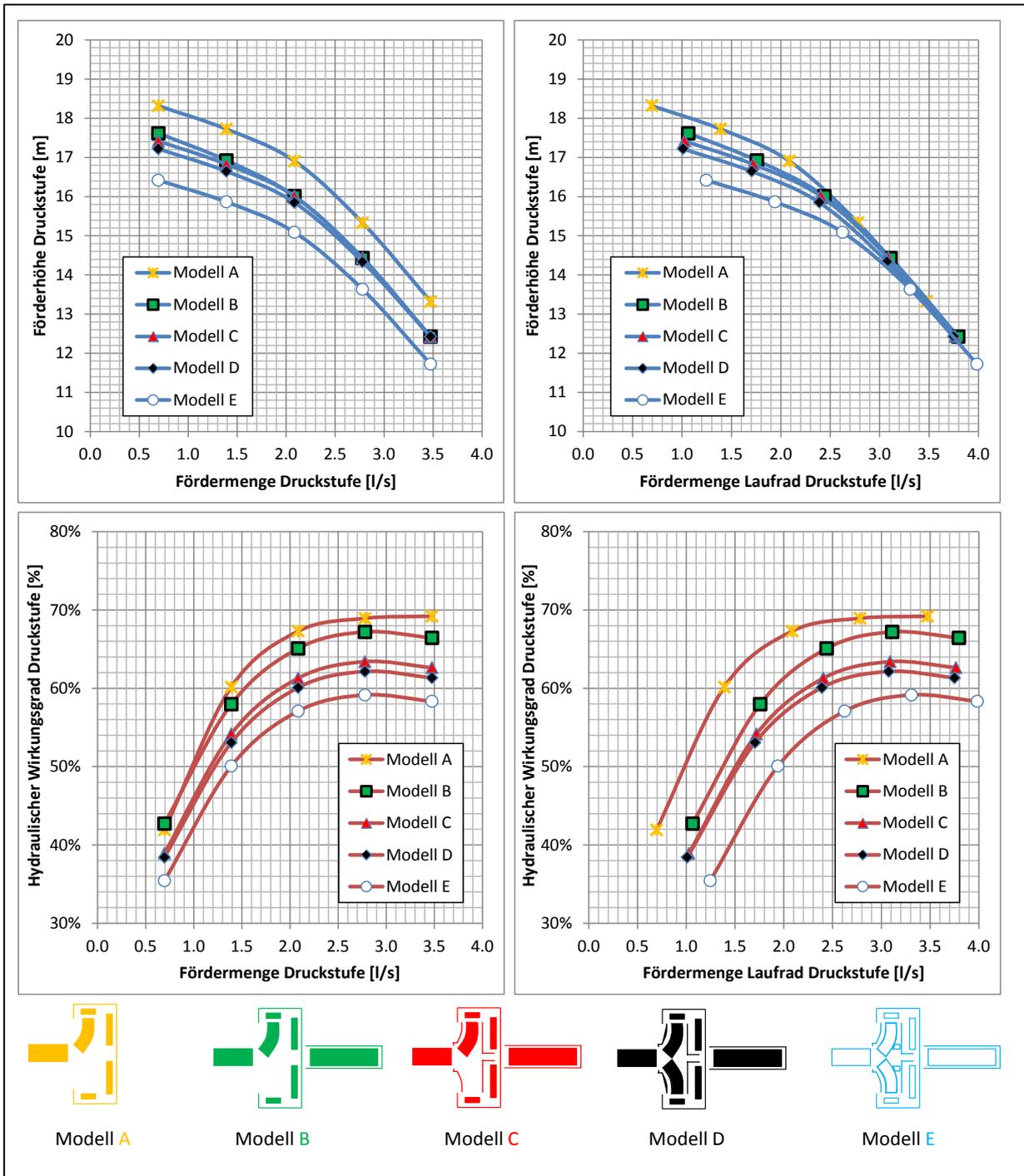


Abbildung 61: Motorteilstrom der Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell

Der erhöhte Motorteilstrom trotz niedrigerer Förderhöhe kann erst durch detaillierte Analyse der Stufenförderhöhen erklärt werden. Sind die Förderhöhen der ersten 3 Stufen aufgrund der Rotor-Stator-Wechselwirkungen zwischen Lauf- und Leiträder niedriger, so ergibt Modell C in der Druckstufe, welche maßgeblich für den Motorteilstrom ist, eine um ca. 0,2 m größere Förderhöhe – siehe Abbildung 62 oben.

Die Ergebnisse der vollständigen Modellierung der Laufräder – z.B anhand der Druckstufe mit sechs Laufradkanälen anstatt nur einem – zeigen im Bereich des Optimums einen um etwa 1,5 % geringeren hydraulischen Wirkungsgrad – siehe Abbildung 62 unten. Betrachtet man die gesamte Pumpe, so beträgt der Einfluss auf den hydraulischen Wirkungsgrad im Bereich der Nennfördermenge von 3 l/s zwischen 3 % und 4 % wie Abbildung 60 zeigt.



**Abbildung 62: Förderhöhe u. Wirkungsgrad der Druckstufe in Abhängigkeit der Bezugsfördermenge**

Die bisherigen Darstellungen zeigten die jeweiligen Ergebnisse immer bezogen auf die Pumpenfördermenge. Im oben gezeigten Fall der Druckstufe entspricht die Stufenfördermenge auch der Pumpenfördermenge. Wertet man allerdings bezogen auf die Laufradfördermenge aus, so verschieben sich die Ergebnisse nicht nur vertikal (z.B. geringerer Wirkungsgrad infolge Modellierung der Radseitenräume), sondern auch in horizontaler Richtung hin zu größeren Mengen. Damit werden die Einflüsse des Spaltrohrmotors oder der Entlastungsbohrungen deutlicher sichtbar wie die Vergleiche der Förderhöhe und des hydraulischen Wirkungsgrades der Druckstufe in Abbildung 62 zeigen.

---

## **Einfluss der Entlastungsbohrungen – Vergleich Modell D/E**

Die Berechnungen für das Modell E, welches die reale Hydraulik mit bestmöglicher Genauigkeit abbildet, zeigen, dass die Förderhöhe in etwa um 2-3 m und der Wirkungsgrad um bis zu 2 % durch die Verwendung von Entlastungsbohrungen reduziert werden.

Vergleichbare Werte erhält Bahm [10] aus Untersuchungen an einer einstufigen Radialpumpe mit einer spezifischen Schnellläufigkeit von  $n_q = 23,1$  U/min. So ist der von Bahm gemessene, relative Spaltdurchsatz ( $Q_{\text{Spalt}}/Q_{\text{opt}}$ ) von ca. 0,09 vergleichbar mit dem bei der untersuchten Pumpe berechneten Mittelwert von 0,1, womit abermals eine sehr gute Vergleichbarkeit gegeben ist. Der hydraulische Wirkungsgrad im Bereich des Optimums sinkt beim Einsatz von Entlastungsbohrungen um ca. 2 %, die Förderhöhe um knapp 2 m (entspricht 4 % von  $H_{\text{opt}}$ ). Einen ähnlichen Förderhöhenabfall von etwa 3 %  $H_{\text{opt}}$  beim Einsatz von Entlastungsbohrungen zeigten auch Will und Benra [120] anhand einer einstufigen Pumpe mit  $n_q = 22,8$  U/min auf.

Neben einem ebenfalls geringfügig reduzierten Motorteilstrom (siehe Abbildung 61), bedingt durch die verringerte Förderhöhe, sind die Auswirkungen auf die Axialkraft erwartungsgemäß – diese nimmt um teilweise mehr als 50 % über den gesamten Betriebsbereich ab (vgl. Abbildung 64). Neben den geringeren Absolutwerten ergibt sich durch Verwendung von Entlastungsbohrungen ein abweichender Axialkraftverlauf im Vergleich zu den Modellen C und D.

Ein Vergleich der simulierten, mit den bereits in Kapitel 5.3.1 berechneten Axialkräften (im Optimum bei einem Durchfluss von 3,3 l/s und einer Förderhöhe von 36 m), sind in Tabelle 16 zusammengefasst. So liegt der vereinfachte Anhalt zur Abschätzung der Axialkraft etwa den Faktor 4 über den numerisch bzw. von Jaberg und Gülich errechneten Werten. Diese stimmen jedoch überraschend gut mit den numerischen Ergebnissen überein. Allerdings ist die berechnete Axialkraft nach Gülich bei Einsatz von Entlastungsbohrungen nur halb so groß wie in der Numerik, weshalb zwar unter Umständen die Größenordnung durchaus für eine Dimensionierung einer Axialkraftentlastung geeignet ist, für eine möglichst genaue Berechnung jedoch die Simulationsergebnisse zu bevorzugen sind.

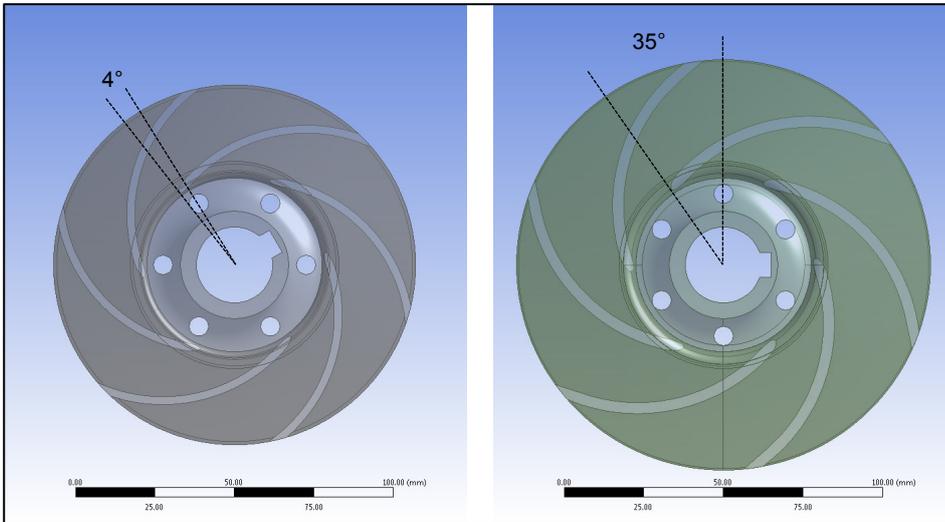
**Tabelle 16: Vergleich der berechneten Axialkraft im Optimum**

	Axialkraft [N]	
	ohne Entlastungsbohrungen	mit Entlastungsbohrungen
Jaberg	709	-
Gülich	828	166
CFD - Modell D	640	-
CFD - Modell E	-	350
Max. auftretende Axialkraft	3345	-

Bahm weist messtechnisch ebenfalls einen deutlichen Einfluss der Entlastungsbohrungen auf die Axialkraft nach – allerdings um den Faktor 3, wobei der Verlauf analog zu den hier erhaltenen Ergebnissen ist.

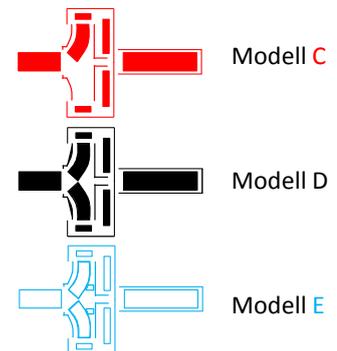
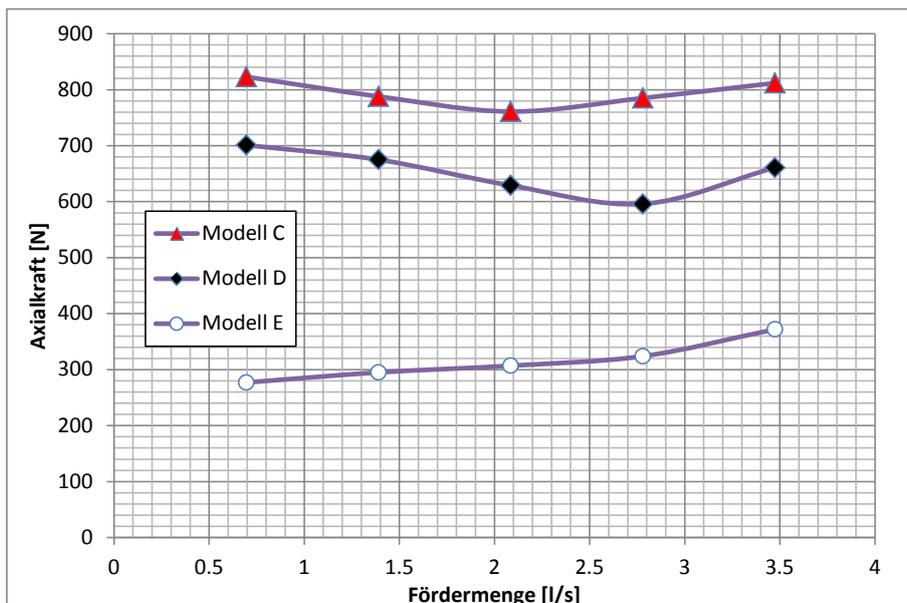
Salvadori [90] und Bhatia [17] versuchten über einen vereinfachten Ansatz die Axialkraft einer mehrstufigen Pumpe zu berechnen, indem sie die Kräfte in einer Stufe simulierten und auf mehrere Stufen hochrechneten.

Sie kamen jedoch zu der Erkenntnis, dass nur durch eine vollständige Modellierung eine zuverlässige Axialkraftbestimmung möglich ist.



**Abbildung 63: Vergleich Position Entlastungsbohrungen; Stufen- vs. Druckstufenlaufrad (rechts)**

Die bei der in dieser Arbeit untersuchten Pumpe vorhandenen Entlastungsbohrungen wurden anhand der tatsächlichen Ausführung erstellt. Diese weisen zwar alle einen Durchmesser von 6 mm auf, sind jedoch in Umfangsrichtung je nach Laufradvariante unterschiedlich platziert. Liegen die Entlastungsbohrungen der Stufenlaufräder nahe der Eintrittskante (siehe Abbildung 63 links), so sind diese beim Druckstufenlaufrad relativ mittig im Schaufelkanal angeordnet. In weiterer Folge (Kapitel 6) kann gezeigt werden, dass diese Positionierung zwar keinen Einfluss auf die Axialkraft hat, jedoch den Wirkungsgrad in gewissem Maße beeinflusst.



**Abbildung 64: Resultierende Axialkraft der Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell**

### 5.3.4 Ergebnisse der unterschiedlichen numerischen Modellierungen

Wie bereits einleitend erwähnt, ist die numerische Modellierung bei den stationären Simulationen zwischen stehenden und rotierenden Bauteilen mit mehreren Interface-Modellen möglich. Besonders bei Einsatz von nicht periodischen Lauf- und Leitschaufelanzahlen kann ein unterschiedlicher Modellierungsansatz zu deutlich abweichenden Ergebnissen führen. Aus diesem Grund wurden auch transiente Berechnungen am vollen Modell E durchgeführt. Neben diesen Modellierungsansätzen wird abschließend noch detailliert auf die numerische Abbildung der Oberflächenbeschaffenheit von Bauteilen eingegangen. Da die bei dieser untersuchten Pumpe verwendeten Bauteile oftmals über eine durch den Herstellungsprozess – ein eher gröberes Gussverfahren – bedingte, deutlich von einer hydraulisch glatten Fläche abweichenden Oberfläche verfügen, war dieser Schritt zur möglichst exakten Nachrechnung nötig.

#### Einfluss der Interface-Modellierung anhand Modell D

Durch Modellierung als „Stage“-Interfaces ist über den gesamten betrachteten Betriebsbereich eine nahezu konstant um 2 m größere Förderhöhe im Vergleich zum „Frozen Rotor“-Interface, wie in Abbildung 65 gezeigt, festzustellen. Da für die untersuchte Kennlinie die Zuordnung zwischen Laufrädern und Leiträdern nicht verändert wurde, wären je nach Position auch größere oder kleinere Unterschiede möglich. Dies zeigt eine Detailanalyse zum Clocking in Kapitel 6. Der hydraulische Wirkungsgrad ist näherungsweise ident und zeigt nur in tiefer Teillast eine Abweichung von etwa 2,5 %, wobei ein geringer Anteil davon auf nicht vollständige Konvergenz der „Frozen-Rotor“-Simulation zurückzuführen ist. Der Motorteilstrom ist, ebenso wie die aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht mehr dargestellte Axialkraft, ebenfalls über den betrachteten Betriebsbereich nahezu identisch.

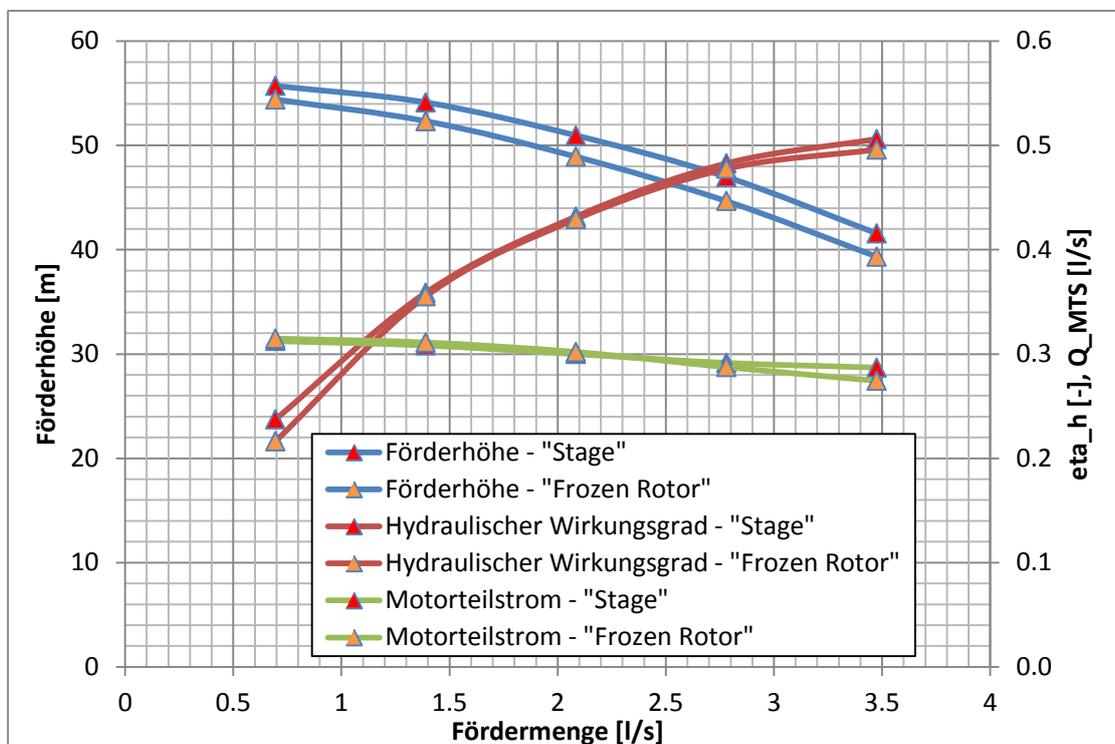
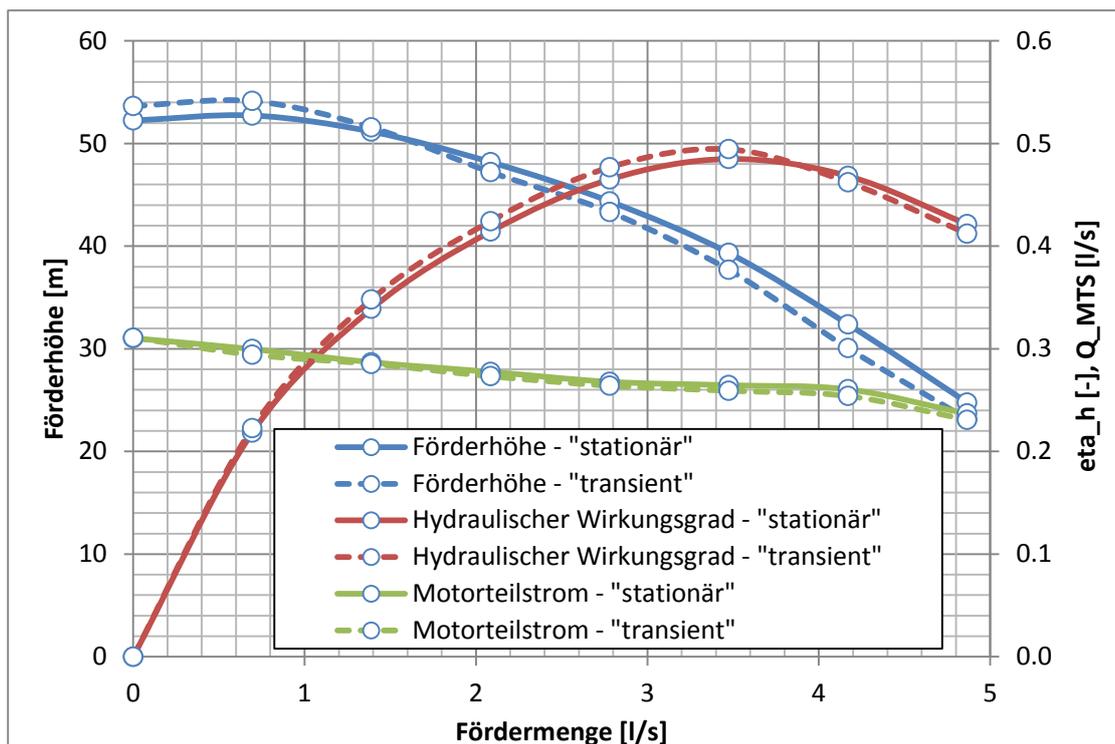


Abbildung 65: Einfluss der Interface-Modellierung auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells D

## **Einfluss der zeitlichen Betrachtungsweise anhand Modell E**

Der Einfluss der zeitlichen Betrachtungsweise wurde im vollen Modell E mit Spalten, Entlastungsbohrungen und Spaltrohrmotor ausführlich untersucht, um in weiterer Folge möglichst belastbare Daten für den Vergleich mit den Messergebnissen zu liefern. Die dabei verwendete Interface-Modellierung war „Transient Rotor-Stator“ bei den transienten Berechnungen, welche das reale Verhalten realitätsnah abbilden, wobei allerdings der zeitliche Aufwand im Vergleich zu stationären Berechnungen etwa um den Faktor 5 höher ist. Da, wie bereits erwähnt, die instationären Berechnungsergebnisse als primärer Vergleich zwischen CFD und Messung gedacht waren, wurde eine erweiterte Kennlinie mit 8 Betriebspunkten zwischen Nullförderhöhe und etwa 4,8 l/s berechnet – vgl. Abbildung 66.



**Abbildung 66: Einfluss der zeitlichen Betrachtung auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells E**

Abgesehen von maximal 2 m abweichenden Förderhöhen fällt der unterschiedliche Kennlinienverlauf auf. So ergibt die transiente Berechnung eine höhere Nullförderhöhe, allerdings ab etwa 1,5 l/s eine mit zunehmender Menge geringer werdende Förderhöhe im Vergleich zur stationären Betrachtung. Zu diesem Ergebnis kamen auch Liu [66] bezüglich der Nullförderhöhe bzw. Van Esch [114] und Braun [14] bezüglich Kennlinienverlauf und Instabilitäten.

Die Abweichungen des hydraulischen Wirkungsgrades sind  $< 1\%$  und sogar die Lage des Wirkungsgradoptimums wird in der stationären Simulation korrekt berechnet.

Benigni [14] untersuchte an einer Radialpumpe mit sehr niedriger spezifischer Drehzahl ( $n_q = 16$  U/min) anhand eines vollen Modells mit Radseitenräumen, Spalten und Entlastungsbohrungen ebenfalls den Unterschied zwischen stationärer und transienter Berechnungsweise. So weist die transiente Berechnung einen durchwegs geringfügig höheren Wirkungsgrad, analog zu den in dieser Arbeit ermittelten Ergebnissen,

auf. Ebenso ist die Förderhöhe in Teillast geringfügig höher und in Überlast niedriger. Die von Benigni gezeigten Schwankungen in Förderhöhe und Wirkungsgrad um mehrere Prozentpunkte bei transienter Berechnung konnten allerdings (vermutlich) aufgrund der mehrstufigen Ausführung, welche eine gleichmäßige Verteilung der Strömungsgrößen bewirkt, nicht nachgewiesen werden.

Der Motorteilstrom und die Axialkraft (nicht abgebildet) sind ebenfalls nahezu identisch – sowohl den Verlauf als auch die absoluten Größen betreffend.

### **Einfluss der Oberflächenrauheit anhand Modell D**

Alle bisher gezeigten numerischen Berechnungsergebnisse wurden ausschließlich mit hydraulisch glatten Wänden, wie dies auch für die meisten mechanisch bearbeiteten Flächen in Strömungsmaschinen zutrifft, modelliert. Aufgrund der unbearbeiteten Guß-Oberflächen mancher Bauteile – im Wesentlichen der Laufräder – wurden Rauheitsuntersuchungen durchgeführt wurden. Aufgrund der teilweise sehr schlechten Konvergenz dieser Simulationen und der damit benötigten höheren Anzahl an Iterationen bis zum Erreichen eines belastbaren Ergebnisses, wurde darauf verzichtet, sämtliche Berechnungen bzw. Modelle mit rauen Wänden zu modellieren. Stattdessen wurden für technisch relevante Rauheiten der Bauteile ( $k_s = 0,05$  und  $k_s = 0,1$ ) die Kennlinien des Modells D berechnet.

In Abbildung 67 ist der Einfluss der Rauheit auf Förderhöhe und Wirkungsgrad im Vergleich zur identen Variante mit hydraulisch glatten Wänden dargestellt. Wie bereits Stoffel [105] für eine Pumpe mit einer vergleichbaren spezifischen Schnellläufigkeit in Abbildung 11 zeigte, sinkt der Wirkungsgrad im Optimum bei einer Rauheit  $k_s = 0,1$  um etwa 5 %. Diese Größenordnung konnte auch bei den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen bestätigt werden, wobei der Einfluss in Teillast mit knapp 2,5 % Wirkungsgradminderung deutlich geringer ausfällt.

Ebenfalls gering fällt der Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Förderhöhe aus, der knapp 1,3 m in Teillast beträgt und im Bereich des Optimums und in Überlast komplett verschwindet. Der Motorteilstrom und die resultierende Axialkraft (nicht dargestellt) sind von der Oberflächenbeschaffenheit nahezu unabhängig.

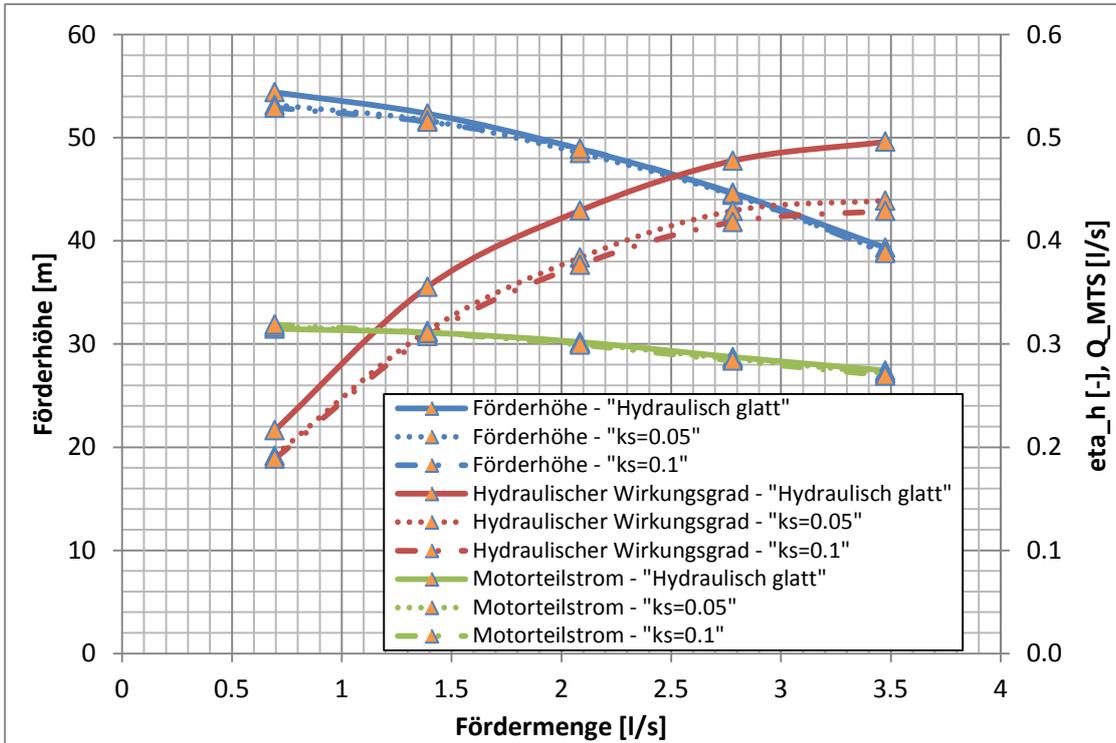
Da der Unterschied zwischen  $k_s = 0,05$  und  $k_s = 0,1$  nur noch vergleichsweise gering ist, wurden für  $k_s = 0,05$  die verbleibenden drei Betriebspunkte zusätzlich berechnet und für weitere Vergleiche zwischen Numerik und CFD verwendet.

**Tabelle 17: Angewandte Rauheitskorrekturen für hydraulisch glatte Simulationen**

Fördermenge [l/s]	$\Delta H$ [m]	$\Delta \eta$ [%]
0.000	1.37	0.00%
0.695	1.23	2.45%
1.390	0.66	4.27%
2.085	0.41	4.56%
2.780	0.22	4.84%
3.475	0.4	5.70%
4.170	0.46	5.74%
4.865	0.63	5.91%

Diese „Reibungs-Korrekturwerte“ sind in Tabelle 17 angeführt, wobei nur die Förderhöhe und der hydraulische Wirkungsgrad korrigiert werden, da der Einfluss auf Motorteilstrom und Axialkraft

vernachlässigbar klein ist. Leider sind aus anderen Veröffentlichungen keine Anhalte über die Wirkungsgrad- und Förderhöhen-Korrektur einer gesamten Kennlinie verfügbar.



**Abbildung 67: Einfluss der Oberflächenrauheit auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells D**

Die Kernaussage dieser Untersuchungen ist, dass zur (exakten) Berechnung einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe ein volles Modell mit sämtlichen Spalten, Radseitenräumen, Spaltrohrmotor und auch den entsprechenden Oberflächenrauheiten benötigt wird. Für diverse Optimierungsaufgaben, wie später beispielsweise anhand der Rückführpartie gezeigt wird, genügt allerdings oftmals auch ein reduziertes Modell. So sind in einem Optimierungsprozess relative Änderungen oftmals ausreichend. Allerdings ist dadurch eine Berechnung von Zielgrößen – z.B. Förderhöhe oder Wirkungsgrad bei Variation diverser Parameter – nur relativ und nicht absolut möglich, d.h. Kennlinienverläufe können nachgebildet werden, die absoluten Förderhöhen- oder Wirkungsgradänderungen jedoch nicht.

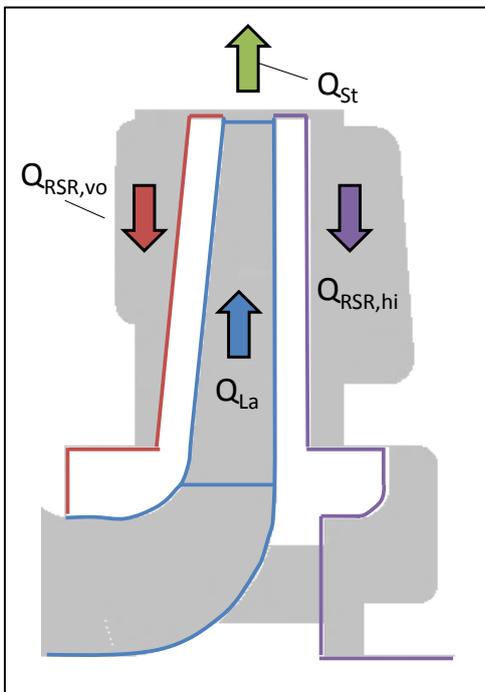
Es konnte allerdings gezeigt werden, dass diese Vorgehensweise für die Berechnung der Axialkräfte nicht zulässig ist, da besonders die Radseitenräume und Entlastungsbohrungen den Verlauf und die absoluten Werte beeinflussen.

### 5.3.5 Verlustanalyse

Nachdem der Einfluss der unterschiedlichen Modellierungsvarianten und der numerischen Einstellungen bereits gezeigt wurde, soll an dieser Stelle anhand des vollen Modells E eine detaillierte Verlustanalyse durchgeführt werden. Die Nennmenge der Pumpe liegt per Definition bei  $Q = 2,8 \text{ l/s}$ , wobei bereits die numerischen Simulationen gezeigt haben, dass das reale Optimum des Aggregates bei deutlich größeren Mengen – etwa bei  $3,25 \text{ l/s}$  – liegt. Nichtsdestotrotz wird zur Normierung des Durchflusses die definierte Menge von  $2,8 \text{ l/s}$  in den folgenden Abbildungen verwendet.

Die darin aufgetragenen Verluste sind:

- Schaufelverluste: verursacht durch Reibungs-, Stoß- und Umsetzungsverluste im Laufradkanal
- Vorderer Radseitenraum: beinhaltet sowohl die Reibungsverluste der Deckscheibe als auch die Spaltverluste durch den vorderen Drosselspalt
- Hinterer Radseitenraum: beinhaltet sowohl die Reibungsverluste der Tragscheibe als auch die Spaltverluste durch die Entlastungsbohrungen (zusammengesetzt aus den Spaltverlusten durch den hinteren Drosselspalt und das Lager); in der Saugstufe sind nur die Spaltverluste durch das Lager enthalten, zusätzlich allerdings auch die Reibungsverluste der Rückenschaufeln
- Leit- und Rückführschaufeln: Strömungsverluste zwischen Eintritt in die Leiträder bis zum Eintritt in die Laufräder der Folgestufe
- Spaltrohrrmotor: beinhaltet die Reibungsverluste des Rotors und die durch den Motorteilstrom benötigte, erhöhte Fördermenge der Druckstufe



**Abbildung 68: Verwendete Flächen und Durchflüsse zur Berechnung der Verluste am Beispiel einer Stufe**

Die eben beschriebenen Verluste werden für eine Stufe basierend auf Abbildung 68 folgendermaßen berechnet:

$$\text{Aufwand}_{\text{Schaufel}} = P_{\text{mech,Schaufel}} + P_{\text{mech,Hub}} + P_{\text{mech,Shroud}} \quad (\text{Gl. 51})$$

$$\text{Nutzen}_{\text{Schaufel}} = Q_{\text{La}} \cdot H_{\text{La}} \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Gl. 52})$$

$$\text{Verluste}_{\text{Schaufel}} = \text{Aufwand}_{\text{Schaufel}} - \text{Nutzen}_{\text{Schaufel}} \quad (\text{Gl. 53})$$

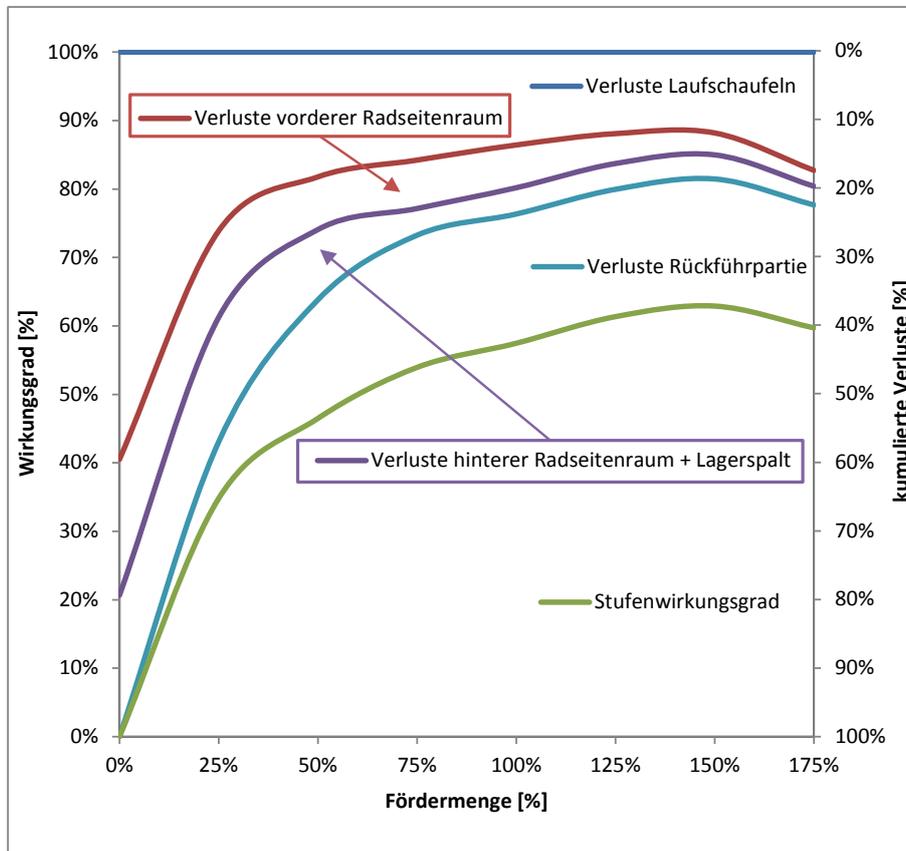
$$\text{Verluste}_{\text{RSR,vo}} = P_{\text{mech,RSR,vo}} + Q_{\text{RSR,vo}} \cdot H_{\text{La}} \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Gl. 54})$$

$$\text{Verluste}_{\text{RSR,hi}} = P_{\text{mech,RSR,hi}} + Q_{\text{RSR,hi}} \cdot H_{\text{La}} \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Gl. 55})$$

$$\text{Verluste}_{\text{Le+Rue}} = Q_{\text{St}} \cdot (H_{\text{La}} - H_{\text{St}}) \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Gl. 56})$$

$$\text{Verluste}_{\text{SRM}} = P_{\text{mech,SRM}} + Q_{\text{SRM}} \cdot H_{\text{St}} \cdot \rho \cdot g \quad (\text{Gl. 57})$$

Das zur Auswertung verwendete Modell E (transient, hydraulisch glatte Wände) beinhaltet keine Oberflächenrauheiten, weshalb die Reibungsverluste tendenziell zu gering und die Spaltverluste zu hoch sind. Um jedoch einen Überblick über die Aufteilung zu erhalten, welche als Basis für die folgende Optimierung dient, wird dieses Modell als ausreichend eingestuft.

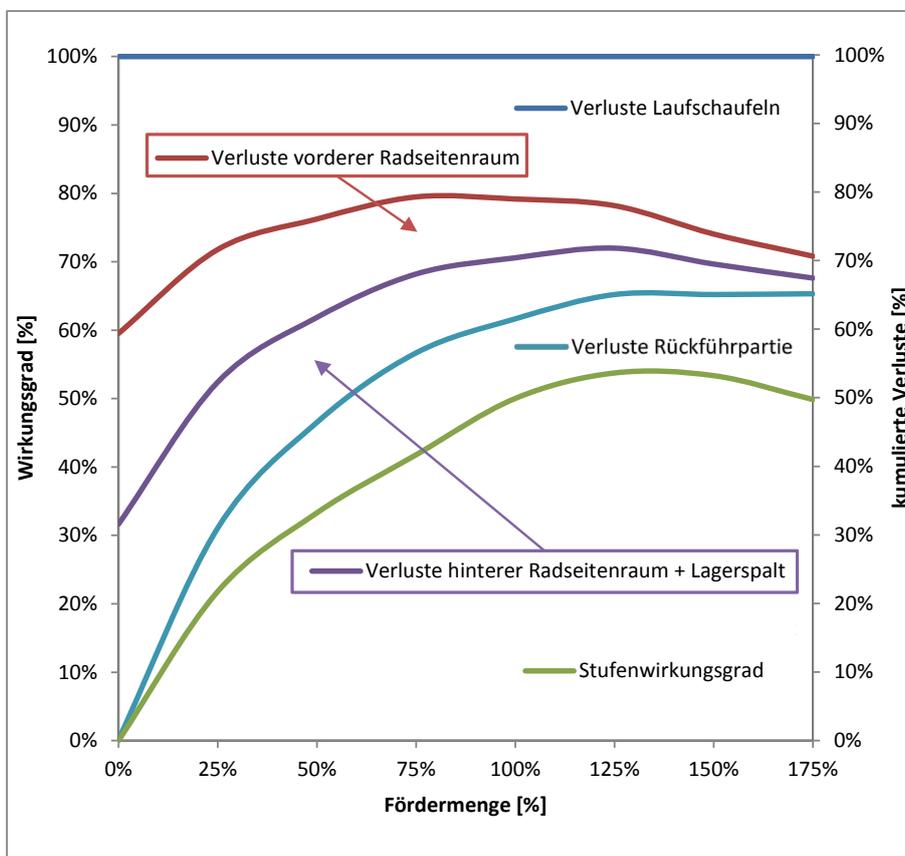


**Abbildung 69: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Saugstufe**

In Abbildung 69 ist die Aufteilung der eben beschriebenen Verluste für die Saugstufe aufgetragen. So ist erkennbar, dass das Optimum des Laufrades bei deutlich höheren Mengen liegt. Dies ist primär in der Tatsache begründet, dass das Saugstufenlaufrad aus kavitations-technischen Gründen teillastig betrieben wird. Jedoch ist nicht nur das Laufrad für größere Mengen ausgelegt, sondern auch die Leit- und Rückführschaufeln, da das Optimum von Laufrad und Stufe korreliert. Die Verluste des vorderen und hinteren Radseitenraumes sind über den gesamten Betriebsbereich nahezu ident und nehmen mit steigender Menge ab. Diese Reduktion ist durch die sinkenden Spaltströme, bedingt durch eine geringere Förderhöhe des Laufrades, begründet. Da die Reibungsverluste nahezu unabhängig von der Fördermenge sind, ist dieser Verlauf durchaus plausibel und deckt sich mit Schulz [96] und Stepanoff [104].

Eine gegenläufige Tendenz, also zunehmende Verluste mit steigender Fördermenge, ist bei den auftretenden Verlusten der Rückführpartie zu beobachten. Die Begründung dafür liegt in den auftretenden Strömungsverlusten, welche generell quadratisch mit der Fördermenge ansteigen. Hinzu kommen in den Leit- und Rückführschaufelkanälen noch größere Ablösegebiete, welche einen maßgeblichen Anteil an den auftretenden Verlusten haben – vgl. Abbildung 58.

Diese Auswertung erfolgte analog zu der Saugstufe für die beiden Stufen, welche erwartungsgemäß eine nahezu idente Verlustaufteilung zeigen – vgl. Abbildung 70. So ist durch die deutlich reduzierte Kanalbreite (Saugstufe 8 mm/Stufe 4 mm am Laufradaustritt) und der Gestaltung als einfach gekrümmte Schaufel ein wesentlich geringerer Laufradwirkungsgrad möglich. Zusätzlich liegt das Optimum des Laufrades bei deutlich geringeren Mengen (etwa  $Q = 75\%$ ), was jedoch durch Überdimensionierung der Rückführpartie für die gesamte Stufe abermals in Richtung Überlast ( $Q = 150\%$ ) verschoben wird. Der Verlauf der drei wesentlichen Verluste ist analog zur Saugstufe, die absoluten Verluste teilen sich jedoch deutlich anders auf. So sind die Verluste in den Radseitenräumen in Teillast deutlich größer, was unter anderem auf den Einsatz der Entlastungsbohrungen zurückgeführt werden kann. Die geringeren Verluste der Rückführpartie im Vergleich zur Saugstufe resultieren aus der geringeren Leitschaufelbreite. Obwohl die verringerte Leitschaufelbreite höhere Strömungsgeschwindigkeiten und damit einhergehend auch Verluste bedingt, liegt der wesentliche Vorteil darin, dass dadurch keine bzw. nur geringe Ablösezone auftreten.



**Abbildung 70: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Stufenlaufräder**

Obwohl das Druckstufenlaufrad lediglich einem Stufenlaufrad mit vergrößertem Durchmesser entspricht, fällt in Abbildung 71 der deutlich höhere Laufradwirkungsgrad auf. Die Erklärung dafür liegt in der Betrachtung der Geschwindigkeitsverteilung ( $c_m$ ,  $c_u$ ) am Eintritt in das Laufrad. So bewirkt die Rückführung des Motorteilstroms in den Saugbereich der Druckstufe ein deutlich homogeneres Strömungsbild – siehe Abbildung 72. Dadurch steigen einerseits die Förderhöhe und andererseits der Wirkungsgrad deutlich an. Diese Tatsache bedeutet allerdings auch, dass, wie bereits in Abbildung 56 bis Abbildung 58 gezeigt, ein

großes Optimierungspotential in der Gestaltung des Saugbereiches der Laufräder und der Rückführpartien liegt.

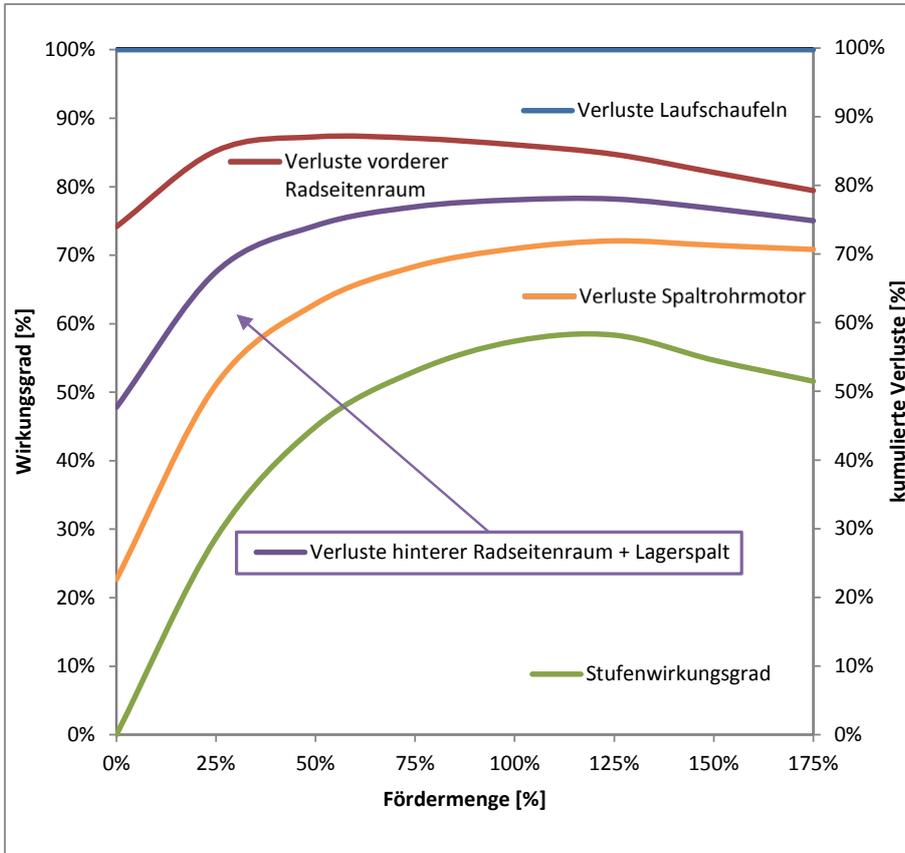


Abbildung 71: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Druckstufe

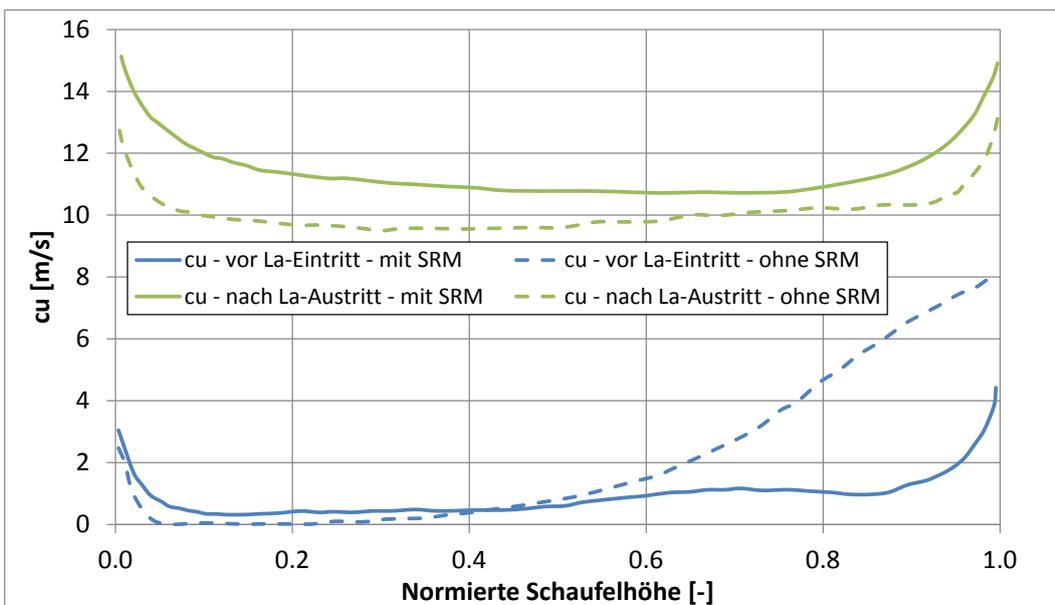
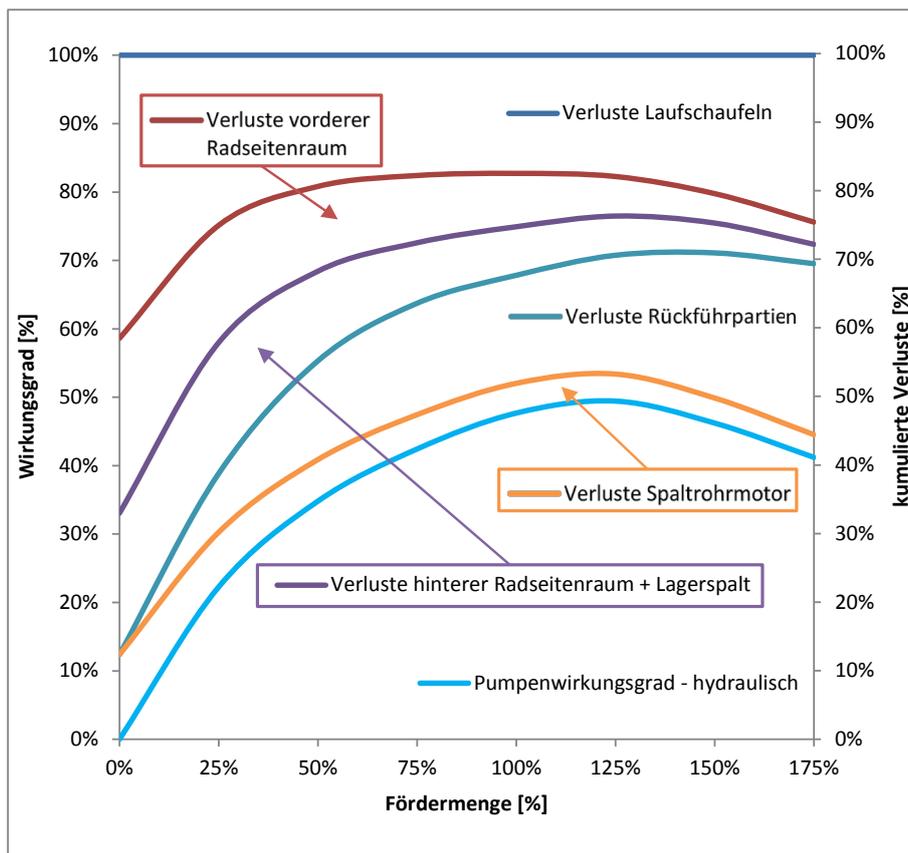


Abbildung 72: Einfluss des Spaltrohrmotors auf die Drallverteilung ( $c_u$ ) des Druckstufenlaufrades

Die Verluste im vorderen Radseitenraum sind trotz erhöhtem Laufraddurchmesser vergleichbar mit jenen der Stufenlaufräder. Dies liegt daran, dass die Spaltverluste (die Spalte von Stufe und Druckstufe sind identisch) deutlich dominanter sind als die Reibungsverluste, wie Abbildung 74 zeigt. Bei maximal berechnetem Durchfluss  $Q = 175\%$  ist allerdings auch der Reibungseffekt des größeren Laufrades sichtbar. Betragen die Verluste der Stufe hier knapp  $4\%$ , so steigen diese bei der Druckstufe auf etwa  $5\%$  an.

Die Verluste im hinteren Radseitenraum sind durch Entfall eines expliziten Radseitenraums – stattdessen rotiert das Laufrad in einem schaufellosen Ringraum – etwas geringer. Als zusätzlicher Verlust tritt in der Druckstufe der angeschlossene Spaltrohrmotor bzw. der damit verbundene Motorteilstrom auf. Dieser muss jedoch nicht nur gefördert werden, sondern beeinflusst auch die Strömung im Ringraum, weshalb mangels Quantifizierbarkeit die Verluste im Ringraum ebenfalls dem Spaltrohrmotor zugeordnet werden.

Die Betrachtung der vier Stufen zusammengefasst und um den Spaltrohrmotor ergänzt (nicht nur durch Betrachtung des Motorteilstroms wie in der Druckstufe), ergibt eine Übersicht über die auftretenden Verluste des gesamten Aggregates – vgl. Abbildung 73.



**Abbildung 73: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad des gesamten Pumpenaggregates**

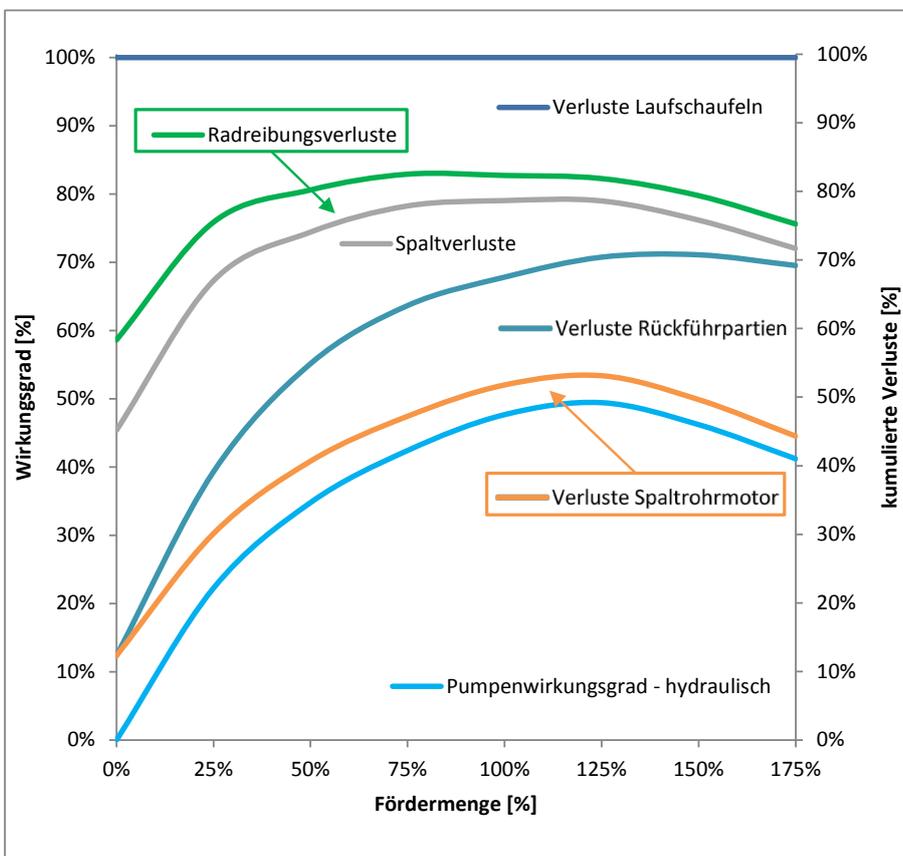
Dabei bleibt die Summe der Verluste ohne Betrachtung der Laufräder zwischen  $Q = 100\%$  und  $Q = 175\%$  mit etwa 35 Prozentpunkten nahezu konstant – lediglich die Zusammensetzung ändert sich, wobei der dominierende Effekt ab bereits  $Q = 50\%$  die Verluste der Leit- und Rückführschauflern ist.

Die Verluste des Spaltrohrmotors beinhalten neben den Reibungseffekten auch die bereits erwähnte benötigte Fördermenge der Druckstufe, welche in Summe zwischen 5 und etwas mehr als 10 Prozentpunkte ausmachen. Die Effekte im vorderen und hinteren Radseitenraum dominieren besonders in Teillast die auftretenden Verluste. Eine genaue Aufteilung dieser Verluste in Spalt- und Reibungsverlusten ist in Abbildung 74 gezeigt.

**Tabelle 18: Verlustaufteilung einer Pumpe mit spezifischer Schnellläufigkeit  $n_q \approx 20U/min$**

	Verluste [%]		
	Schaufel- und Radreibung	Spalte	Gehäuse bzw. Diffusor
Kagawa	15	15	15
Pfleiderer	14	4	-
Osterwalder	9	2	4
CFD - Modell E	20	15	15

Kagawa [55] hat mehrere langsamläufige Radialpumpen mit Radseitenräumen simuliert und mit experimentellen Daten verglichen und kommt bei vergleichbarer spezifischer Schnellläufigkeit und Baugröße zu ähnlichen Verlusten im Auslegungspunkt – vgl. Tabelle 18. Darin sind außerdem die nach Pfeleiderer zu erwartenden Verluste für eine einstufige Radialpumpe mit ähnlicher spezifischer Schnellläufigkeit eingetragen, wobei dieser keine Angaben zu Gehäuseverlusten macht. Zusätzlich werden die Verluste für eine große Pumpe mit niedriger spezifischer Schnellläufigkeit nach Osterwalder [79] erwähnt um die mögliche Bandbreite der Verluste aufzuzeigen.

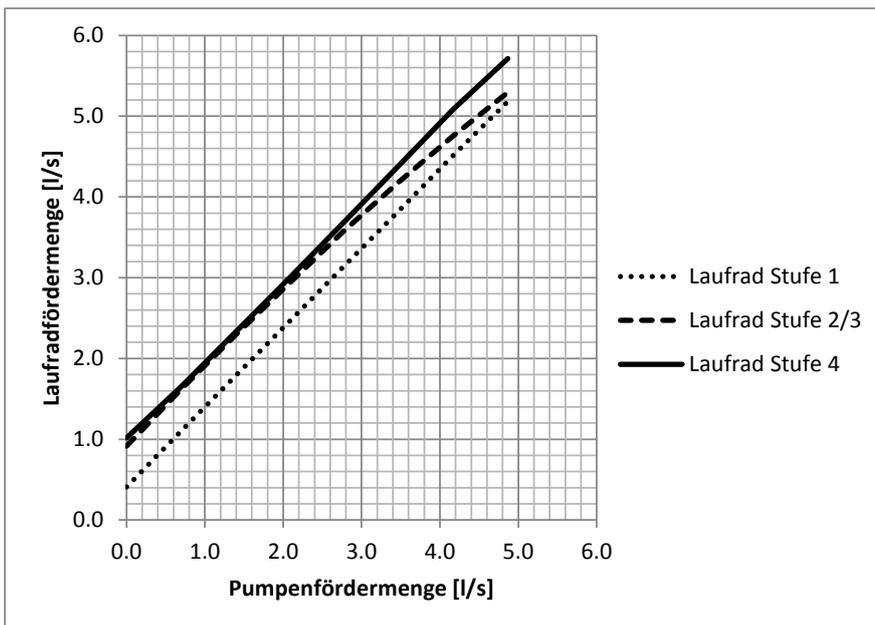


**Abbildung 74: Anteile der Radreibungs- und Spaltverluste des gesamten Pumpenaggregates**

Durch die Notwendigkeit der Drosselspalte und Entlastungsbohrungen zur Reduktion des Axialschubes ist eine Optimierung bzw. Verringerung der Spaltverluste nur schwer erreichbar. Zusätzlich sind über diverse Normen (u.a. API 610 [9] und API 685 [8]) oder auch durch das Fertigungsverfahren Mindest-Spaltweiten vorgegeben.

Da der Einsatz eines Spaltrohrmotors sowie die Gestaltung der Spalte bzw. die Spalthöhe alternativlos sind, beschränkt sich das Optimierungspotential auf die hydraulischen Konturen bzw. Komponenten der Laufräder, Rückführpartie und Gehäuse. Neben einer möglichen Wirkungsgradsteigerung ist durch Neugestaltung der Komponenten ebenfalls eine Verschiebung des Optimums von  $Q = 125\%$  zu  $Q = 100\%$  möglich.

Das bedeutet, dass die Laufräder der einzelnen Stufen auf die jeweils auftretenden Durchflüsse auszulegen sind. Eine diesbezügliche Auswertung in Abbildung 75 zeigt, dass bei  $Q = 100\%$  das Druckstufenlaufrad knapp  $135\%$  der Nennmenge fördern, und daher auch für diese Menge ausgelegt werden muss. Dies gilt jedoch nicht für die Leit- und Rückführschaufeln, welche wie in Abbildung 52 gezeigt, nur mit der Pumpenfördermenge und den auftretenden Lagerverlusten, welche von vernachlässigbarer Größenordnung sind, beaufschlagt werden. Eine Ausnahme diesbezüglich stellt das Saugstufenlaufrad dar, da dieses primär dem Zweck eines ausgezeichneten Kavitationsverhaltens genügen muss und nicht einer maximalen Effizienz.



**Abbildung 75: Fördermengen der einzelnen Laufräder bezogen auf die Pumpenfördermenge**

Betrachtet man die Verlustaufteilung der Pumpe in Abbildung 74, so zeigt sich, dass ohne Radseitenräume oder Spalte keine zuverlässige Berechnung der Absolutwerte möglich ist. Weiters kann die exakte Lage des Optimums nur durch Kenntnis der tatsächlichen Laufrad- und Stufenfördermengen erfolgen. Damit wird abermals gezeigt, dass das in dieser Arbeit erstellte Modell E, welches sämtliche Details der Pumpe abbildet, zur genauen Quantifizierung der auftretenden Verluste und deren Aufteilung benötigt wird.

### 5.3.6 Optimierungspotential

Anhand der durchgeführten Verlustanalyse konnten im Wesentlichen die Laufräder und die Rückführpartie – bestehend aus Leit- und Rückführschaufeln – als Verlustträger identifiziert werden. Da die Randbedingungen geringere Spalte verbieten, sind Spalt- und Radreibungsverluste auch für eine optimierte Version in der bereits festgestellten Größenordnung zu erwarten. Ebenso sind die Verluste des eingesetzten Spaltrohrmotors kaum beeinflussbar. Zusätzlich wurde das Laufrad der ersten Stufe, ausgeführt als Sauglaufrad mit einem ausgezeichneten Kavitationsverhalten – ebenfalls und aus genau diesem Grund vom Optimierungsprozess ausgenommen. Damit verbleiben folgende Komponenten:

- Laufräder der Stufen und der Druckstufe
- Rückführpartien (sind für Saugstufe und Stufe unterschiedlich ausgeführt)
- Druckstufengehäuse

Der erreichbare hydraulische Wirkungsgrad der Laufräder bei einstufiger Ausführung und Förderung derart kleiner Mengen wird von Gülich [37] mit maximal 83 % angegeben. Der erreichbare Wirkungsgrad der gesamten Pumpe, besonders bei mehrstufiger Ausführung, liegt jedoch je nach betrachteter Literatur (Karassik [56], Gülich [37], Neumaier [78] oder van Esch [114]) deutlich niedriger – siehe Abbildung 76. Die aufgetragenen Wirkungsgrade enthalten allerdings weder Vorrichtungen zur Axialkraftentlastung noch einen Spaltrohrmotor, weshalb diese noch zusätzlich zu berücksichtigen sind. Damit ergibt sich der erwartete, extrapolierte Bereich, welcher in Rot in Abbildung 76 eingetragen ist.

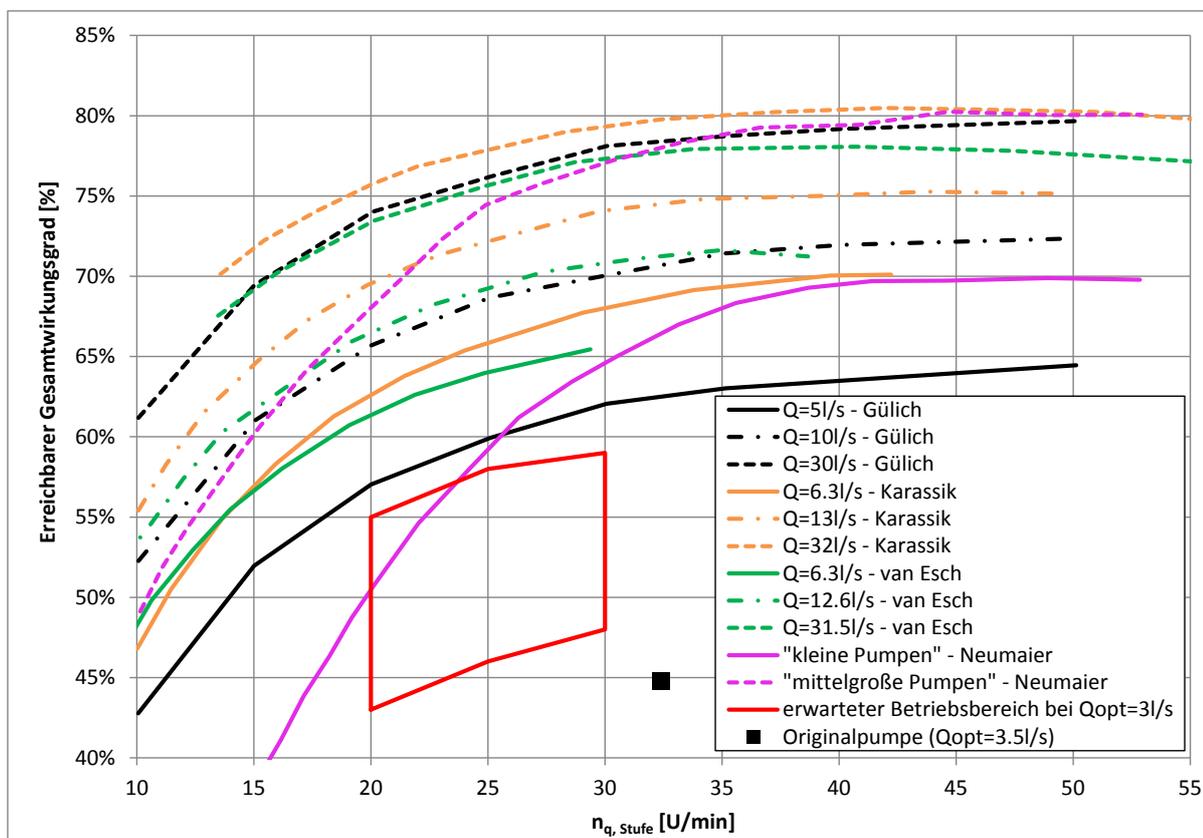


Abbildung 76: Übersicht erreichbarer Gesamtwirkungsgrade mehrstufiger Radialpumpen

Bei einem berechneten und gemessenen Wirkungsgradmaximum von 45 % der untersuchten Pumpe mit einer spezifischen Schnellläufigkeit  $n_{q,Stufe} \approx 25$  U/min erscheint es somit möglich, die auftretenden Verluste bei korrekter Auslegung niedrig zu halten und einen deutlich gesteigerten Wirkungsgrad zu erreichen.

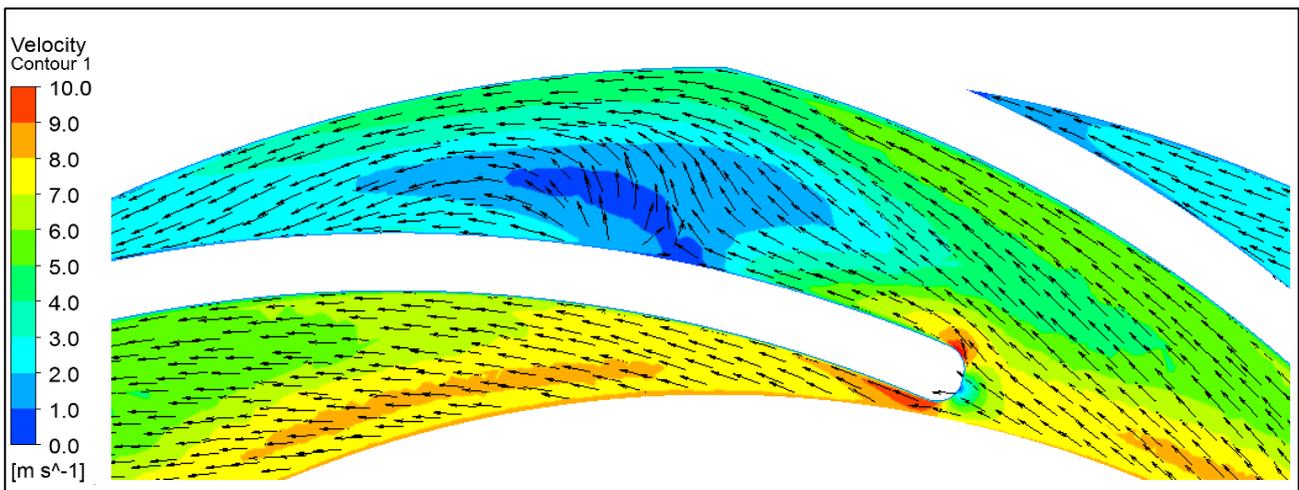
Die unten folgende Potentialanalyse ergibt eine mögliche Verringerung der Verluste (absolut, in %) im Bereich des Optimums von:

- Laufräder: 0-2 %
- Leit- und Rückführschaufeln: >5 %
- Druckstufengehäuse: >2 %

#### Laufräder:

Die Laufschaufeln der Stufenlaufräder und des Druckstufenlaufrades sind in der untersuchten Variante als einfach gekrümmte Schaufeln ausgeführt. Aus der Literatur ist bekannt, dass räumlich gekrümmte Schaufeln mit vorgezogenen Schaufeleintrittskanten das Kavitationsverhalten verbessern und außerdem, wenn entsprechend ausgeführt, auch unempfindlicher gegen ungünstige Anströmbedingungen sind.

Die Analyse der Geschwindigkeitskomponenten am Ein- und Austritt der Laufräder zeigten zusätzlich Potential zur Wirkungsgradsteigerung. Einhergehend mit günstigeren Strömungsbedingungen ist zudem mit einer Erhöhung der erreichbaren Förderhöhe zu rechnen.



**Abbildung 77: Strömungsvisualisierung (Geschwindigkeit und normierte Vektoren) in der Mitte des Leitschaufelkanals der 2.Stufe bei  $Q_{100\%}$**

#### Leit- und Rückführschaufeln:

Wie die Auswertungen der numerischen Simulationen zwischen den entsprechenden Interfaces der Rückführpartie – also zwischen Austritt aus dem Laufrad und Eintritt in den Saugbereich der nächsten Stufe – am Beispiel der Energiehöhenverläufe durch das Aggregat in Abbildung 51 zeigten, ist ein entsprechendes Optimierungspotential vorhanden. Zusätzliche Detailauswertungen der Strömung entlang der Leit- und Rückführschaufeln, wie auch im Bereich der Umlenkung zwischen Austritt aus den Leitschaufeln hin zum Eintritt in die Rückführschaufeln legten die Schwächen der bisherigen Auslegung offen. Ein Hauptgrund dafür liegt in der unterschiedlich gewählten Anzahl an Leit- und Rückführschaufeln mit je 8 bzw. 6 Schaufeln.

---

Zusätzlich sind die Kanalquerschnitte deutlich zu groß, sodass es in einem sehr großen Betriebsbereich – beispielhaft für  $Q_{100\%}$  in Abbildung 77 gezeigt – zu Ablösungen oder sogar Rückströmungen kommt.

Neben einer Neugestaltung der bisherigen Ausführung mit getrennten Leit- und Rückführschaufeln werden seit einiger Zeit auch räumlich gekrümmte Diffusoren, welche das Fluid in einem geschlossenen Kanal verzögern, umlenken und der nächsten Stufe zuführen, ausgeführt – Beispiele dafür werden in Kapitel 6.3.1 in Abbildung 106 gezeigt. Trotz eines erwartbaren Wirkungsgradvorteils dieser Ausführung ist eine Realisierung dieser Variante aufgrund des sehr hohen Fertigungsaufwandes und damit einhergehenden gesteigerten Kosten eher unwahrscheinlich.

#### Druckstufengehäuse:

Ausgeführt als schaufelloser Ringraum – für Pumpen dieser Bauart und Größe durchaus üblich – liegt bereits darin eine entsprechende Verbesserungsmöglichkeit – entweder durch Implementierung von Leitschaufeln und/oder der Ausführung als Spirale. Obwohl dadurch der Wirkungsgrad gesteigert werden kann, darf nicht außer Acht gelassen werden, dass das Druckstufengehäuse bei Verwendung eines Spaltrohromotors auch zur Versorgung eben dieses mit einem entsprechenden Flüssigkeitsstrom benötigt wird.

## 5.4 Vergleich CFD/Messung des Original-Pumpenaggregates

Die Auswertung der numerischen Ergebnisse zur Berechnung der Förderhöhe, des Motorteilstroms und des hydraulischen Wirkungsgrades ist, wie gezeigt, problemlos möglich. Nicht ganz so einfach ist dies im Zuge der Messungen. So ist die Förderhöhe zwar, wie gezeigt, mit vorhandenem Messequipment zuverlässig zu bestimmen, zur Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades und des Motorteilstroms wird jedoch der elektrische Wirkungsgrad des Spaltrohrmotors benötigt. Der eingesetzte Spaltrohrmotor verfügt über einen lastunabhängigen elektrischen Wirkungsgrad von 72,5 % bei einer Drehzahl von 2800 U/min.

Die gezeigten Ergebnisse der transienten Simulationen der Originalhydraulik umfassen eine Modellierung der vorhandenen Entlastungsbohrungen unter Berücksichtigung sämtlicher Spalte, Radseitenräume und des Spaltrohrmotors (Modell E) – korrigiert um Rauheitseinfluss.

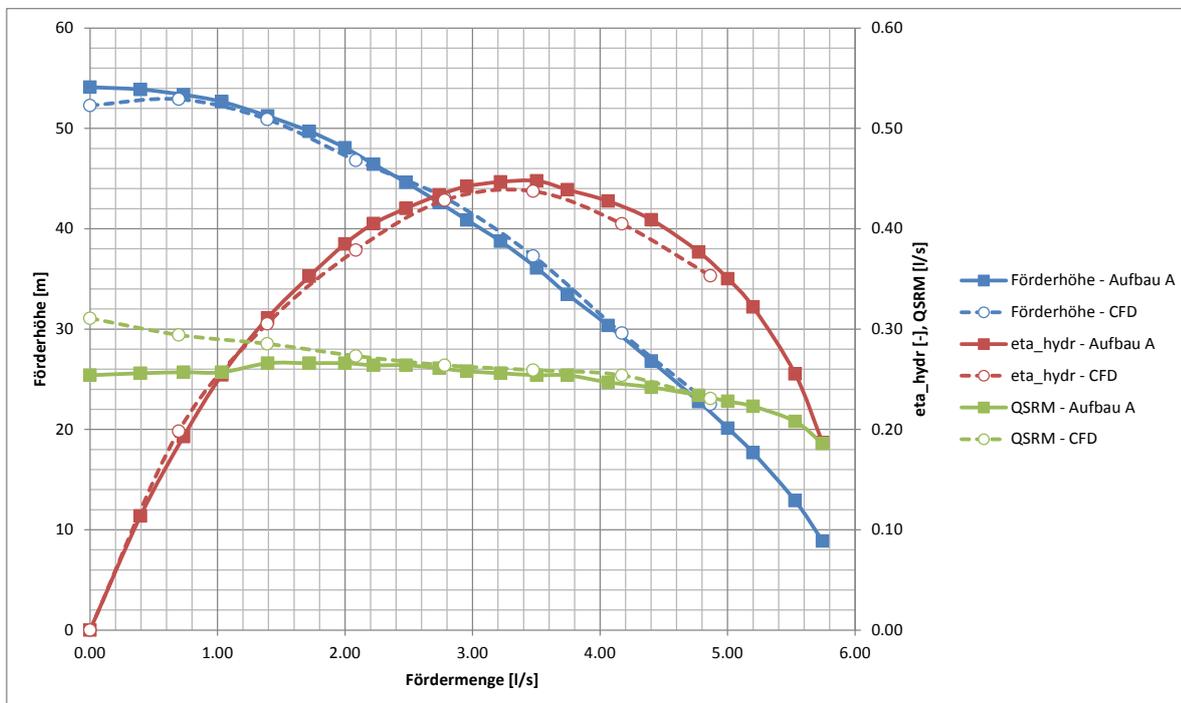


Abbildung 78: Vergleich Ergebnisse Messung und Numerik

In Abbildung 78 sind die Kennlinien der Pumpenförderhöhe, des Motorteilstroms und des hydraulischen Wirkungsgrades dargestellt. Dabei fällt besonders die sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und numerischer Simulation der Förderhöhe auf, wobei lediglich die Nullförderhöhe in der Simulation nicht korrekt wiedergegeben werden kann. Dies ist vermutlich auf die Einbeziehung des Rauheitseinflusses, wie bereits in Tabelle 17 vorgestellt, zurückzuführen. Offensichtlich ist diese Korrektur im Bereich der Nullförderhöhe von knapp 1,4 m zu pessimistisch, weshalb daraus sogar eine geringe Kennlinieninstabilität resultiert.

Obwohl der Wirkungsgrad bei Korrektur der Rauheitseinflüsse speziell in Teillast bis hin zum Optimum gut übereinstimmt, ist eine Abweichung von etwas mehr als 2 % in Überlast festzustellen. Somit erscheint auch hier die durchgeführte Bewertung des Rauheitseinflusses etwas zu pessimistisch.

---

Der Motorteilstrom – gezeigt in Abbildung 78 – stimmt ab etwa 1,5 l/s ausreichend gut überein. In Teillast jedoch weichen numerische Ergebnisse und Messung deutlich – um bis zu 20 % - ab, wobei in diesem Fall der Genauigkeit der numerischen Ergebnisse mehr vertraut werden kann. Dies begründet sich in der Tatsache, wie der Motorteilstrom experimentell gemessen wird. Obwohl für jeden Messpunkt eine ausreichende Dauer zur Erreichung eines stationären Betriebspunktes erlaubt wurde, so ist dies mit sinkender Menge nahezu unmöglich. Dies beruht einerseits auf den geringeren Wärmeeintrag des Spaltrahrmotors, da die aufgenommene Leistung mit sinkender Menge ebenfalls abnimmt. Andererseits steigt bei geringen Fördermengen die Förderhöhe der Druckstufe weiter an, was zu einem ebenfalls steigenden Motorteilstrom und damit geringerer Erwärmung führt. Betrachtet man diese beiden, sich aufaddierenden Effekte, so ergibt sich bei kleinen Fördermengen eine deutlich niedrigere Temperaturdifferenz und damit eine entsprechende Ungenauigkeit zur Bestimmung des Motorteilstroms (eine Abweichung der Temperaturdifferenz um 1 Hundertstel Grad Celsius beeinflusst den Motorteilstrom bereits um etwa 5 %). Zusätzlich wird durch die steigende Erwärmung des Gehäuses aufgrund des schlechten hydraulischen Wirkungsgrades in Teillast der gewählte Ansatz zur Berechnung des Motorteilstroms immer ungenauer, weshalb diesbezüglich die numerischen Ergebnisse zu bevorzugen sind.

Ein Vergleich mit der Literatur bestätigt die bisher gezeigten Ergebnisse. So hat Stel ohne Radseitenräume und Spalte sowohl eine einstufige [103] als auch eine mehrstufige [102] Pumpe mit ähnlich niedriger spezifischer Drehzahl berechnet und kommt, wie auch Wang [117], zu dem Schluss, dass für eine zuverlässige Wirkungsgradberechnung die vollständige Modellierung benötigt wird, denn je geringer der Modellierungsgrad, desto größer die Abweichungen. Einen ebenfalls vereinfachten jedoch sehr interessanten Ansatz präsentierte Roclawski [86]. Er hat eine Stufe einer mehrstufigen Pumpe mit Radseitenräumen und Spalten simuliert und damit versucht auf die gesamte Pumpe hochzurechnen, konnte jedoch zeigen, dass dies nicht ohne Abstriche in den erreichten Absolutwerten ebenso wie auch im Verlauf möglich ist.

Letztendlich, wie auch Benigni [14] an einer Radialpumpe mit vergleichbarer niedriger spezifischer Drehzahl ( $n_q = 16$  U/min) gezeigt hat, ist die Notwendigkeit der Modellierung von Radseitenräumen, Spalten und Entlastungsbohrungen für eine zufriedenstellende Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen nötig. Weitere Beispiele dafür sind Cao [23], Fu [33], Will und Benra [120], Adami [1] und Zhou [123], welche langsamläufige Radialpumpen mit spezifischen Schnellläufigkeiten zwischen  $n_q = 8$  U/min und  $n_q = 22,8$  U/min numerisch (stationär) und experimentell untersucht haben und auch erst durch Einbeziehung der Radseitenräume, Spalte und Entlastungsbohrungen eine zufriedenstellende Übereinstimmung erzielen konnten. Adami [1] zeigte zusätzlich, dass in Teillast zur Abbildung der Instabilität bzw. der Nullförderhöhe transiente Simulationen nötig sind, was auch in dieser Arbeit bestätigt wurde.

Nahzu alle Vereinfachungen führen zu Abweichungen, welche in der auftretenden Größenordnung im Vorfeld nicht abgeschätzt werden können. Somit ist bei mehrstufigen Pumpen, insbesondere in dem hier vorgestellten Fall mit einem Spaltrahrmotor, der hohe Modellierungsaufwand schlicht nötig, um verlässliche Absolutwerte numerisch zu ermitteln.

---

## 6. Optimierung / Effizienzsteigerung

Basierend auf der durchgeführten Verlustanalyse und dem sich damit ergebenden Optimierungspotential werden im Folgenden die dabei durchgeführten Schritte erläutert. Um zu zeigen, was unter Zuhilfenahme von numerischen Methoden möglich ist, wurden folgende Randbedingungen definiert:

- Beibehaltung der Kennlinienform (Förderhöhe) und Optimum hin zu 3 l/s
- Beibehaltung des Aufbaus – Stufen, Spaltrohrmotor, Abmessungen und Anschlussmaße um eine Austauschbarkeit mit der Original-Pumpe zu ermöglichen
- Gleichbleibende Fertigungsbedingungen – Spaltmaße, Herstellungsverfahren und Oberflächen – damit auch die Gesteungskosten beibehalten werden

Obwohl eine Wirkungsgradsteigerung besonders durch Erhöhung der spezifischen Schnellläufigkeit der Stufen relativ einfach möglich wäre, so kann das aufgrund der Vorgaben, dass die Stufenanzahl und Abmessungen beizubehalten sind, nicht umgesetzt werden. Eine weitere, vergleichsweise einfache Möglichkeit wäre die Verringerung der Spaltmaße. Da die Pumpe jedoch unter anderem im Tieftemperaturbereich eingesetzt wird, sind größere Spaltweiten ebenfalls keine zulässige Option zur Erhöhung der Effizienz. Zusätzlich wären auch aufwändigere Fertigungsverfahren zur Realisierung komplexer Geometrien und möglichst glatter Oberflächen denkbar. Um allerdings die Herstellungsverfahren und damit auch die Kosten nicht übermäßig zu steigern, wird stattdessen versucht, die vorgegebenen und durchaus strengen Randbedingungen soweit als möglich auszureizen, um ein bestmögliches Resultat zu erzielen.

### 6.1 Mögliche Strategien des Optimierungsvorgangs

Idealerweise könnte die gesamte Pumpe voll-parametrisch in der gewählten Simulationsumgebung aufgebaut werden, um mit einer Mehrzieloptimierung die maximal mögliche Effizienzsteigerung, unter Einhaltung der oben genannten Randbedingungen, zu erreichen – siehe Abbildung 79 rechts. Ein entsprechend komplexes Modell der gesamten Pumpe ist vor allem aufgrund der mehrfachen Wechselwirkungen – Laufrad/Rückführpartie; Rückführpartie/Laufrad; Druckstufengehäuse/Motorteilstrom; Druckstufenlaufrad/Motorteilstrom... – erforderlich. Betrachtet man die zur Abdeckung des Parametergebietes empfohlene Mindestanzahl an Stichproben [7] – die sogenannten Samples – wird jedoch klar, dass dies bei einer Simulationsdauer von 2 Wochen pro erstellter Geometrievariante bei einer Berechnung im vollen Modell (gesamte Kennlinie – stationäre Betrachtung) nicht realisierbar ist. Selbst unter der Annahme von „nur“ 20 Geometrieparametern wären, je nach gewählter Methode, zur Abdeckung des Parametergebietes zwischen ca. 300 (Optimal Space-Filling Design Sampling – vgl. Abbildung 80) bis über 500 (Latin Hypercube Sampling – vgl. Abbildung 80) Varianten nötig um basierend darauf eine Optimierung durchführen zu können. Bei Verwendung von allen sechs zur Verfügung stehenden Workstations würde dieses Optimierungsprozedere zwischen 2 und 3,5 Jahre in Anspruch nehmen.

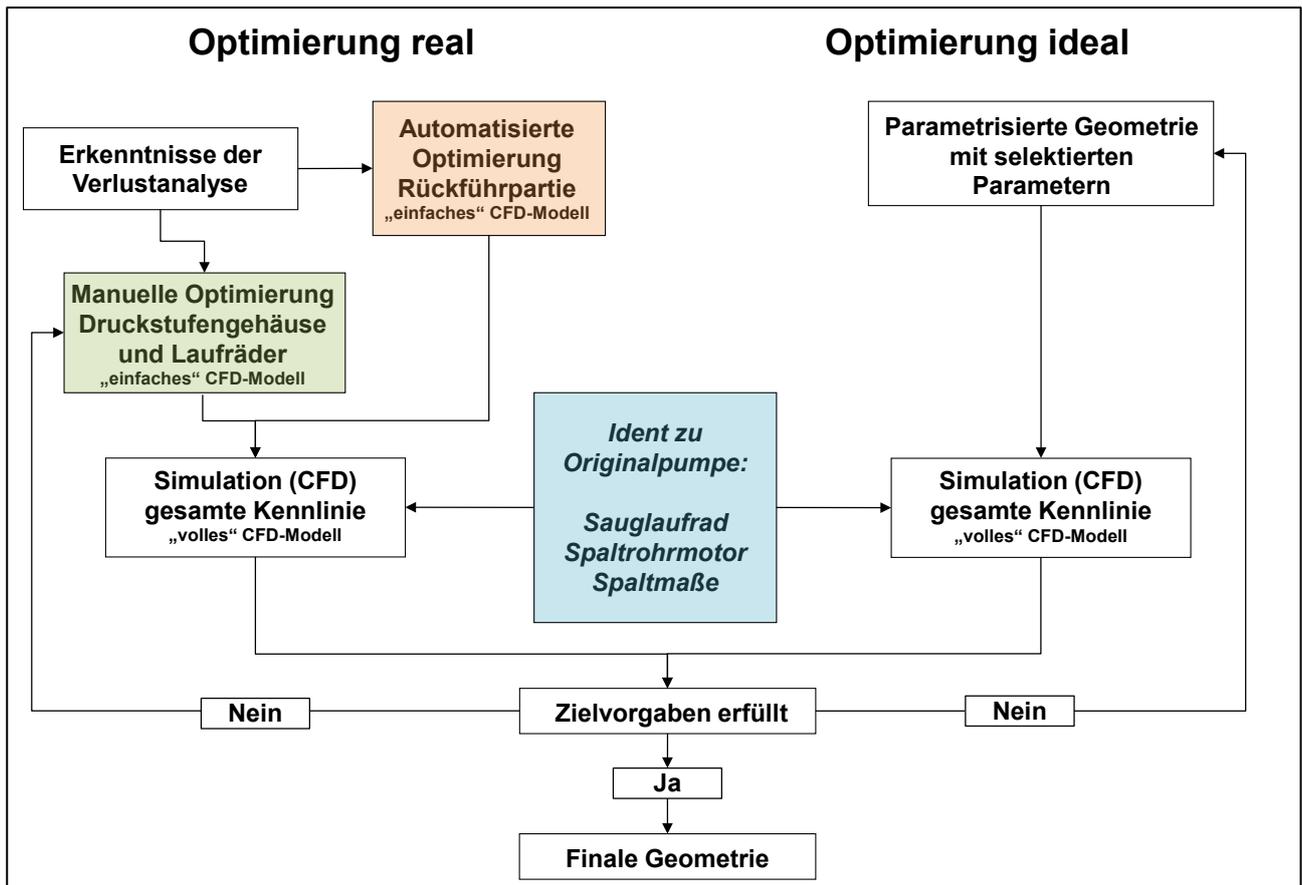


Abbildung 79: Mögliche Optimierungsstrategien

Da dieser Ansatz wenig praxisnah ist, wurde als Optimierungsstrategie eine Kombination aus manuellen und automatisierten Vorgängen gewählt – der Ablauf ist in Abbildung 79 skizziert und in Abbildung 81 genau dargestellt. So entstand das Design der Laufräder und des Druckstufengehäuses (grün markierter Bereich) basierend auf der Verlustanalyse, diverser Literatur und vor allem der bisherigen Erfahrung des Autors in iterativer Vorgehensweise – sozusagen „try and fail – try again and fail better“.

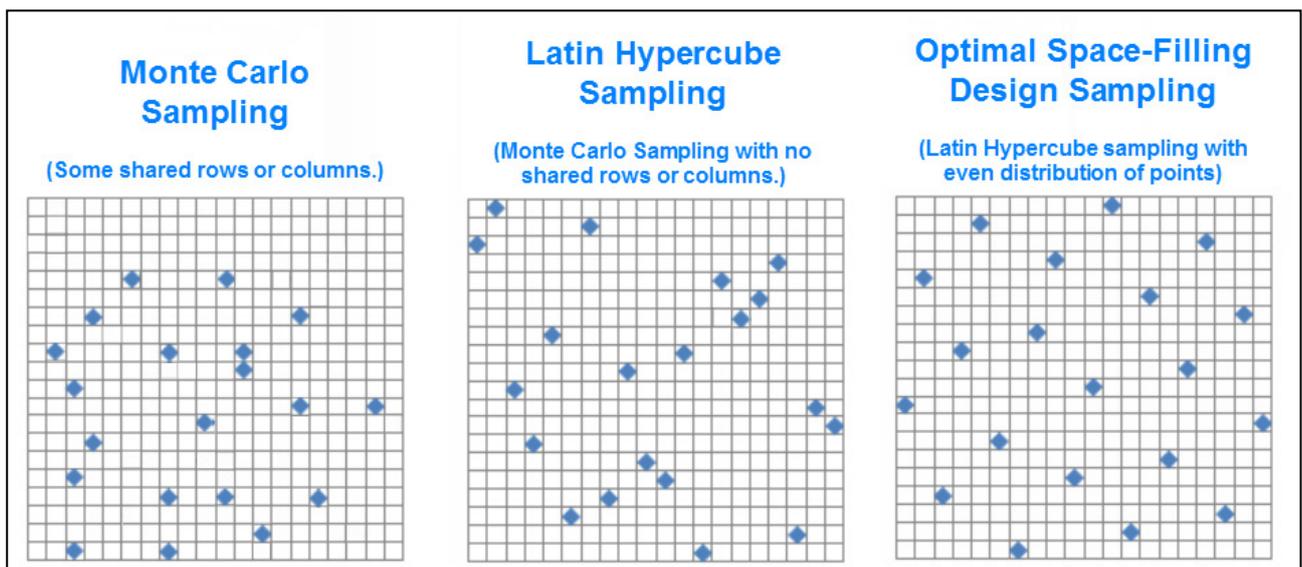
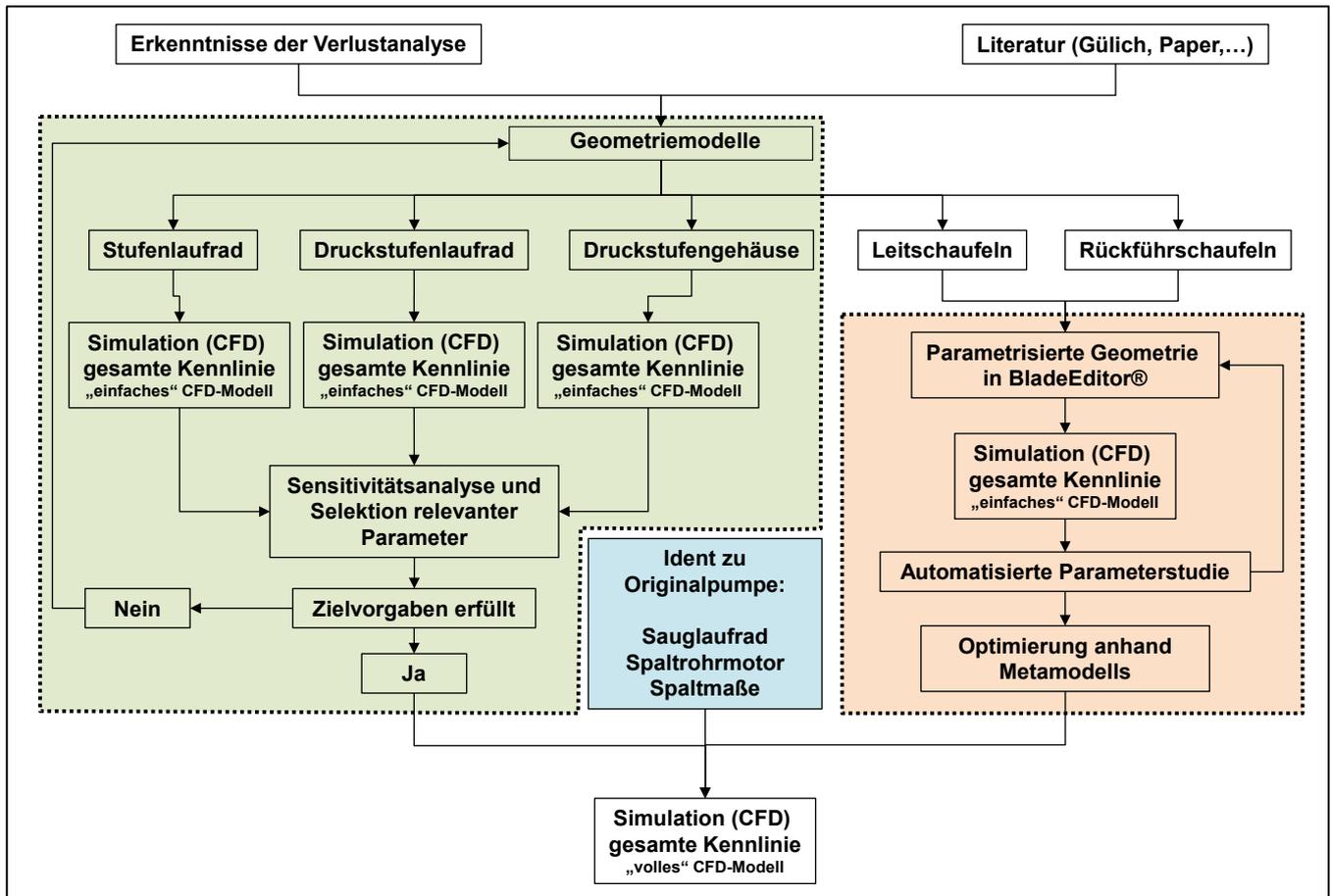


Abbildung 80: Auswahl möglicher Sampling-Methoden zur Abdeckung des Parametergebietes [7]

Im Gegensatz dazu entstand das Design der Leit- und Rückführschaufeln – also die gesamte Rückführpartie – mittels automatisierter Mehrzieloptimierung (orange markierte Bereiche in Abbildung 79 und Abbildung 81). Dazu wurde innerhalb des verwendeten CAE-Softwarepaketes ANSYS Workbench ein voll-parametrisiertes Geometriemodell – welches in Kapitel 6.3 näher vorgestellt wird – mit anschließender Vernetzung, Simulation und Auswertung der Ergebnisse erstellt. Basierend auf dieser Parameterstudie konnte mittels der eingesetzten Software ein Metamodell zur Prognose des Einflusses jedes einzelnen Parameters erstellt werden. Über die definierten Zielvorgaben – vereinfacht gesagt möglichst geringe Verluste und günstige Strömungsbedingungen am Austritt – konnte damit die „optimale“ Geometrie generiert werden.



**Abbildung 81: Verwendete Optimierungsstrategie**

In den folgenden Kapiteln wird die Vorgehensweise der beiden Optimierungsstrategien detailliert ausgeführt, Vor- und Nachteile werden aufgezeigt und vor allem die Ergebnisse präsentiert. Neben der Zielvorgabe einer Wirkungsgradsteigerung unter Einhaltung sämtlicher Randbedingungen zeigen Detailstudien unter anderem den Einfluss von Größe und Position der Entlastungsbohrungen, Spaltweiten und Gestaltung des Druckstufengehäuses.

## 6.2 Manuelle Optimierung

Basierend auf der Analyse der Strömungssituation – vor allem auf Grundlage der Geschwindigkeitsverteilungen ( $c_m$ ,  $c_u$ ) zwischen Ein- und Austritt der Laufräder – wurde ein deutliches Optimierungspotential erkannt. Die Analyse der bestehenden Hydraulik zeigte:

- Optimum bei zu großen Mengen (betrifft alle Stufen)
- Falschanströmung der Laufräder (betrifft primär die beiden Stufenlaufräder)
- Ungleichmäßiger Druckaufbau (vor allem Stufenlaufräder und Druckstufe)

Das Laufrad der ersten Stufe wird aus kavitationstechnischen Gründen gezielt für größere Mengen ausgelegt, weshalb eine Verschiebung des Bestpunktes zu kleineren Mengen kontraproduktiv wäre. Da die Kavitationsgefahr nahezu ausschließlich nur in der ersten Stufe gegeben ist, sollte bei der Auslegung der weiteren Stufenlaufräder das Optimum bestmöglich erreicht werden. Die Definition des Optimums, also dem Durchfluss mit maximalem Wirkungsgrad, ist bei dieser Ausführung nicht unbedingt trivial. Wie in Abbildung 82 für Stufe 2 gezeigt, muss einerseits zwischen dem Optimum des Laufrades und dem Optimum der Stufe unterschieden werden, und andererseits die tatsächlich relevante Menge definiert werden. Die gesamte Pumpe – also alle Stufen mit angeschlossenem Spaltrahmotor – sollte per Definition den maximalen Wirkungsgrad bei einer Fördermenge von 2,8 l/s bis 3 l/s aufweisen. Wie bereits gezeigt, weicht die untersuchte Pumpe dabei um bis zu 25 % ab – das berechnete bzw. gemessene Optimum ist in etwa bei 3,5 l/s. Dabei liegt das Optimum der Stufen 2-4 bei 3,5 l/s bzw. der ersten Stufe sogar bei etwas über 4 l/s. Die jeweiligen Laufräder fördern jedoch deutlich größere Mengen, wie in Abbildung 83 gezeigt.

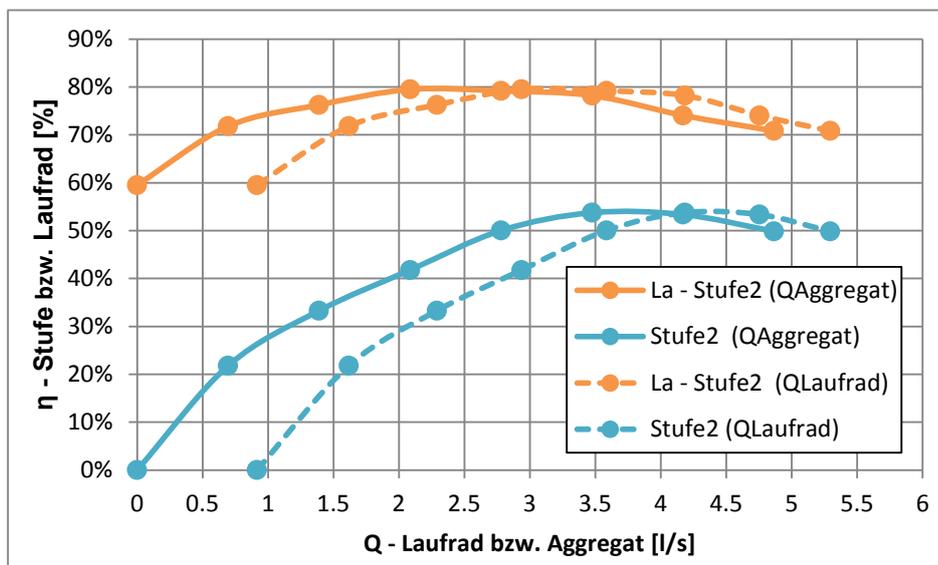


Abbildung 82: Wirkungsgradverlauf der 2. Stufe in Abhängigkeit vom Bezugsdurchfluss

Entscheidend sind in weiterer Folge vor allem die Abstimmung des Laufraddurchflusses und die Lage des Optimums. Das Optimum der Stufe ist idealerweise zwischen 2,8 l/s bis 3 l/s – jenes des Laufrades aufgrund der zusätzlich rezirkulierenden Mengen durch die Radseitenräume etwas unterhalb von 4 l/s.

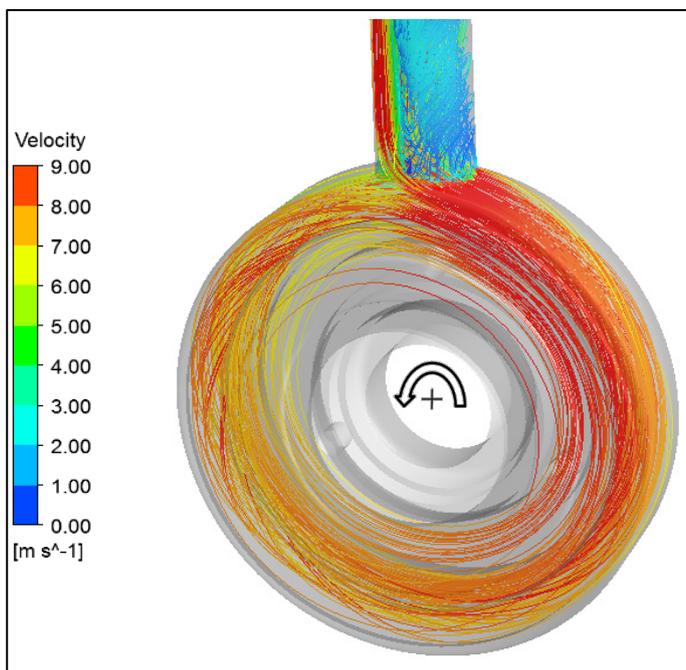
So gesehen, bietet die Auslegung der aktuellen Stufen, wie in Abbildung 82 gezeigt, neben der Lage des Bestpunktes noch Verbesserungspotential, da das Laufrad bei einer Aggregatfördermenge von 3,5 l/s den Bestpunkt bei ca. 4,5 l/s haben sollte, dieser jedoch ebenfalls bei 3,5 l/s liegt.

Da die sich einstellenden Spaltströme primär von den ausgeführten Spaltweiten abhängig sind (die Stufenförderhöhen müssen laut Vorgabe identisch bleiben), werden die Laufradfördermengen aus Abbildung 75 zur Definition des neuen Bestpunktes herangezogen.

Durch die geplante Optimierung von Laufrädern, Rückführpartie und Druckstufengehäuse wird erwartet, dass die Förderhöhe sämtlicher Stufen steigt. Zusätzlich liegt bis zum geplanten Optimum von ca. 3 l/s die Fördermenge der Stufenlaufräder und des Druckstufenlaufrades auf identem Niveau. Dadurch wäre es denkbar, das Druckstufenlaufrad durch ein Stufenlaufrad zu ersetzen. Dies hätte folgende Vorteile:

- Entfall eines Bauteils (Druckstufenlaufrad)
- Geringerer Außendurchmesser des Laufrades der letzten Stufe, womit die Ausführung des Druckstufengehäuses als Spirale geometrisch möglich wäre

Die reduzierte Förderhöhe der letzten Stufe führt zwar zu einem geringeren Motorteilstrom, was aber aufgrund der zu erwartenden Effizienzsteigerung und der damit verringerten Leistungsaufnahme kompensiert werden kann.



**Abbildung 83: Darstellung der Strömungssituation mit Stromlinien im Druckstufengehäuse bei  $Q_{100\%}$**

Die Gestaltung des Druckstufengehäuses, welches in Originalform als Ringraum ausgeführt ist und eine vergleichsweise inhomogene Strömungsverteilung samt deutlicher Rückströmzonen am Übergang in den Druckstutzen aufweist (siehe Abbildung 83), ist neben einer Ausführung als Spirale ebenso als Ringraum mit Leitschaufeln denkbar. Vorrang haben auf jeden Fall die Versorgung des Spaltrohrmotors mit ausreichend Fluid zur Abführung der Abwärme und eine Limitierung der auftretenden Axialkraft.

## 6.2.1 Entwurf des Stufenlaufrades

Die Hauptabmaße des Laufrades basieren prinzipiell auf dem Originaldesign – so wurde aus Gründen der Austauschbarkeit von Laufrädern bereits in der Konzeptionsphase beschlossen, die Abmessungen und auch die Meridiankontur ident beizubehalten – siehe Abbildung 84. Darin ist neben der Meridiankontur des gesamten Laufschaufelkanals auch eine Projektion des Laufschaufelgitters zur besseren Wahrnehmung der Ein- und Austrittskanten dargestellt.

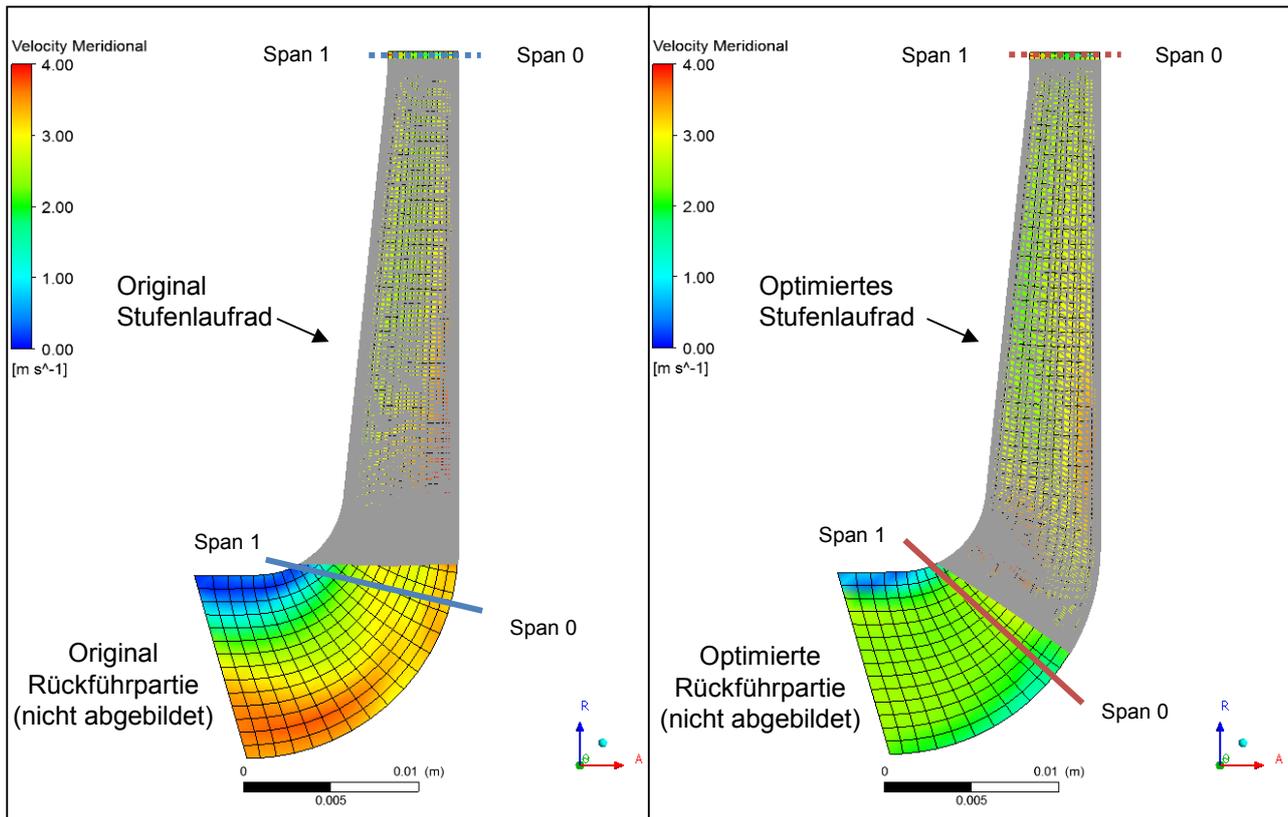


Abbildung 84: Meridiankontur der Stufenlaufräder und Verteilung der Meridiangeschwindigkeit  $c_m$

Die Analyse der Geschwindigkeitskomponenten am Ein- und Austritt des Stufenlaufrades – vgl. Abbildung 86 – legte bereits die Schwachstellen der Originalvariante offen. So befindet sich am Eintritt im Bereich der Deckscheibe eine Zone mit sehr niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten, welche allerdings auf die ungünstige Anströmung aus der Rückführpartie zurückzuführen ist. Weiters ist in Abbildung 86 rechts die ungleichmäßige Verteilung der Umfangskomponente  $c_u$  zu erkennen, wobei im Bereich der Tragscheibe bereits vor Eintritt in die Laufschaufel eine sehr stark erhöhte Umfangskomponente vorliegt. Durch das Vorziehen der Eintrittskante und geringe Modifikationen am Winkelverlauf konnte eine nahezu gleichmäßige, fast drallfreie Anströmung erreicht werden.

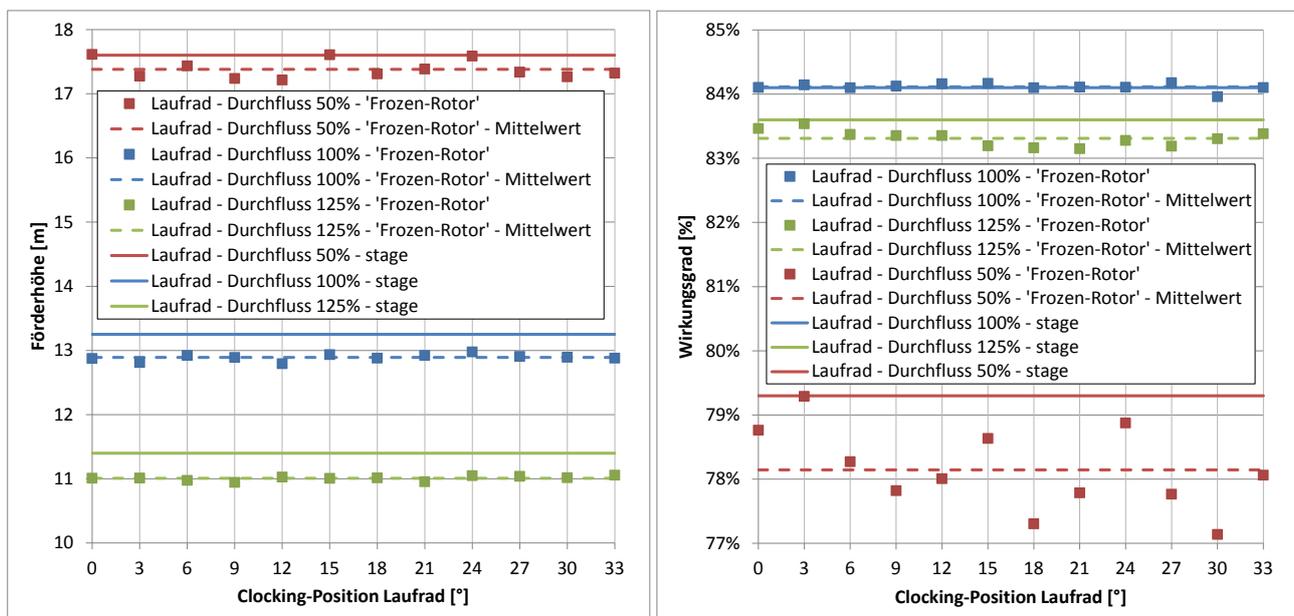
Diese Änderungen basieren neben der Erfahrung des Autors auch auf diversen Anhalten aus der Literatur, wie Salisbury [89], Gülich [23], Pfeleiderer [79], Stepanoff [84], Raabe [84], Brennen [10], Sigloch [100], Duncan [28], Schulz [85], Siekmann [85] und Thamsen [108] sowie KSB – Auslegung von Kreiselpumpen

[53]. Zusätzlich wurden Anregungen zur numerischen Simulation von Kreuzfeld [60] und [62] sowie Müller [64] übernommen.

Obwohl alle Anhalte eine geringere Laufschaufeldicke auf Basis der Schaufelbelastungen ergeben, wird aufgrund der fertigungstechnischen Problematik nach Rücksprache mit dem Hersteller darauf verzichtet.

Die Konfiguration für die numerische Simulation wurde möglichst einfach gehalten um den benötigten Rechenaufwand zu minimieren. Aufgrund der Wechselwirkungen zwischen Lauf- und Leiträdern bzw. Rückführpartie, war die Modellierung dieser Komponenten jedoch unumgänglich. Allerdings wurden keine Radseitenräume, Spalte oder Entlastungsbohrungen für die Optimierung verwendet. Zur Beurteilung einer relativen Verbesserung war das einfache Modell jedoch ausreichend. So wurde am Eintritt in den Laufschaufelkanal – es wurde nur einer von sechs Kanälen verwendet – ein homogenes Geschwindigkeitsprofil aufgeprägt und am Austritt der Rückführpartie eine Druckrandbedingung. Erst nach Abschluss der Optimierungsarbeiten wurde die neue Laufschaufelhydraulik in einem vollen Modell – analog zu Modell D – simuliert.

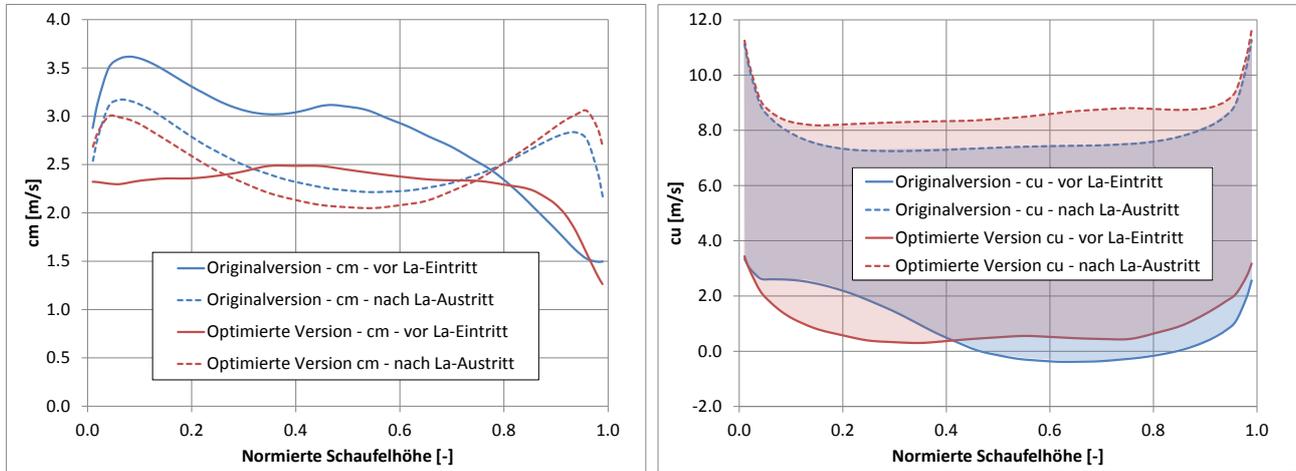
Im Zuge der Laufradoptimierung wurde auch der Einfluss der Laufradposition relativ zur Leitschaufel untersucht. Die zu diesem Zweck durchgeführten Frozen-Rotor-Simulationen dienen dazu, den Clocking-Effekt abzubilden. Jiang [53] hat ebenfalls Untersuchungen an einer Radialpumpe durchgeführt und konnte vergleichbare Förderhöhen- und Wirkungsgraddifferenzen, besonders im Teillastbereich, aufzeigen. So schwankt die Förderhöhe in Teillast um bis zu 4 % bzw. der Wirkungsgrad um etwas mehr als 2 % wie in Abbildung 85 dargestellt. Die ebenfalls durchgeführten Simulationen mit „Stage“-Modellierung des Überganges von Lauf- zu Leitschaufeln ergaben durchwegs größere Förderhöhen und Wirkungsgrade.



**Abbildung 85: Einfluss des Clocking-Effektes auf Förderhöhe (links) und Wirkungsgrad**

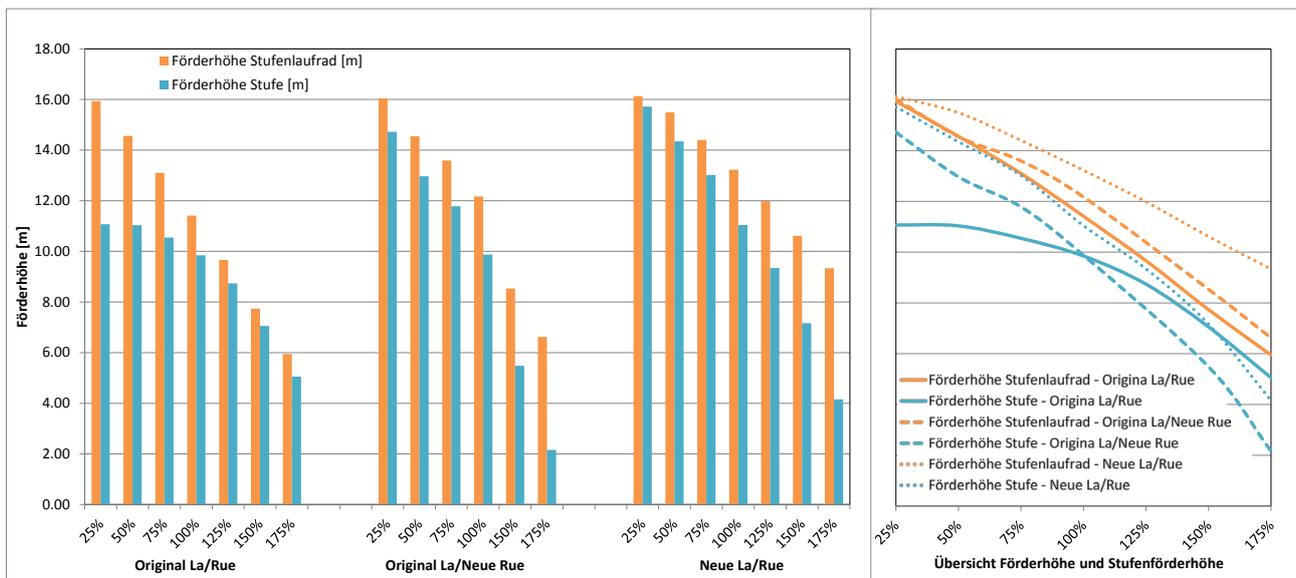
Die Ergebnisse der Laufradoptimierung ausschließlich auf die Laufradperformance zu reduzieren wäre jedoch falsch bzw. nicht zielführend, da letztlich die Stufenförderhöhe entscheidend ist.

Dazu wurden, wie bereits erwähnt, Simulationen im vollen Modell durchgeführt, wobei an dieser Stelle nur noch die Ergebnisse der endgültigen Optimierungsversionen von Laufrädern und Rückführpartie gezeigt werden. Es wird an dieser Stelle zudem auf Ergebnisse der Optimierung der Rückführpartie vorgegriffen, um den Einfluss dieser auf Laufrad- und Stufenförderhöhe und auch -wirkungsgrad zu zeigen.



**Abbildung 86: Meridiangeschwindigkeitsverlauf  $c_m$  (links) und Umfangskomponente  $c_u$  der Stufenlaufräder bei  $Q_{opt}$  (rechts)**

In Abbildung 87 sind die Laufrad- und Stufenförderhöhe bezogen auf die Fördermenge des Aggregates dargestellt. Links entspricht der Originalpaarung, in der Mitte jener mit Original-Laufrädern und optimierter Rückführpartie und rechts der optimierten Paarung. Zusätzlich ist ganz rechts ein direkter Vergleich der Stufenförderhöhe und der Förderhöhe des Stufenlaufrades dargestellt.

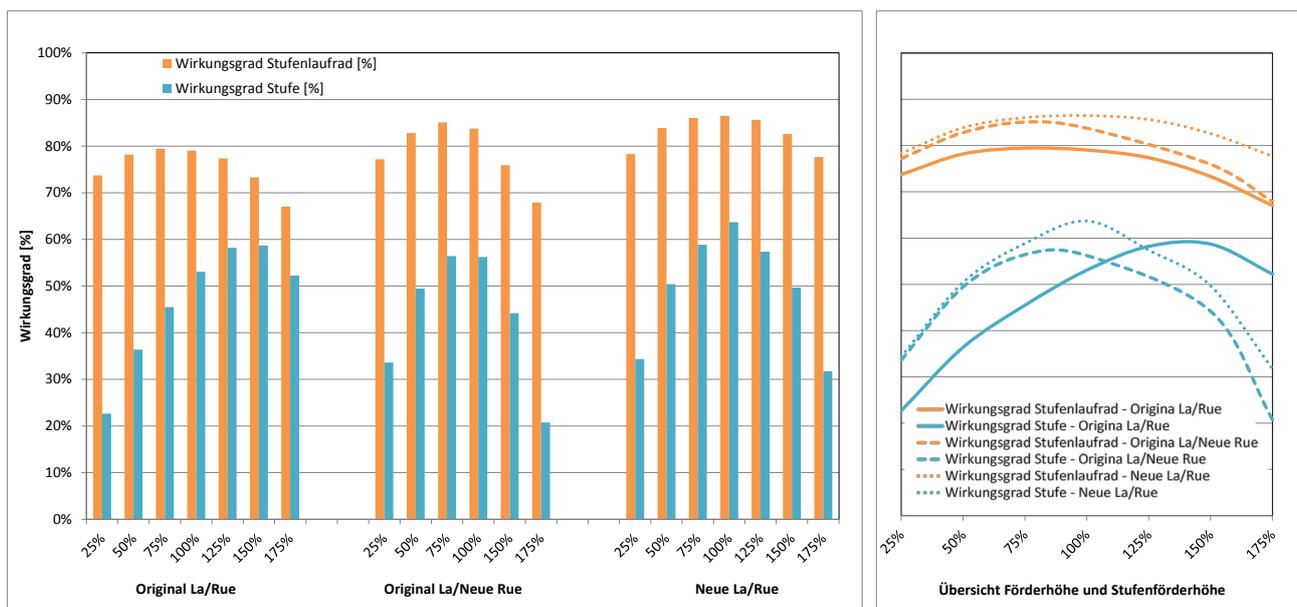


**Abbildung 87: Einfluss Stufenlaufrad und Rückführpartie auf Förderhöhenverlauf**

Dabei fällt auf, dass der Kennlinienverlauf des Original-Laufrades mehr oder weniger stark von den Leitschaufeln beeinflusst wird. In starker Teillast ist der Einfluss nahezu vernachlässigbar, jedoch im Bereich

des Optimums bis hin zu Überlast etwas mehr als 0,5 m. Wesentlich dominanter ist allerdings der Einfluss der Rückführpartie, welcher bei Einsatz der identen Laufräder eine Erhöhung der Stufenförderhöhe in Teillast von über 3,5 m ergibt. Im Optimum bleibt die Stufenförderhöhe ident und in Richtung Überlast fällt diese sogar ab. Durch Einsatz der neuen, optimierten Laufräder wird jedoch im gesamten Betriebsbereich der Pumpe – also von 25 %-125 % – eine gesteigerte Stufenförderhöhe erreicht.

Neben der deutlich gestiegenen Stufenförderhöhe, welche einen Ersatz des Druckstufenlaufrades mit einem Durchmesser von 130 mm durch ein Stufenlaufrad mit einem Durchmesser von 114 mm ermöglicht, konnte auch der Laufradwirkungsgrad geringfügig – der Stufenwirkungsgrad jedoch maßgeblich – erhöht werden. Diese Ergebnisse sind in Abbildung 88 links für die Originalpaarung, in der Mitte für jene mit Original-Laufrädern und optimierter Rückführpartie und rechts für die optimierte Paarung dargestellt. So wird zwar bereits durch Einsatz der neuen Rückführpartie der Laufradwirkungsgrad um über 3 % angehoben, jedoch stimmt die Lage des Optimums von Laufrad und Stufe weiterhin nicht überein. Erst durch Abstimmung des optimierten Laufrades mit der neuen Rückführpartie laufen sowohl das Laufrad als auch die gesamte Stufe bei 100 % Fördermenge im Betriebspunkt des besten Wirkungsgrades. Somit ergab die Optimierung nicht nur eine Anhebung des Wirkungsgradniveaus um teilweise mehr als 10 %, sondern auch eine Verschiebung der Lage des Optimums hin zum gewünschten Durchfluss.

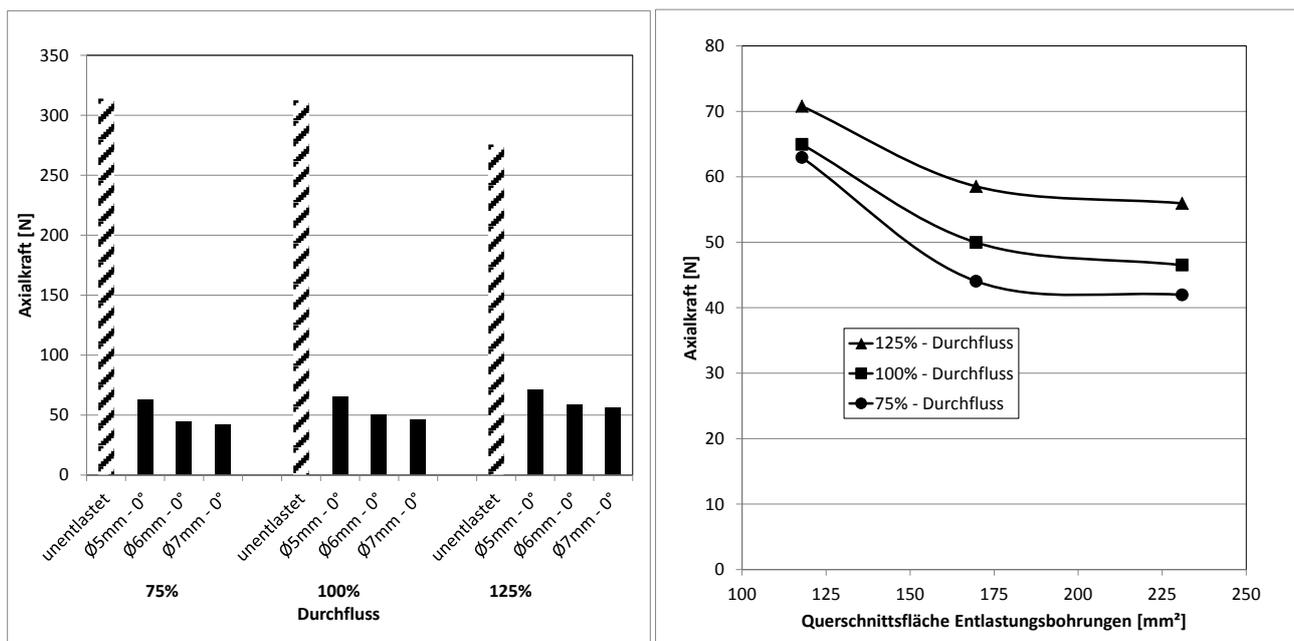


**Abbildung 88: Einfluss Stufenlaufrad und Rückführpartie auf Wirkungsgradverlauf**

## 6.2.2 Einfluss der Entlastungsbohrungen

Bei mehrstufigen Pumpen ohne Axialkraftentlastungseinrichtungen wie beispielsweise Entlastungsscheiben oder -kolben werden Entlastungsbohrungen eingesetzt, um die Axialkraft soweit als nötig zu reduzieren. Wichtig ist, dass der Spaltstrom über den Dichtspalt hinten und vorne nahezu gleich ist, damit sich an den Deckscheiben (identer Dichtspalt- $\varnothing$  vorausgesetzt) der gleiche Druck einstellen kann, um einen möglichst effektiven Axialkraftausgleich zu ermöglichen. Die Entlastungsbohrungen dürfen keinen Widerstand darstellen, weshalb die Gesamtfläche der Entlastungsbohrungen zwischen dem 4-fachen (Gülich [37]) bis mehr als dem 6-fachen (Cao [23]) des Spaltquerschnittes entsprechen soll. Die numerischen Untersuchungen in Abbildung 89 belegen eben diesen Ansatz. So steigt die Axialkraft in Richtung Saugseite mit kleinerem Durchmesser der Entlastungsbohrungen deutlich an, wobei durch ein weiteres Erhöhen des Durchmessers von 6 mm auf 7 mm die erreichbare Axialkraftreduktion nur noch gering ausfällt. Dabei entspricht ein Durchmesser der Entlastungsbohrungen von 6 mm etwa dem 5-fachen des Dichtspaltquerschnittes.

Der Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen hat lediglich einen vernachlässigbaren Einfluss auf die sich einstellende Axialkraft.



**Abbildung 89: Einfluss der Entlastungsbohrung bzw. des Durchmessers und der Querschnittsfläche der Entlastungsbohrungen auf die Axialkraft eines Stufenlaufrades**

Der Vergleich zwischen entlastetem und unentlastetem Stufenlaufrad in Abbildung 89 ergibt eine Reduktion der Axialkraft auf ca. 14-19 % des unentlasteten Niveaus. Gülich gibt bei korrekter Auslegung der Entlastungsbohrungen einen Wert von 10-20 % an.

Der negative Nebeneffekt der Entlastungsbohrungen ist eine Reduktion des Wirkungsgrades durch den sich einstellenden bzw. erhöhten Leakagestrom. Eine Abschätzung der Verluste liefert Gülich [37] mit folgendem Ansatz (Spezifische Schnellläufigkeit der Stufe  $n_{q,stu\text{f}e} = 23 [U/min]$ ):

$$\Delta\eta_{EB} = 0,018 \cdot \left(\frac{25}{n_q}\right)^{1,6} = 0,018 \cdot \left(\frac{25}{23}\right)^{1,6} = 0,02 = 2 \text{ [%]} \quad (\text{Gl. 58})$$

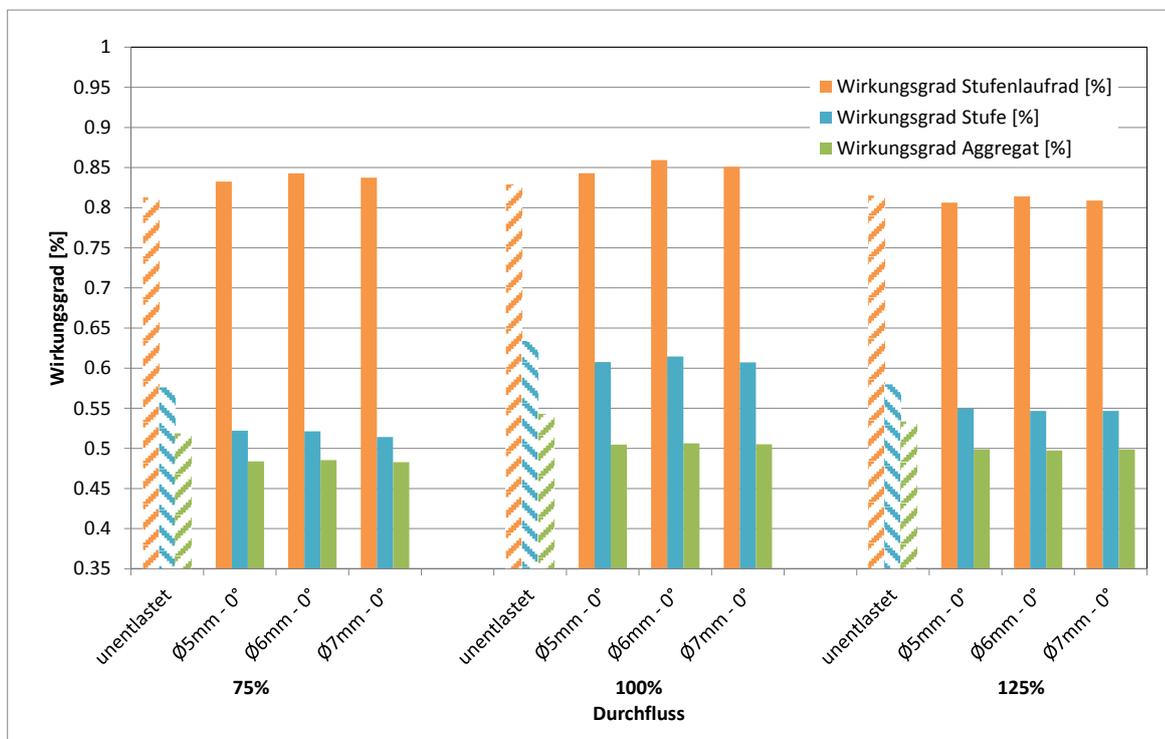
wobei sich folgender Spaltstrom bei „korrekter“ Auslegung der Dichtspalte nach Gülich ergibt:

$$Q_{Sp} = Q_{opt} \cdot \frac{4,1}{n_q^{1,6}} = 4 \cdot \frac{4,1}{23^{1,6}} = 4 \cdot 0,0272 = 0,109 \text{ [l/s]} \quad (\text{Gl. 59})$$

Allerdings sind die real ausgeführten Spalte aufgrund der Anforderungen nach API610 und API 685 deutlich größer – und damit einhergehend der sich einstellende Spaltstrom für die untersuchte Pumpe:

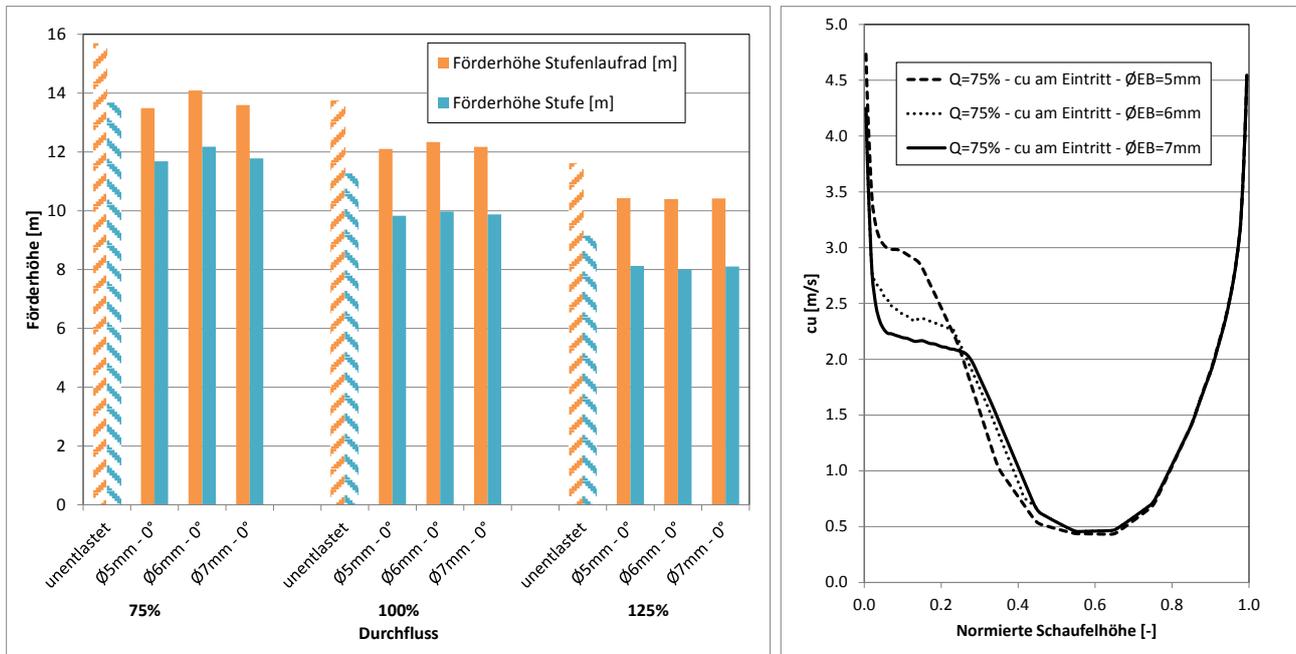
$$Q_{Sp,real,Optimum} = 0,4 \text{ [l/s]}$$

Anhand einer untersuchten Optimierungsvariante ergibt der Vergleich zwischen Einsatz ohne und mit Entlastungsbohrungen eine Wirkungsgraddifferenz im Bereich des Optimums von 2,8 % – vgl. Abbildung 90. Es wird jedoch angemerkt, dass bei Betrieb ohne Entlastungsbohrungen die Fördermenge des Stufenlaufrades um ca. 0,4 l/s geringer ist – und damit der erreichbare Wirkungsgrad nach Abbildung 82 sogar höher wäre. Würde das Laufrad in beiden Betriebsweisen den gleichen Betriebspunkt und damit Wirkungsgrad aufweisen, wäre die Wirkungsgraddifferenz noch höher. Diese Verschiebung des Wirkungsgrades wird bei Gülich nicht berücksichtigt, da der Spaltstrom nur ca. 2,7 % der Nennmenge beträgt und nicht 10 % wie in der realen Ausführung.



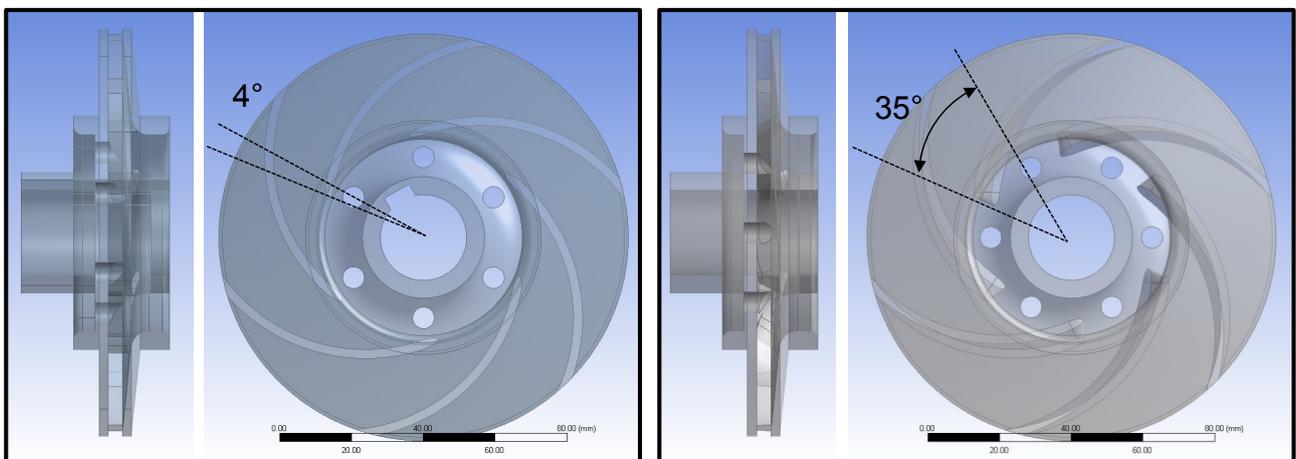
**Abbildung 90: Einfluss Entlastungsbohrungsdurchmesser auf den Wirkungsgrad**

Sehr deutlich wird der Einfluss des Spaltstromes bei Betrachtung der Förderhöhen sichtbar. In Abbildung 91 sind sowohl die Laufrad- als auch die Stufenförderhöhen bei 75, 100 und 125 % des Nenndurchflusses des Aggregates dargestellt. Es fällt auf, dass ein geringer Durchmesser der Entlastungsbohrungen von nur 5 mm einen negativen Effekt auf die Anströmung der Laufschaufel hat. Dies wird bei Betrachtung der Drallkomponente  $c_u$  am Eintritt – dargestellt in Abbildung 91 rechts – deutlich, weshalb die erreichte Förderhöhe niedriger als erwartet ausfällt.

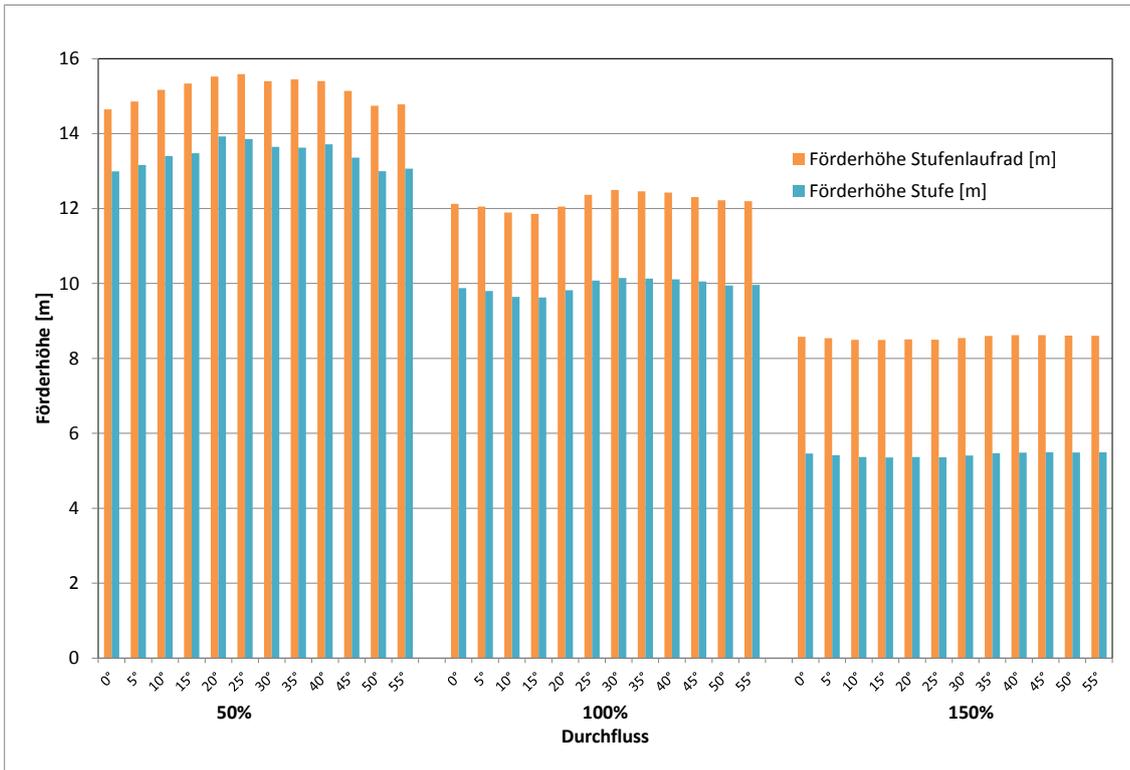


**Abbildung 91: Einfluss Entlastungsbohrungsdurchmesser auf die (Stufen-) Förderhöhe**

Zur Position der Entlastungsbohrung in Umfangsrichtung – z.B. als Winkelversatz bezogen auf die Laufschaufeleintrittskante wie in Abbildung 92 eingezeichnet – konnten in der Literatur keine Anhalte gefunden werden, weshalb dazu ebenfalls numerische Untersuchungen durchgeführt wurden.

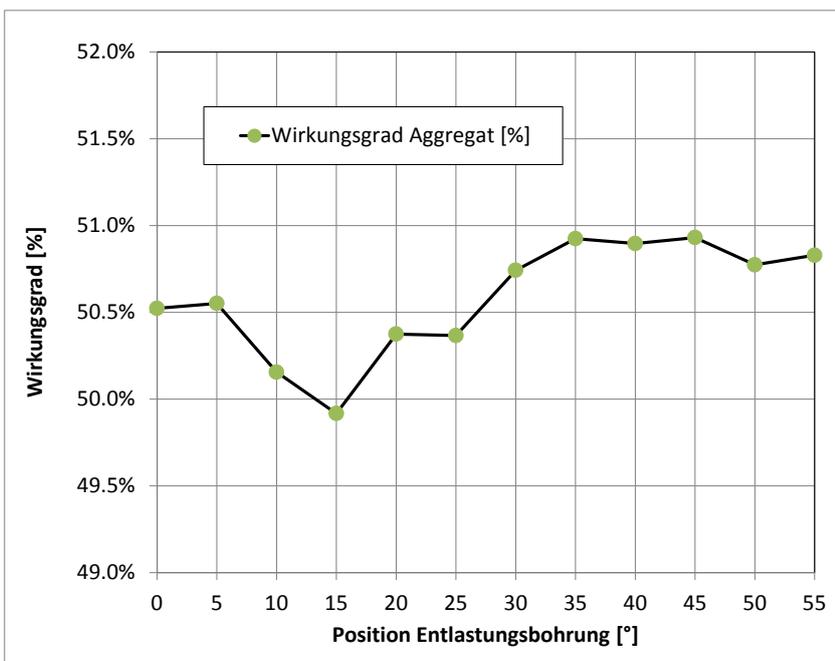


**Abbildung 92: Stufenlaufrad mit Entlastungsbohrungen – Original (links) und optimierte Variante**



**Abbildung 93: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf die (Stufen-) Förderhöhe**

So sind die Entlastungsbohrungen der existierenden Stufenlaufräder etwa 4° in Umfangsrichtung hinter der Eintrittskante angeordnet, beim Druckstufenlaufrad allerdings 30°. Diese unterschiedliche Positionierung bzw. der Einfluss auf Förderhöhe (in Abbildung 93) und Wirkungsgrad der Laufräder, Stufen (in Abbildung 95) und Aggregat (in Abbildung 94) wurden detailliert analysiert.

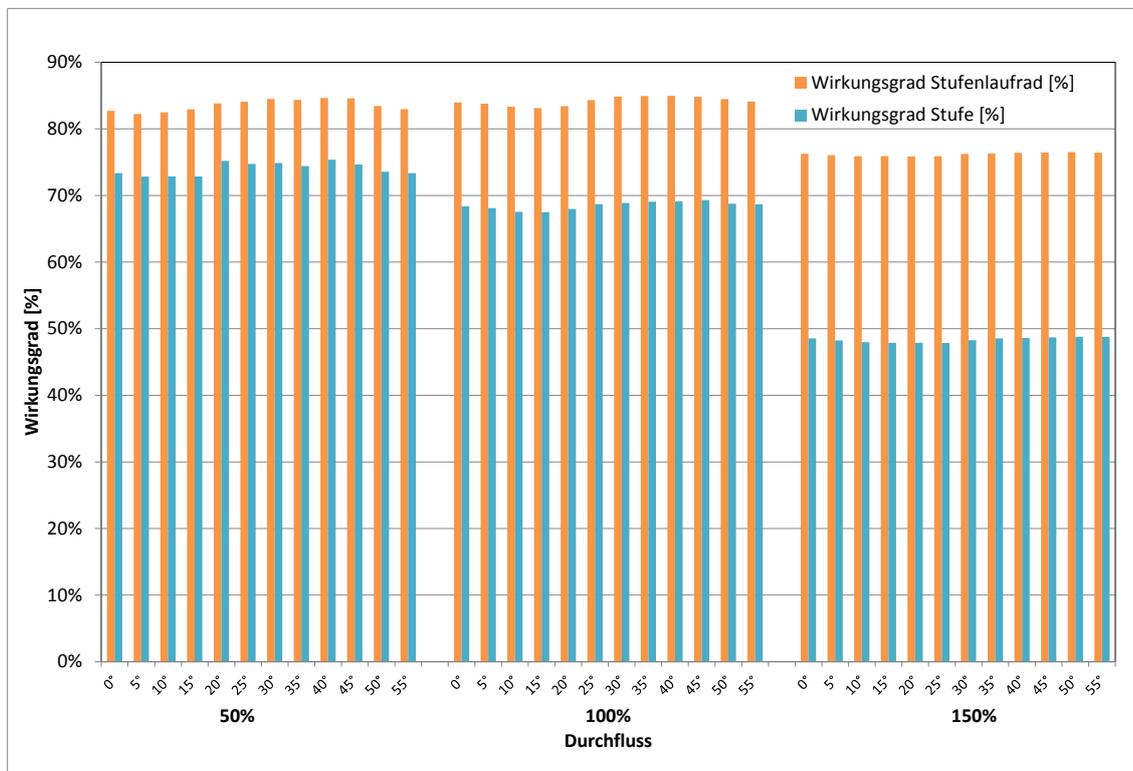


**Abbildung 94: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf den Aggregatwirkungsgrad im Optimum (Q = 100 %)**

So konnte anhand der numerischen Untersuchungen im vollen Modell, wobei der EB-Durchmesser mit 6 mm definiert wurde, gezeigt werden, dass nicht nur die Förderhöhe der Laufräder und Stufen um bis zu 1 m durch Änderung der Position der Entlastungsbohrung in Umfangsrichtung beeinflusst werden kann, sondern sogar der Aggregatwirkungsgrad im Bereich des Optimums um etwa 1 %.

Über 2 % beträgt der Einfluss auf den Wirkungsgrad der Stufenlaufräder bzw. der Stufen in Teillast, wie in Abbildung 95 gezeigt. Im Bereich von Durchflüssen höher als des Nenndurchflusses ist dieser Einfluss nur noch minimal ausgeprägt.

Dieses Ergebnis überrascht bei genauer Analyse wenig, da die Störungen durch den Spaltstrom auf die Anströmung der Laufschaufeln in Kanalmitte als am geringfügigsten zu erwarten sind. Mehr überraschte jedoch die Tatsache, dass die Förderhöhe in Teillast um über 7 % und im Optimum um über 4 % beeinflusst werden kann und damit einhergehend letztlich der Aggregatwirkungsgrad um 1 % schwankt.



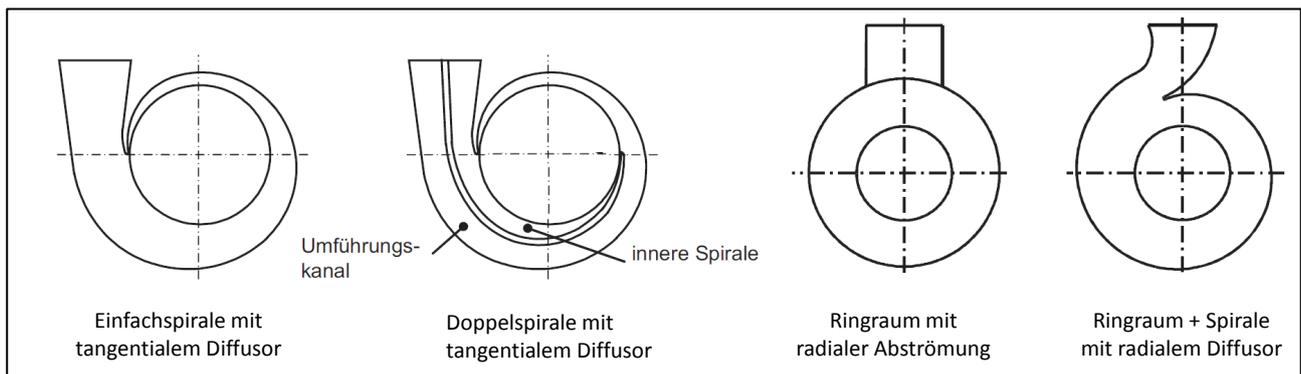
**Abbildung 95: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf den Wirkungsgrad**

Als Resultat dieser Untersuchungen wurde die Position der Entlastungsbohrungen auf 35° für alle Stufen definiert, da die kombinierten Wirkungsgradvorteile in Teillast und Optimum am höchsten sind.

### 6.2.3 Neuauslegung des Druckstufengehäuses

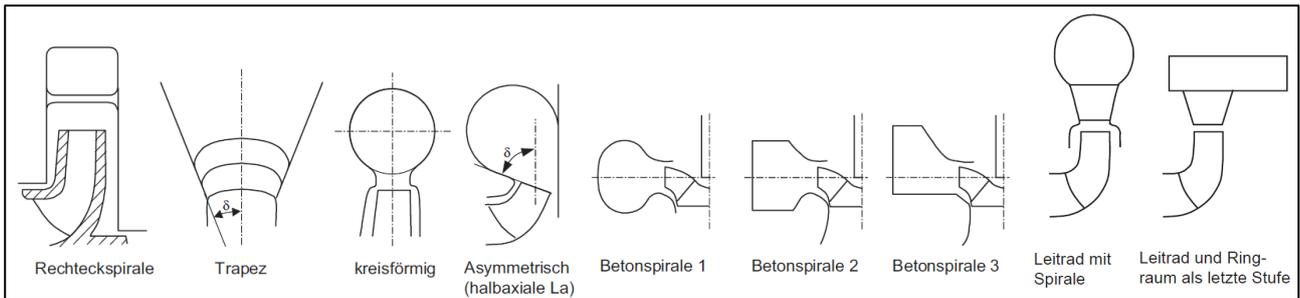
Die Bauform des Pumpengehäuses bzw. bei mehrstufigen Pumpen des Gehäuses der Druckstufe hängt neben der spezifischen Schnellläufigkeit auch von der Bauform, der Baugröße, den räumlichen Gegebenheiten, den zu erreichenden Wirkungsgraden bzw. zulässigen Radialkräften und den finanziellen Rahmenbedingungen ab.

Einfachspiralen und Ringraumgehäuse sind bezüglich Herstellkosten meist die günstigste Lösung, wobei die auftretenden, durchaus großen Radialkräfte von Einfachspiralen im Betrieb außerhalb des Bestpunktbereiches zu beachten sind (vgl. Abbildung 54). Diese führen zu höheren Belastungen der Welle und Lager, weshalb bei größeren Förderhöhen Doppelspiralen eingesetzt werden, da diese in Teillast deutlich geringere Radialkräfte aufweisen. Auf ähnlich niedrigem Niveau sind auch die zu erwartenden Radialkräfte bei Einsatz eines Ringraumgehäuses – sowohl mit, als auch ohne Leitapparat. Neben der Form des Gehäuses gibt es auch unterschiedliche Möglichkeiten zur Gestaltung des Diffusors – dieser kann z.B. radial oder auch tangential ausgeführt sein, wie die Beispiele in Abbildung 96 zeigen.



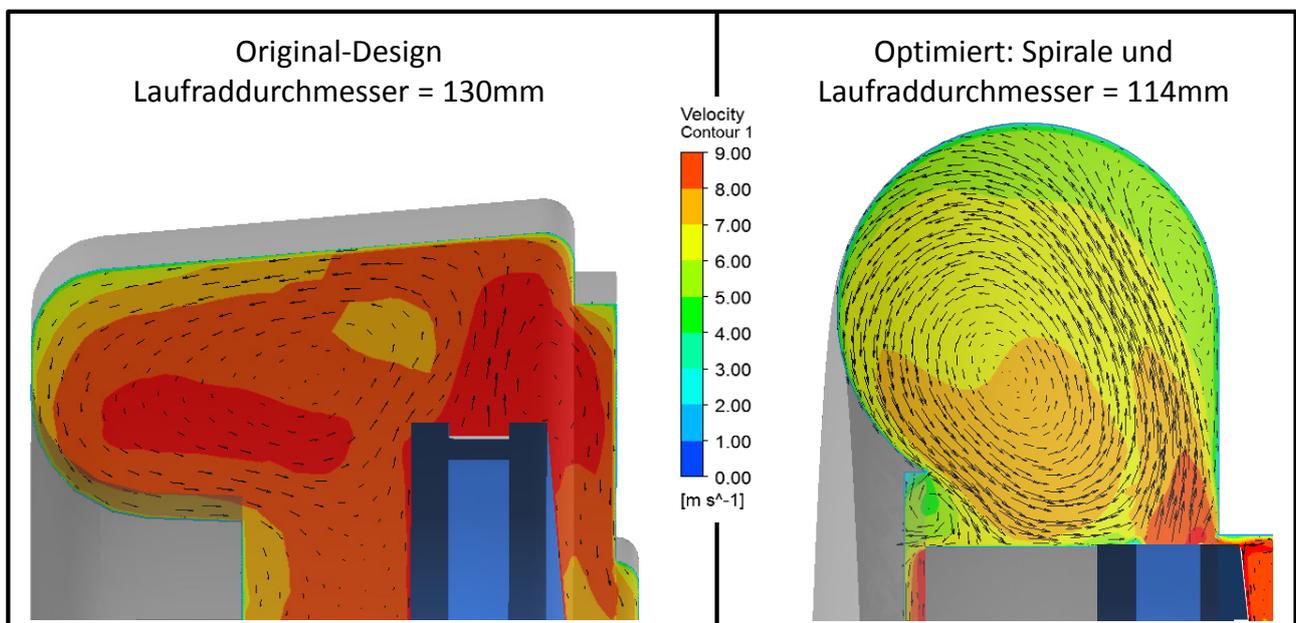
**Abbildung 96: Mögliche Ausführungen des Druckstufengehäuses**

Bei Einsatz einer Spirale ist die Querschnittsform entsprechend dem Pumpentyp und Einsatzzweck zu wählen – eine Übersicht wird in Abbildung 97 gegeben. Spiralgehäuse mit Kreisquerschnitten werden unter anderem eingesetzt, wenn die Spirale aus Segmenten, welche verschweißt werden, aufgebaut ist. Bei halbaxialen Laufrädern, oder wie im untersuchten Fall des Original-Druckstufengehäuses, findet man auch asymmetrische Querschnitte. Bei Betonspiralen ergeben sich die Formen meist aufgrund einer möglichst einfach auszuführenden Schalung. Rechteck- und Trapezform bieten den Vorteil, sich auf Rotationsflächen zu entwickeln, was Entwurf und Herstellung erleichtert. Grundsätzlich hat man in der Gestaltung des Querschnitts relativ große Freiheit, ohne wesentliche Wirkungsgradeinbußen zu riskieren. Eine Untersuchung an Betonspiralen von Canavelis [22] zeigte, dass bei Verwendung der runden Querschnittsform (Betonspirale 1 in Abbildung 97) und einer spezifischen Schnellläufigkeit der Pumpe zwischen 70 bis 100 U/min eine Wirkungsgraderhöhung von 1 Prozent im Gegensatz zu eckigen Ausführungen (Betonspiralen 2 und 3 in Abbildung 97) erreicht werden kann.



**Abbildung 97: Querschnittsformen von Spiralgehäusen**

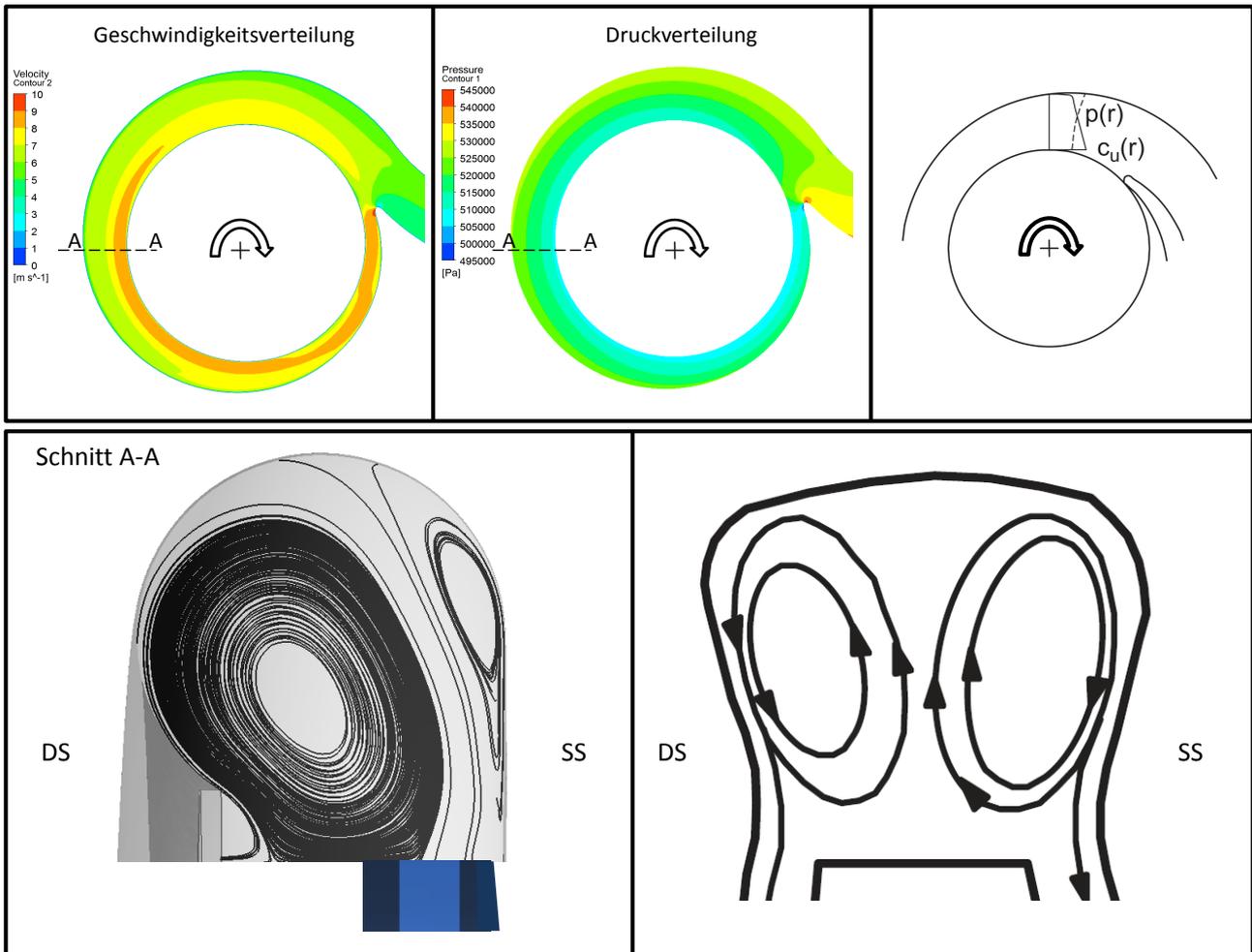
Das Original-Druckstufengehäuse – ausgeführt ähnlich einem asymmetrischen Ringraum – zeigte bereits bei den ersten numerischen Untersuchungen deutliche Defizite. Diesen waren einerseits bedingt durch die geometrische Ausführung, andererseits durch die Position des Laufrades im Ringraum, da eine deutliche Verschiebung des Laufrades zur Saugseite hin gegeben ist – siehe Abbildung 98.



**Abbildung 98: Vergleich Geometrie Druckstufengehäuse – Original (links) und Optimierungsvariante als Spirale ausgeführt (rechts); Strömungsgeschwindigkeit und -vektoren**

Theoretisch und wie auch Gülich [37] schreibt, bildet sich im (schaufellosen) Ringraum eine Strömung entsprechend dem Drallsatz ( $c_{u1} r_1 = c_{u2} r_2$ ) aus, wobei der Druck von innen nach außen ansteigt (Abbildung 99 oben rechts). Durch diesen aufgeprägten Druckgradienten strömt das Fluid wieder von außen nach innen zurück, und es entsteht eine Sekundärströmung. Diese hat grundsätzlich die Form eines Doppelwirbels, der mit wachsender Ungleichförmigkeit der Laufradabströmung zunehmend unsymmetrisch wird. Durch die saugseitige Anordnung des Laufrades ist diese Asymmetrie in allen Betriebspunkten – sogar in der Nähe des Optimums – deutlich ausgeprägt – siehe Abbildung 98. In dem untersuchten Fall und infolge der strikten Randbedingungen der Optimierung war es nicht möglich, das Laufrad der letzten Stufe mittig im Druckstufengehäuse anzuordnen, weshalb auch in der Optimierungsvariante eine stark asymmetrische Sekundärströmung unvermeidbar ist – siehe Abbildung 98 rechts.

Die Geschwindigkeitsverteilung in Spiralmittle ist in Abbildung 99 oben links für die untersuchte Variante „Spirale 1“ dargestellt und zeigt trotz stark in Richtung Saugseite platzierter Laufrad eine (annähernd) nach Drallsatz zu erwartende Geschwindigkeitsverteilung. Des Weiteren findet eine sukzessive Verzögerung der Strömung in Richtung Austritt statt. Der Druck in der Spirale – in Abbildung 99 oben in der Mitte – entspricht ebenfalls der zu erwartenden Verteilung. Allerdings erkennt man im Querschnitt auch den asymmetrischen Doppelwirbel, welcher stark von einem optimalen Auslegungszustand (Abbildung 99 rechts unten – schematische Darstellung nach Gülich [37]) abweicht.

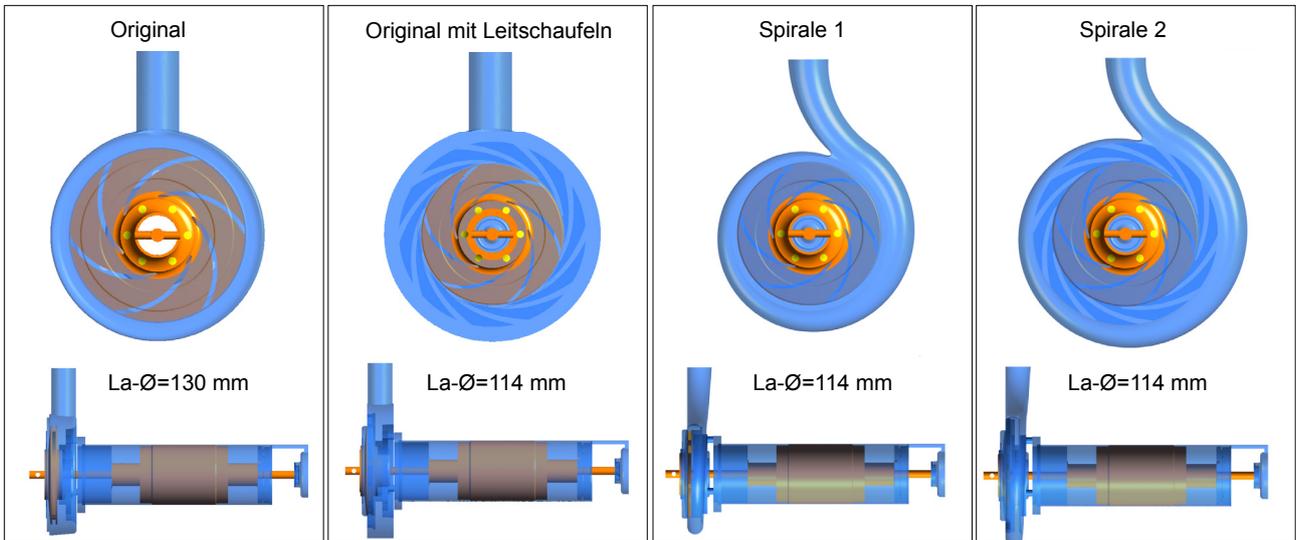


**Abbildung 99: Vergleich der Strömungssituation in der Spirale – CFD vs. Gülich [37]**

Infolge der geometrisch bedingten Vorgaben wurde zusätzlich versucht, mittels Leitschaufeln eine homogenere Verzögerung und damit Strömung im Druckstufengehäuse zu erreichen. Laut Jaberg [51] kann durch den Einsatz von Leitschaufeln ein bis zu 5 % höherer Wirkungsgrad im Optimum erreicht werden. Für die Untersuchungen wurden folgende Varianten, dargestellt in Abbildung 100, untersucht:

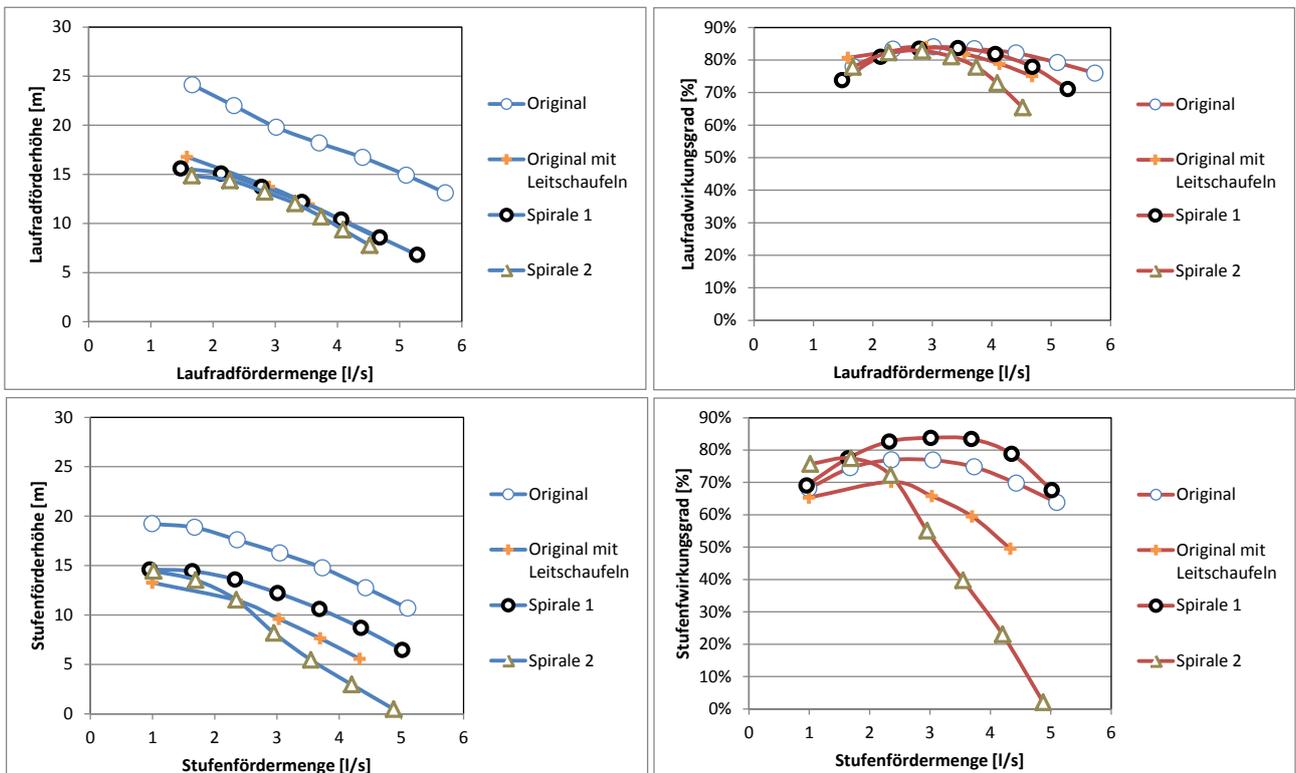
- Original Druckstufengehäuse – entspricht in etwa einem schaufellosem Ringraum; Simulation mit Original-Druckstufenlaufrad (Ø 130 mm)
- Original Druckstufengehäuse mit Leitschaufeln – Simulationen aus geometrischen Gründen nur mit neuem Stufenlaufrad (Ø 114 mm) möglich

- Spirale 1 – nach Drallsatz ausgelegte Spirale – aus geometrischen Gründen einseitig entwickelt
- Spirale 2 – nach Drallsatz ausgelegte Spirale mit Leitschaufeln – ebenfalls einseitig entwickelt



**Abbildung 100: Untersuchte Druckstufengehäuse mit angeschlossenem Spaltrohrmotor**

So zeigt die Auswertung der Laufradförderhöhe in Abbildung 101 links oben, dass das Druckstufengehäuse diese zwar beeinflusst, der maßgebliche Anteil allerdings auf den Laufraddurchmesser zurückzuführen ist.

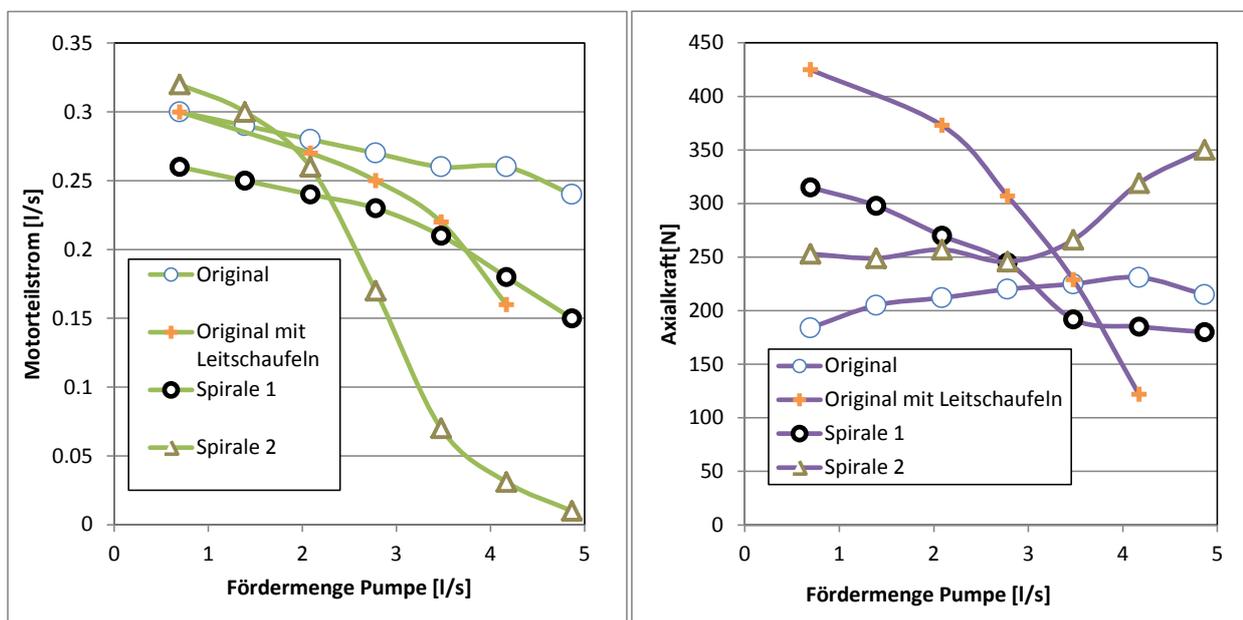


**Abbildung 101: Einfluss der untersuchten Druckstufengehäuse auf Förderhöhe und Wirkungsgrad**

Die Höhe und Lage des Wirkungsgradoptimums des Laufrades – gezeigt in Abbildung 101 rechts oben – wird jedoch deutlich stärker durch die Gestaltung des Druckstufengehäuses beeinflusst. So fällt der

Wirkungsgrad bei Einsatz der Spirale 2 ab dem Bereich des Optimums deutlich ab – noch stärker ist dieser Einfluss bei Betrachtung des Stufenwirkungsgrades in Abbildung 101 rechts unten. Durch den Einbau eines Leitschaufeleinsatzes in Spirale 2, ist zwar eine geringe Wirkungsgradsteigerung in tiefer Teillast im Vergleich zum Original Druckstufengehäuse erkennbar, jedoch sind darüber hinaus markante Förderhöhen- und Wirkungsgradeinbußen zu verzeichnen.

Der Leitschaufeleinsatz wurde auch im Original-Druckstufengehäuse eingesetzt und konnte auch dabei nicht überzeugen, da sowohl die Förderhöhe, als auch der Wirkungsgrad deutlich niedriger sind, als beispielsweise bei Verwendung des Original-Druckstufengehäuses oder Spirale 1. Da außerdem die gesamte Rückführpartie der Stufenlaufräder einteilig gegossen wird, hätte die Verwendung eines Leitschaufeleinsatzes die Fertigung eines zusätzlichen Bauteiles zur Folge. Aus diesen Gründen wurde das Konzept eines zusätzlichen Leitschaufeleinsatzes verworfen.

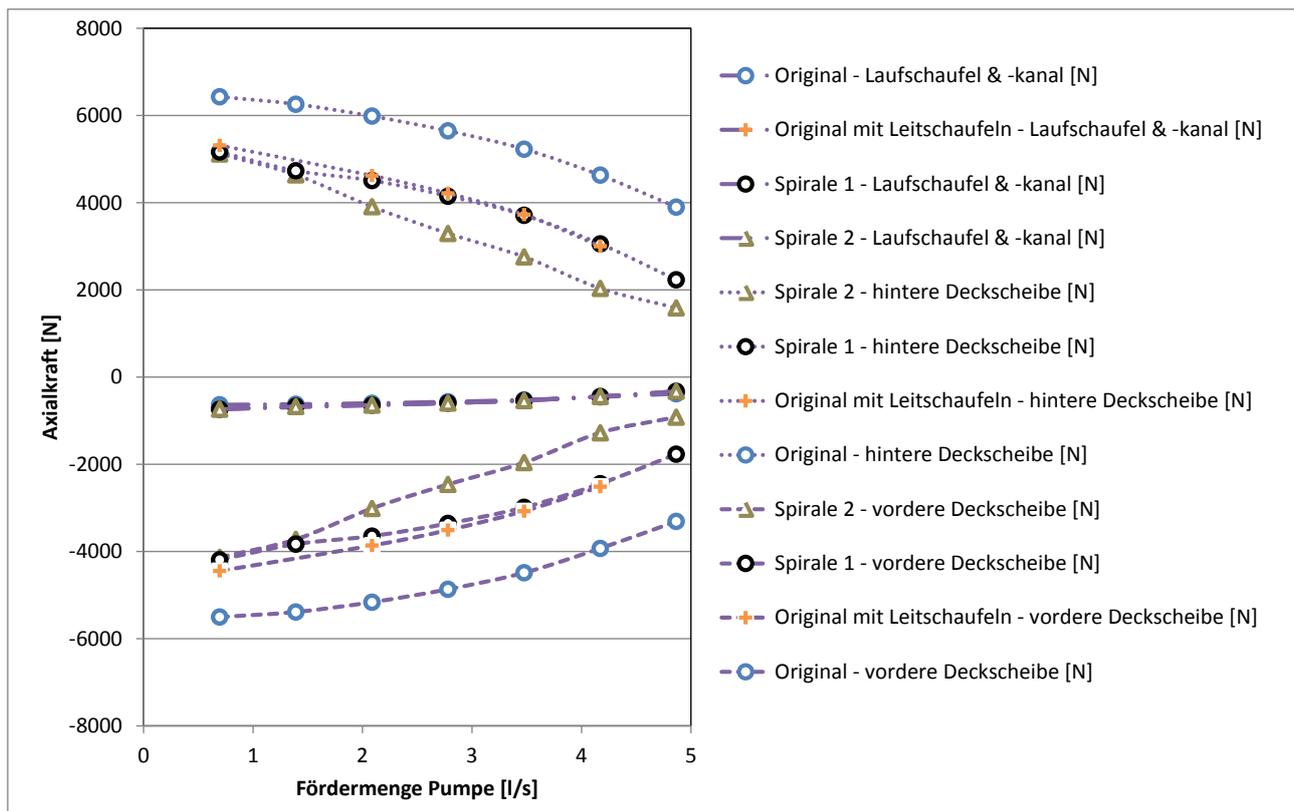


**Abbildung 102: Einfluss der untersuchten Druckstufengehäuse auf Motorteilstrom und Axialkraft**

Wie bereits in Abbildung 101 erkennbar, liefert der Einsatz von Spirale 1 durchwegs die besten Ergebnisse. Obwohl die erreichbare Stufenförderhöhe aufgrund des geringeren Laufraddurchmessers deutlich niedriger liegt, was durch die Erhöhung der vorangehenden drei Stufen jedoch kompensiert wird, sind die Vorteile evident. So kann durch Verwendung von Spirale 1 sowohl der Stufenwirkungsgrad über den gesamten Betriebsbereich angehoben werden und zusätzlich die Lage des Optimums zum gewünschten Durchfluss verschoben werden.

Zusätzlich werden durch die Gestaltung des Druckgehäuses und der Anbindung an den Spaltrahmotor die Axialkraft und der Motorteilstrom beeinflusst. Dabei zeigt sich in Abbildung 102, dass Spirale 1 zwar in Teillast höhere Axialkräfte zur Folge hat, allerdings über den gesamten betrachteten Bereich ein im Vergleich zur Originalversion trotzdem günstiges Axialkraftverhalten aufweist. Die detaillierte Analyse der wirkenden Axialkräfte der Druckstufe auf die vordere und hintere Deckscheibe sowie auf die Schaufel mit Laufschaufelkanal ist in Abbildung 103 für die vier untersuchten Varianten gezeigt. Darin sieht man, dass die Kräfte auf die vordere Deckscheibe und das Laufrad samt Laufradkanal in Strömungsrichtung wirken

(negatives Vorzeichen). Die Kräfte auf die hintere Deckscheibe sind durch Verwendung von Entlastungsbohrungen nahezu auf gleichem Niveau wie jene auf die vordere Deckscheibe, wirken allerdings in entgegengesetzte Richtung. Da sich die Kräfte auf die vordere und hintere Deckscheibe nahezu ausgleichen, ist die resultierende Axialkraft der Druckstufe deutlich niedriger – beispielsweise bei maximal 240 N in Richtung Saugseite bei Betrachtung der Original-Variante. An dieser Stelle wird abermals deutlich, dass die Modellierung der Radseitenräume und der Entlastungsbohrungen auch für die korrekte Berechnung der Axialkräfte benötigt wird. Betrachtet man nämlich nur die Kräfte auf die Laufschaufel und den Laufschaufelkanal in Abbildung 103, so liegt diese nicht nur deutlich höher (bis zu über 700 N), sondern wirkt auch in die entgegengesetzte Richtung (negatives Vorzeichen).



**Abbildung 103: Auswertung der wirkenden Axialkraft auf die vordere und hintere Deckscheibe, sowie Laufschaufel und -kanal der Druckstufe für die untersuchten Varianten des Druckstufengehäuses**

Der erreichbare Motorteilstrom ist bei Verwendung der Laufräder mit geringerem Durchmesser generell niedriger zu erwarten, was bei Betrachtung von Abbildung 102 links auch in Überlast zutrifft. Jedoch sind bei Einsatz von Spirale 2 oder des Original-Druckstufengehäuses mit Leitradeinsatz in Teillast ebenso große Motorteilströme realisierbar. Damit kann gezeigt werden, dass neben der (Stufen-) Förderhöhe vor allem auch die Anbindung des Druckstufengehäuses an den Spaltrohrmotor wesentlich den Motorteilstrom beeinflusst. Obwohl bei Spirale 1 der Motorteilstrom über den gesamten Betriebsbereich etwas niedriger ist, so ist dies jedoch, wie später gezeigt wird, aufgrund der geringeren aufgenommenen elektrischen Leistung und der damit geringeren Wärmeabfuhr des optimierten Pumpenaggregates, kein Problem.

Der Einfluss der vier gezeigten Varianten auf das gesamte Aggregat, und nicht nur auf die Druckstufe, wird in Kapitel 6.4 präsentiert.

### 6.3 Automatisierte Mehrzieloptimierung

Auf Basis des manuell optimierten Stufenlaufrades wurde die automatisierte Mehrzieloptimierung der gesamten Rückführpartie, bestehend aus Leitschaufeln und Rückführschaufeln, durchgeführt. Diese Optimierung dient primär der Wirkungsgradsteigerung, welche durch eine Reduktion der Verluste in der Rückführpartie erreicht werden soll. Dadurch wäre auch ein Ersatz des Druckstufenlaufrades mit 130 mm Durchmesser durch ein Stufenlaufrad ( $\varnothing$  114 mm) denkbar.

Durch die starke Interaktion von Leit- und Rückführschaufeln ist nur eine gemeinsame Optimierung entsprechend aussagekräftig. Da die Abströmung der Rückführpartie die Anströmung des Laufrades der anschließenden Stufe wesentlich beeinflusst, ist es nötig, ein entsprechendes numerisches Modell zu erstellen – siehe Abbildung 104. Somit besteht das verwendete numerische Optimierungsmodell aus folgenden Komponenten:

- Zulaufbereich, Inblock (schwarz)
- Sauglaufrad (rot)
- Leit- (hellgrün) und Rückführschaufeln (weiß) für die Saugstufe, jedoch ohne Radseitenräume und Rückenschaufeln
- Stufenlaufrad (dunkelrot)
- Leit- (hellgrün) und Rückführschaufeln (weiß) der Stufe, jedoch ohne Radseitenräume und Entlastungsbohrungen
- Auslaufbereich, Outblock (orange)

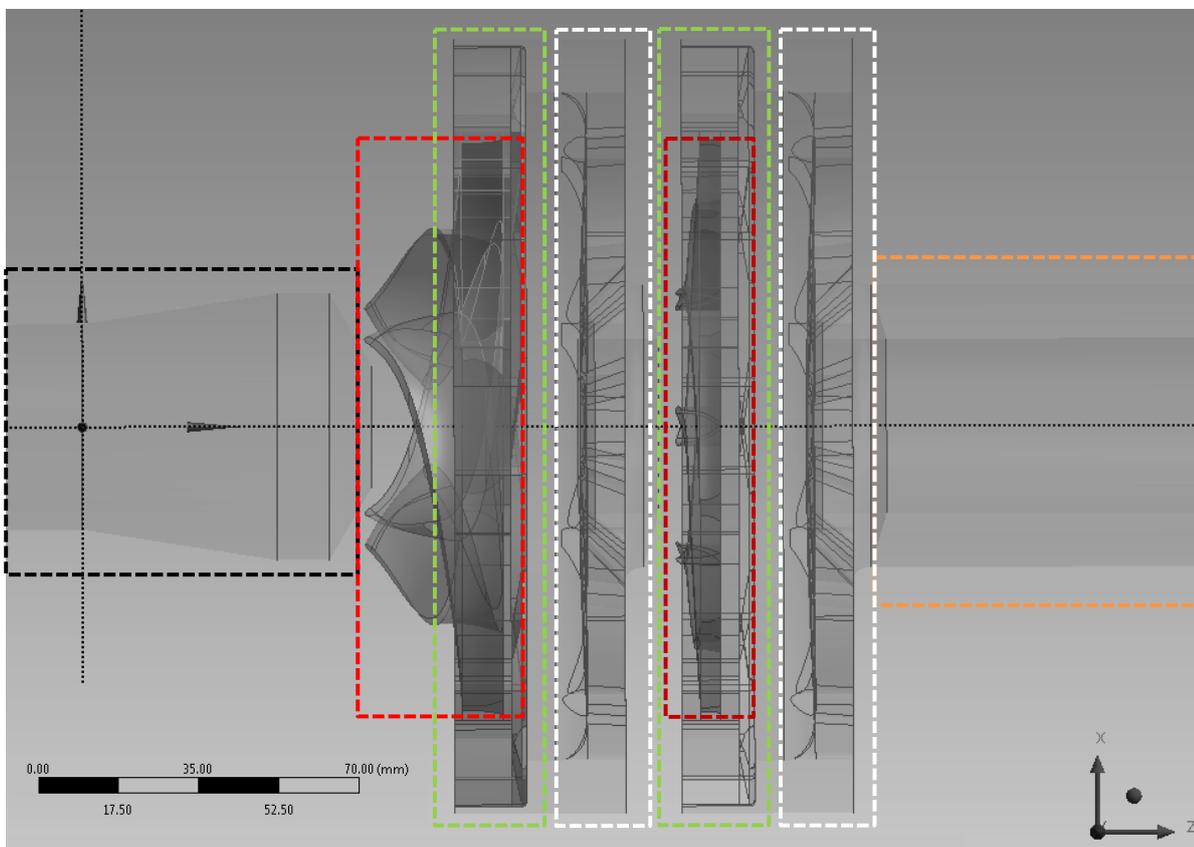


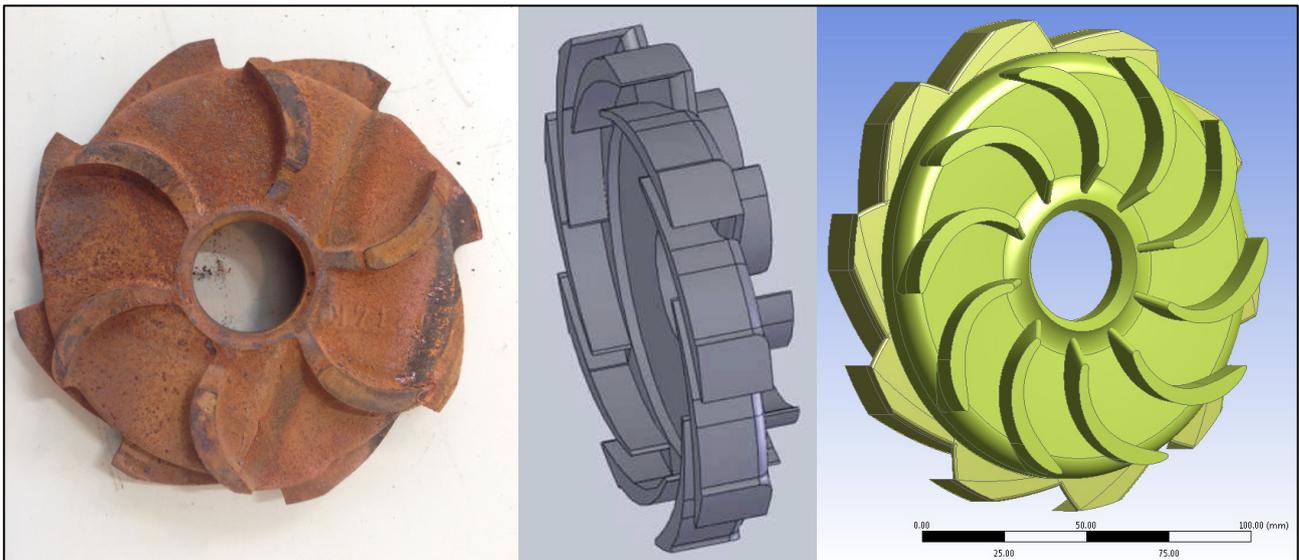
Abbildung 104: Numerisches Modell der Mehrzieloptimierung

### 6.3.1 Auslegung von Leit- und Rückführschaufeln

Im Zuge der Neuauslegung und Optimierung der Rückführpartie – also der Leit- und Rückführschaufeln – sind folgende Fragen aufgetaucht, welche im Vorfeld des Auslegungs- und Optimierungsprozesses zu beantworten waren:

1. Kann das konventionelle Design mit „getrennten“ Leitschaufeln und Rückführschaufeln beibehalten werden oder ist eine einteilige Ausführung zu bevorzugen?
2. Sind die gewählten Schaufelzahlen und Kombinationen Leitschaufeln/Laufschaufeln sinnvoll gewählt?
3. Soll für die Saugstufe (4 statt 6 Laufschaufeln – größere Austrittsbreite von 8 mm statt 4 mm) ein separater Diffusor entworfen werden?

Ad 1.) Das derzeitige Design besteht, wie in Abbildung 105 links gezeigt, aus voneinander unabhängigen Leitschaufeln (8 Stück) und Rückführschaufeln (6 Stück). Diese Ausführung ist primär fertigungsbedingt, da in der Regel über ein kostengünstiges Gussverfahren herstellbar. Obwohl bei dieser Ausführung ein wesentlicher Teil des Strömungsraumes unbeschaufelt bleibt, ist bei korrekter Auslegung eine verlustarme Verzögerung und Umlenkung der Strömung möglich.

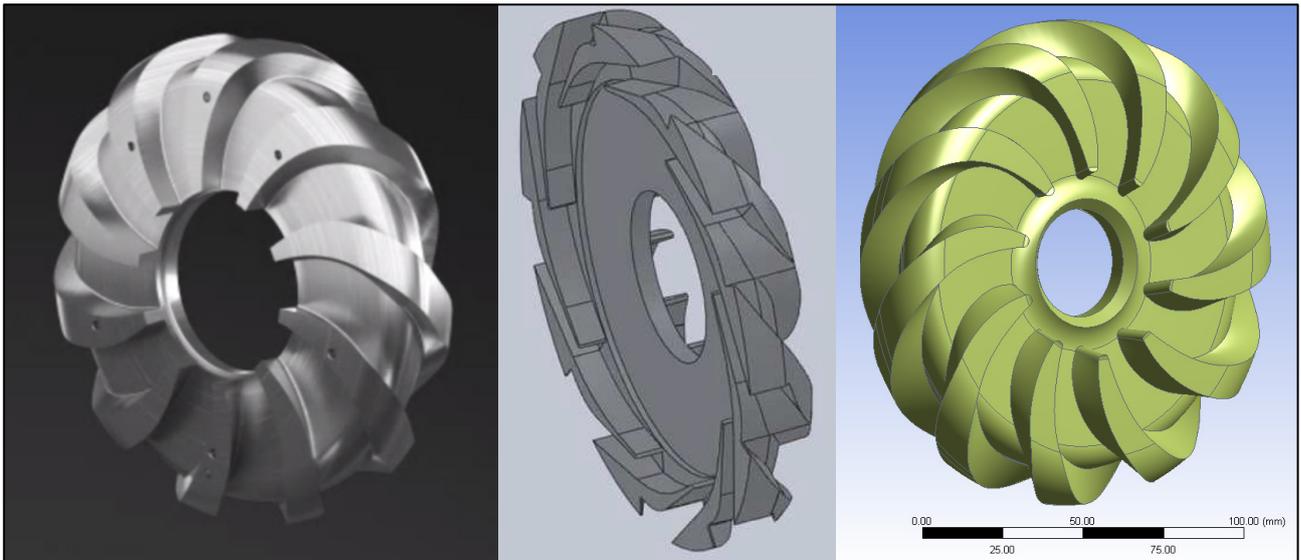


**Abbildung 105: Beispiele von Rückführpartien mit getrennten Leit- und Rückführschaufeln**

Bei großen Kesselspeisepumpen oder mehrstufigen Pumpturbinen werden aktuell verstärkt einteilige Diffusoren eingesetzt – Beispiele siehe Abbildung 106. So zeigte Unterberger [109] anhand numerischer Simulationen einer 3-stufigen Pumpturbine, dass durch Einsatz eines optimierten, einteiligen Diffusors bei großen Maschinen auch hydraulische Wirkungsgrade von 85 %-90 % möglich sind. Einen Vergleich zwischen ein- und zweiteiliger Rückführpartie bei kleineren mehrstufigen Pumpen untersuchte Lugovaya [68]

numerisch. Dabei wurden zwar geringere Verluste der einteiligen Ausführung aufgezeigt, allerdings auch auf die wesentlichen Nachteile der erhöhten Fertigungskosten und des gesteigerten Gewichtes hingewiesen.

Eine weitere Möglichkeit wäre ein sogenanntes „Twisted Blade Design Principle“, wie auch von Zhang [121] und Roclawski [86] vorgeschlagen. Dabei wird das Laufrad mit geringerem hinterem Deckscheibendurchmesser ausgeführt und es wird vollständig auf Leitschaufeln verzichtet. Diese Ausführung dient primär dazu, kompakter zu bauen, allerdings sind die dadurch erreichbaren Wirkungsgrade im Vergleich zu konventionellen Designs als sehr bescheiden zu bezeichnen.



**Abbildung 106: Beispiele von einteiligen Diffusoren**

Aufgrund der genannten Nachteile einteiliger Diffusoren und des „Twisted Blade Design Principle“ wurde das konventionelle Design mit getrennten Leit- und Rückführschaufeln für die Neuauslegung und anschließende Optimierung ausgewählt – siehe Abbildung 107.

Ad 2.) Die Anzahl der Lauf- und Leitschaufeln hat einen wesentlichen Einfluss auf die hydraulische Schwingungsanregung des Systems. Die erzeugten Druckfelder weisen eine Periodizität  $p$  auf, wobei durch das Ansetzen einer Fourier-Reihe das resultierende Druckfeld als Produkt aus Laufradperiodizität  $p_2$  und Leitradperiodizität  $p_3$  berechnet werden kann. Laut Gülich [37] und Karassik [56] ist die Differenz

$$m = |p_2 - p_3| = |v_2 \times z_{La} - v_3 \times z_{Le}| \quad (\text{Gl. 60})$$

maßgeblich für die Auswahl geeigneter Lauf- und Leitschaufelzahlen. Sie weisen darauf hin, dass besonders  $m = 0$  – also gemeinsame ganzzahlige Vielfache, welche auf ein gleichzeitiges Aufeinandertreffen von Lauf- und Leitschaufeln hinweisen – auf alle Fälle zu vermeiden sind. Ebenso ist  $m = 1$  zumindest bis zur 3. Ordnung zu vermeiden. Anregungen mit 2 oder mehr Durchmesserknotten sind bereits deutlich unkritischer und sollten nur bei großen Laufraddurchmessern oder bei mit Leichtbauweise hergestellten Pumpen vermieden werden.

Eine Übersicht der originalen und optimierten Situation ist in Tabelle 19 dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass insbesondere das Sauglaufrad (mit 4 Laufschaufeln) mit den eingesetzten Leitschaufeln (8 Stück) eine Differenz  $m = 0$  aufweist. Durch eine Erhöhung der Leitschaufelzahl auf 10 sind sowohl das Sauglaufrad, als auch die Stufenlaufräder (mit 6 Laufschaufeln) bezüglich hydraulisch induzierten Schwingungen ( $m_{\max} = 2$ ) als unempfindlich einzuordnen.

**Tabelle 19: Ermittlung der Schaufelanzahlen von Lauf- und Leiträdern**

		Optimierte Variante		Original	
		Sauglaufrad	Stufenlaufrad	Sauglaufrad	Stufenlaufrad
zLa		4	6	4	6
zLe		10	10	8	8
v2	v3	m			
1	1	6	4	4	2
1	2	16	14	12	10
1	3	26	24	20	18
2	1	2	2	0	4
2	2	12	8	8	4
2	3	22	18	16	12
3	1	2	8	4	10
3	2	8	2	4	2
3	3	18	12	12	6

Die bisherigen numerischen Untersuchungen der Rückführpartie haben bereits die ungünstige Zuordnung von Leitschaufeln und Rückführschaufeln aufgezeigt (vgl. Abbildung 58), welche sich unter anderem in großen Rückströmgebieten zeigten. Da 8 Leitschaufeln auf nur 6 Rückführschaufeln treffen sind derartige Strömungsinhomogenitäten auch kaum vermeidbar. Aus diesem Grund betrifft eine wesentliche Änderung der Rückführschaufeln die Anzahl der Schaufeln – diese werden von 6 auf 10 erhöht. Dadurch ist eine garantierte Zuordnung der Strömung zwischen Leitradaustritt und Rückführschaufeleintritt gewährleistet. Die genaue Position wurde anhand der folgenden Parameterstudie mit anschließender Optimierung identifiziert.

Ad 3.) Bedingt durch die bereits zur Modellierung einer Rückführpartie benötigte Anzahl an Parametern, wurde die Idee, einen separaten Satz an Leit- und Rückführschaufeln für das Sauglaufrad zu modellieren, verworfen. Allerdings wurden für die Optimierung dennoch zwei verschiedene Rückführpartien erstellt. So wurde die Leitschaufelbreite für die Saugstufe entsprechend vergrößert, um der größeren Austrittsbreite des Sauglaufrades zu entsprechen.

Die Geometrie der Leit- und Rückführschaufeln basiert auf einer 1-D-Auslegung und den Schaufelwinkeln des Stufenlaufrades, wobei die Austrittswinkel von Saug- und Stufenlaufrad nahezu identisch sind. Ergänzend wurden Designrichtlinien von Zhang [122], Lugova [67], Miyano [71], Kawashima [57] und Gülich [37] bei der Erstellung der parametrisierten Geometriemodelle berücksichtigt. Eine weitere Randbedingung, nämlich die Erzeugung der gesamten Rückführpartie als Gussteil, erlaubt aufgrund der nötigen Entformbarkeit sowohl bei den Leit- als auch den Rückführschaufeln nur einfach gekrümmte Schaufeln – das bedeutet es gibt keine geometrischen Hinterschneidungen.

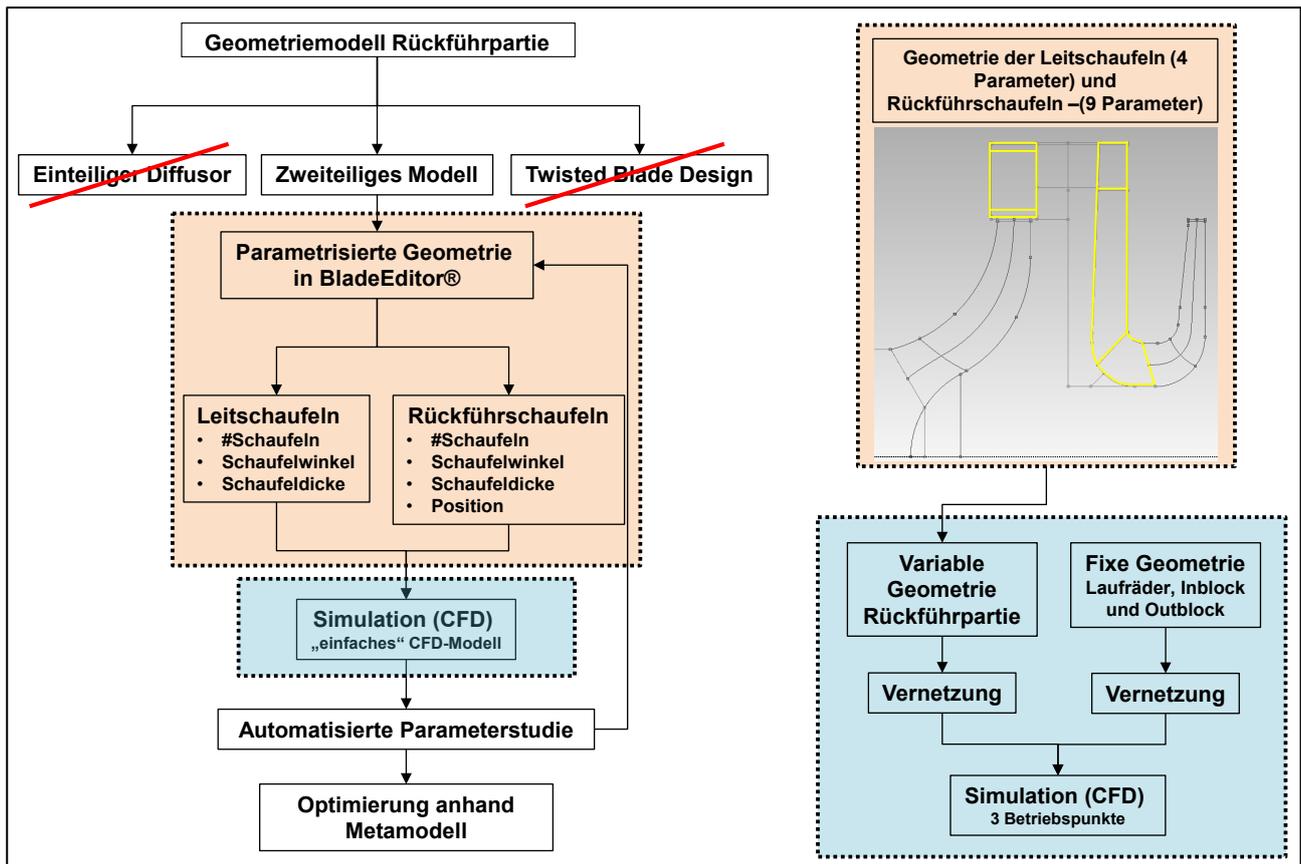


Abbildung 107: Ablauf der Optimierung von Leit- und Rückführschaufeln

Da sich die relative axiale Zuordnung Laufrad zu Leitrad durch den Einsatz des Spaltrohrmotors lastabhängig einstellt (max. 1,5 mm), wurde für sämtliche Simulationen eine symmetrische (mittige) Anordnung verwendet. Obwohl sich durch die axiale Zuordnung Laufrad zu Leitrad nach Jaberg [51] sowohl der Wirkungsgrad als auch die Förderkennlinie beeinflussen lassen – besonders im Bereich der Nullförderhöhe (siehe Abbildung 108) – wurde dies, bedingt durch die nicht exakt bekannte reale Positionierung, nicht näher untersucht.

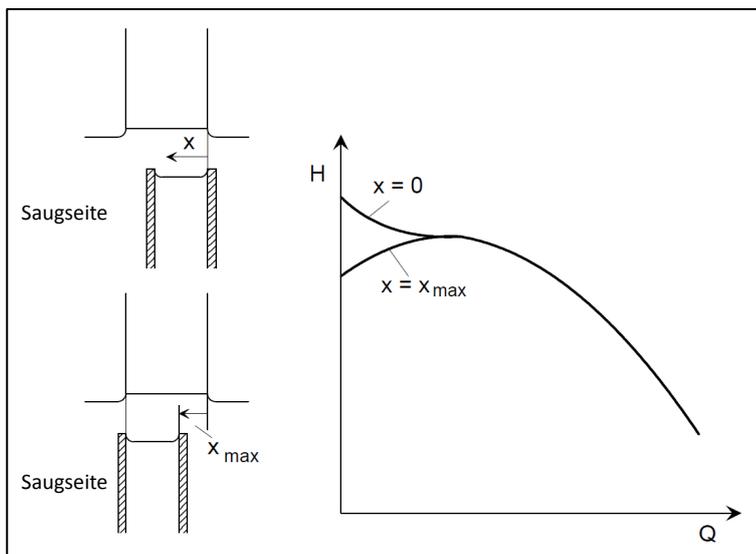


Abbildung 108: Einfluss der axialen Position Laufrad zu Leitrad – Jaberg [51]

### 6.3.2 Vorgehensweise der automatisierten Mehrzieloptimierung

Die Basis eines jeden Optimierungsvorganges ist eine mehr oder weniger fundierte Kenntnis des zu optimierenden Objektes – in diesem Fall die Rückführpartie. Um die Kenntnis des Verhaltens zu bekommen müssen dementsprechend viele Ergebnisse vorliegen. Aus diesem Grund ist die Vorgehensweise einer Optimierung – in diesem Fall einer Mehrzieloptimierung – meist nahezu identisch und umfasst folgende Schritte, welche in Abbildung 109 grafisch aufbereitet sind:

1. Design of Experiments (DoE): Erstellung zahlreicher Geometrievariationen des zu untersuchenden Objektes, Berechnung (3D-CFD) und Auswertung der Berechnungsergebnisse.
2. Sensitivitätsstudie: Analyse des Verhaltens des Objektes: welchen Einfluss hat ein Eingabeparameter (z.B. Leitschaufelbreite) auf die Ausgabeparameter (Förderhöhe und Wirkungsgrad).
3. Erstellung des Metamodells: Dazu werden sämtliche Sensitivitätsstudien in einem mathematischen Modell zusammengefasst – je mehr Parameter verwendet werden umso komplexer wird dieses Modell und umso mehr Geometrievariationen müssen bereits im Zuge des DoE berechnet werden um eine möglichst zuverlässiges Metamodell erstellen zu können.
4. Zieldefinitionen: Dazu werden einerseits Ziele definiert (z.B.: maximaler Wirkungsgrad, bestimmte Förderhöhe) und andererseits diese Ziele auch gewichtet (z.B.: Förderhöhe ist wichtiger als Wirkungsgrad).
5. Anwendung eines (geeigneten) Optimierungsalgorithmus und Berechnung von „idealen Kandidaten“, welche die Zieldefinitionen auf Basis des Metamodells mit möglichst hoher Prognosegenauigkeit erfüllen.

Abschließend ist eine Validierung, also eine tatsächliche numerische Simulation der vorgeschlagenen Optimierungskandidaten nötig, um die Zuverlässigkeit des Metamodells bzw. der Optimierungsalgorithmen zu überprüfen.

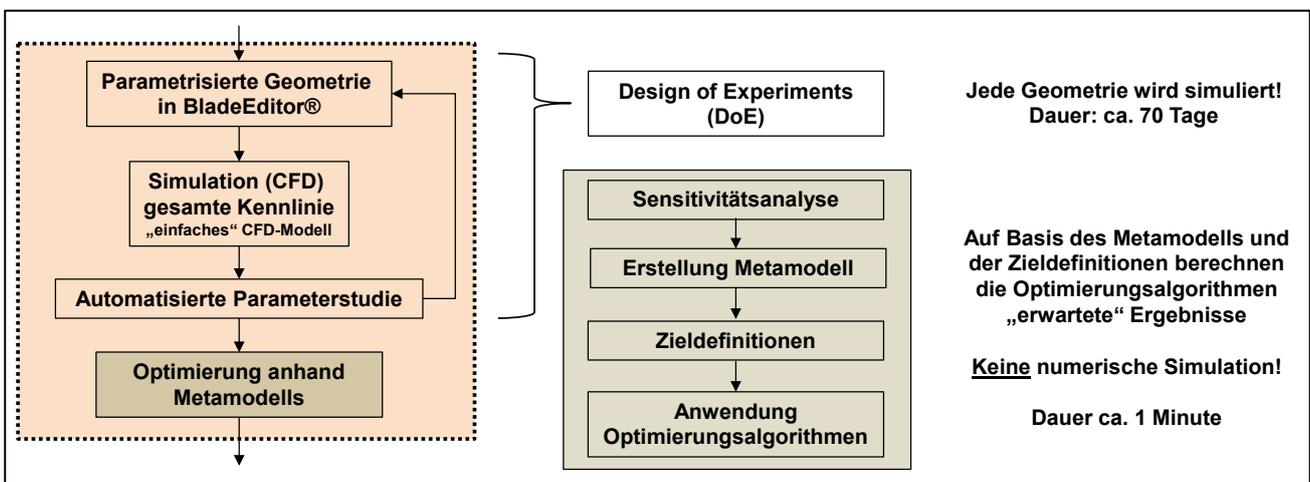


Abbildung 109: Vorgehensweise der automatisierten Mehrzieloptimierung

### 6.3.3 Design of Experiments: Erstellung des voll-parametrisierten Modells der Rückführpartie

Um ein möglichst zuverlässiges Metamodell zu erhalten, werden eine große Anzahl an Berechnungsergebnissen benötigt. Dazu wäre es möglich, diese unterschiedlichen Varianten manuell zu erstellen, anschließend zu vernetzen und schließlich zu simulieren und auszuwerten. Da jedoch die Anzahl der benötigten Geometrievariationen mit steigender Parameteranzahl stark zunehmen, bietet sich dazu ein voll-parametrisiertes Geometriemodell an, welches im Zuge des Design of Experiments variiert werden kann. Dazu wurde im eingesetzten Programmpaket ein Ablauf erstellt, welcher im Zuge des DoE für jede erstellte Geometrie durchlaufen wurde. Dabei wird für jede Geometrie ein vordefiniertes Rechennetz erzeugt, die unterschiedlichen Rechengitter (Sauglaufrad, Stufenlaufrad, Rückführpartien) zu einem numerischen Modell zusammengesetzt, simuliert und ausgewertet.

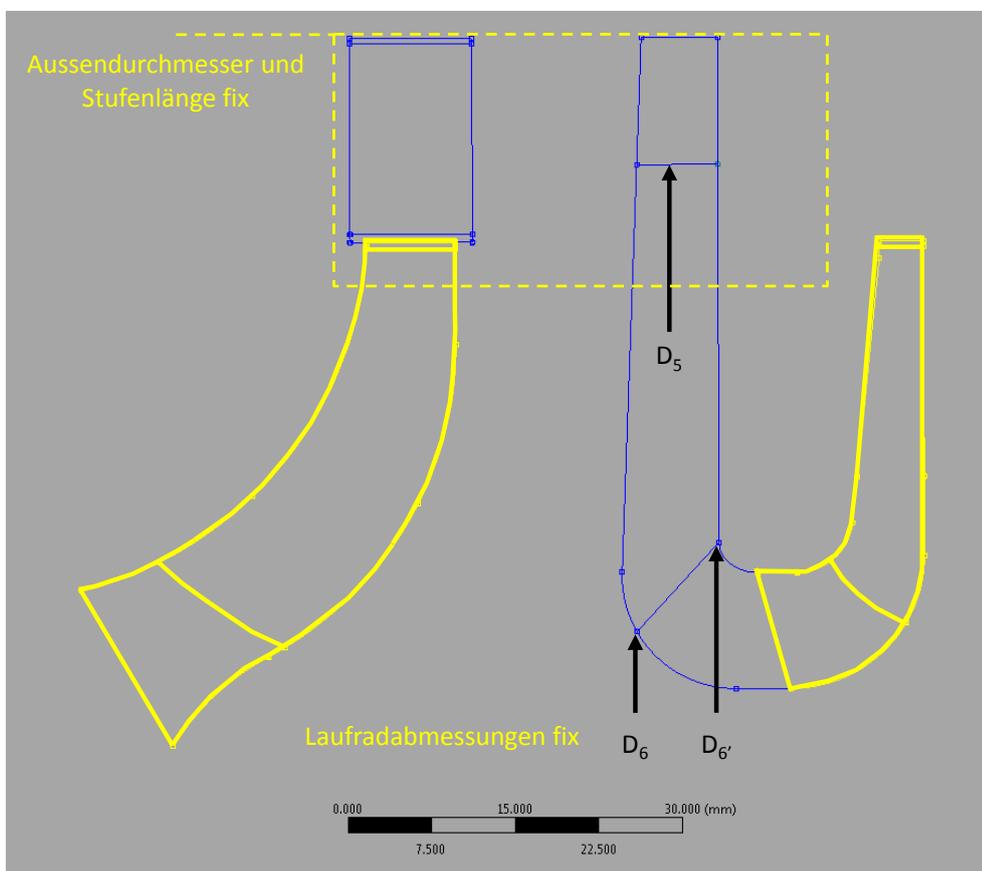
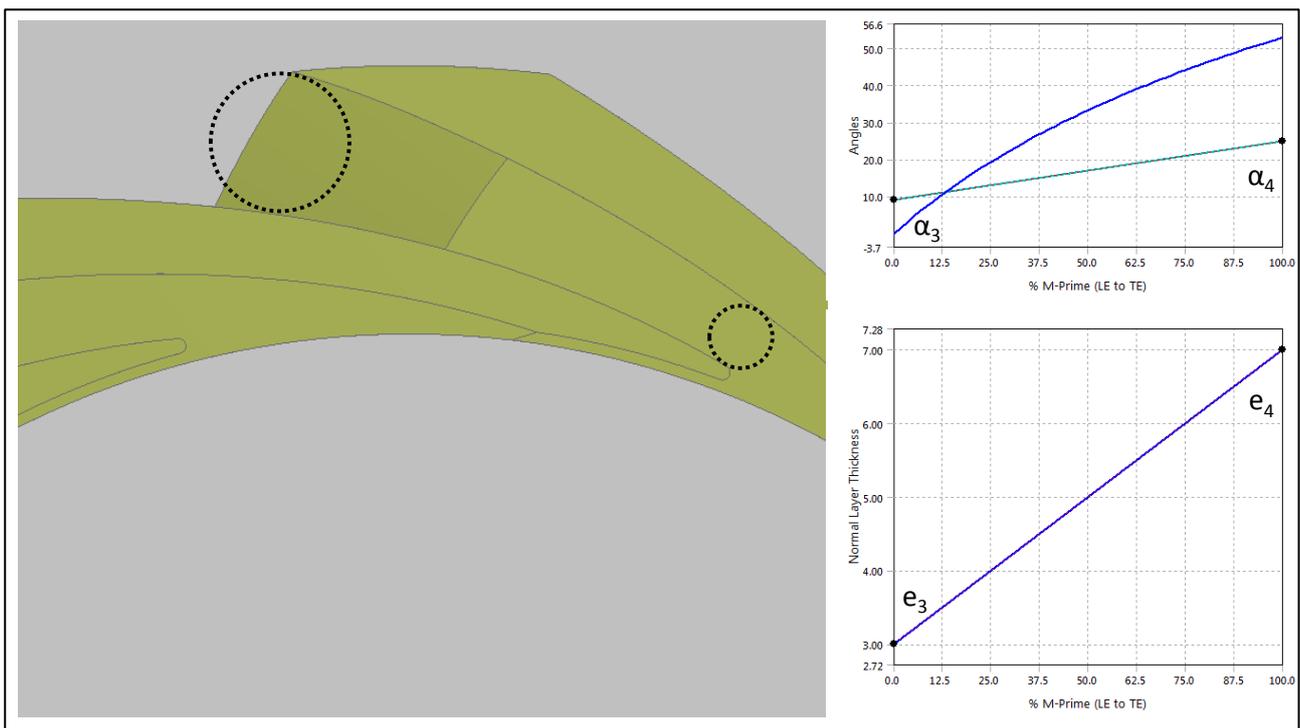


Abbildung 110: Meridianschnitt Lauf- und Stufenlaufrad (gelb) und Leit- und Rückführschaufeln (blau)

Um das Parametergebiet mit der in der Software implementierten Methode des „Optimal Space Filling Design“ abzudecken (vgl. Abbildung 80) wurden im Zuge des „DoE“ 283 Geometrievarianten der Rückführpartie erstellt. Die dabei verwendeten „Schranken“ – also die Maxima und Minima der Bandbreite der einzelnen Parameter wurden im Vorfeld empirisch ermittelt um ausschließlich realisierbare, also fertigmachbare, Geometrien zu erzeugen. Für jede dieser 283 Varianten wurden drei Betriebspunkte simuliert –

50 %, 100 % und 125 % der Nennmenge. Dadurch ergibt sich bis zum Erreichen der vorgegebenen Konvergenzkriterien (pro Geometrie wird bei stationärer Betrachtung eine durchschnittliche Berechnungsdauer von 6 Stunden benötigt) eine Durchlaufzeit von etwas mehr als 70 Tagen auf der verwendeten High Performance Workstation – eine Parallelisierung auf mehrere Workstations war zum Zeitpunkt der Durchführung mit dem eingesetzten Programmpaket noch nicht möglich.

Die Erfahrungen in bereits durchgeführten Projekten bei der numerischen Optimierung von Francisturbinen [18][80], Verteilrohrleitungen für Wasserkraftanlagen [73], Kühlwasserventilen [75] sowie Pumpen [46][72] liefern die Basis für die Erstellung des voll parametrisierten Modells der Rückführpartie. Dabei ist wesentlich, dass die Parameter zwar einen möglichst großen Gestaltungsfreiraum ermöglichen, jedoch gleichzeitig nicht unnötig viele Parameter verwendet werden. Zusätzlich sind in diesem Fall bestimmte geometrische Vorgaben, wie die Laufraddurchmesser oder die Baulänge der Stufen, strikt einzuhalten – siehe Meridianschnitt in Abbildung 110. In diesem sind ebenfalls die drei Parameter, welche für die Definition der Eintrittskante ( $D_5$ ) und der Austrittskante ( $D_6$  und  $D_6'$ ) der Rückführschaufeln verwendet wurden, eingezeichnet. Aufgrund der geometrischen Einschränkungen der Laufradaußendurchmesser und des maximalen Außendurchmessers der Leitschaufeln sowie der Laufradbreite  $b_2$  des Sauglaufrades wurden keine Geometrieparameter der Leitschaufel vergeben.



**Abbildung 111: Verlauf von Kanalquerschnitt, Winkel- und Dickenverteilung der Leitschaufeln**

In axialer Ausdehnung war aufgrund der fix einzuhaltenden Stufenbaulänge und des benötigten Platzbedarfes der hinteren Deckscheibe, der Rückenschaufeln und der benötigten Bauteildicke für das Fertigungsverfahren der Rückführpartie kein Spielraum für die Gestaltung der Rückführschaufelbreite  $b_5$  mehr möglich.

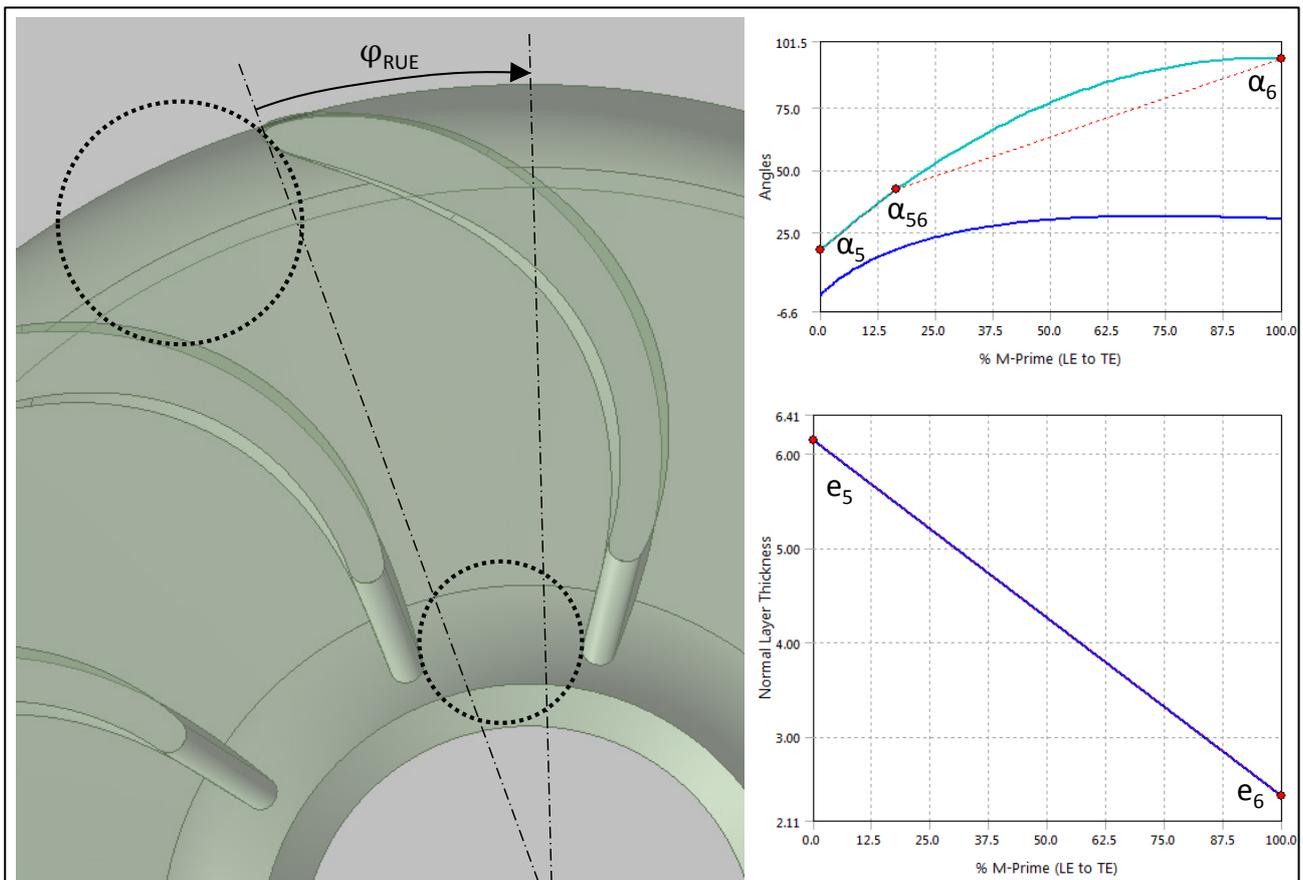
Aus diesem Grund waren vor allem die Winkel- und Dickenverteilung der Leit- und Rückführschaufeln die maßgeblichen Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit der Rückführpartie. Damit ergeben sich in Summe die folgenden 13 Eingabeparameter:

**Leitschaufel (4 Parameter – siehe Abbildung 111)**

- Eintrittswinkel Leitschaufel  $\alpha_3$
- Austrittswinkel Leitschaufel  $\alpha_4$
- Dicke Leitschaufelprofil Eintritt  $e_3$
- Dicke Leitschaufelprofil Austritt  $e_4$

**Rückführschaufel (9 Parameter – siehe Abbildung 110 und Abbildung 112)**

- Eintrittswinkel Rückführschaufel  $\alpha_5$
- Hilfwinkel Rückführschaufel  $\alpha_{56}$
- Austrittswinkel Rückführschaufel  $\alpha_6$
- Dicke Rückführschaufel Eintritt  $e_5$
- Dicke Rückführschaufel Austritt  $e_6$
- Radiale Zuordnung  $\varphi_{RUE}$  der Rückführschaufeln zu Leitschaufeln
- Eintrittsdurchmesser  $D_5$  der Rückführschaufeln
- Austrittsdurchmesser  $D_6$  und  $D_6'$  der Rückführschaufeln



**Abbildung 112: Verlauf von Kanalquerschnitt, Winkel- und Dickenverteilung der Rückführschaufeln**

Letztlich konnten trotz vorheriger Versuche das Parametergebiet manuell möglichst gut einzuschränken, um „sinnlose“ bzw. geometrisch unmöglich zu erstellende Varianten soweit als möglich auszuschließen, immerhin 241 der 287 Geometrien erzeugt werden. Weitere 27 Geometrien waren aufgrund unzureichender Konvergenz einzelner Betriebspunkte zu verwerfen, womit für die folgende Sensitivitätsanalyse und die Erstellung des Meta-Modells noch 214 Versionen mit insgesamt 642 Resultaten zur Verfügung standen.

### 6.3.4 Sensitivitätsanalyse und Erstellung des Metamodells

Aufgrund der hohen Anzahl an Simulationsergebnissen wurden diese nach der Berechnung automatisiert ausgewertet und anschließend, noch bevor eine neue Geometrie erstellt wurde, sofort gelöscht (zusammengenommen hätten die 642 Simulationsergebnisse über 5000 GB Speicher benötigt). Diese automatisierte Auswertung besteht einerseits aus dem Ausschreiben des Konvergenzverlaufes (sowohl Residuen, als auch Monitorpunkte) zur späteren Validierung, sowie andererseits auch dem Erstellen der folgenden Ausgabe-Parameter, welche als Basis für die Sensitivitätsanalyse und damit in weiterer Folge des Metamodells, dienen:

- Förderhöhe Laufrad Saugstufe  $H_{La,Saug}$
- Förderhöhe Laufrad Stufe  $H_{La,Stufe}$
- Förderhöhe Saugstufe  $H_{Saugstufe}$
- Förderhöhe Stufe  $H_{Stufe}$
- Wirkungsgrad Laufrad Saugstufe  $\eta_{La,Saug}$
- Wirkungsgrad Laufrad Stufe  $\eta_{La,Stufe}$
- Wirkungsgrad Saugstufe  $\eta_{Saugstufe}$
- Wirkungsgrad Stufe  $\eta_{Stufe}$

Diese Ausgabe-Parameter sind für alle Betriebspunkte verfügbar, wodurch beispielsweise für jede Geometrie eine Zuordnung von Förderhöhe und Wirkungsgrad erstellt werden kann – siehe Abbildung 113.

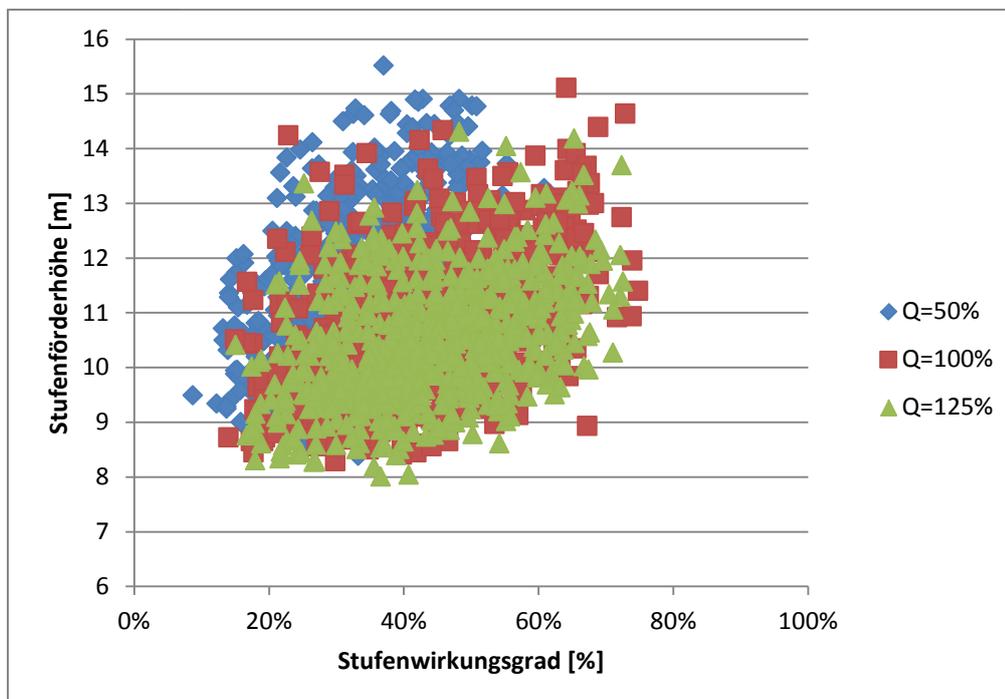
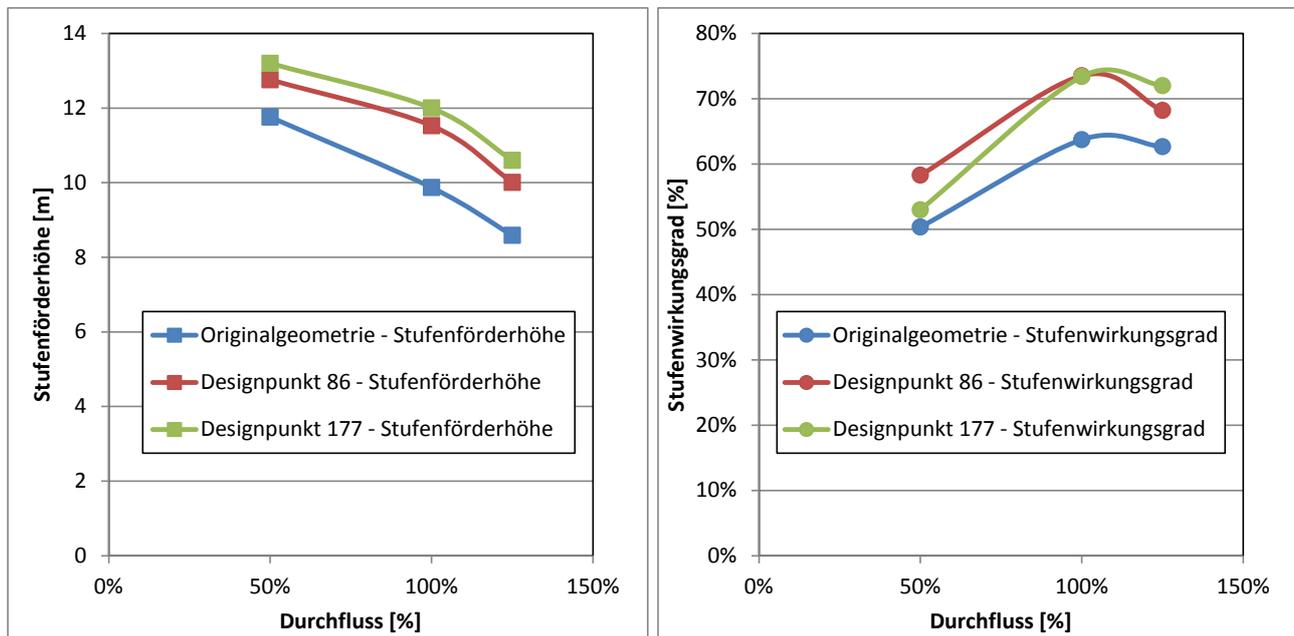


Abbildung 113: Ergebnis DoE – Zuordnung Stufenförderhöhe und –wirkungsgrad für 214 Geometrien

So war es nach Abschluss der automatisierten Parameterstudie möglich, manuell Geometrien zu ermitteln, welche die Anforderungen an Förderhöhe- und Wirkungsgradverlauf bestmöglich erfüllten, wie die Beispiele der Designpunkte 86 und 177 im Vergleich zur Originalgeometrie in Abbildung 114 zeigen.

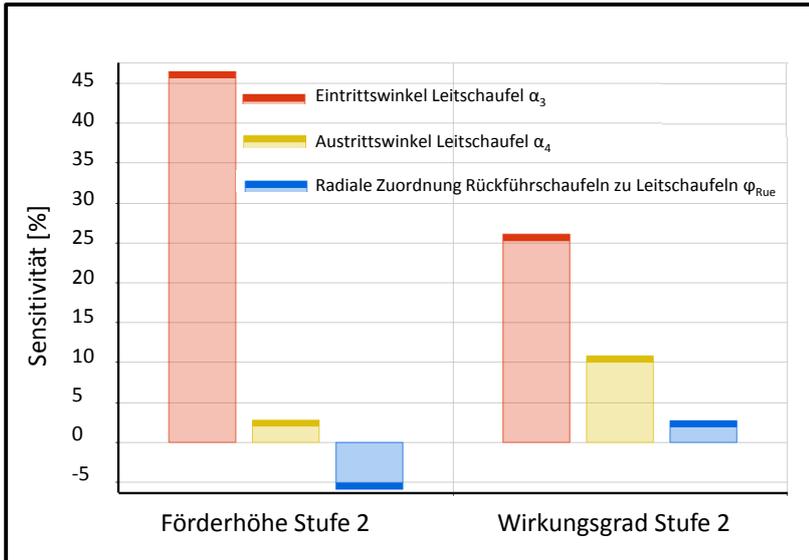


**Abbildung 114: Vergleich von zwei ausgewählten Geometrien mit der Startgeometrie**

Beide Geometrien weisen einen gesteigerten Wirkungsgradverlauf über den betrachteten Betriebsbereich bei gleichzeitig geringfügig erhöhter Förderhöhe auf. Somit wäre es an dieser Stelle bereits möglich eine deutlich verbesserte Version vorzustellen. Allerdings zeigen die nun folgenden Schritte, welche zur Erstellung des Metamodells führen, dass noch durchaus weiteres Optimierungspotential vorhanden ist.

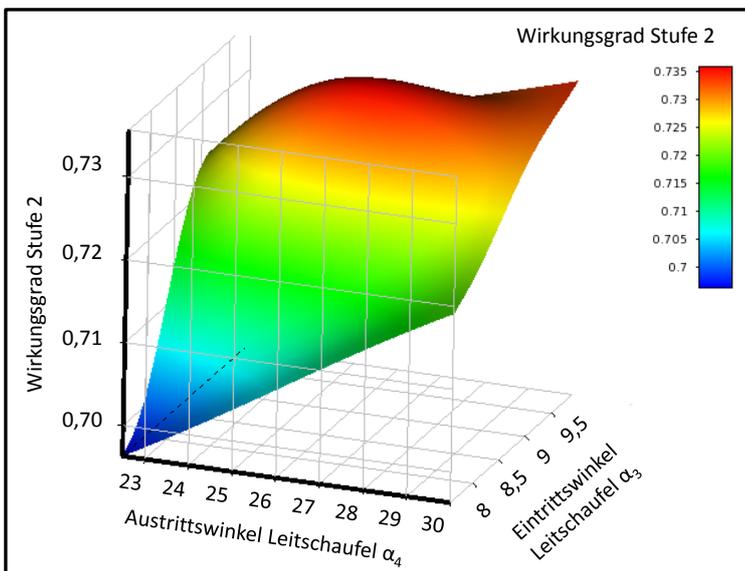
**Sensitivitätsanalyse:** um den Einfluss der Eingabe- auf die Ausgabeparameter zu bewerten wird üblicherweise eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Ein Beispiel dazu in Abbildung 115, wobei der Einfluss der Ein- und Austrittswinkel der Leitschaufeln und der radialen Zuordnung der Rückführschaufeln zu den Leitschaufeln auf Stufenförderhöhe und –wirkungsgrad dargestellt wird. Darin zeigt sich, dass der Eintrittswinkel deutlich mehr Einfluss, sowohl auf die Förderhöhe als auch den Wirkungsgrad hat, als die beiden anderen Parameter. Eine mögliche Schlussfolgerung daraus wäre, dass man beispielsweise für ein zukünftiges parametrisiertes Geometriemodell diese Parameter weglässt um das abzudeckende Parametergebiet entsprechend zu verkleinern und damit die benötigten Samples und somit Rechenzeit zu reduzieren.

Das gezeigte Beispiel gibt allerdings nur einen kleinen Einblick in die Ergebnisse einer solchen Sensitivitätsanalyse, sind doch letztlich der Einfluss von 13 Eingabeparameter auf 8 Ausgabeparameter zu bewerten. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass die von der eingesetzten Software durchgeführte Sensitivitätsanalyse alle Eingabeparameter als wesentlich bewertete, wobei der Eintrittswinkel der Leitschaufel als am dominantesten identifiziert wurde.



**Abbildung 115: Sensitivität ausgewählter Parameter auf Stufenförderhöhe und -wirkungsgrad**

**Response Surface:** einen weiteren Beitrag bei der Bewertung bieten die sogenannten „Response Surfaces“, welche oftmals klare Tendenzen und berechnete Maxima und Minima aufzeigen. Diese auf den Simulationsergebnissen basierten Hüllflächen, welche ebenfalls die Zusammenhänge der Eingabe- auf die Ausgabeparameter wiedergeben, bieten eine gute visuelle Unterstützung. Als Beispiel dazu ist der Einfluss der Leitschaufelein- und –austrittswinkel auf den Stufenwirkungsgrad der 2.Stufe in Abbildung 116 dargestellt. Je kleiner  $\alpha_3$  und  $\alpha_4$  sind, desto geringer ist der berechnete Stufenwirkungsgrad (blauer Bereich). Mit größer werdenden Leitschaufelwinkeln nimmt der Wirkungsgrad weiter zu (rote Bereiche).



**Abbildung 116: Response-Surface (links) und Pareto-Front der Screening-Optimierung (rechts)**

Da meist nur eine begrenzte Anzahl an Resultaten zur Verfügung steht, werden die dazwischen liegenden Werte zur Erstellung der Hüllflächen angenähert. Dazu gibt es verschiedene Möglichkeiten, wobei die

Interpolation über Polynome 2. Ordnung für die weitere Arbeit verwendet wurde, da die Ergebnisse sich als zuverlässiger erwiesen haben im Vergleich zu linearer Interpolation.

Basierend auf der durchgeführten Sensitivitätsanalyse und den generierten Respons Surfaces wird anschließend das Metamodell der Rückführpartie erstellt. Dieses Metamodell ist ein von der verwendeten Software erstelltes mathematisches Formelwerk, welches einen Zusammenhang von Eingabe- und Ausgabeparameter darstellt. Besonders erwähnenswert ist, dass das Modell dabei über die im Design of Experiments definierten Grenzen der Parameter hinaus extrapoliert.

### 6.3.5 Zieldefinitionen und Einsatz von Mehrzieloptimierungsalgorithmen

Um eine Mehrzieloptimierung durchzuführen werden in einem ersten Schritt konkrete Definitionen benötigt, welche sich im hier vorgestellten Beispiel der Rückführpartie auf die Stufenförderhöhe und den Stufenwirkungsgrad beschränken:

- **Erhöhung der Stufenförderhöhe** im Mittel der drei ausgewählten Betriebspunkte (50 %, 100 % und 125 % der Nennmenge) um ca. 7 % zur Beibehaltung der Kennliniencharakteristik trotz Entfall des Druckstufenlaufrades

Mathematische Formulierung innerhalb der Optimierungsumgebung:

$$\begin{aligned} H_{Stufe,Q100} &= 12 \text{ m} && \text{innerhalb der Grenzen} \\ 11,8 \text{ m} < H_{Stufe,Q100} < 12,2 \text{ m} && \text{und den Randbedingungen} \\ H_{Stufe,Q050} > H_{Stufe,Q100} > H_{Stufe,Q125} && \end{aligned}$$

- **Maximierung des Stufenwirkungsgrades und Lage zwischen  $Q_{100}$  und  $Q_{125}$**  – die Idee dahinter ist jene, dass durch die Spaltverluste in den Radseitenräumen und dem Abzweigen des Motorteilstromes das Optimum des Aggregates bei etwa 3 l/s ( $\cong Q_{100}$ ) zu liegen kommt. Die niedrigere Gewichtung des Wirkungsgrades bei 50 % der Nennmenge folgt der Vorgabe der Maximierung des Wirkungsgrades im Optimum. Würde der Wirkungsgrad bei  $Q_{50}$  gleich gewichtet, besteht die Möglichkeit, dass die Pumpe eher in Richtung Teillast optimiert wird.

Mathematische Formulierung innerhalb der Optimierungsumgebung:

$$\begin{aligned} \max(\sum \eta_{Stufe,Q100} + \eta_{Stufe,Q125} + 0,8 \cdot \eta_{Stufe,Q050}) &&& \text{mit den Randbedingungen} \\ \eta_{Stufe,Q100} > \eta_{Stufe,Q050} &&& \\ \eta_{Stufe,Q100} \geq \eta_{Stufe,Q125} &&& \end{aligned}$$

Sämtliche Ziele, definiert über n Eingabe- und m Ausgabeparametern werden in eine gewichtete Zielfunktion  $\phi$  zusammengefasst:

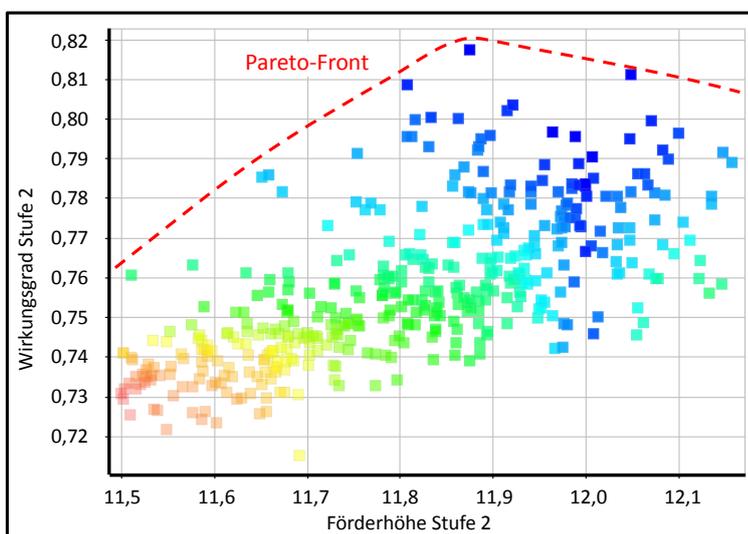
$$\phi = \sum_{i=1}^n w_i N_i + \sum_{j=1}^m w_j M_j \quad (\text{Gl. 61})$$

Darin stellt  $w$  die Gewichtung und  $N$  bzw.  $M$  die normalisierten Ziele dar – eine detaillierte Beschreibung dazu ist in Anhang D.

Da es sich hierbei um eine Mehrzieloptimierung handelt, verbleiben bei Verwendung der eingesetzten Software nur die Methoden „Screening“ und „MOGA – Multi-Objective-Genetic-Algorithm“. Beide Methoden basieren auf dem bereits beschriebenen Metamodell, also den Resultaten der Sensitivitätsanalyse und der Response Surfaces, versuchen also mit mathematischen Methoden Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgabeparameter zu erstellen und über den berechneten Bereich hinaus zu extrapolieren.

**Screening:** Hierbei wird das Metamodell im definierten Parametergebiet abgetastet, und je nach Gewichtung der Parameter wird versucht, ein mögliches Optimum zu generieren. Ein großes Problem dieses Optimierungsalgorithmus ist allerdings die Anwendung auf Problemfälle mit mehreren lokalen Maxima und Minima. Denn oftmals wird mittels Screening lediglich ein lokales, nicht aber das viel relevantere globale Maximum/Minimum gefunden. Aus diesem Grund empfiehlt ANSYS [7] in solchen Fällen die Anwendung des genetischen „MOGA“-Verfahrens.

**MOGA:** Ausgehend von den DoE-Resultaten werden auf Basis des Metamodells mehrfach neue Varianten erzeugt, wobei die neuen Versionen durch Auswahl von günstigen Kandidaten (Selektion), Kombination von Eigenschaften günstiger Kandidaten (Rekombination) und zufälliger Veränderung von Eigenschaften (Mutation) entstehen. Durch eine solche Vorgehensweise können auch stark-nichtlineare Probleme mit mehreren lokalen Maxima und Minima gelöst werden, da das Metamodell sukzessive erweitert wird.

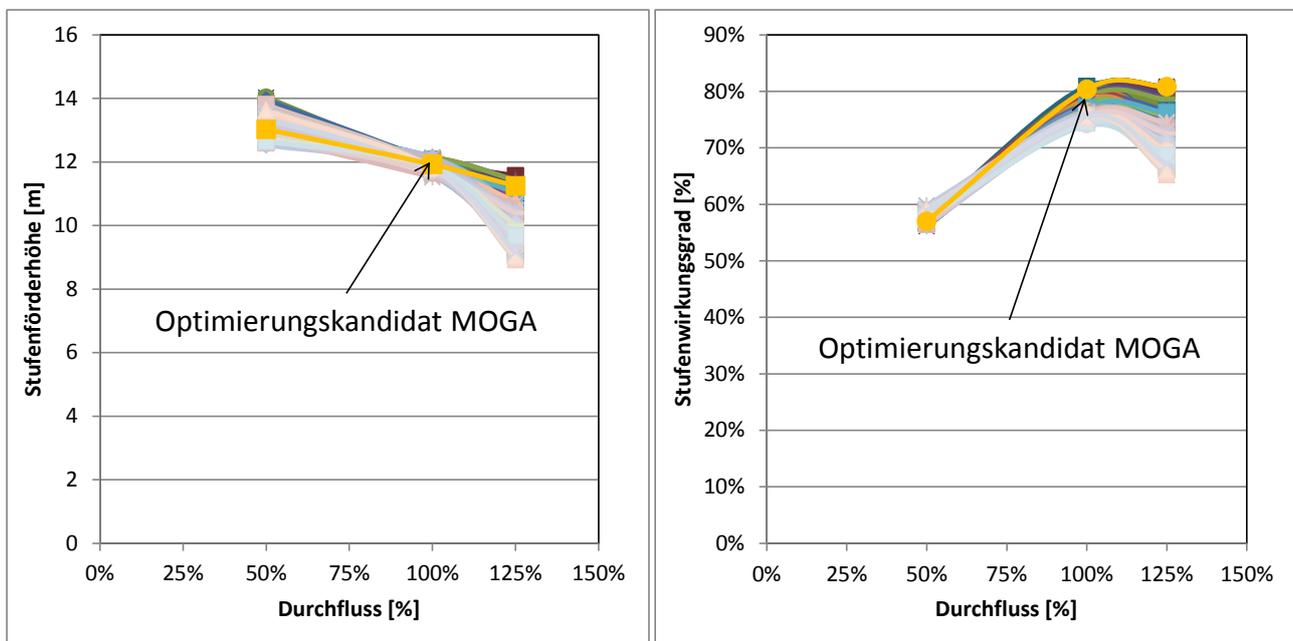


**Abbildung 117: Ergebnis der Screening-Optimierung – Stufenförderhöhe/-wirkungsgrad bei  $Q_{100}$**

Die im Zuge des Screening und MOGA generierten Ergebnisse basieren wie bereits erwähnt auf dem Metamodell bzw. dem durch Selektion, Rekombination und Mutation erweiterten Metamodell. Es wird dabei kein einziger Punkt tatsächlich simuliert, sondern darauf vertraut, dass das Metamodell die Realität möglichst

zuverlässig abbildet. Aus diesem Grund ist es nötig die Screening und MOGA Kandidaten abschließend tatsächlich zu simulieren um die Genauigkeit und Zuverlässigkeit des Metamodells zu überprüfen.

Ausgewählte Resultate der beiden Optimierungsmethoden sind in Abbildung 117 (Screening) und Abbildung 118 (MOGA) dargestellt. So ist beispielsweise anhand der vorgeschlagenen Geometrien des Screening Algorithmus in Abbildung 117 eine sehr deutliche Pareto-Front, also jener Zustand, in dem es nicht möglich ist, eine Eigenschaft zu verbessern, ohne zugleich eine andere verschlechtern zu müssen, zwischen Stufenförderhöhe und Stufenwirkungsgrad bei  $Q_{100}$  erkennbar. Der dabei maximal erreichbare Stufenwirkungsgrad wird mit über 80 % im vorgegebenen Förderhöhenbereich von ca. 12 m prognostiziert. Als Vergleich dazu ergeben die Resultate des DoE bzw. der daraus abgeleiteten Response Surface nur einen maximalen Stufenwirkungsgrad bei  $Q_{100\%}$  von 73,5 % (Abbildung 116). Es kann damit gezeigt werden, dass trotz Erstellung von nahezu 250 unterschiedlichen Geometrien keine nur näherungsweise die maximal möglichen Werte erreicht.

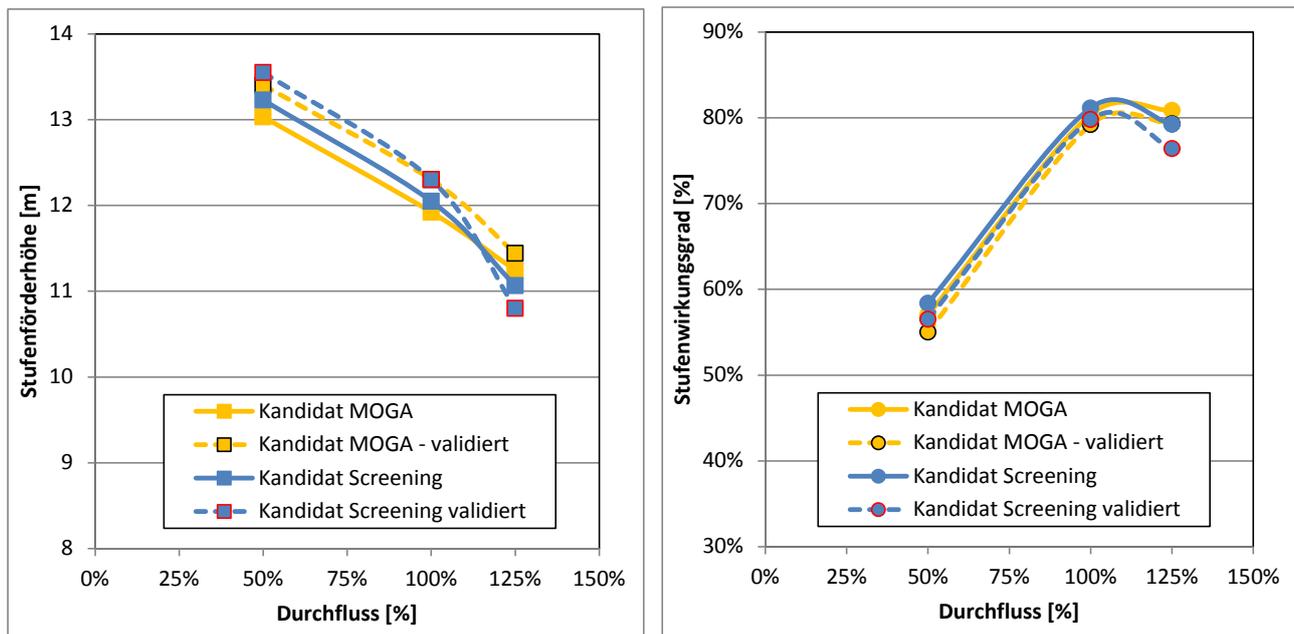


**Abbildung 118: Kandidaten der MOGA-Optimierung und Markierung des Erstgereihten**

Die Resultate der MOGA-Optimierung zeigen ähnliche zu erwartende Stufenwirkungsgrade im benötigten Förderhöhenbereich bei  $Q_{100}$ . So sind in Abbildung 118 die Ergebnisse von über 250 prognostizierten Kennlinien der Stufenförderhöhe und des Stufenwirkungsgrades aufgetragen. Dabei fällt das bereits durch den Screening-Algorithmus hohe erreichbare Wirkungsgradniveau – sowohl bei  $Q_{100}$  als auch  $Q_{125}$  – auf. So erreichen sämtliche vorgeschlagenen Kandidaten bei  $Q_{100}$  höhere Stufenwirkungsgrade als jemals im Zuge des DoE berechnet wurden. Allerdings zeigen auffallend viele Kandidaten deutliche Förderhöhen- und Wirkungsgradeinbrüche bei  $Q_{125}$ . Konkrete Aussagen, ob beispielsweise Ablösungen in Leit- oder Rückführschaufeln auftreten oder die Förderhöhe/der Wirkungsgrad aufgrund von Falschanströmung niedriger ist, sind anhand der gewählten Ausgabe-Parameter nicht möglich. Letztlich erfolgt die Optimierung stets nur auf Basis „nackter“ Zahlen, wobei anzumerken ist, dass bei entsprechend hohen Wirkungsgraden,

also geringen Verlusten, die oben genannten Phänomene nicht oder nur sehr schwach ausgeprägt sind. In niedriger Teillast sind beispielsweise Ablösungen in den Leitschaufeln ohnehin unvermeidlich, weshalb der Wirkungsgrad entsprechend abfällt.

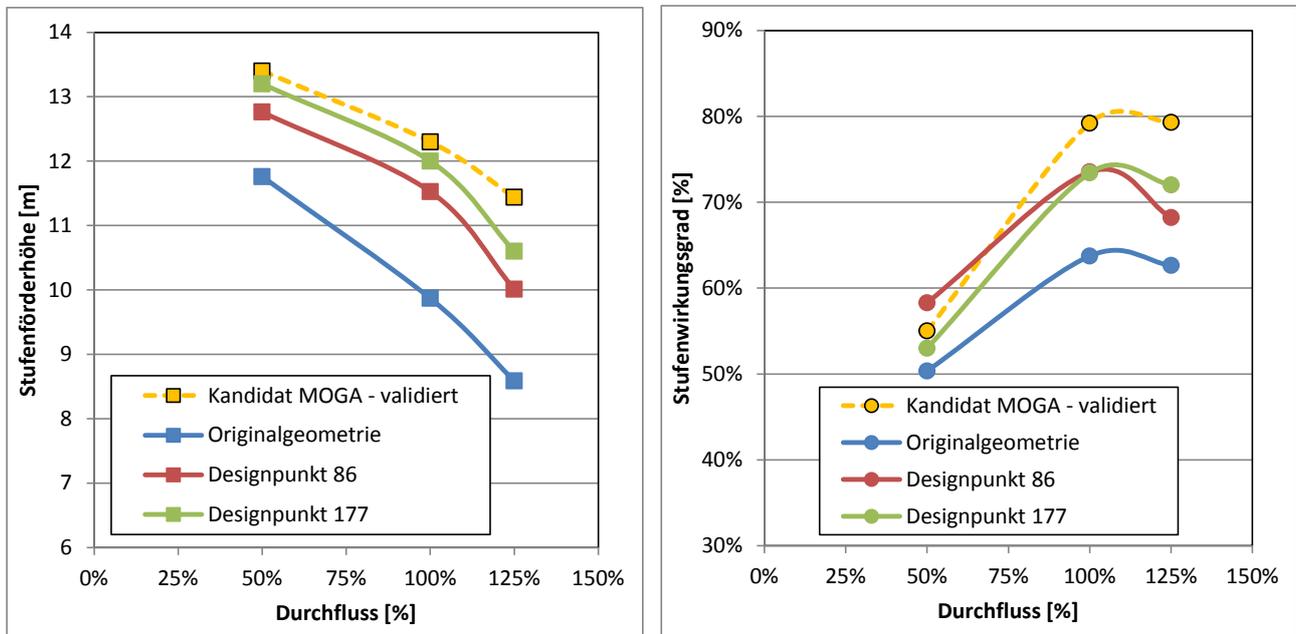
Wie bereits erwähnt, basieren die durch MOGA und Screening ermittelten Geometrien lediglich auf den Ergebnissen des Metamodells – es wurde also kein einziger, der in Abbildung 117 (Screening) und Abbildung 118 (MOGA) dargestellten Betriebspunkte tatsächlich numerisch simuliert. Um die Zuverlässigkeit dieser Algorithmen zu überprüfen wurden die besten von beiden Optimierungsalgorithmen vorgeschlagenen Kandidaten evaluiert – die Ergebnisse dazu sind in Abbildung 119 dargestellt.



**Abbildung 119: Validierung der Optimierungsergebnisse**

Darin ist erkennbar, dass die anhand der Algorithmen berechneten Förderhöhen tendenziell zu niedrig, die Wirkungsgrade jedoch zu hoch sind. So ergaben beide Algorithmen, wie bereits erwähnt, mögliche Stufenwirkungsgrade von 80-82 %. Im Zuge der Validierung lagen die maximal berechneten Stufenwirkungsgrade bei etwa 79 %. Die Werte von Förderhöhe und Wirkungsgrad der tatsächlich simulierten Geometrien weichen somit maximal 3% von den mittels Optimierungsvorgängen bestimmten Resultaten ab. Eine dermaßen gute Übereinstimmung ist mit der Komplexität des Modells nicht zu erwarten gewesen und wird mit steigender Anzahl an Parametern immer unwahrscheinlicher bzw. werden entsprechend mehr Samples im Zuge des DoE benötigt. Allerdings wird dieser Optimierungsvorgang auch primär dazu genutzt eine Richtung vorzugeben und nicht zwingend um exakte Resultate zu produzieren. So zeigt der untersuchte Screening Kandidat im Zuge der Validierung in Überlast eine etwas abfallende Förderhöhe. Obwohl die prognostizierten Werte der Förderhöhe also nur maximal 3% abweichen ergibt sich dadurch eine unterschiedliche Kennliniencharakteristik, welche in diesem Fall nicht gewünscht ist. Aus diesem Grund wird die mittels MOGA generierte Geometrie als Ziel der Mehrzieloptimierung der Rückführpartie definiert.

Ein Vergleich der Ergebnisse der Originalgeometrie, der ausgewählten Designpunkten des DoE und jener mittels des MOGA Optimierungsvorganges zeigen eine deutliche Anhebung des Stufenwirkungsgrades und der -förderhöhe – siehe Abbildung 120. Obwohl bereits die DoE-Kandidaten deutlich über der Originalgeometrie liegen – sowohl Wirkungsgrad als auch Förderhöhe betreffend, zeigt der MOGA Kandidat einen nochmals gesteigerten Wirkungsgrad im Bereich des Optimums.



**Abbildung 120: Vergleich von Stufenförderhöhe und -wirkungsgrad – Original vs. DoE vs. MOGA**

Abschließend kann festgestellt werden, dass der Wirkungsgrad im Bereich des Optimums um über 15% angehoben werden konnte und das bei gleichzeitiger Erhöhung der Stufenförderhöhe zwischen 15 und 25 %, womit ein Entfall des Druckstufenlaufrades unter Beibehaltung der Kennliniencharakteristik ermöglicht wird. Zusätzlich konnte auch die Lage des Bestpunktes im gewünschten Durchflussbereich erreicht werden.

Die im Zuge der Optimierung ausgewählten und anschließend validierten Geometrien wurden wie bereits erwähnt nur in einem reduzierten numerischen Setup betrachtet. Obwohl dadurch bereits eine sehr gute Aussagekraft ermöglicht wird, ist es trotzdem nötig, diese im Gesamtmodell zu simulieren. Dazu werden im nächsten Kapitel einige ausgewählte Optimierungsvorschläge präsentiert, welche alle auf dem Ergebnis des MOGA Kandidaten der Rückführpartie basieren.

## 6.4 Gegenüberstellung ausgewählter Optimierungsvarianten

Der aktuelle Status des Optimierungsvorganges ist in Abbildung 121 abgebildet. Basierend auf den Resultaten der manuellen und automatisierten Optimierungen erscheint es möglich, wie bereits erwähnt, auf das Druckstufenlaufrad zu verzichten. Da allerdings sowohl die Optimierung von Stufenlaufrad und Druckstufengehäuse, als auch die automatisierte Optimierung der Rückführpartie nur in einem jeweils begrenzten Modell berechnet wurde, werden in diesem Kapitel ausgewählte Optimierungsvarianten, welche im vollen Modell simuliert wurden, vorgestellt.

Dazu werden jeweils die manuell erarbeiteten Stufenlaufräder und die über automatisierte Optimierung generierte Rückführpartie in unterschiedliche Druckstufengehäuse eingesetzt und die jeweiligen Auswirkungen aufgezeigt. Dabei wird abermals deutlich, dass für eine aussagekräftige Simulation einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe die vollständige Modellierung (Modell E) nötig ist um sämtliche Aspekte wie Wirkungsgrad, Axialkraft oder Lage des Optimums korrekt widerzugeben.

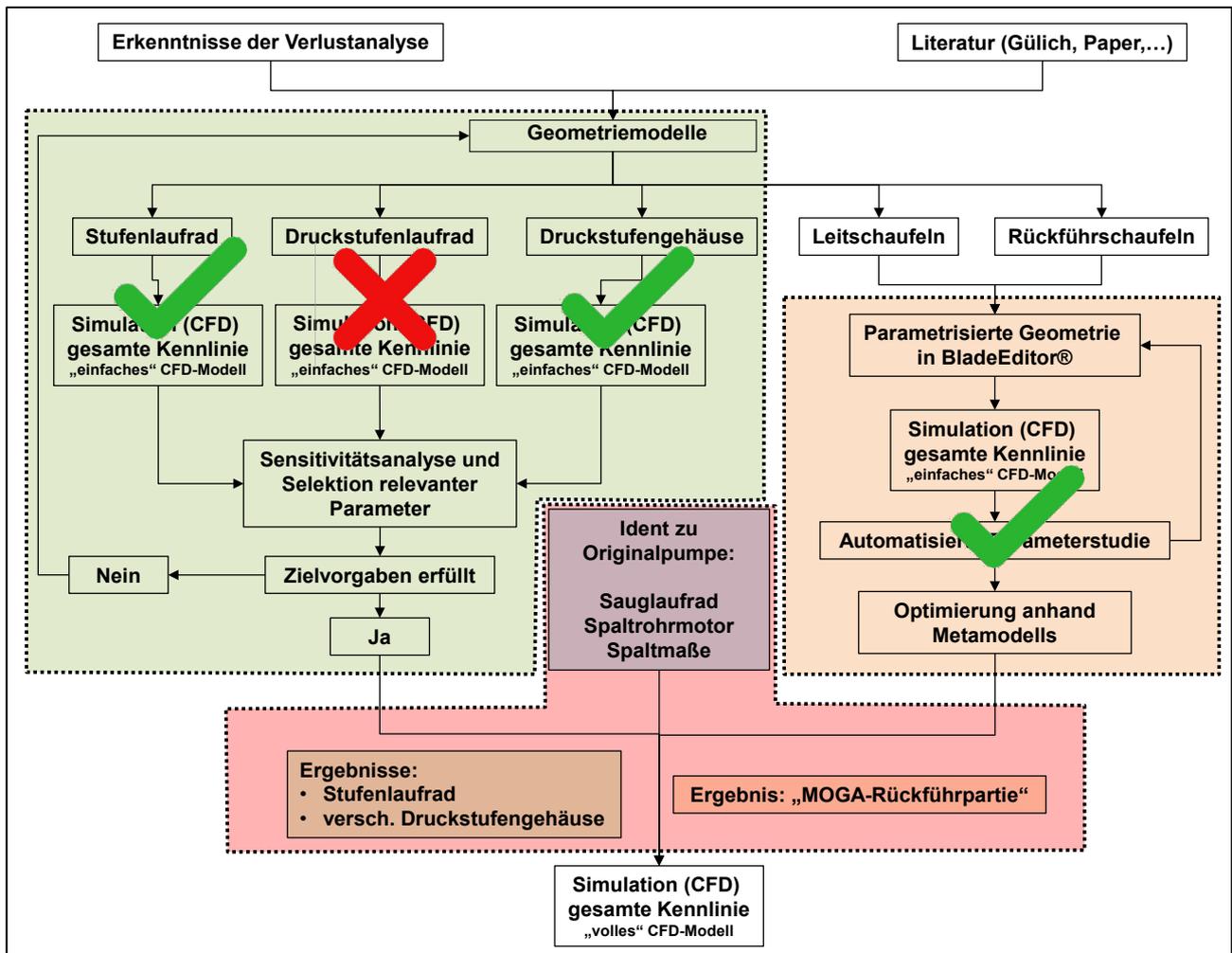
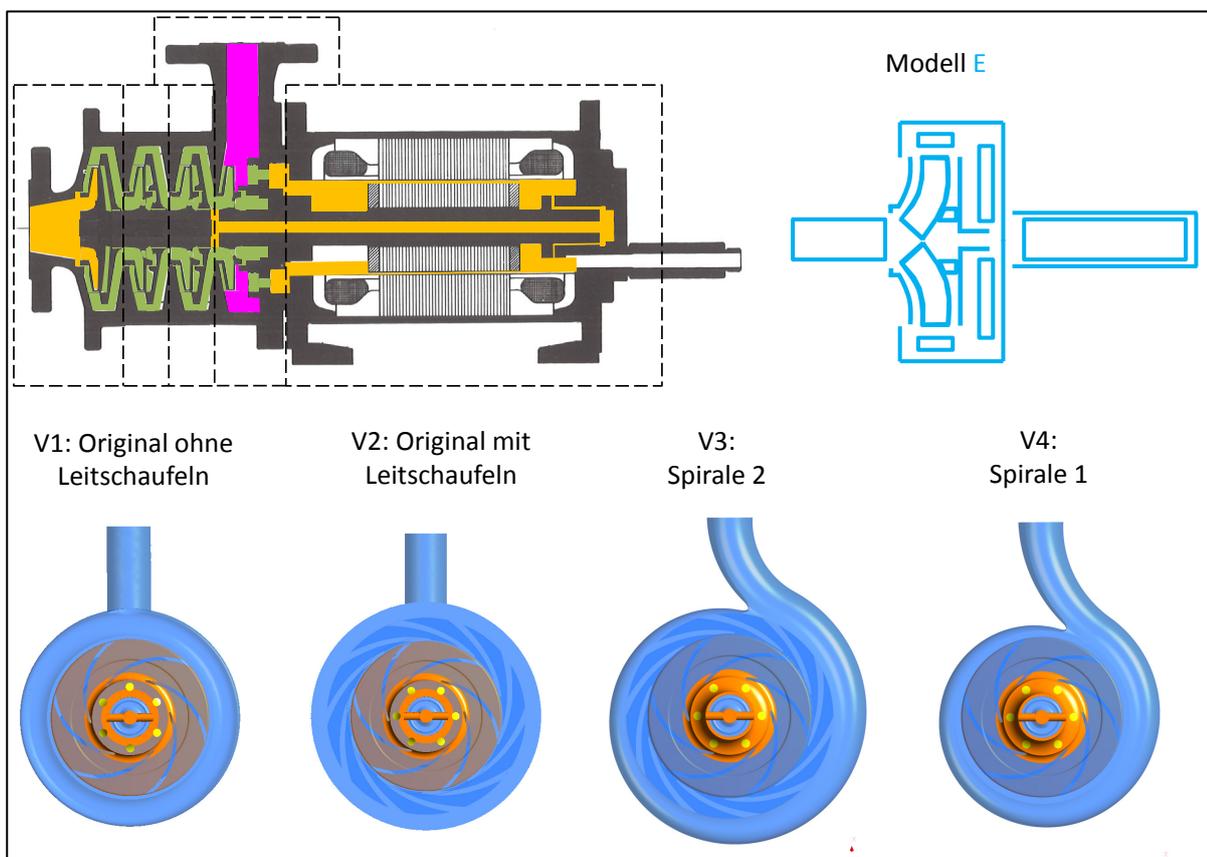


Abbildung 121: Stand des Optimierungsprozesses

Der Aufbau der im weiteren Verlauf nur noch als Varianten 1 bis 5 beschriebenen Modelle setzt sich wie unten folgend beschrieben zusammen. Dabei werden die neuen, optimierten Stufenlaufräder mit

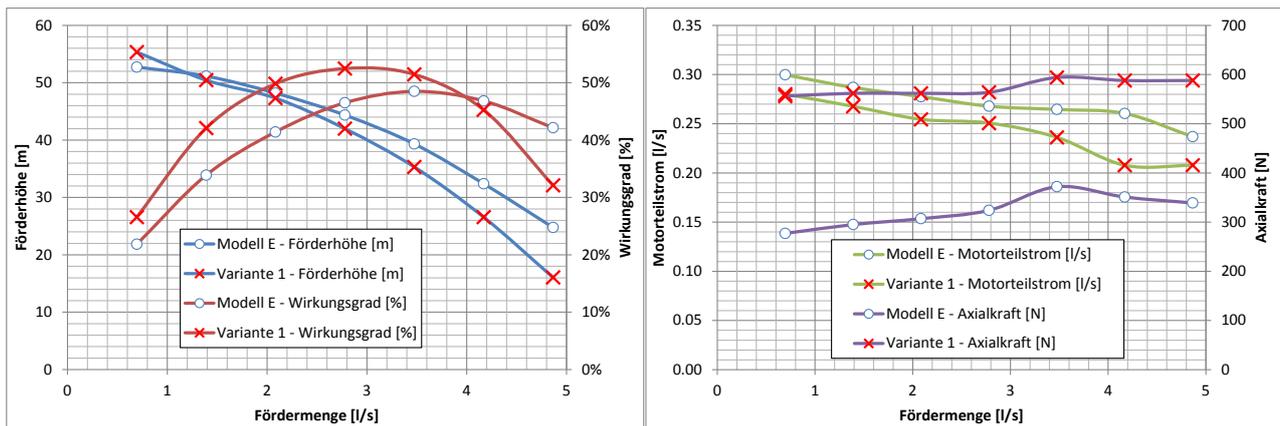
Entlastungsbohrungen und die neuen Leit- und Rückführschaufeln in allen Modellen (grüne Bereiche in Abbildung 122 links oben) verwendet. Der Zuströmbereich, das Sauglaufrad und der Spaltrahmotor (orange Bereiche in Abbildung 122 links oben) bleiben ebenfalls für alle Varianten ident. Die folgenden Darstellungen zeigen im Wesentlichen den Einfluss unterschiedlicher Druckgehäuseformen (pinke Bereiche in Abbildung 122 links oben) auf die Eigenschaften der untersuchten Pumpe im vollen Modell auf:

- Variante 1: neue Stufenlaufräder (auch in der letzten Stufe) mit Entlastungsbohrungen und neue Leit- und Rückführschaufeln mit Original Druckstufengehäuse, Sauglaufrad und Spaltrahmotor
- Variante 2: analog zu Variante 1, jedoch mit Leitschaufeleinsatz im Original Druckstufengehäuse
- Variante 3: analog zu Variante 1, jedoch mit Spirale 2 (größere Spirale mit Leitschaufelring)
- Variante 4: finale Optimierungsvariante, analog zu Variante 1, jedoch mit Spirale 1



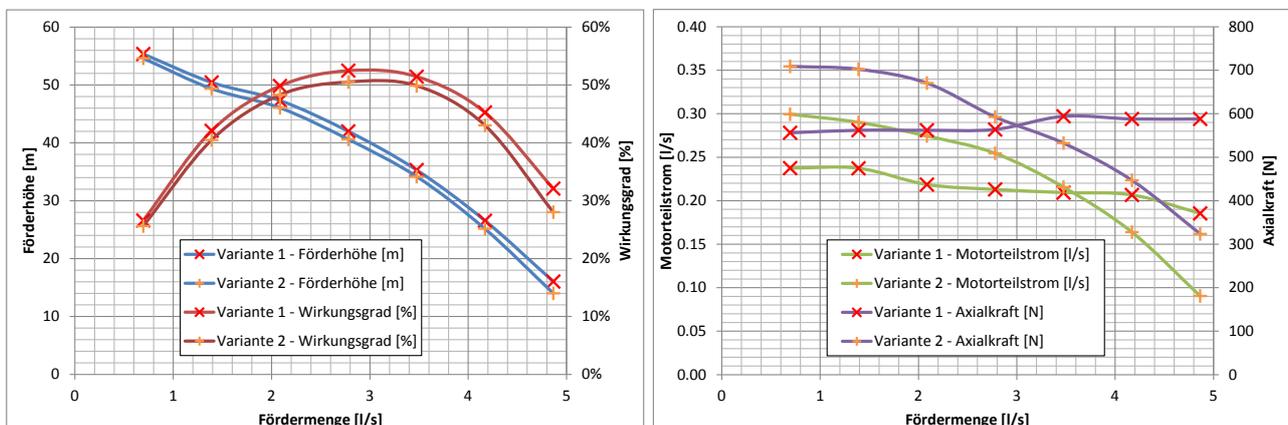
**Abbildung 122: Übersicht der untersuchten Varianten (basierend auf dem vollen Modell E)**

So zeigt der Vergleich von Variante 1 mit dem bereits vorgestellten Modell E der Originalpumpe in Abbildung 123, dass durch Einsatz der neuen, manuell optimierten Stufenlaufräder und der mittels Mehrzieloptimierung generierten Rückführpartie eine deutliche Erhöhung des Wirkungsgrades von bis zu 9 % bis zu einem Durchfluss von 4 l/s bei gleichzeitiger, geringfügiger Reduzierung der Förderhöhe zwischen 0,1 m und 4 m erreicht wird. Der Motorleistungsstrom liegt allerdings über dem gesamten Betriebsbereich etwa 10 % unter dem der Originalpumpe. Durch die Neugestaltung der Rückführpartie ergeben sich auch geänderte Druckverteilungen in den Radseitenräumen, wodurch die auftretenden Axialkräfte in Teillast und bis zum Bereich des Optimums deutlich erhöht sind.



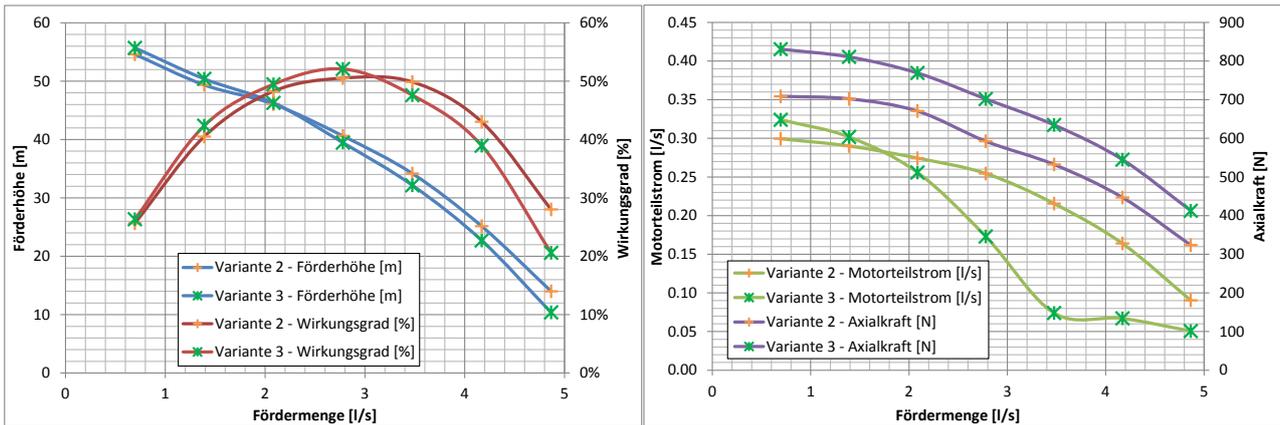
**Abbildung 123: Einfluss der neuen Stufenlaufräder, Leit- und Rückführschaufeln**

Der Einsatz eines Leitschaufelringes im Original Druckstufengehäuse (Vergleich zwischen Variante 1 und 2) zeigt bei Verwendung der optimierten Hydrauliken der Stufenlaufräder und der Rückführpartie geringe Förderhöhen- und Wirkungsgradverluste, wie in Abbildung 124 gezeigt. Obwohl die Untersuchungen der unterschiedlichen Druckstufengehäuse in Abbildung 101 einen größeren Förderhöhen- und Wirkungsgradeinbruch gezeigt haben, so ist dies einerseits auf die Verwendung des reduzierten Modells – es wurde ja nur 1 Stufe simuliert – und andererseits auf die durch Betrachtung von 4 Stufen geringeren Auswirkungen auf das Gesamtsystem zurückzuführen. Der Motorteilstrom und die Axialkraft weisen bei Variante 2 allerdings einen deutlich geänderten Verlauf auf, welcher primär auf die stark abfallende Förderhöhe der letzten Stufe bei Verwendung der Leitschaufeln zurückgeführt werden kann, wie bereits Abbildung 101 gezeigt hat.



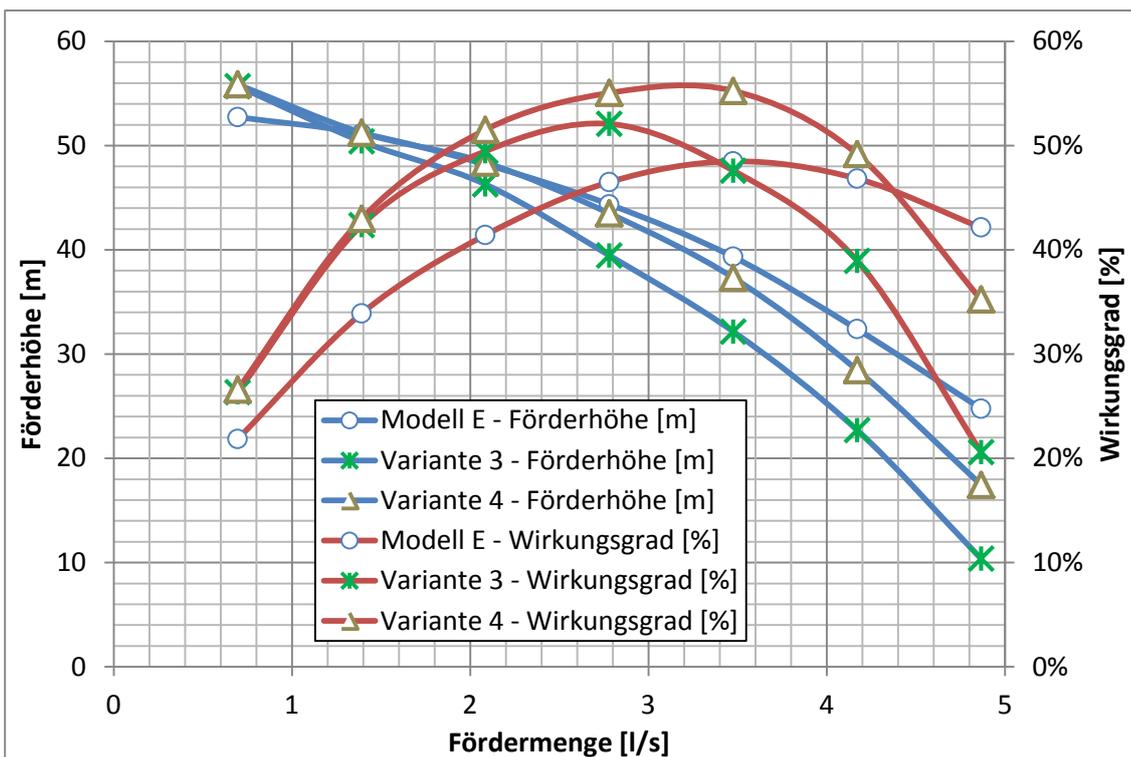
**Abbildung 124: Einfluss eines Leitschaufelringes im Original Druckstufengehäuse**

Wird anstelle des Ringraumes die als Spirale 2 bezeichnete Geometrie eingesetzt, können sowohl der Wirkungsgrad als auch die Förderhöhe in Teillast, wie in Abbildung 125 gezeigt, angehoben werden. Allerdings dominieren ab dem Bereich des Optimums die negativen Auswirkungen, denn neben abfallender Förderhöhe und Wirkungsgrad fällt vor allem der extrem niedrige Motorteilstrom auf. Ist dieser in Teillast noch nahezu identisch, so fällt dieser bereits ab 75% der Nennmenge deutlich ab. Zusätzlich sind die auftretenden Axialkräfte ebenfalls höher, weshalb aus den genannten Gründen von dem Einsatz von Leitschaufeln in der Spirale abgesehen wurde.



**Abbildung 125: Spirale vs. Ringraum als Druckstufengehäuse bei Einsatz von Leitschaufeln**

Die Analyse von Variante 4 ergibt im Gegensatz zu Spirale 2 in Variante 3 wesentlich bessere Ergebnisse – siehe Abbildung 126. Sowohl Wirkungsgrad, als auch Förderhöhe liegen deutlich höher, wobei die Defizite in Überlast mehr als kompensiert werden. Die Fördercharakteristik deckt sich ausgezeichnet mit jener aus Modell E und zusätzlich konnte der Wirkungsgrad deutlich gesteigert werden.



**Abbildung 126: Vergleich Förderhöhe und Wirkungsgrad – Original vs. Spirale 1/Spirale 2**

Ein Vergleich der finalen Optimierungsgeometrie (Variante 4) mit der Originalgeometrie (Modell E) zeigt bis zu einer Fördermenge von 4,5 l/s einen deutlich erhöhten Wirkungsgrad bei gleichzeitig nahezu identer Fördercharakteristik – siehe Abbildung 126. Damit erreicht Variante 4 über den betrachteten Betriebsbereich das Optimum aus den definierten Zielgrößen. Eine detaillierte Gegenüberstellung der originalen und der optimierten Pumpe, auch in Bezug auf Axialkräfte und Motorleistung, wird in Kapitel 8 gegeben.

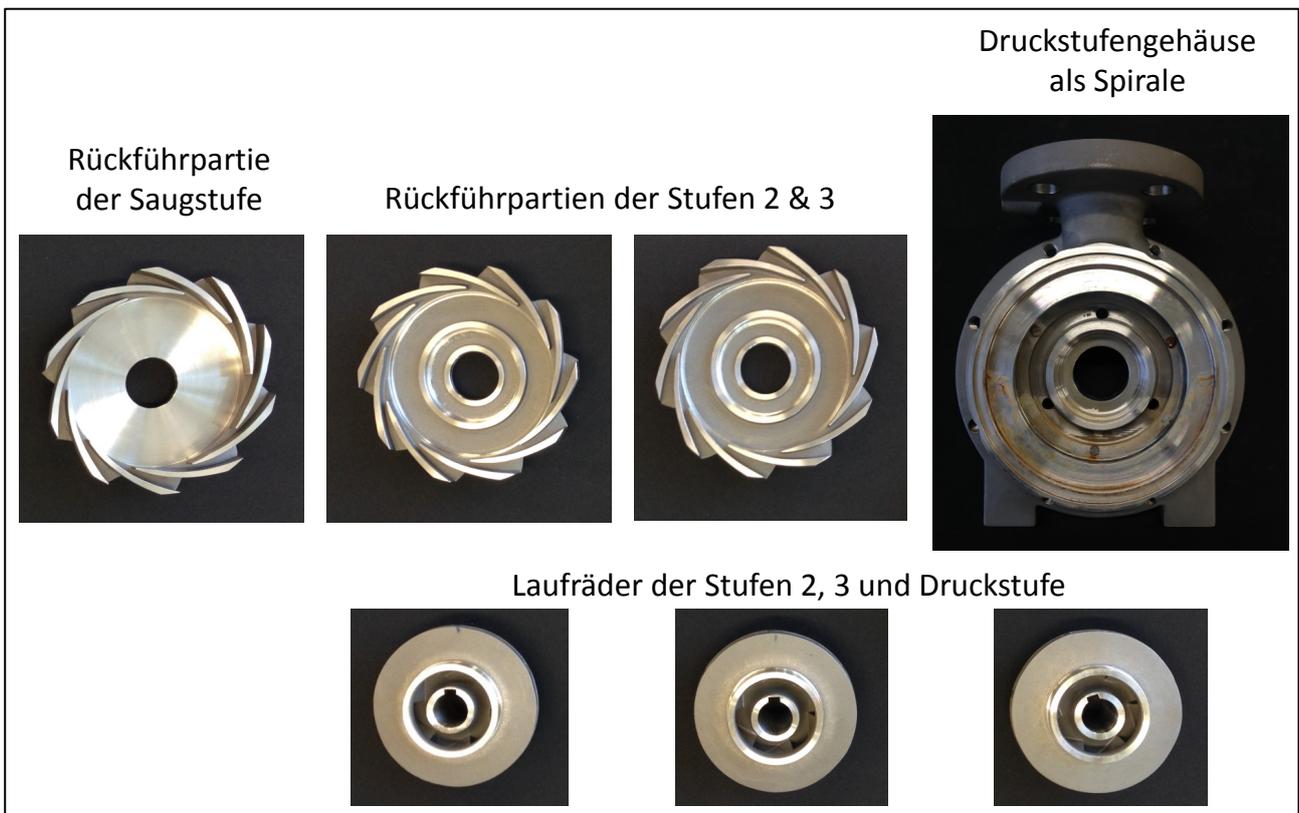
## 7. Prüfstandsversuche der optimierten Pumpe

Die Messungen der optimierten Pumpe wurden analog zu den bereits in Kapitel 4.4 beschriebenen Ergebnissen der Originalhydraulik durchgeführt. Da jedoch zwischen den Untersuchungen der Originalhydraulik und der optimierten Geometrien ein längerer Zeitraum liegt, wurde zuerst die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse der Originalhydraulik überprüft – siehe Anhang C. Dabei wurde eine sehr gute Übereinstimmung aller Messgrößen gezeigt, was für den weiteren Vergleich mit der optimierten Hydraulik unverzichtbar ist.

### 7.1 Fertigung der Prototypenpumpe

Da der prinzipielle Aufbau der Spaltrohrmotorpumpe unverändert bleibt, waren nur vergleichsweise wenige Bauteile zu fertigen:

- 3 Stufenlaufräder
- 2 Rückführpartien der Stufen
- 1 Rückführpartie der Saugstufe
- Druckstufengehäuse als Spirale ausgeführt (vgl. Spirale 1 in Abbildung 100)



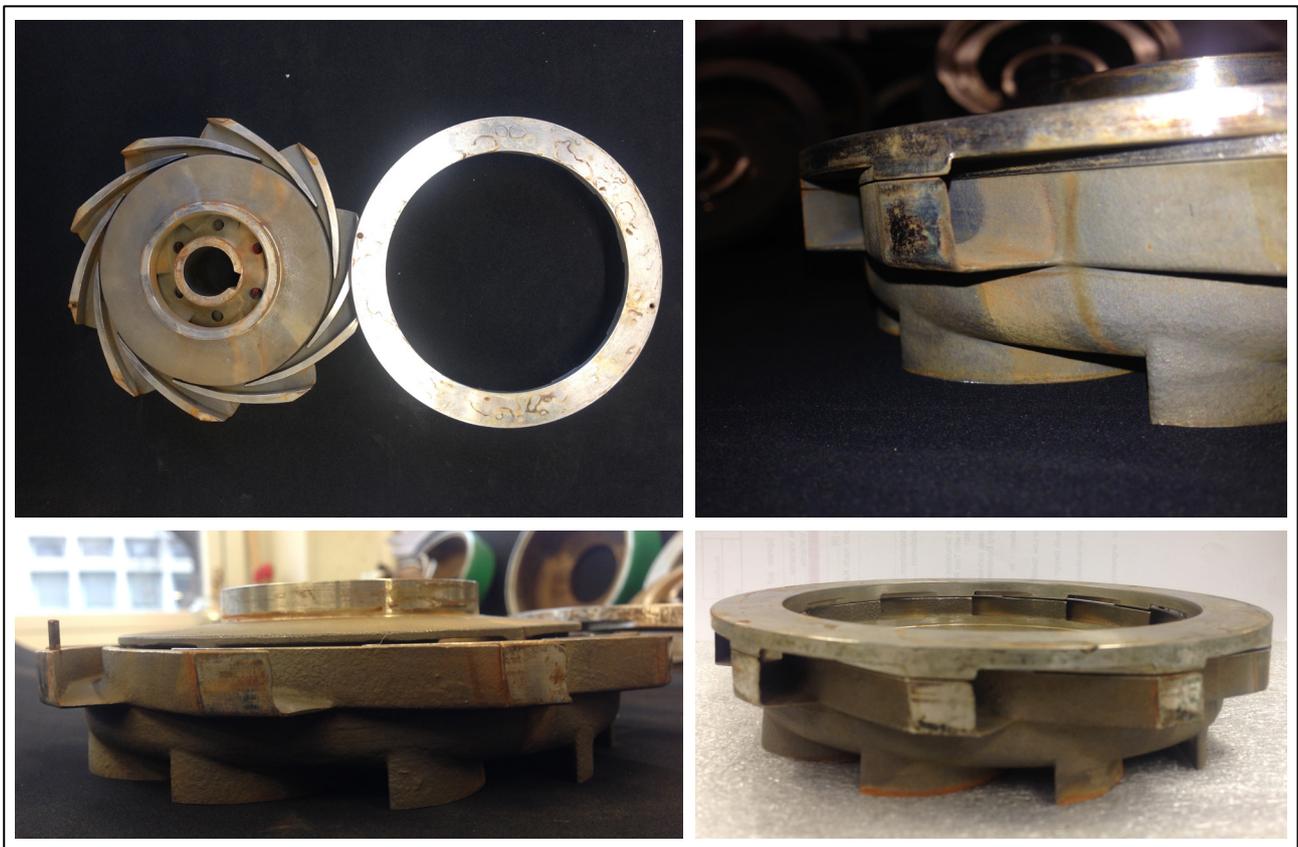
**Abbildung 127: Gefertigte und nachbearbeitete Bauteile der optimierten Hydraulik**

Diese wurden als Edelstahl-Feinguss hergestellt und anschließend mechanisch nachbearbeitet, allerdings nur an jenen Stellen, welche für eine definierte Funktionsweise (Spaltmaße, Abmessungen) nötig waren –

siehe Abbildung 127. Es sollte explizit der Oberflächencharakter erhalten bleiben um eine Vergleichbarkeit mit den Originalbauteilen zu ermöglichen. Des Weiteren wurden die Entlastungsbohrungen erst im Zuge der Messungen gefertigt um den Einfluss auf Wirkungsgrad und Förderhöhe aufzeigen zu können.

Bereits nach Erhalt der neuen Bauteile wurden diese stichprobenartig auf Maßhaltigkeit überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass keines der Laufräder den geforderten Außendurchmesser von 114 mm aufwies, sondern um etwa 1 bis 4 Zehntel-Millimeter kleiner war. Der Einfluss auf Durchfluss ( $Q \approx D^3$ ) und Förderhöhe ( $H \approx D^2$ ) sind allerdings geringer als 1 %, weshalb diesbezüglich nicht weiter urgiert wurde.

Im Zuge der Messungen zeigte sich ab Durchflüssen von etwa 3 l/s eine stark abfallende Förderhöhe. Die Ursache dafür waren weitere Mängel der Gussbauteile, vor allem in den Leitschaufelkanälen. Diese Abweichungen waren deutlich größer als an den Laufrädern – unter anderem wurde die definierte Leitschaufelbreite um bis zu 35 % unterschritten. Durch Anfertigen von Ringen, in welche die Leitschaufelkontur eingefräst wurde, konnten die fehlerhaften Abmessungen kompensiert werden – siehe Abbildung 128. Dazu wurden die bestehenden Leitschaufeln mittels Laserscanner vermessen und die Konturen wiederum über eine CAD-Schnittstelle an die Fräsmaschine übergeben. So wurde eine möglichst gute geometrische Übereinstimmung der Leitschaufeln ermöglicht. Da die Leitschaufelkanäle zwischen 1 mm und 3 mm zu wenig hoch waren, wurde das Kanalprofil mit einer konstanten Tiefe von 2 mm in die Leitschaufelringe gefräst. Durch diese Verbreiterung der Leitschaufelkanäle war jedoch eine weitere axiale Ausrichtung der Laufräder nötig, damit diese wieder möglichst mittig zu den Leitschaufeln positioniert werden konnten.



**Abbildung 128: Leitschaufelringe zum Ausgleich der zu geringen Leitschaufelhöhe**

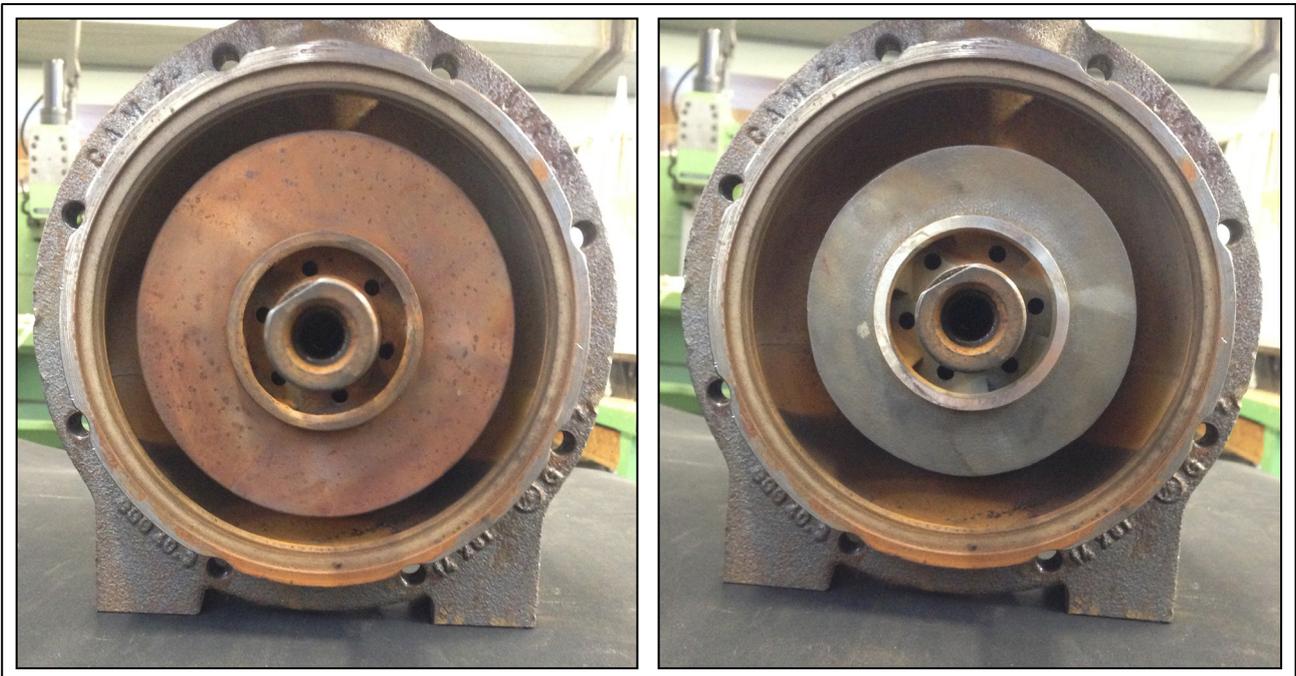
---

## 7.2 Messergebnisse

Auf den folgenden Seiten werden die relevanten Ergebnisse der Messungen der optimierten Pumpe präsentiert. Dabei wurden die neuen Bauteile sukzessive ergänzt um den Einfluss quantifizieren zu können. Sämtliche, auf den folgenden Seiten gezeigten Ergebnisse wurden im Aufbau A gemessen.

Einfluss der neuen Laufräder mit Entlastungsbohrungen  $\varnothing$  6 mm (Vergleich mit Original-Laufräder):

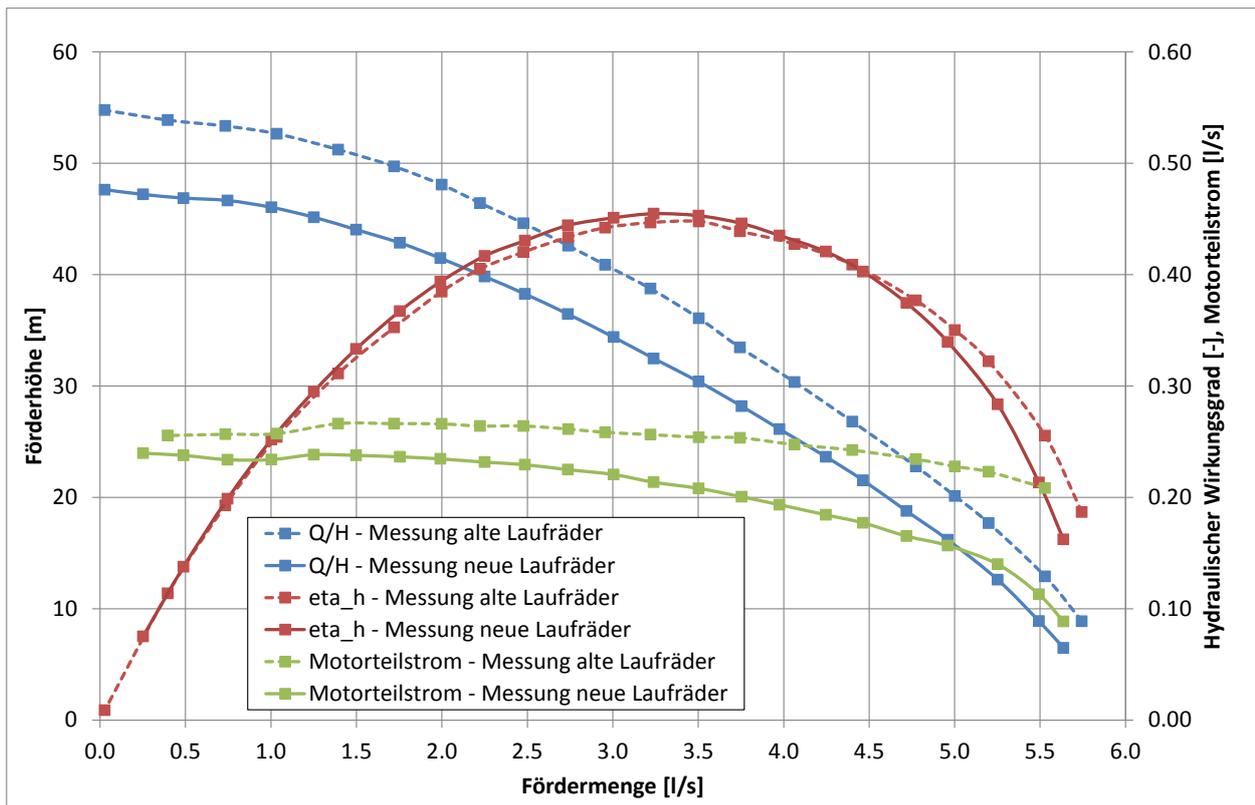
Der Einfluss der neuen Laufräder wurde unter Verwendung der Original-Bauteile durchgeführt. Eindeutig erkennbar ist der geringere Laufraddurchmesser der letzten Stufe (114 mm statt 130 mm) in Abbildung 129.



**Abbildung 129: Vergleich des Original-Druckstufenlaufrades mit neuem Stufenlaufrad im Original-Druckstufengehäuse**

Dadurch bedingt ergibt sich eine entsprechend niedrigere Förderhöhe, wie in Abbildung 130 gezeigt. In direktem Zusammenhang damit steht auch der entsprechend geringere Motorteilstrom (strich-punktierter Linie). Wie bereits erwähnt liefern die neuen, optimierten Laufräder keine wesentlich größere Förderhöhe, jedoch einen Wirkungsgradgewinn. Dieser fällt aufgrund der vorhandenen Original-Leiträder und des Original-Druckstufengehäuses, welches für einen Laufraddurchmesser von 130 mm konzipiert wurde, jedoch geringer aus als bei Verwendung der neuen Leiträder.

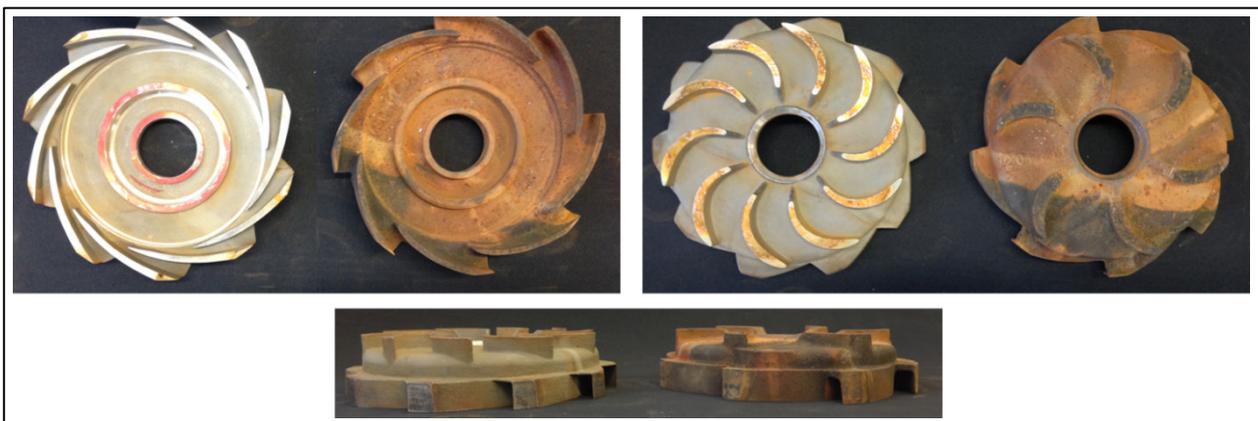
Der Einbruch der Wirkungsgradkennlinie in Überlast (siehe Abbildung 130) ist vermutlich auf die gussbedingt etwas zu kleinen Laufschaufelabmessungen – sowohl des Durchmessers, als auch der Kanalbreite – zurückzuführen. Da diese jedoch nachträglich nicht zuverlässig nachbearbeitet werden konnten ist dieser Einfluss nicht bewertbar.



**Abbildung 130: Einfluss der neuen Laufräder auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom**

Einfluss neuer Laufräder, Spirale und neuer Rückführpartie in der 1.Stufe (Vergleich mit Original):

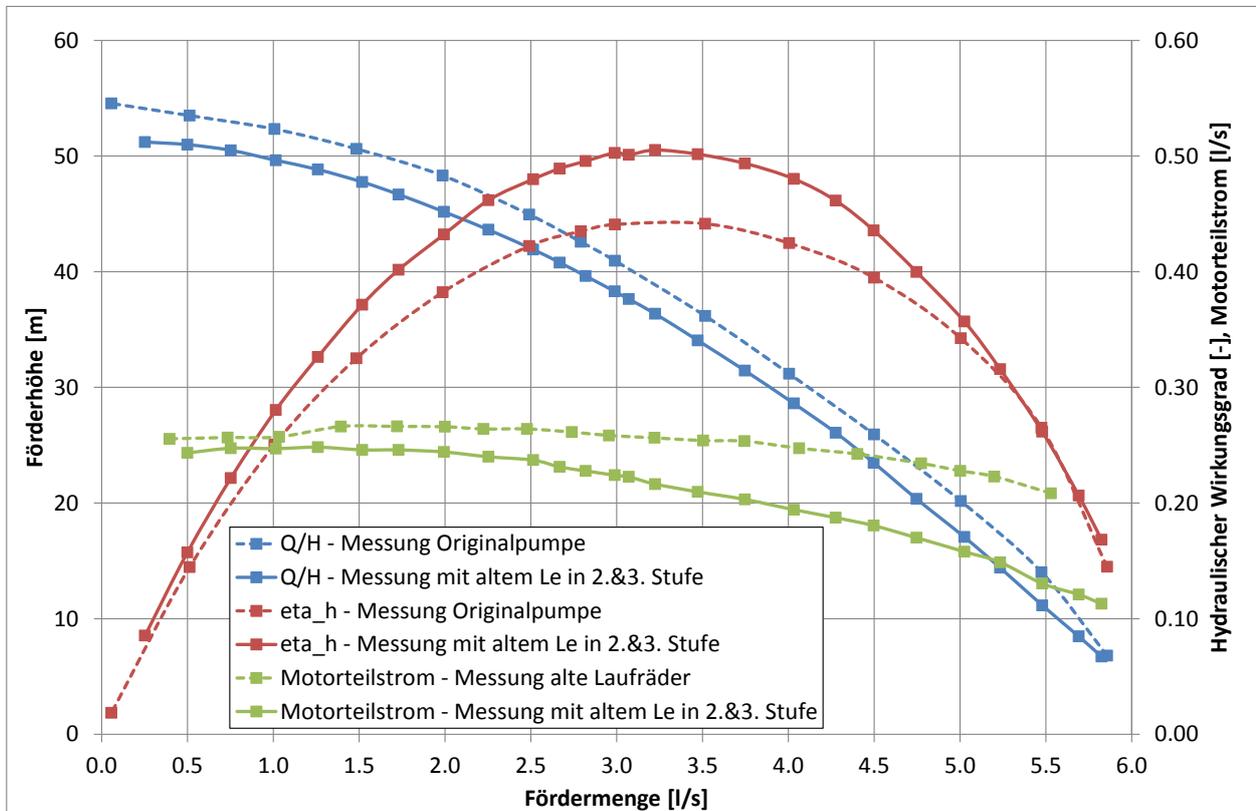
Neben neuen Laufrädern wurden auch die Leitschaufeln samt Rückführpartie und das Druckstufengehäuse optimiert. Die in Abbildung 132 durchgezogenen Kennlinien wurden mit neuen Laufrädern, einer neuen Leitschaufel- und Rückführpartie in der 1.Stufe (siehe Abbildung 131) und Spirale gemessen.



**Abbildung 131: Vergleich der neuen und der alten Rückführpartie der ersten Stufe**

Da die Leitschaufelkanäle der 2. und 3. Stufe gussbedingt zu klein waren, wurde dieser Versuch mit den Original Rückführpartien in Stufe 2 und 3 durchgeführt. Im Vergleich zu der Originalhydraulik (strichlierte Linien) fällt der über den gesamten Betriebsbereich bereits deutlich erhöhte Wirkungsgrad auf. So sind in Teillast bereits knapp 4 % und im Optimum bis zu 6 % Steigerung festzustellen.

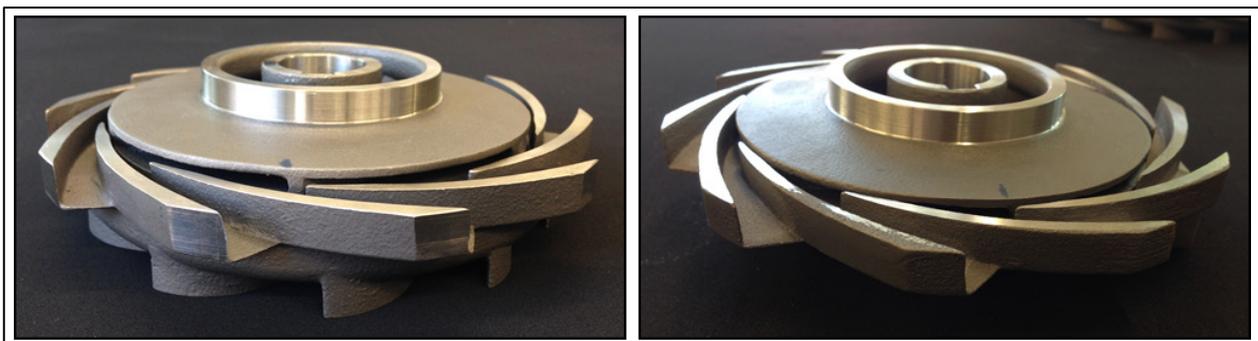
Die fehlenden knapp 2-3 m an Förderhöhe bedingen auch den zu geringen Motorteilstrom, wobei dies bei Verwendung der „geplanten“ optimierten Leitschaufeln nicht der Fall sein sollte. Durch den gesteigerten Wirkungsgrad (und damit reduzierte Leistungsaufnahme) bis etwa 4,5 l/s sollte der reduzierte Motorteilstrom jedoch ausreichend sein.



**Abbildung 132: Einfluss der neuen Laufräder/Spirale und Le/Rue in 1.Stufe auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom**

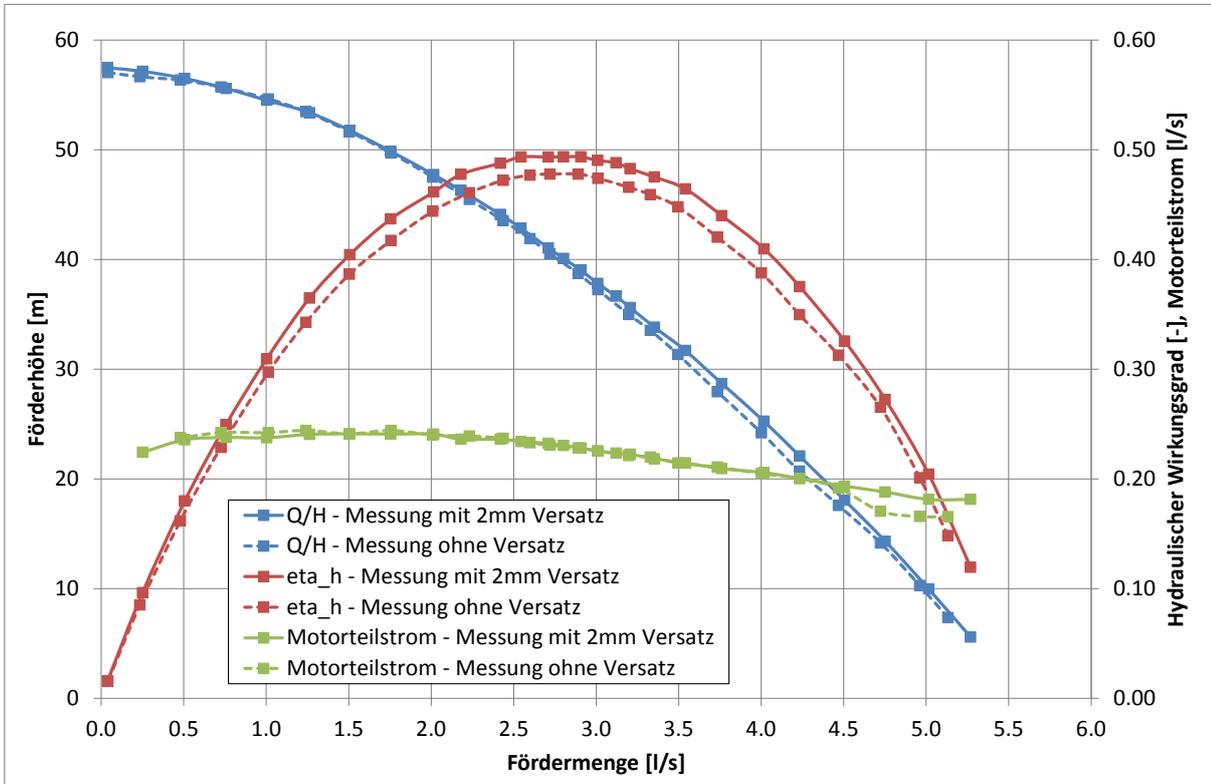
Einfluss der axialen Position der neuen Laufräder:

Durch die gusstechnisch zu schmalen Leitschaufeln ergibt sich neben den dadurch zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten mit den einhergehenden Verlusten in Überlast auch eine axiale Verschiebung der Lauf-/Leitrad Position – siehe Abbildung 133. Darin ist links die Anordnung ohne zusätzlichen axialen Versatz und rechts jene durch Distanzringe geänderte Position dargestellt.



**Abbildung 133: Axiale Zuordnung Laufrad/Leitrad**

Die in Abbildung 134 mit durchgezogenen Linien eingezeichnete Messung unterscheidet sich von der mit strichlierten Linien markierten Messung lediglich in der um 2 mm geänderten axialen Position der Laufräder von Stufe 1 bis 3. Obwohl die Förderhöhe und damit der Motorteilstrom davon nahezu unbeeinflusst bleiben ist der Wirkungsgrad über den gesamten Betriebsbereich um bis zu 3 % höher.



**Abbildung 134: Einfluss der axialen Position auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom**

Einfluss Leitschaufelkanalbreite:

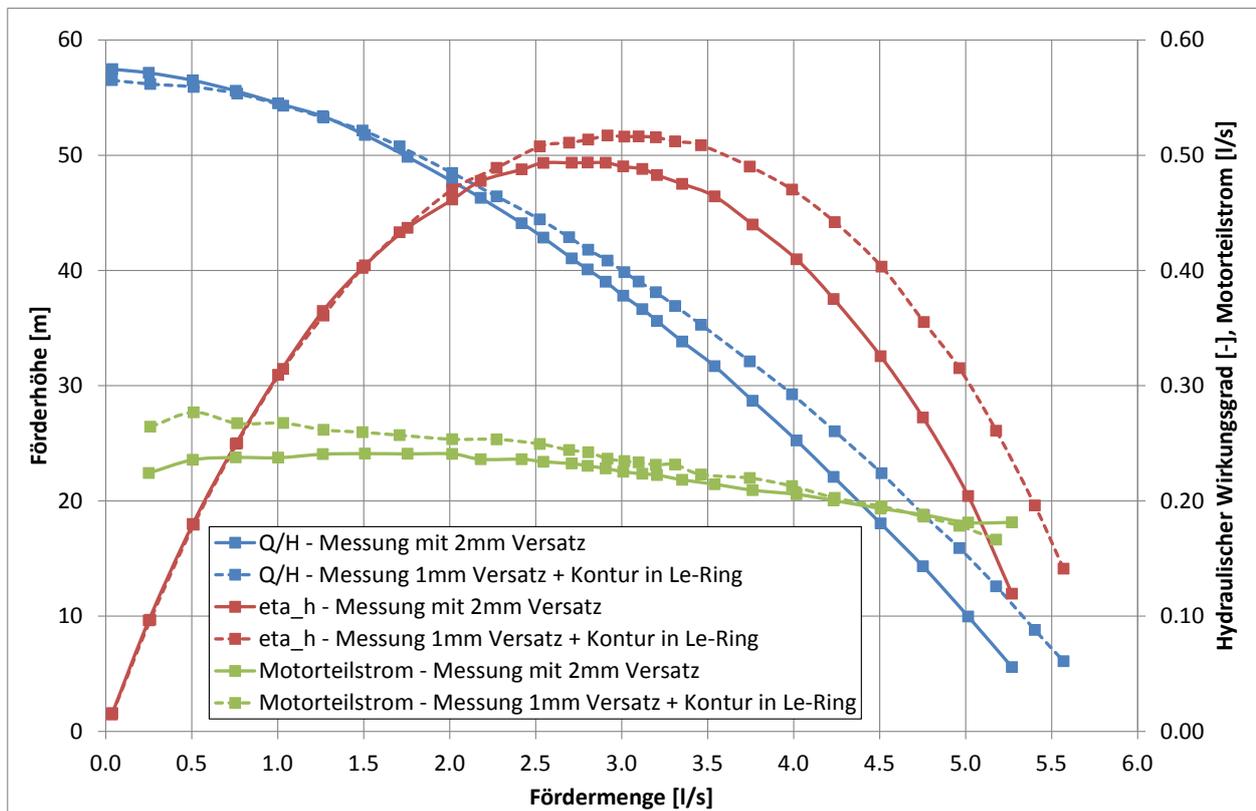
Da die Rückführpartien die numerisch ausgelegte Kanalhöhe besaßen und „lediglich“ die Leitschaufeln eine zu geringe Höhe aufwiesen, war durch das Ausfräsen der benötigten Leitschaufelringe (siehe Abbildung 128) eine Verbreiterung der Leitschaufelkanäle möglich.



**Abbildung 135: Axiale Zuordnung Laufrad/Leitrad mit Leitschaufelring**

Durch diese Verbreiterung der Leitschaufelkanäle war jedoch eine weitere axiale Ausrichtung der Laufräder nötig, damit diese wieder möglichst mittig zu den Leitschaufeln positioniert werden konnten – vgl. Abbildung 135.

Die in Abbildung 136 mit strichlierten Linien aufgetragenen Kennlinien entsprechen der eben beschriebenen Modifikation der Leitschaufelringe.



**Abbildung 136: Einfluss der Leitschaufelkanalbreite auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom**

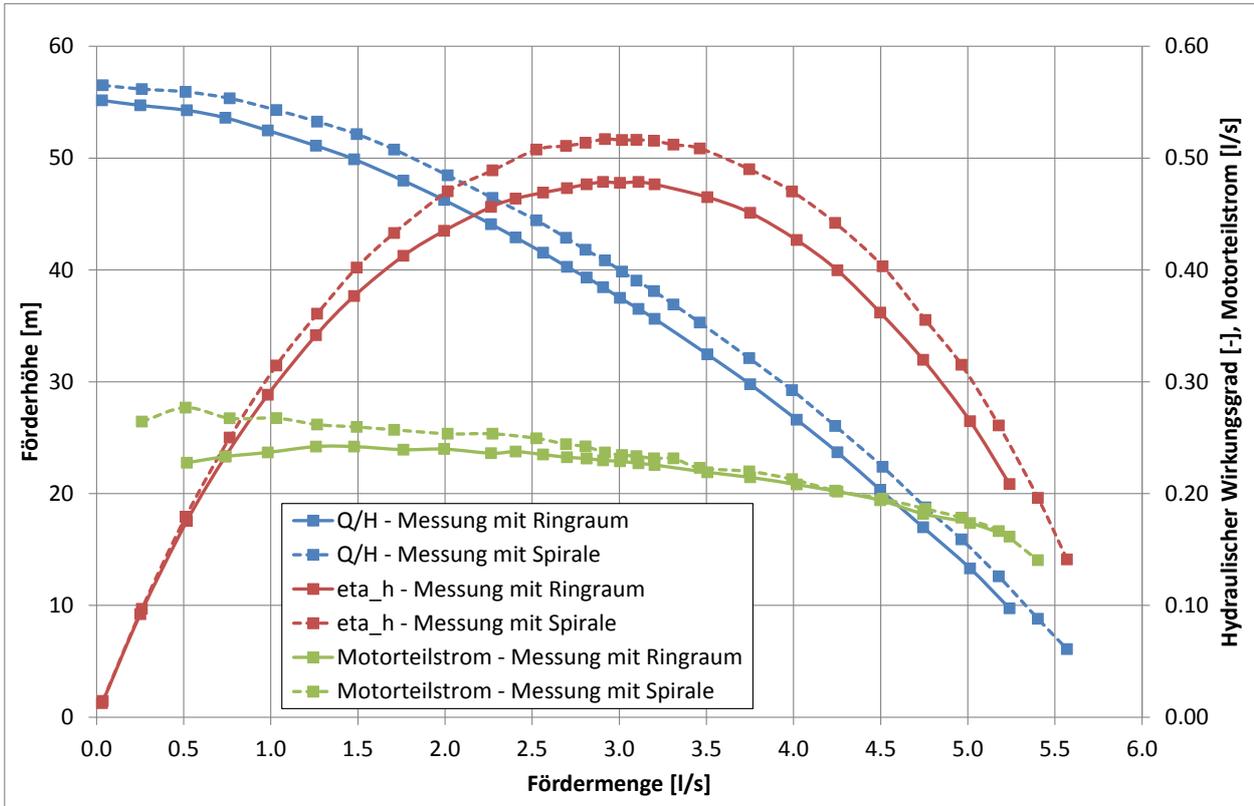
Wurde bisher davon ausgegangen, dass die durchgezogenen Linien „lediglich“ über zu schmale Leitschaufeln verfügen, die axiale Zuordnung Laufrad/Leitrad jedoch korrekt ist, so sind die Wirkungsgrad- und Förderhöhenzugewinne beachtlich. In Überlast konnten damit bis zu 5 m Förderhöhe und 10 % Wirkungsgrad gewonnen werden.

#### Einfluss Gestaltung Druckstufengehäuse:

Nach Korrektur der Leitschaufeln wurde explizit der Einfluss des Druckstufengehäuses auf das Verhalten der Pumpe untersucht. Die bei diesen Messungen verwendeten Leitschaufeln sowie axiale Positionierung der Laufräder entsprechen jenen aus Abbildung 136 (strichliert). Somit wirkt sich ausschließlich die Gestaltung des Druckgehäuses auf die gezeigten Messergebnisse aus.

Die durchgezogenen Linien in Abbildung 137 entsprechen dem Original-Druckstufengehäuse – die strichlierten Linien denen mit Spiralgehäuse. Abgesehen von einer durchwegs 2-3 m geringeren Förderhöhe

über den gesamten Betriebsbereich bei Einsatz des Ringraumes ist auch der Motorteilstrom und der erreichbare Wirkungsgrad deutlich niedriger.



**Abbildung 137: Einfluss der Gestaltung des Druckstufengehäuses auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom**

Somit konnte auch der positive Einfluss des Spiralgehäuses eindeutig und in quantifizierbarer Größenordnung nachgewiesen werden.

---

## 8. Vergleich Originalpumpe/optimierte Variante

Alle wesentlichen Bauteile der optimierten Pumpe sind in Abbildung 138 dargestellt. Dabei wurden von der Originalpumpe folgende Bauteile unverändert übernommen:

- Sauggehäuse
- Sauglaufrad
- Gehäuse sämtlicher Stufen
- Welle
- Spaltrohrmotor

Ergänzend zu den neuen Laufrädern, Rückführpartien und des als Spirale ausgeführten Druckgehäuses wurden noch die zur Kompensation der zu geringen Leitschaufelhöhen nötigen Leitschaufelringe und der Distanzstücke zur korrekten axialen Positionierung gefertigt. Diese können bei einer in Serie gefertigten Pumpe unter Einhaltung der vorgegebenen Toleranzen entfallen.



**Abbildung 138: Übersicht der Bauteile der optimierten Variante (ohne Sauggehäuse, Welle und SRM)**

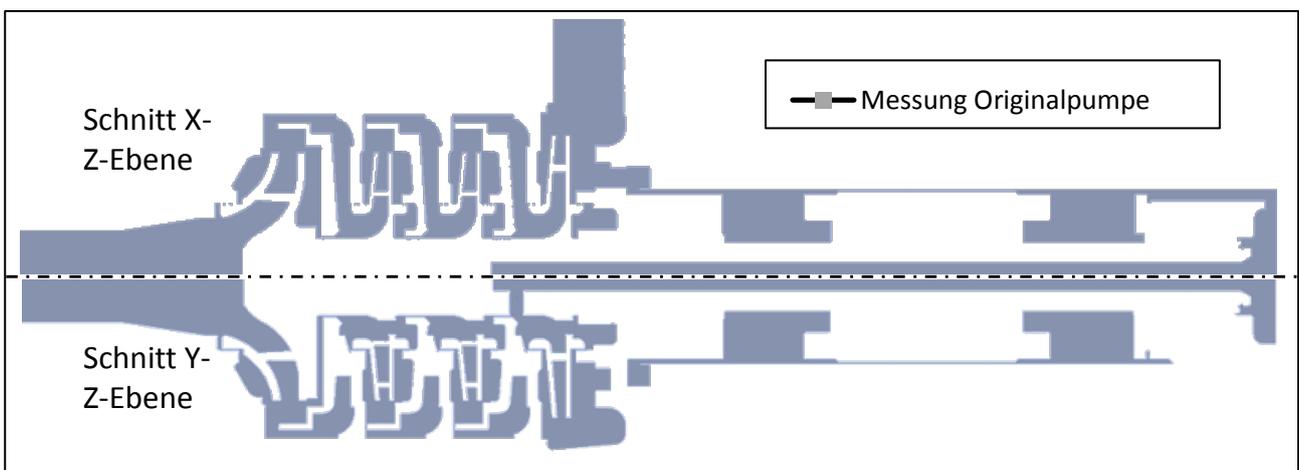
In Abbildung 141 bis Abbildung 149 erfolgt ein Vergleich der Original Pumpe mit der im oben stehenden Bild gezeigten optimierten Variante. Dabei werden zuerst die numerischen Ergebnisse und anschließend die Messergebnisse verglichen.

Abschließend erfolgt in Kapitel 8.3 ein Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Ergebnisse der optimierten Pumpe. Dabei wird abermals gezeigt, weshalb der in dieser Arbeit erstmals gewählte Ansatz mit der vollständigen Modellierung der mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe gewählt wurde – denn nur mit diesem Detaillierungsgrad ist eine dermaßen genaue Berechnung überhaupt möglich.

## 8.1 Vergleich CFD-Ergebnisse Original Pumpe/optimierte Pumpe

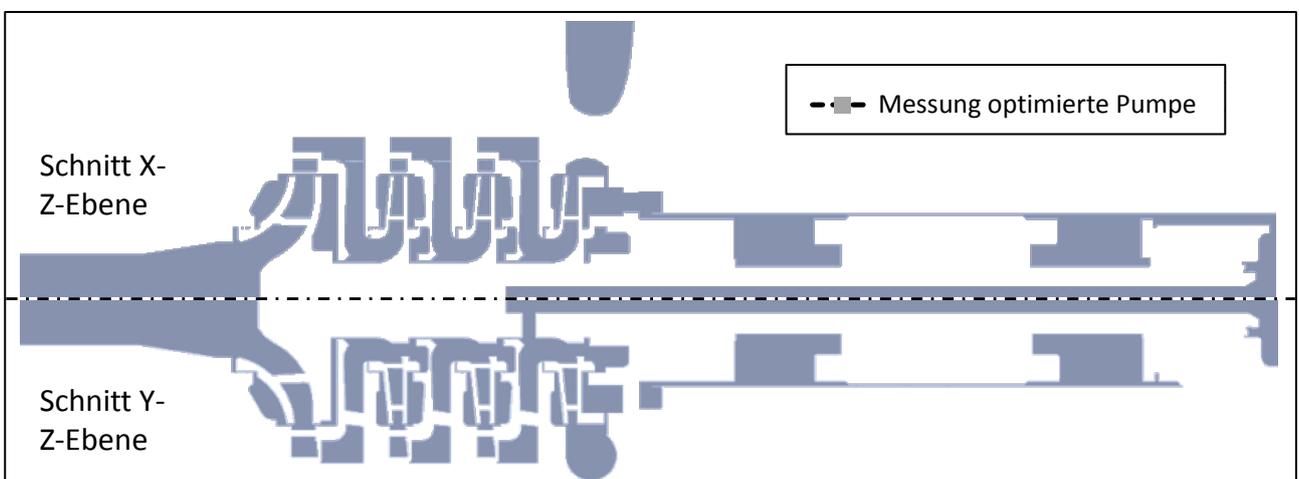
Die in den folgenden Abbildungen gezeigten Ergebnisse wurden mit dem vollständigen numerischen Modell E berechnet, welches neben den vorhandenen Entlastungsbohrungen auch sämtliche Spalte, Radseitenräume und den Spaltrohrmotor berücksichtigt. Sämtliche Simulationen wurden transient durchgeführt wobei die Ergebnisse um den Rauheitseinfluss aus Tabelle 17 korrigiert wurden. Die beschriebenen Darstellungen (Linientyp, Symbol) finden im gesamten Kapitel 8 Verwendung.

CFD-Simulation – Originalpumpe: Simulation der Originalhydraulik und die Darstellung in den Diagrammen erfolgt als durchgezogene Linien mit kreisförmigen Symbolen.



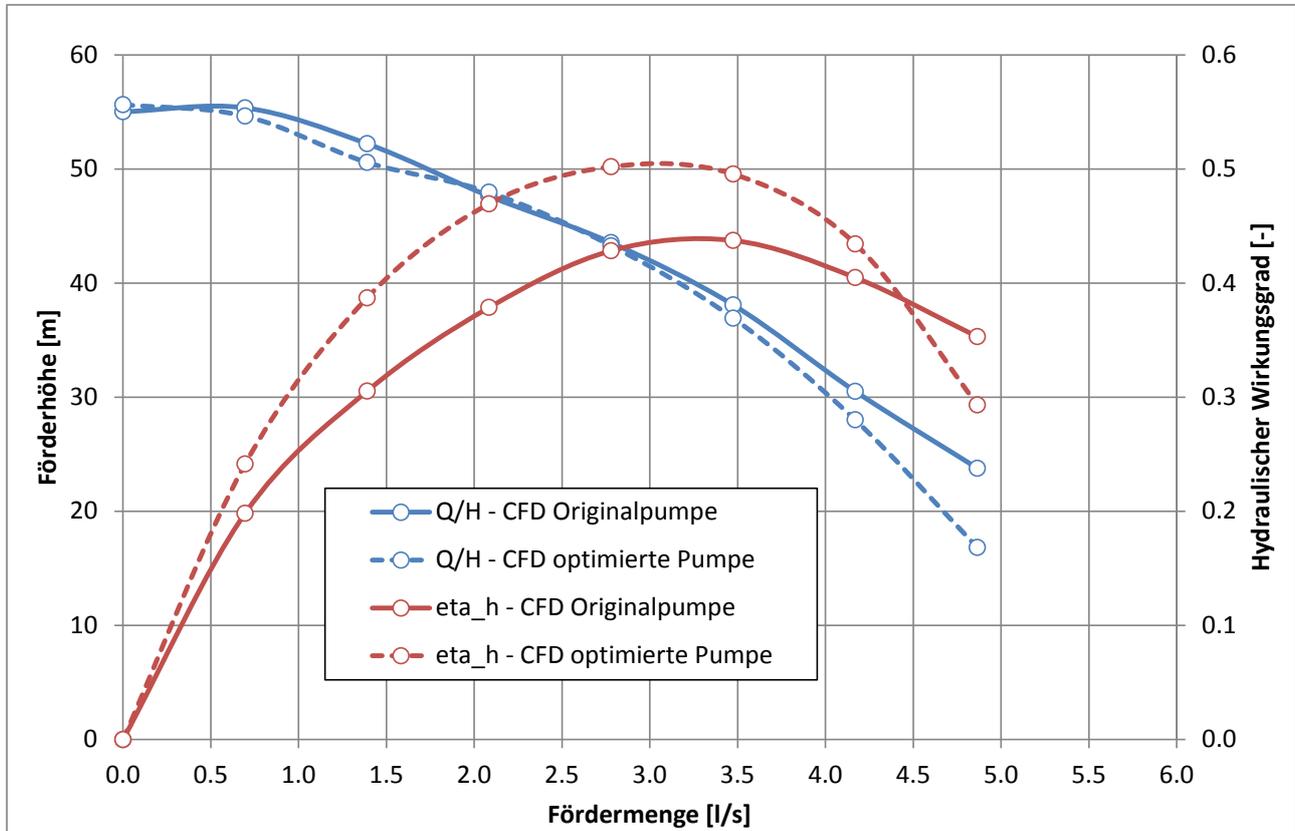
**Abbildung 139: Schnittmodell Originalpumpe**

CFD-Simulation – optimierte Pumpe: Simulation der finalen Optimierungsvariante (in Kapitel 6.4 als Variante 4 bezeichnet), welches neben den neuen Laufrädern und neuer Rückführpartien auch Spirale 1 als Druckstufengehäuse besitzt. Die Darstellung in den Diagrammen erfolgt als strichlierte Linien mit kreisförmigen Symbolen.



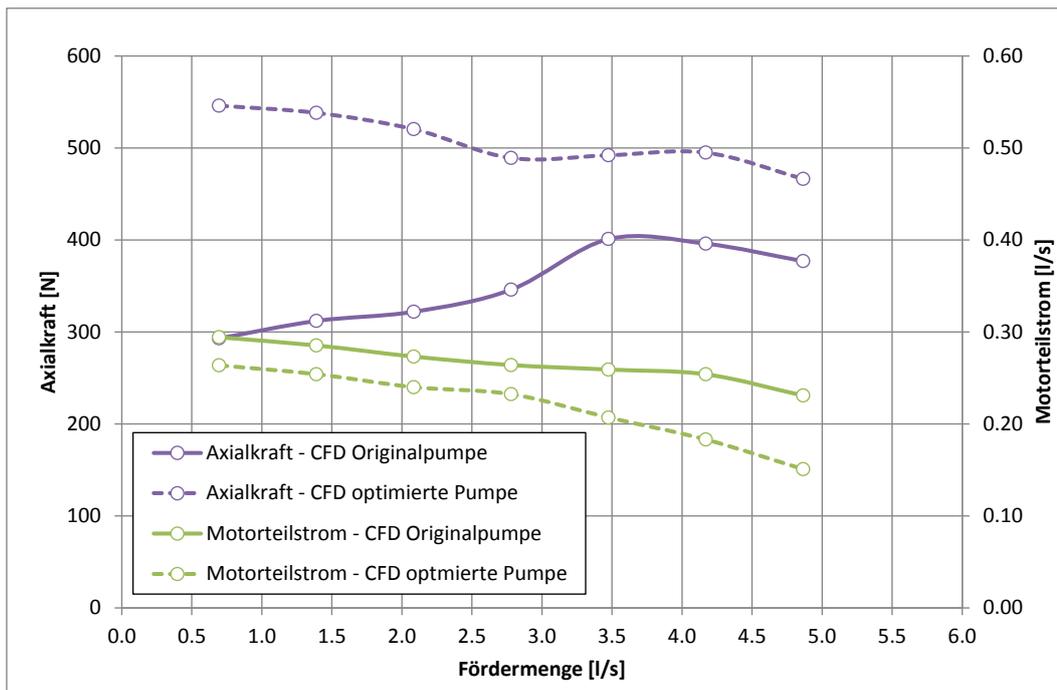
**Abbildung 140: Schnittmodell optimierte Pumpe**

Ein Vergleich der numerisch ermittelten Ergebnisse der Originalpumpe mit der optimierten Pumpe in Abbildung 141 zeigt, dass unter Einhaltung der durchaus anspruchsvollen Randbedingungen eine Beibehaltung der Förderhöhencharakteristik bei gleichzeitiger, deutlicher Anhebung des Wirkungsgrades und Verschiebung des Optimums zu ca. 3 l/s erreicht werden konnte.



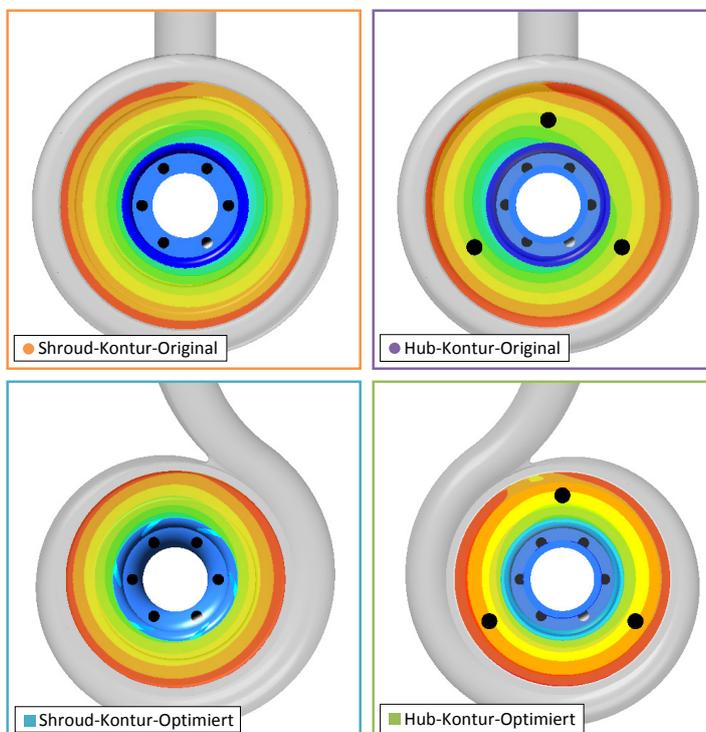
**Abbildung 141: Vergleich von Förderhöhe und Wirkungsgrad der Originalpumpe mit optimierter Variante**

Die optimierte Pumpe hat allerdings einen geänderten Axialkraftverlauf und einen geringfügig niedrigeren Motorteilstrom zu Folge – siehe Abbildung 142. Neben einem geänderten Verlauf an sich – die Axialkraft steigt mit abnehmender Fördermenge – ist auch das Niveau der Axialkraft deutlich höher. Ist diese im Bereich des Optimums bis hin zu Überlast um knapp 25 % erhöht, so ist bei  $Q = 0,5 Q_{opt}$  ein Anstieg um knapp 70 % festzustellen. Da die Laufräder in beiden Simulationen mittig zum Leitschaufelkanal angeordnet sind und die Form der Radseitenräume der ersten drei Stufen nahezu unverändert beibehalten wurde, liegt die Vermutung nahe, dass die Ursache in der Neugestaltung des Druckstufengehäuses liegt. Dies zeigte annäherungsweise bereits die Analyse der unterschiedlichen Druckgehäusevarianten aus Kapitel 6.2.3, was nun im vollen Modell bestätigt werden konnte. Obwohl nach Rücksprache mit dem Hersteller des Spaltrohrmotors die auftretenden Axialkräfte problemlos vom Motor und dem zusätzlichen Axiallager aufgenommen werden können, oder durch Veränderung der Lage der Drosselspalte dem entgegengewirkt werden könnte, soll im Folgenden die durch Modifikation des Druckstufengehäuses geänderte Strömungs- und Drucksituation beschrieben werden.



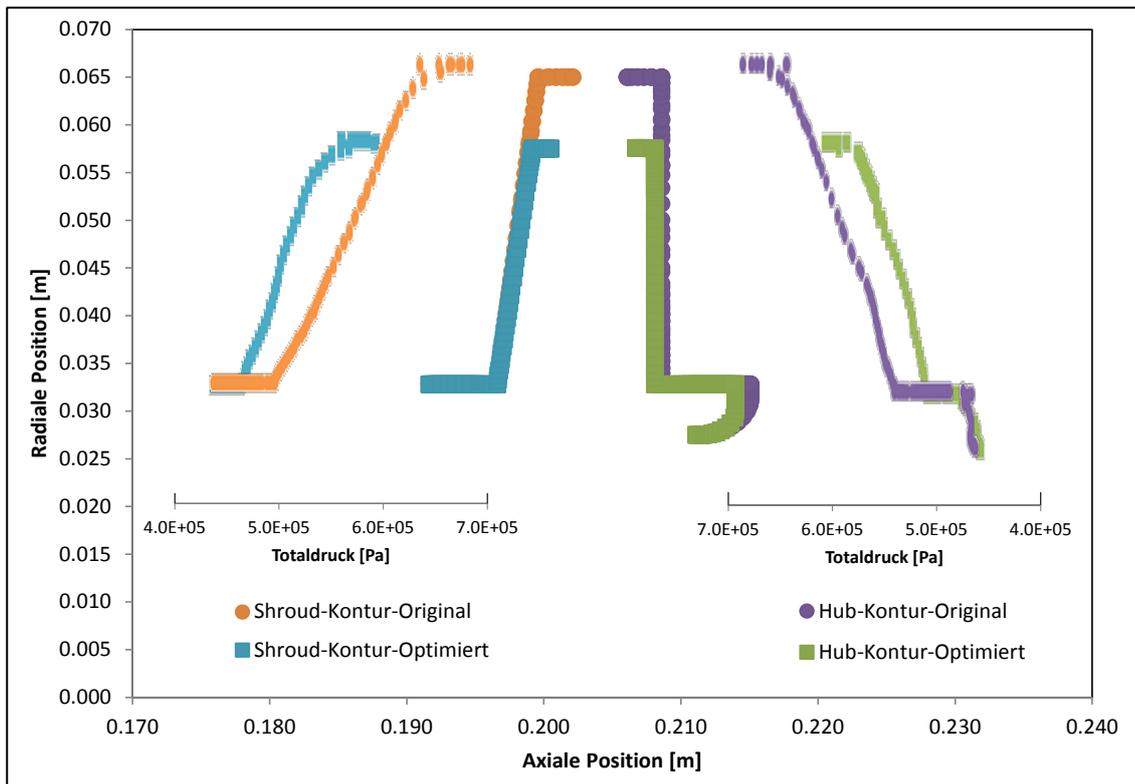
**Abbildung 142: Vergleich von Axialkraft und Motorteilstrom der Originalpumpe mit optimierter Variante**

So ist in Abbildung 143 die Druckverteilung auf die vordere und hintere Deckscheibe der beiden beschriebenen Varianten dargestellt, wobei rot Zonen hohen Druckes und blau Zonen niedrigen Druckes repräsentieren (um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten sind die dargestellten Drücke normiert).



**Abbildung 143: Druckverteilung an vorderer und hinterer Deckscheibe von Original- und optimierter Pumpe**

Bereits bei dieser optischen Betrachtung könnte vermutet werden, dass die auftretenden Axialkräfte der optimierten Variante verstärkt entgegen der Strömungsrichtung – also in Richtung Saugseite – wirken, da die Bereiche hohen Druckes an der Tragscheibe (Hub) etwas größer sind als an der Deckscheibe (Shroud). Obwohl die Entlastungsbohrungen des Laufrades und die Entnahmebohrungen für den Motorteilstrom (jeweils schwarz eingefärbt) in beiden Varianten identisch sind, ist neben dem geänderten Druckstufengehäuse auch der geringere Durchmesser des in der optimierten Variante eingesetzten Laufrades erwähnenswert, wobei die Lage und Form der Drosselspalte beibehalten wurde.



**Abbildung 144: Abmessungen und Totaldruckverläufe an Deck- und Tragscheiben des Original- und optimierten Druckstufenlaufrades bei  $Q_{75\%}$**

Die Totaldruckverläufe auf Hub und Shroud, welche in Abbildung 144 für den Betriebspunkt bei  $Q_{75\%}$  dargestellt sind, sind vergleichbar mit jenen des optimierten Laufrades sind, wobei die Absolutwerte beim Originallaufrad aufgrund des größeren Durchmessers entsprechend höher liegen. Letztlich weist allerdings die optimierte Druckstufe eine um nahezu 200 N größere Axialkraft in Richtung Saugbereich auf.

Da sich der Läufer im realen Betrieb allerdings in axialer Richtung um 1,5 mm bewegen kann und dies wie bereits in Abbildung 17 gezeigt wurde, einen wesentlichen Einfluss auf die sich ergebende Axialkraft hat, wird diese Erhöhung der optimierten Variante auch vom Hersteller als akzeptabel erachtet.

Der geringere Motorteilstrom ist aufgrund des erhöhten Wirkungsgrades und der damit verbundenen geringeren Leistungsaufnahme des Spaltrahmotors als unbedenklich einzustufen – ein Vergleich dazu in Kapitel 8.2 bei der Gegenüberstellung der Messergebnisse.

## 8.2 Vergleich Messergebnisse Original Pumpe/optimierte Pumpe

Analog zu den numerischen Ergebnissen werden die folgenden Darstellungen (Linientyp, Symbol) der beiden gemessenen Modelle im gesamten Kapitel 8 verwendet:

### Messung Originalpumpe:

Messung des gesamten Pumpenaggregates im Aufbau A unter Annahme eines konstanten Wirkungsgrades des Spaltrohrmotors von 72,5 %. Darstellung in den Diagrammen als durchgezogene Linien mit quadratischen Symbolen.

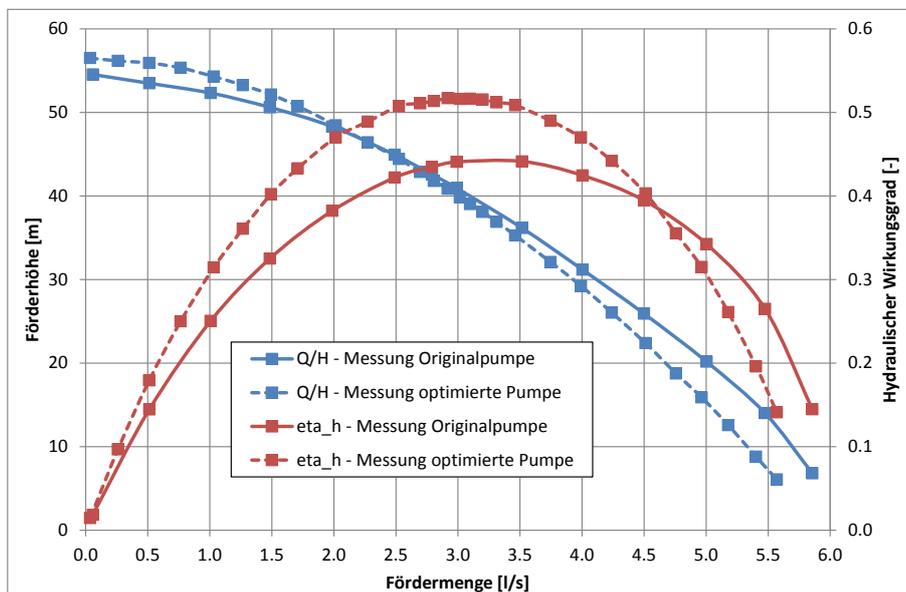
### Messung optimierte Pumpe:

Messung des gesamten, optimierten Aggregates im Aufbau A. Analog zur Messung der Originalpumpe wurde ein konstanter Wirkungsgrades von 72,5 % des Spaltrohrmotors angenommen. Darstellung in den Diagrammen als strichlierte Linien mit quadratischen Symbolen.

—■— Messung Originalpumpe

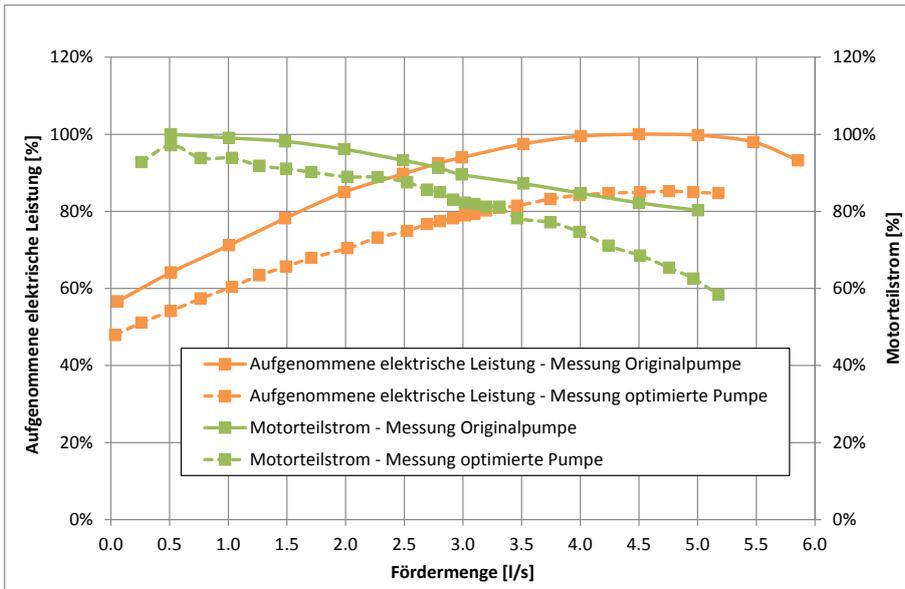
- -■- - Messung optimierte Pumpe

Die in Abbildung 145 dargestellte optimierte Hydraulik weist bis zu einer Fördermenge von ca. 4,6 l/s einen deutlich gesteigerten Wirkungsgrad im Vergleich zur Originalpumpe und eine Verschiebung des Optimums hin zu kleineren Mengen auf. Da die Pumpe erfahrungsgemäß meist in Teillast betrieben wird, kommt der dadurch generierte Wirkungsgradvorteil von bis zu 8 % (absolut) in diesem Bereich voll zur Geltung. Besonders hervorzuheben ist die annähernd idente Förderhöhencharakteristik, welche zwar in Teillast etwas zu hoch und in Überlast zu niedrig ausfällt, jedoch das originale Förderverhalten sehr gut wiedergibt.



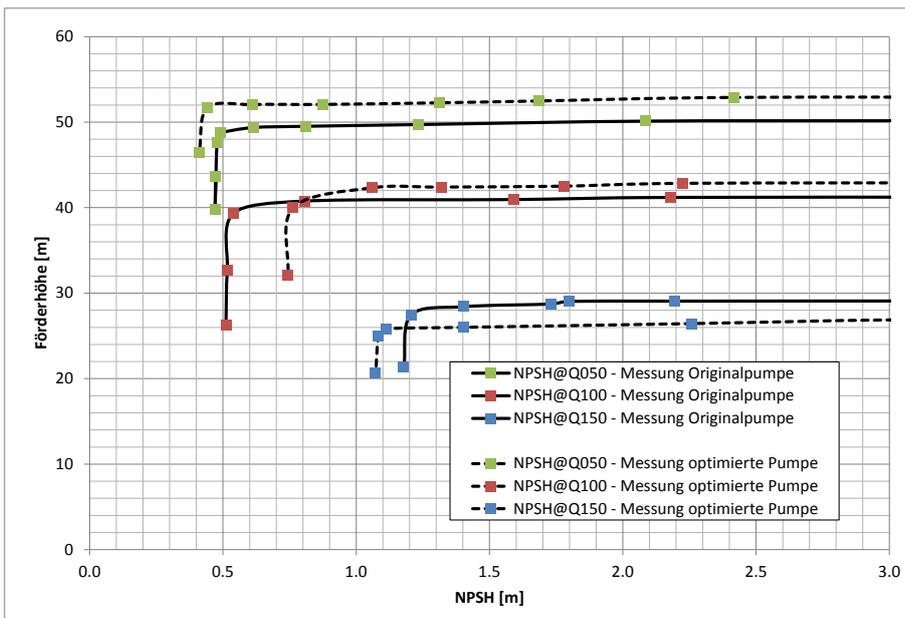
**Abbildung 145: Vergleich Originalpumpe mit optimierter Variante auf Förderhöhe und Wirkungsgrad**

Durch die bereits gezeigte, geringere Stufenförderhöhe der Druckstufe bedingt durch ein Laufrad mit geringerem Durchmesser und der Umgestaltung des Druckstufengehäuses als Spirale ergibt sich wie erwartet ein niedrigerer Motorteilstrom – siehe Abbildung 146. Da jedoch auch die aufgenommene elektrische Leistung, wie ebenfalls in Abbildung 146 gezeigt, deutlich geringer ist wird davon ausgegangen, dass der reduzierte Motorteilstrom zum Abtransport der Abwärme – der Motorwirkungsgrad bleibt ja gleich – ausreichend ist.



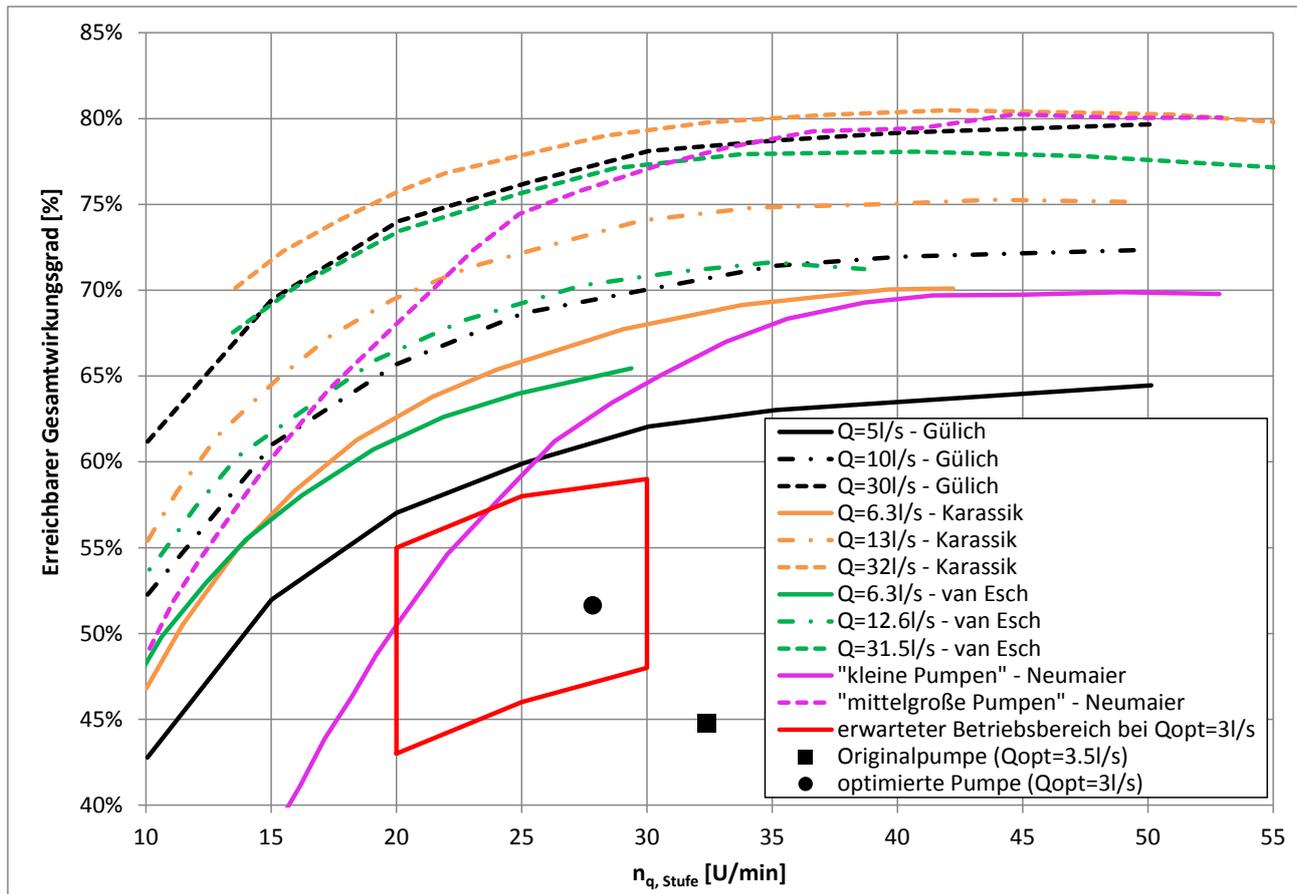
**Abbildung 146: Vergleich Motorteilstrom und aufgenommene elektrische Leistung**

Neben der Förderhöhe, dem Wirkungsgrad und dem benötigten Motorteilstrom ist das Kavitationsverhalten entscheidend für den erfolgreichen Abschluss der Optimierung. Da das Sauglaufrad aufgrund des hervorragenden Kavitationsverhaltens aus genau diesem Grund beibehalten wurde, war eigentlich von einem identischen Saugverhalten auszugehen. Dazu wurden, wie in Abbildung 147 gezeigt, die Abreissäste für 50 %, 100 % und 150 % der Nennmenge gemessen. Der dabei ermittelte NPSH<sub>3%</sub>-Wert bei Teil- und Überlast ist um 0,1-0,15 m geringer, jener im Optimum geringfügig höher. Da diese Abweichungen jedoch auf einem sehr niedrigen Niveau sind und auch die NPSH-Messungen der Originalhydraulik mit Lagerträger (Aufbau B – siehe Anhang) geringe Abweichungen gezeigt haben, kann von einem identen und weiterhin sehr guten Kavitationsverhalten der Pumpe ausgegangen werden.



**Abbildung 147: Vergleich Originalhydraulik mit optimierter Variante auf das Kavitationsverhalten**

Obwohl zahlreiche Vorgaben, wie eine idente Förderhöhencharakteristik, die Stufenanzahl und Spaltweiten einzuhalten waren, konnte mit der in dieser Arbeit vorgestellten Vorgehensweise nicht nur der Wirkungsgrad deutlich gesteigert, sondern auch das Optimum zum geforderten Durchfluss verschoben werden. Ein Vergleich der Originalhydraulik mit der optimierten Variante unter Verwendung von erreichbaren Wirkungsgraden nach Gülich, Karassik, van Esch und Neumaier in Abbildung 148 zeigt den Erfolg der durchgeführten Arbeiten.

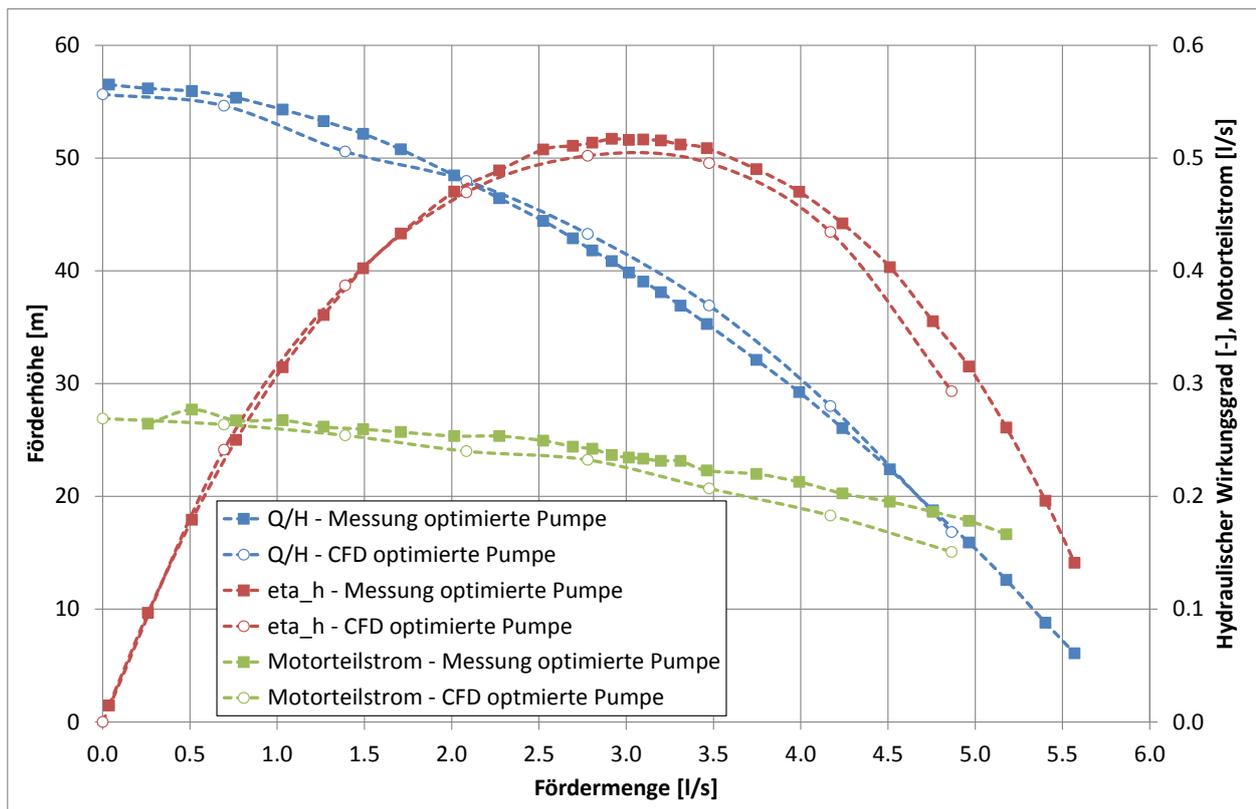


**Abbildung 148: Vergleich der Original- und der optimierten Pumpe mit Anhalten aus der Literatur**

Erwähnenswert ist an dieser Stelle, dass bei allen angegebenen Literaturquellen weder Entlastungsbohrungen oder ein Spaltrohrmotor mit einbezogen werden. Obwohl das Optimum sogar zu einer niedrigeren spezifischen Drehzahl verschoben wurde konnte der Aggregatwirkungsgrad unter Einhaltung sämtlicher Vorgaben wie idente Fördercharakteristik, Kavitationsverhalten und Motorteilstrom um über 8 % angehoben werden – dies entspricht einer relativen Erhöhung von mehr als 21 %.

### 8.3 Vergleich Messergebnisse/CFD-Ergebnisse der optimierten Pumpe

In Abbildung 149 sind die Kennlinien der Mess- und CFD-Ergebnisse von der Pumpenförderhöhe, des hydraulischen Wirkungsgrades und des Motorteilstroms der optimierten Pumpe dargestellt. Dabei fällt besonders die sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und numerischer Simulation der Förderhöhen auf. Obwohl auch der Wirkungsgrad durch Korrektur der Rauheitseinflüsse speziell in Teillast bis hin zum Optimum gut übereinstimmt, so ist in Überlast eine Abweichung von fast 4 % festzustellen. Somit erscheint die durchgeführte Korrektur des Rauheitseinflusses weiterhin etwas zu pessimistisch.

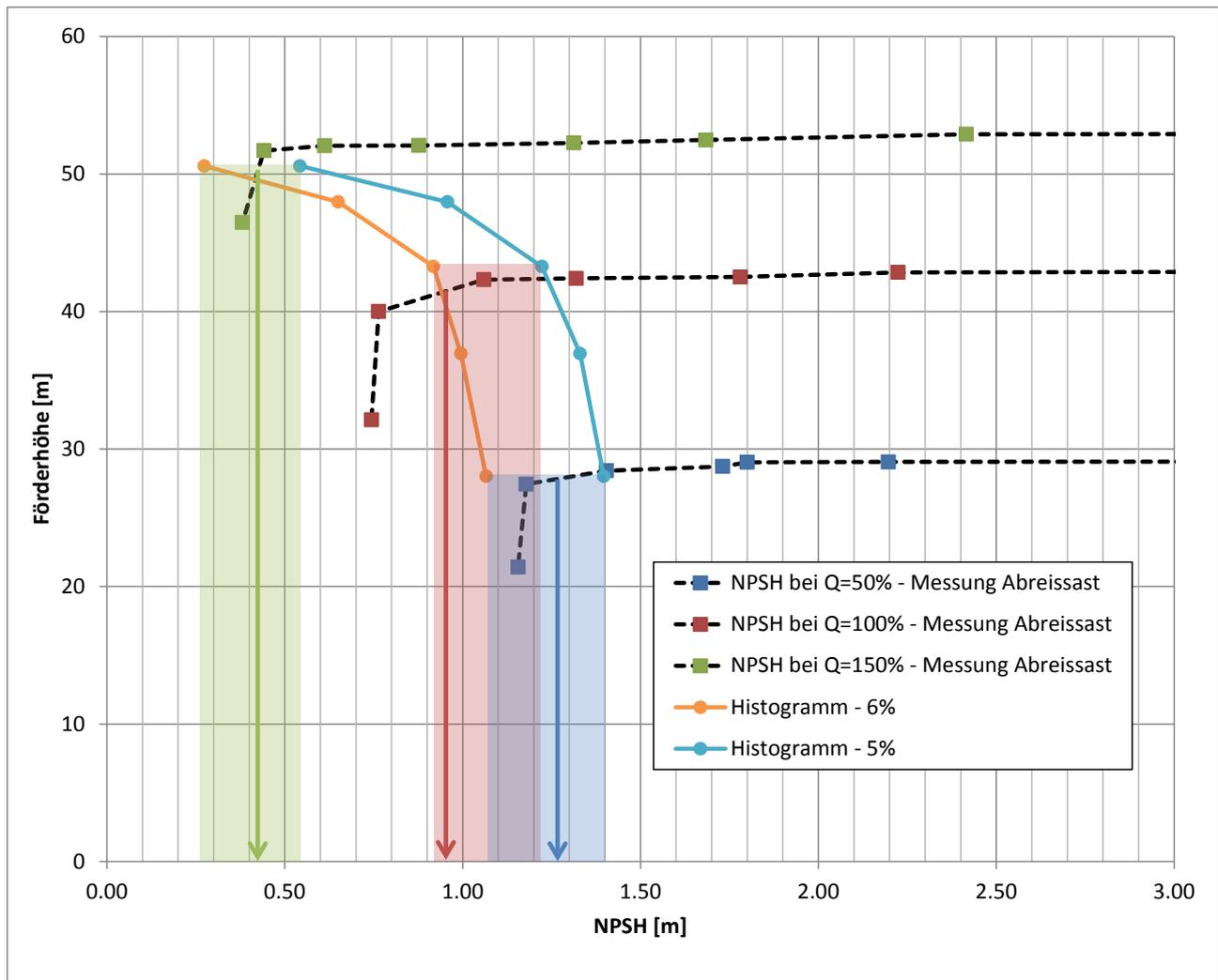


**Abbildung 149: Vergleich Messergebnisse und CFD-Ergebnisse auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom**

Der Motorteilstrom stimmt ebenfalls ausreichend gut überein, wobei in Überlast eine Abweichung von knapp 20 % auffällt. Da der gemessene Motorteilstrom über den numerisch ermittelten Ergebnissen liegt, kann die Simulation als eher konservativ angesehen werden. Da allerdings wie bereits beschrieben auch die experimentelle Bestimmung des Motorteilstroms über das thermodynamische Verfahren gewisse Ungenauigkeiten beinhaltet wird diese Differenz von Messung und Simulation als tolerierbar akzeptiert.

Das bereits im vorigen Kapitel gezeigte, nahezu unverändert gut gebliebene Kavitationsverhalten der Pumpe konnte ebenfalls numerisch sehr gut nachgebildet werden. Dazu wurde das in Kapitel 5.3.1 beschriebene Histogramm-Verfahren angewendet, wobei die in diesem Fall geltenden Flächen 5% bzw. 6% der Schaufeloberfläche repräsentieren. So zeigt sich in Abbildung 150, dass in Teillast und im Bereich des

Optimums das 6%-ige Kriterium sich nahezu perfekt mit den Messergebnissen deckt. In Überlast zeigt das 6%-ige Kriterium zu niedrige NPSH-Werte, weshalb in diesem Fall auch das 5%-ige Kriterium passend wäre. Allerdings darf nicht unerwähnt bleiben, dass die absolute Abweichung des gemessenen und der numerisch berechneten NPSH-Werte lediglich knapp 0,15 m beträgt, was in etwa auch der Unschärfe der Messungen entspricht.



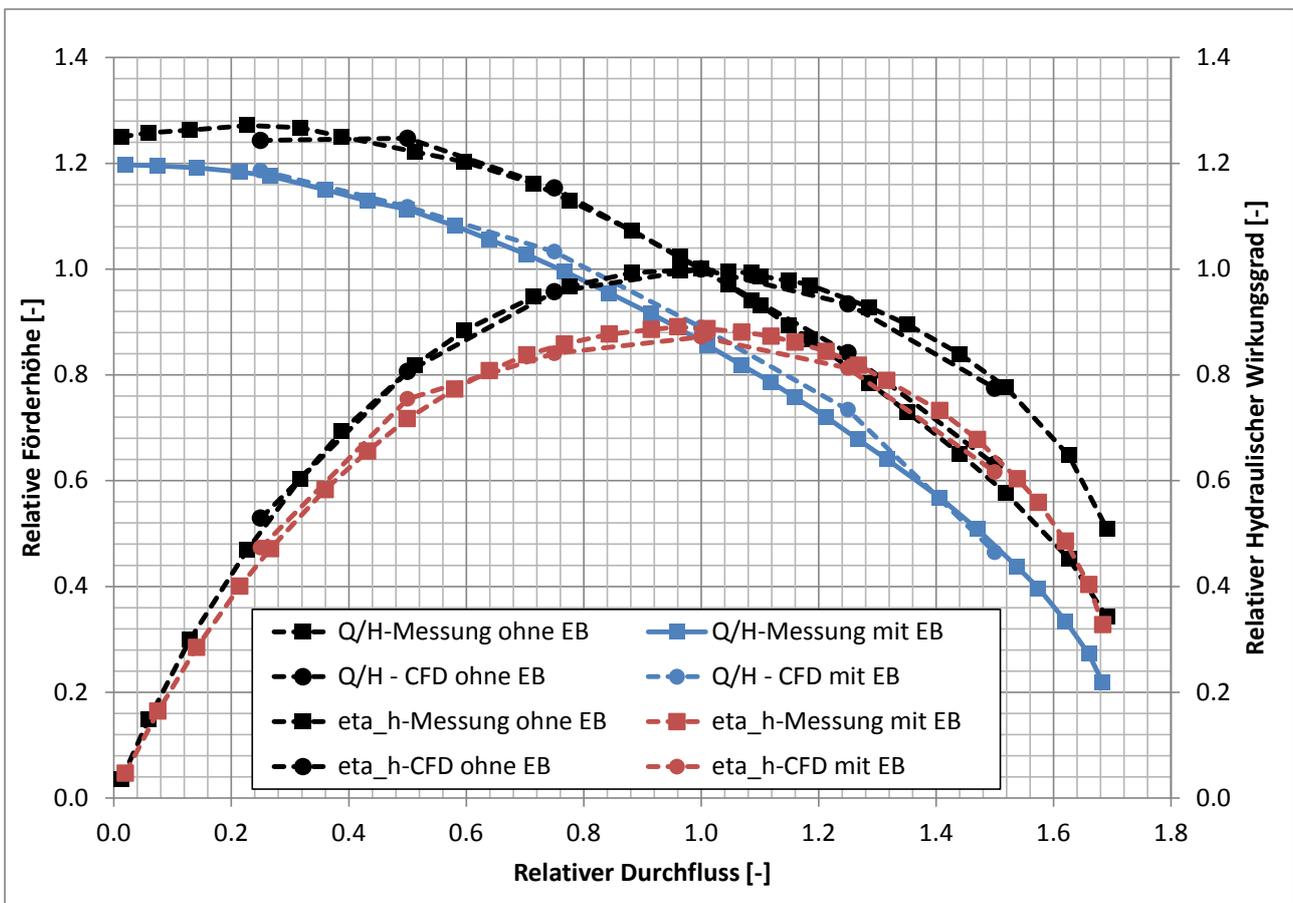
**Abbildung 150: Vergleich der simulierten und gemessenen NPSH-Werte**

Neben den bereits vorgestellten Vergleichen wird in diesem Kapitel auch noch der Einfluss der Entlastungsbohrungen anhand der optimierten Pumpe präsentiert, um zu zeigen, dass für die Zuverlässigkeit und Genauigkeit ebenfalls die verwendete Modellierung – auch für Detailuntersuchungen – benötigt wird. So zeigt sich in Abbildung 151 abermals eine ausgezeichnete Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen von Förderhöhe und Wirkungsgrad der optimierten Pumpe.

Neben der Übereinstimmung zeigt sich allerdings vor allem der Einfluss der Entlastungsbohrungen. Dabei fällt vor allem die über den gesamten Betriebsbereich um etwa 10-15% geringere Förderhöhe bei Einsatz von Entlastungsbohrungen auf. Zusätzlich ist auch der Wirkungsgrad bei Einsatz der Entlastungsbohrungen

wesentlich niedriger, wobei die Defizite vor allem ab 60% der Nennfördermenge mit knapp 10% (relativ) bis hin zu Volllast signifikant zunehmen (20% relativ).

Erwähnenswert ist auch die durch Verwendung von Entlastungsbohrungen geänderte Förderhöhencharakteristik im Bereich der Nullförderhöhe. Nimmt die Förderhöhe bei Verwendung von Entlastungsbohrungen stetig zu, so kommt es im Betrieb ohne Entlastungsbohrungen zu einer Reduzierung der Förderhöhe – die Kennlinie wird instabil. Dies ist besonders bei Pumpen mit einer spezifischen Schnellläufigkeit  $n_q < 25$  U/min (pro Stufe) bekannt und resultiert aus zu geringer Rezirkulation am Laufradein- und/oder -austritt. Eine derartige Instabilität ist bei Pumpen nach API 610 [9] und API 685 [8] jedenfalls unzulässig.



**Abbildung 151: Einfluss der Entlastungsbohrungen auf Förderhöhe und Wirkungsgrad**

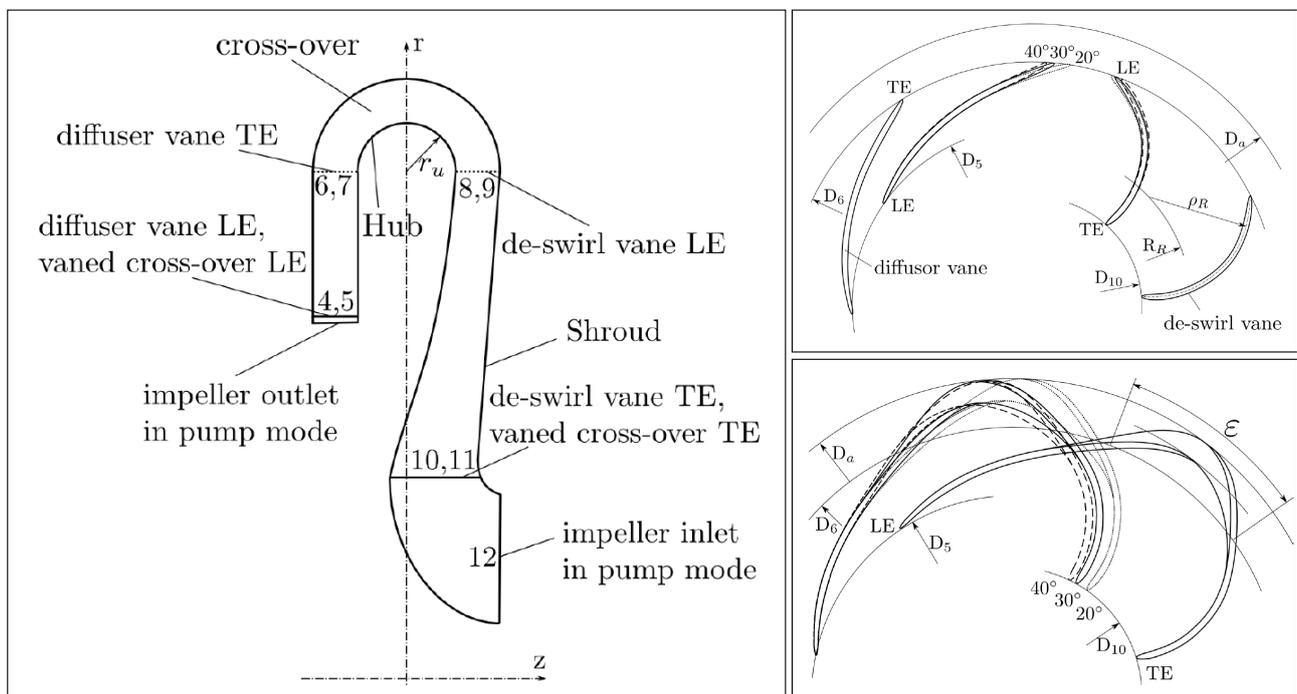
Als Vergleich sei hier eine vor wenigen Jahren am Institut entwickelte und am Prüfstand gemessene Pumpe mit ähnlich niedriger spezifischer Schnellläufigkeit erwähnt. Bei identer Spaltweite – jedoch in doppelter Ausführung und doppelter Spaltlänge – betrug der Einfluss auf die Förderhöhe und Wirkungsgrad im Optimum nur knapp 1 % (Höller [45]).

## 9. Ausblick

Obwohl durch die gezeigte Kombination von manuellen und teilautomatisierten Optimierungsvorgängen eine deutliche Anhebung des Wirkungsgrades über den relevanten Betriebsbereich unter Einhaltung der gegebenen Randbedingungen erreicht werden konnte, darf an dieser Stelle noch auf weitere Verbesserungsmöglichkeiten, sowohl hinsichtlich der Geometrie als auch des Optimierungs- und Simulationsprozedere, hingewiesen werden:

Sauglaufrad: Durch die Neugestaltung des Sauglaufrades wäre eine weitere Wirkungsgradsteigerung durchaus machbar. Da das aktuelle Sauglaufrad wie gezeigt in (tiefer) Teillast betrieben wird, wäre eine entsprechende Verbesserung sogar vergleichsweise einfach realisierbar. Wird allerdings die Beibehaltung des ausgezeichneten Kavitationsverhaltens vorausgesetzt, so sind nur noch geringe Verbesserungen zu erwarten, da erst in Teillast das Saugverhalten signifikant besser wird – vgl. Abbildung 18

Rückführpartie: Eine weitere Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung wäre der Einsatz eines einteiligen Diffusors, anstatt der bisher ausgeführten Variante mit getrennten Leit- und Rückführschaufeln. Unterberger [112] hat diesbezüglich numerische Untersuchungen an der Rückführpartie einer mehrstufigen Pumpenturbine durchgeführt um den Einfluss des schaufellosen Raums zwischen Leitschaufeln und Rückführschaufeln zu bewerten. Der Meridianschnitt der untersuchten Rückführpartie ist in Abbildung 152 gemeinsam mit den beiden Varianten (vaned/unvaned) dargestellt.

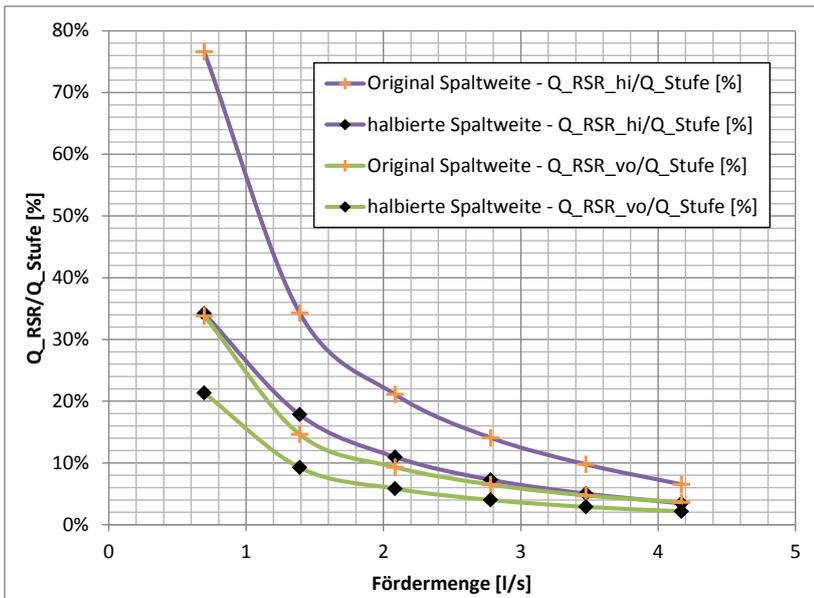


**Abbildung 152: Schematische Ansicht der Meridiankontur der Rückführpartie mit entsprechenden geometrischen Definitionen – Unterberger [112]**

Er konnte zeigen, dass auftretende Ablösungen durch den Einsatz einer durchgehenden Beschauflung deutlich reduziert werden konnten und damit einhergehend auch die Anströmung der nächsten Stufe

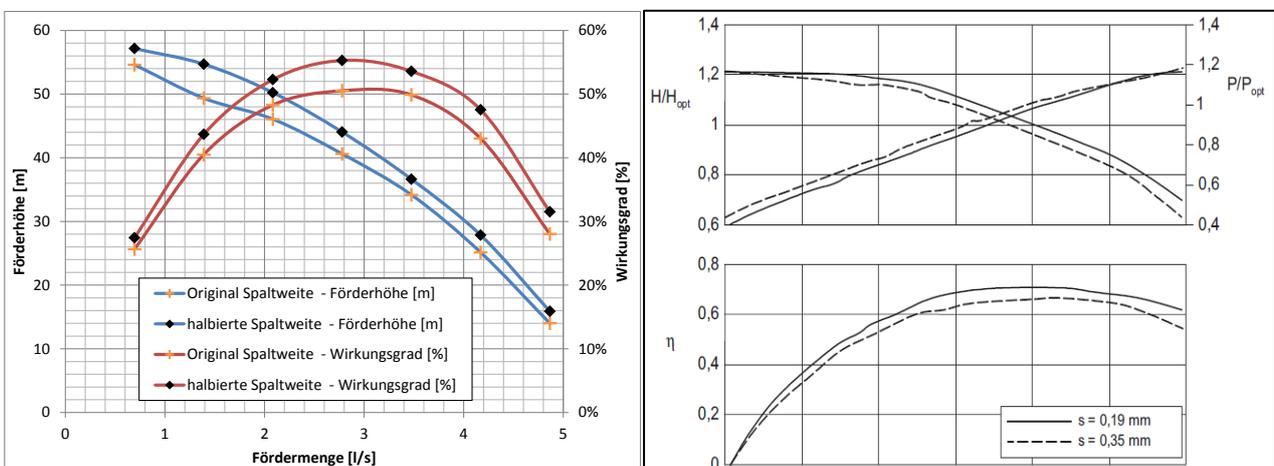
deutlich günstiger erfolgt. Obwohl sowohl im Pump-, als auch im Turbinenbetrieb eine deutliche Verbesserung erreicht werden konnte, waren die Vorteile im Turbinenbetrieb wesentlich stärker ausgeprägt.

Spaltweiten: Obwohl die Spaltweiten durch die Einsatzgebiete der Pumpe, wie auch durch Vorgaben aus Normen festgelegt sind, wurde aus Interesse der Einfluss der radialen Spaltweiten untersucht. Durch die Halbierung sämtlicher radialer Spalte, beispielsweise von 0,5 mm auf 0,25 mm an den Laufrädern, konnte der Spaltstrom im vorderen Radseitenraum im Mittel um 38 % und im hinteren Radseitenraum im Mittel um 49 % reduziert werden wie die detaillierte Auswertung der Spaltströme der 3.Stufe in Abbildung 153 zeigt.



**Abbildung 153: Einfluss der Spaltweite auf Spaltströme in den Radseitenräumen der 3.Stufe**

Aufgrund der wesentlich niedrigeren Spaltströme ergeben sich die in Abbildung 154 dargestellten Ergebnisse, welche einen im Optimum um knapp 5 % erhöhten hydraulischen Wirkungsgrad zeigen. Neben einem über den gesamten Betriebsbereich höheren Wirkungsgrad ist auch die Förderhöhe um nahezu konstant 10 % höher, was auch einen geringfügig erhöhten Motorteilstrom bewirkt.



**Abbildung 154: Einfluss der Spaltweite auf Förderhöhe und Wirkungsgrad**

---

Einen ähnlichen Vergleich des Einflusses der Dichtspalte auf Förderhöhe und Wirkungsgrad liefert Gülich [37] in Abbildung 154 rechts anhand einer einstufigen Radialpumpe mit niedriger spezifischer Schnellläufigkeit ( $n_q = 14 \text{ U/min}$ ). Da Gülich keine Angaben über die Spaltströme gibt, sind die dabei ermittelten Änderungen des Wirkungsgrades (7,6 %) bzw. der Förderhöhe (3,8 %) nicht exakt mit jener in dieser Arbeit untersuchten Pumpe vergleichbar.

Weitere Geometrische Modifikationen: Wie bereits gezeigt, wäre durch eine Reduzierung der Spalte oder dem Weglassen der Entlastungsbohrungen eine deutliche Anhebung des Wirkungsgrades möglich. Da dies allerdings durch von Normen vorgeschriebenen Mindestwerten und aus betriebstechnischen Gründen nur begrenzt möglich ist, wären dazu weitere Begleitmaßnahmen nötig. So könnte auch durch die Lage der Drosselspalte bzw. der Gestaltung der Radseitenräume gezielt Einfluss auf die Axialkräfte genommen werden. Zusätzlich wäre eine gezielte Veränderung der Position Laufrad-Leitrad näher zu untersuchen, da diese ebenfalls die Förderhöhencharakteristik und Axialkräfte stark beeinflusst.

Optimierungsvorgang: Die gewählte Kombination aus manueller und teilautomatisierter Optimierung war lediglich der Tatsache geschuldet, dass ein voll-parametrisiertes Modell aufgrund der hohen benötigten Anzahl an Parametern nicht in einer „vernünftigen“ Dauer berechenbar war. Wäre das Modell weniger komplex, oder steigen die Rechenkapazitäten weiter stark an um Optimierungsmodelle mit 20 oder 30 Parametern in einer durchaus brauchbaren Zeitspanne berechenbar zu machen, so steht einer vollautomatisierten Optimierung nichts mehr im Wege. Dass dadurch noch weitere Verbesserungen in allen Belangen erreichbar sind haben die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen der Rückführpartie deutlich gezeigt.

Numerische Strömungssimulation: Die durchgeführten Simulationen belegen die hohe mögliche Genauigkeit und Zuverlässigkeit der aktuellen Generation der numerischen Strömungsmechanik. Dabei wird allerdings von einem nötigen Grundverständnis der zugrundeliegenden Technik in Kombination mit Erfahrung im Umgang von numerischer Strömungssimulation ausgegangen. Im konkreten Fall war eine zufriedenstellende Genauigkeit sogar mit stationären Simulationen zu erreichen, was im Hinblick auf die benötigten Rechenzeiten einen wesentlichen Vorteil ergibt. Bei der Betrachtung der Wandrauheiten liegt jedoch noch ein wesentliches Verbesserungspotential zur Erhöhung der erreichbaren Genauigkeiten. Einerseits ist aktuell die Stabilität der Numerik bei Berücksichtigung der Wandrauheiten noch verbesserungswürdig und andererseits zeigt die durchgeführte Extrapolation von „vereinfachten“ Rauheitsberechnungen auf das volle Modell noch gewisse Schwächen.

---

## 10. Zusammenfassung

Die vorliegende Dissertation präsentiert die erstmalige numerische Simulation einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe. Dabei stand primär der dazu notwendige Modellierungsaufwand sowie die dadurch erreichbare Genauigkeit der Ergebnisse im Vordergrund, ohne den dafür nötigen Aufwand – sowohl zur Modellierung, als auch zur Berechnung – außer Acht zu lassen. Da bis zum aktuellen Zeitpunkt keine vergleichbaren Veröffentlichungen vorliegen, wurde mit den durchgeführten Arbeiten durchwegs Neuland betreten.

Das dazu gewählte Vorgehen, welches eine sukzessive Implementierung sämtlicher Details wie Spalte, Entlastungsbohrungen und des Spaltrohrmotors in das numerische Modell zur Erreichung der gewünschten Genauigkeit umfasst, wurde in Kapitel 5.2 ausführlich beschrieben. Dabei konnten wichtige Erkenntnisse über den Einfluss des Spaltrohrmotors, der Radseitenräume oder der Entlastungsbohrungen auf die Eigenschaften der Pumpe gewonnen werden. Als Referenz für die berechneten Werte im letztlich vollen Modell dienten die im Labor an der Originalpumpe durchgeführten, normgerechten Messungen.

Auf Basis der Simulationsergebnisse wurde das gesamte Aggregat einer ausführlichen Verlustanalyse unterzogen und dabei das mögliche Optimierungspotential ermittelt. Diese Erkenntnisse wären mit einem einfacheren numerischen Modell oder gar auf rein experimenteller Basis nicht möglich gewesen. Als primärer Verlusttreiber wurde dabei die Rückführpartie, bestehend aus Leit- und Rückführschaufeln, identifiziert. Um allerdings die teilweise sehr strikten Randbedingungen und Vorgaben durch den Auftraggeber, wie beispielsweise die Beibehaltung der Fördercharakteristik und die Anzahl der Stufen der Pumpe, einzuhalten, wurde das Druckstufenlaufrad durch ein konventionelles Stufenlaufrad, welches ebenfalls optimiert wurde, ersetzt. Damit war es möglich das Druckstufengehäuse unter Beibehaltung der geometrischen Abmessungen als Spirale auszuführen um eine weitere Wirkungsgraderhöhung zu erreichen.

Die Optimierung der Pumpe bzw. der beschriebenen Bauteile sollte ursprünglich komplett automatisiert erfolgen um die geometrischen Möglichkeiten auszuschöpfen und auch unkonventionelle Designs zuzulassen. Aufgrund der dazu benötigten großen Anzahl an Parametern und der Komplexität des verwendeten numerischen Modells wurde der Optimierungsvorgang auf zwei unterschiedliche Optimierungsstrategien aufgeteilt. Einerseits die manuelle Optimierung der Laufräder und des neuen Druckstufengehäuses und andererseits die (teil-)automatisierte Optimierung der Leit- und Rückführschaufeln auf Basis eines vollparametrisierten, jedoch vereinfachten Berechnungsmodells. Damit war gewährleistet, dass die Berechnungsdauer in einem vertretbaren Rahmen blieb, jedoch die Rückführpartie, als jene Komponente mit dem größten Verbesserungspotential, trotzdem über den ursprünglichen Ansatz optimiert werden konnte. Die final vorgestellten Optimierungsergebnisse beinhalten somit einerseits manuell entwickelte Komponenten, sowie die durch Parameteranalyse (DoE, Response Surface) und Mehrzieloptimierung generierte Rückführpartie.

---

Die numerisch ermittelten Ergebnisse wurden abschließend auch am Prüfstand belegt, wobei die gewonnenen Erkenntnisse aus der Numerik in Versuchen oftmals nur schwierig (z.B. Axialkraft) oder gar unmöglich (z.B. Spaltströme) zu erhalten wären. Die dabei erreichte Übereinstimmung von Numerik und Versuch ist für eine derartige Pumpe nicht selbstverständlich und darf nicht ohne Stolz an dieser Stelle nochmals explizit hervorgehoben werden.

Für weitere Simulationen komplexer Strömungsmaschinen und deren Optimierungsprojekte ist die vorgestellte Vorgehensweise sicherlich als gute Basis anzusehen, da die Durchlaufzeit und Kosten durch Entfall von Messungen, für welche wiederum aufwändige und teure Prototypen erforderlich sind, deutlich reduziert werden können.

Die entscheidende Erkenntnis dieser Arbeit stellt allerdings die in diesem Fall notwendige, vollständige Modellierung der Pumpe dar. So sind die Ergebnisse, sowohl Förderhöhe als auch Wirkungsgrad betreffend, erst unter Einbeziehung sämtlicher Details genau und zuverlässig möglich, da die damit nicht nur die Ursachen der auftretenden Verluste, sondern auch deren Größenordnung bestimmt werden können. Eine transiente Berechnung der Kennlinie ist aus Gründen der Genauigkeit weniger erforderlich – lediglich im Bereich der Nullförderhöhe ist diese eindeutig zu bevorzugen.

## Anhang A – Zeichnungen der Pumpe

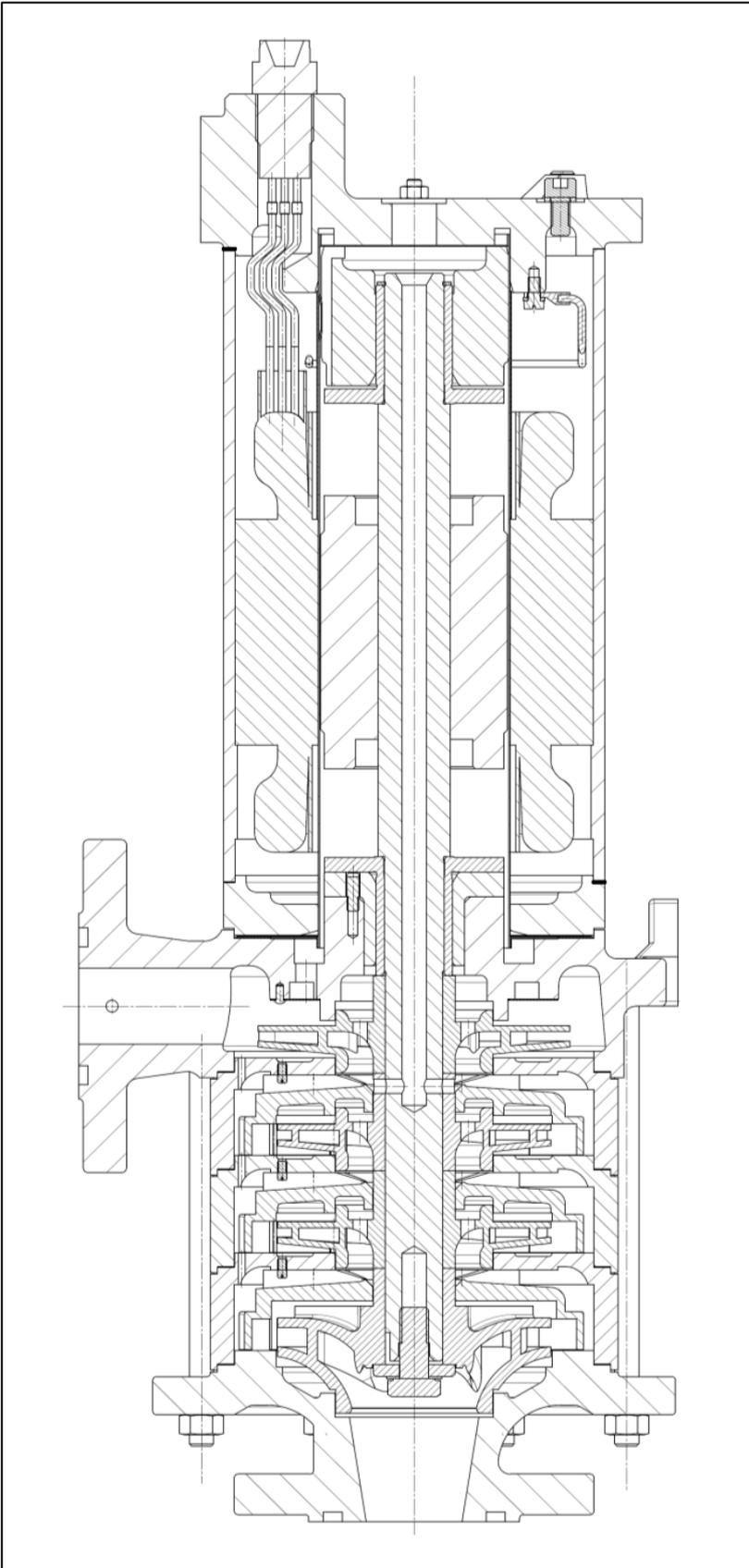
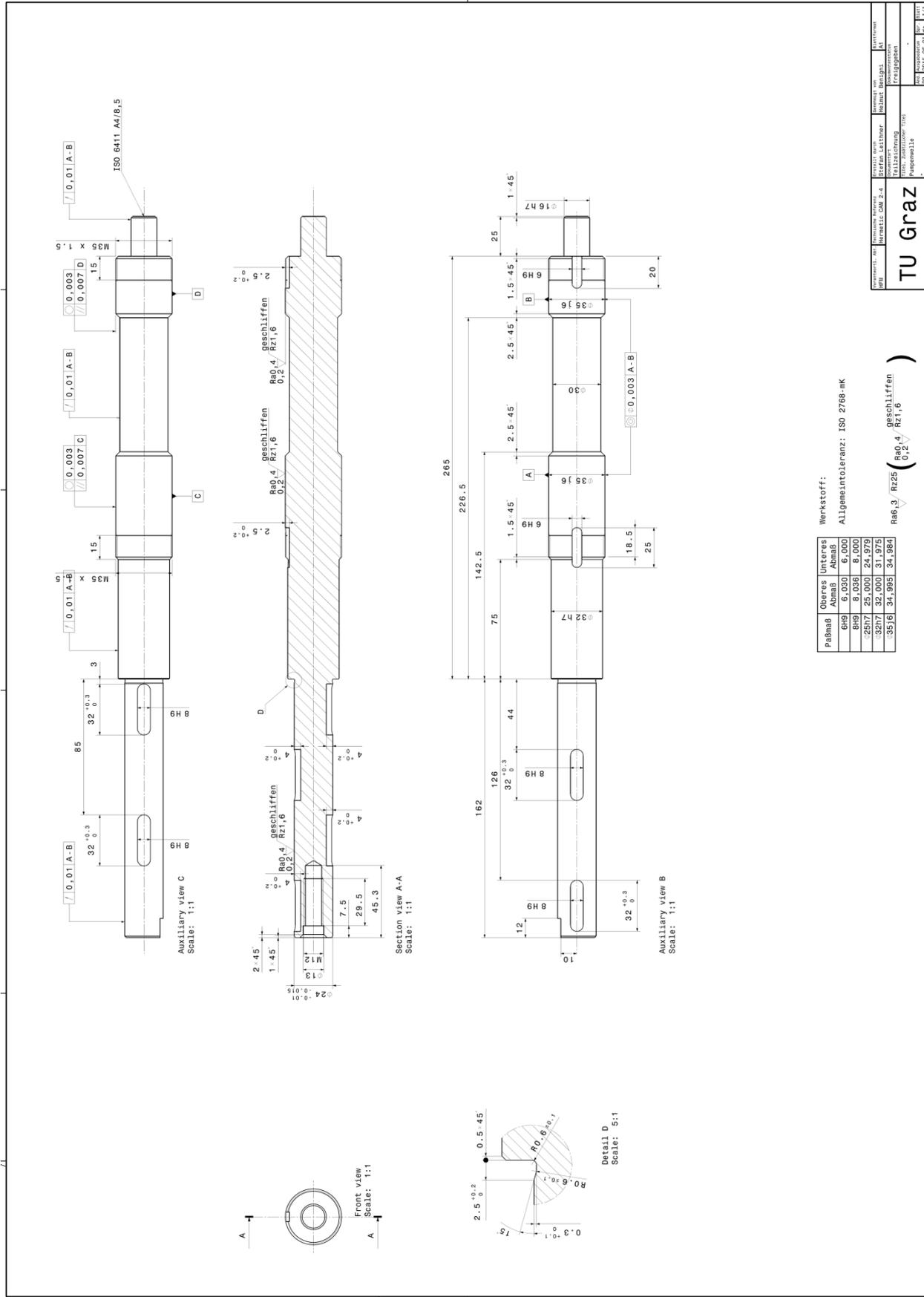


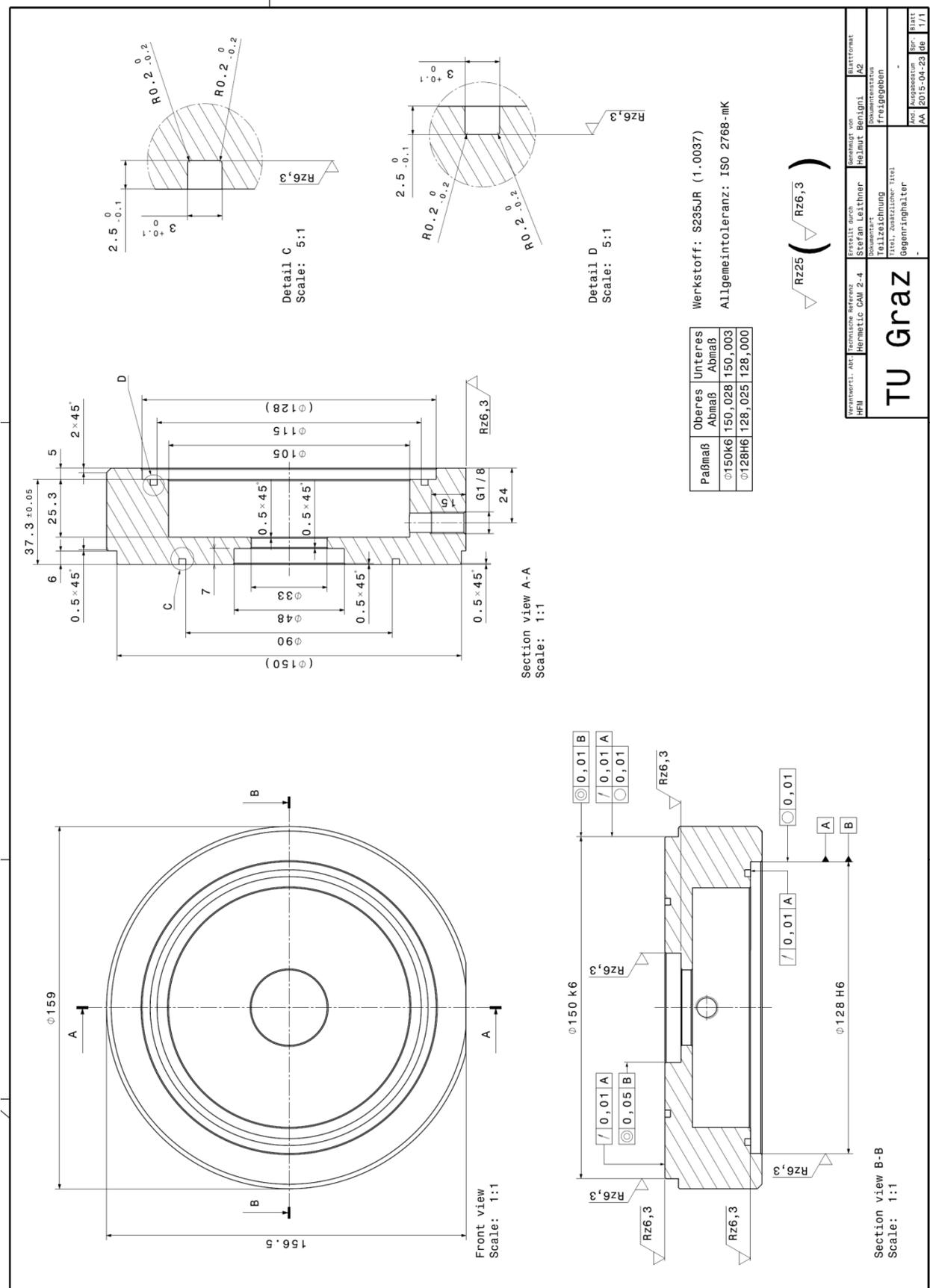
Abbildung 155: Schnitt durch Originalpumpe mit SRM





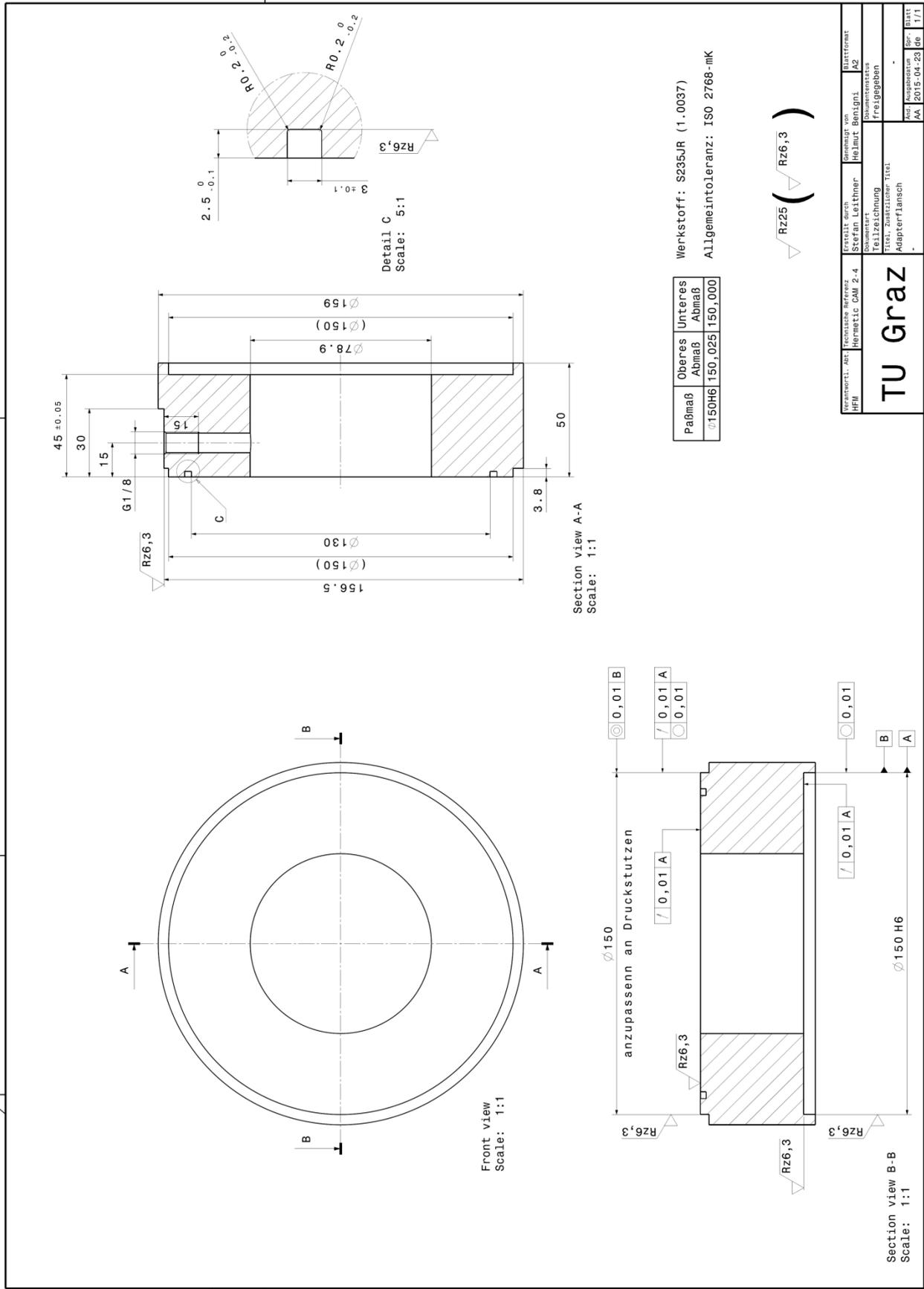
TU Graz Institut für Maschinenbau (TU Graz, Institute of Mechanical Engineering)	Prof. Dr. habil. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof.	Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof.	Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof. Dr. rer. oec. Univ.-Prof.
--	---	--	--

Abbildung 157: Fertigungszeichnung der Welle für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD



Verantwortl. Inst.	Technische Referenz	Erstellt durch	Genehmigt von	Blattformat
HFH	Hiemeltic CAM 2-4	Stefan Leithner	Heinut Benigni	A2
		Titel, Zusatzlicher Titel	Freigegeben	
<b>TU Graz</b>				
		Titel, Zusatzlicher Titel	Freigegeben	
		Blatt	Blatt	
		AA	2015-04-23	1/1

Abbildung 158: Fertigungszeichnung des Gegenringhalters für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD



Paßmaß	Oberes Abmaß	Unteres Abmaß
$\varnothing 150H6$	$150,025$	$150,000$

Werkstoff: S235JR (1.0037)  
Allgemeintoleranz: ISO 2768-mK

Kontrolliert: ANZ HFH	Technische Referenz Hermetic CAM 2-4	Gezeichnet von Stefan Leithner		Batterietest AZ
		Sollmännlich Bühnenmeister		
TU Graz		Titel, Zeichnung Adapterflansch		Freigegeben
		Titel, Zeichner Adapterflansch		
2015_04-23		2015_04-23	2015_04-23	2015_04-23

Abbildung 159: Fertigungszeichnung des Adapterflansch für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD

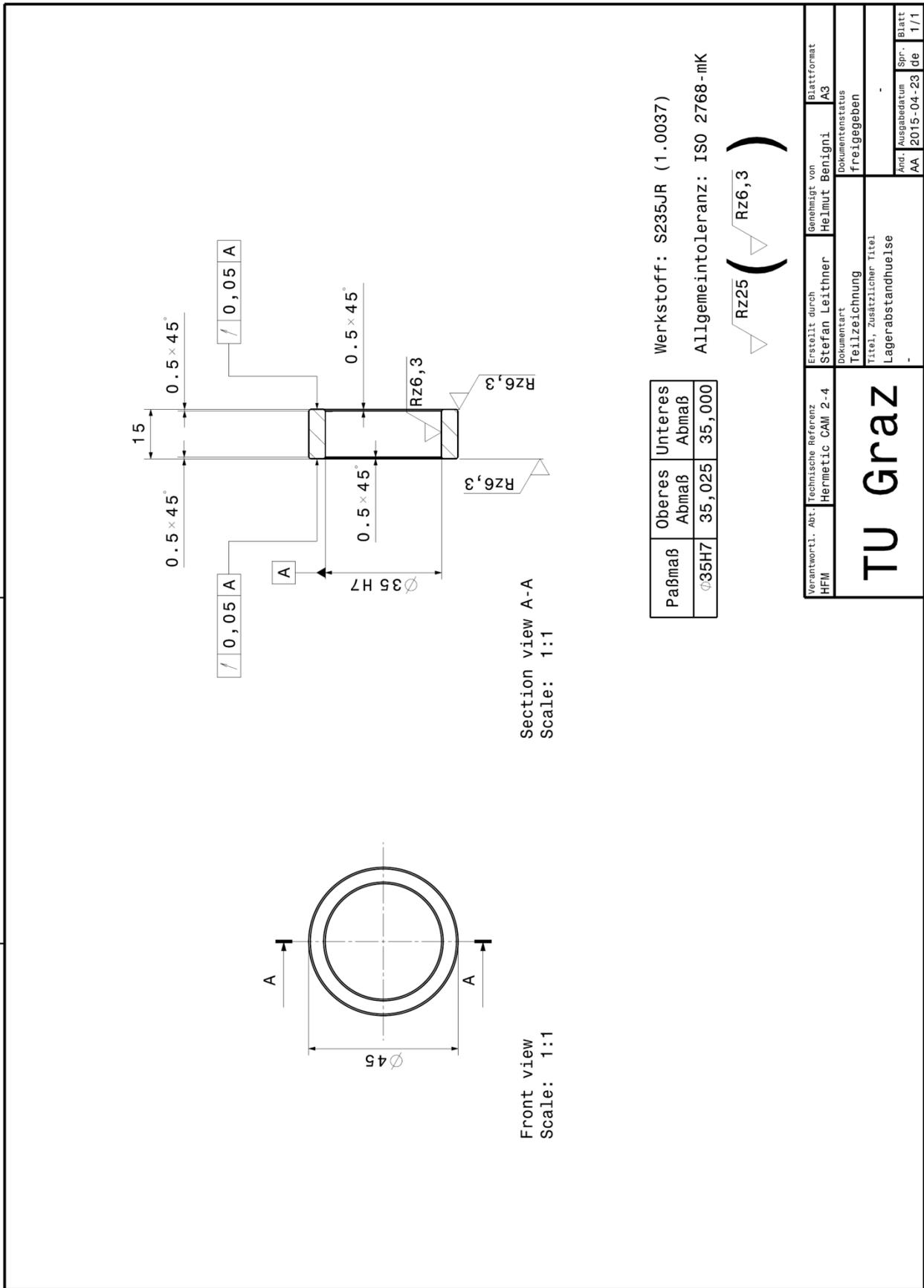


Abbildung 160: Fertigungszeichnung der Lagerabstandshülse für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD

# Anhang B – Kalibrationszertifikate der eingesetzten Messgeräte

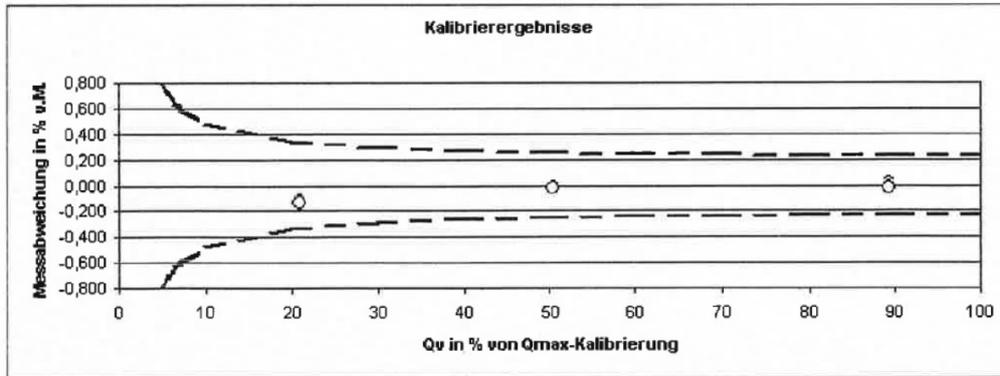


## Kalibrierzertifikat

Kundenname:	-	Zertifikatsnummer:	242257499X001_101213
Kundenadresse:	-	Akkreditierung:	-
Tag-Nr.:	-	Kalibrierdatum:	10.12.2013
ABB Seriennummer:	MU:73245 Sensor:8544637	Kalibrierort:	Göttingen
ABB Auftragsnummer:	242257499X001	Prüfstand:	PS 0007
Modell:	Induktiver Durchflussmesser ProcessMaster500	Medium:	Wasser
Modellnummer:	FEP511	Aufnehmer Qmax:	60,0 m³/h
Nennweite (mm):	DN 50	Qmax-Kalibrierung:	42,0 m³/h
Prozessanschluss:	Flansche DIN PN 40	Kalibrierung:	Erhöhte Genauigkeit 0,2 %
Flanschmaterial:	Stahl	S-Faktor (Sz):	8,1343 mm/s
Ausklgd./Elektroden:	PTFE / Hastelloy C-4 (2.4610)	S-Faktor (Ss):	153,8100 %
Erregerfrequenz:	25 Hz	Genauigkeit:	+/- (0,20 % v.M. + 0,02 % v.E.)
Kundenmessbereich:	0 - 60 m³/h	-	-

Nr.	Mediumtemp. °C	Messzeit (s)	Qv Soll (m³/h)	Qv Ist (m³/h)	Qv Soll in %	Messabw. in %
1	25,4	60,0	8,7204	8,7105	20,76	-0,11
2	25,4	60,0	8,7282	8,7168	20,78	-0,13
3	25,4	180,0	21,0590	21,0565	50,14	-0,01
4	25,4	180,0	21,0408	21,0399	50,10	0,00
5	25,4	120,0	37,3566	37,3653	88,94	0,02
6	25,4	120,0	37,3716	37,3678	88,98	-0,01
7	-	-	-	-	-	-
8	-	-	-	-	-	-
9	-	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-

Die o.a. Ergebnisse geben die Flüssigkeitskalibrierung unter Referenzbedingungen wieder.



Die bei der Kalibrierung ermittelten Messabweichungen liegen innerhalb der zulässigen Messabweichung. Dieses Kalibrierzertifikat dokumentiert die Rückführung auf nationale Normale zur Darstellung der Einheiten in Übereinstimmung mit dem Internationalen Einheitensystem (SI). Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

Rev: 3.1.5

Geprüft durch: S. Gremmes

Datum: 10.12.2013

Dieses Zertifikat wurde automatisch erstellt und ist ohne Unterschrift gültig.

ABB Automation Products Dransfelder Str. 2 D-37070 Göttingen DEUTSCHLAND Tel: +49 (0) 551-9050 Fax: +49 (0) 551-905777 e-mail: flow@de.abb.com	ABB Limited Oldends Lane, Stonehouse Gloucestershire, GL 10 3TA ENGLAND Tel: +44 (0) 1453-826661 Fax: +44 (0) 1453-821121 e-mail: flow@gb.abb.com	ABB Automation Inc. 125 East County Line Road Warminster, PA 18974 USA Tel: +1 215 674-6000 Fax: +1 215 674-6394 e-mail: Flow@US.abb.com	ABB Australia Party Ltd. Bapaume Rd Moorebank NSW 2170 AUSTRALIEN Tel: +61-2-9821-0111 Fax: +61-2-9821-0950 e-mail: Flow@au.abb.com	ABB Canada 3450 Harvester Road Burlington, ON L7N 3W 5 KANADA Tel: +1 905 333 7571 Fax: +1 905 639 8039 e-mail: Flow@ca.abb.com	ABB Engineering (Shanghai) Ltd. 5 Lane 368 ChuangYe Road Nanhui District, Shanghai: 201319 CHINA Tel: +86 (0) 21 50480101 Fax: +86 (0) 21 50483459 e-mail: Flow@cn.abb.com
--	---	--	---	---	--

11. Dez. 2013

ABB Automation Products GmbH 37070 Göttingen Telefon 05 51/9 05-0 Telefax 05 51/90 57 77

D184B040U01

Abbildung 161: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN50

## Prüfprotokoll für Durchflusssensoren Volumenprüfstand Nr. 4

<p>Kunde:</p> <p style="font-size: 1.2em; font-family: cursive;">Graz University of Technology Institute of Hydraulic Fluid Machinery</p>	<p>int. Auftragsnummer: <b>1603030</b></p> <p>Protokollnummer: 4504          Eichnummer: 0          Eingangsdatum: 04-03-2016          Prüfungsdatum: 04-03-2016</p> <p>Hersteller: ABB          Type: FEP511          Type Zusatz: DN 50</p> <p>qp: 60 m<sup>3</sup>/h          qi: 3 m<sup>3</sup>/h</p> <p>Metr. Klasse:          Genauigkeitsklasse: 0          Prüffart: ZZZ          Zulassungs Nr.: .....</p>
---	--

**Seriennummer: 242257499001**

Durchfluß: 60,000 m<sup>3</sup>/h      Masse: 1030,57 Kg.      Temp.: 17,5 °C

Zähler vor: 0,26	IST (Prüfling): 1042,720 L	
Zähler nach: 1042,98	Soll (Normal): 1033,013 L	
	Fehler: 0,94 %	
	Fe. max.:± 3,05 %	

Durchfluß: 30,000 m<sup>3</sup>/h      Masse: 1036,940 Kg.      Temp.: 17,5 °C

Zähler vor: 1042,98	IST (Prüfling): 1048,200 L	
Zähler nach: 2091,18	Soll (Normal): 1039,398 L	
	Fehler: 0,85 %	
	Fe. max.:± 3,10 %	

Durchfluß: 3,000 m<sup>3</sup>/h      Masse: 102,880 Kg.      Temp.: 17,5 °C

Zähler vor: 2091,18	IST (Prüfling): 103,660 L	
Zähler nach: 2194,84	Soll (Normal): 103,124 L	
	Fehler: 0,52 %	
	Fe. max.:± 4,00 %	

Prüflabor: **Enzinger**  
 Warmwassermessungs Ges.m.b.H.  
**ENZINGER GMBH**  
VERMESSUNG UND BERATUNG FÜR WÄRMEMESSEN UND MASSEN  
 Bahngasse 11c  
 A-2751 Matzendorf  
 Bahngasse 11c      02628-63640-0  
 2751 Matzendorf      0699-10890176  
 www.enzinger-wm.at

Prüfer: MD  
 Raumtemp: 23 °C  
 Version 1.3.0

**Beurteilung: OK**  
 Prüffart: Überprüfung - 2016

Ohne schriftliche Genehmigung des Prüflaboratoriums darf der Prüfbericht nicht vervielfältigt werden.

**Abbildung 162: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN50**

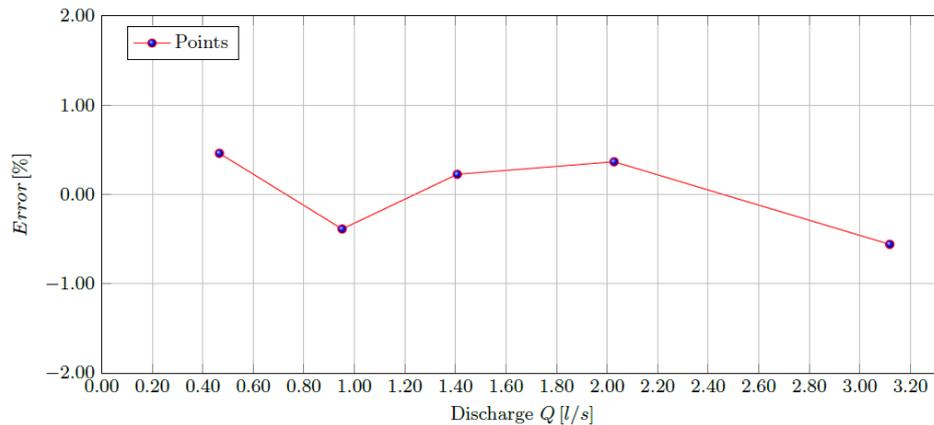
Device under test: *Magnetic Inductive Flowmeter Bailey Fischer Porter* Reference device: *Calibration Tank*  
 Type / Serialnumber: *10DX3311 / 9809X1009 / A1* Signal Output: *4 to 20 mA*  
 Nominal diameter: *DN 25* Low range [l/min]: *0*  
 Accuracy Class: *0.5 %* High range [l/min]: *200*

Table 1: Details of Calibration

Pos.	Mass	Density	Time	Reference Discharge	Current	Actual Discharge	Error
[-]	[kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]	s	[l/s]	[A]	[l/s]	[%]
1	111.13530	998.8000	78.89670	1.40008	0.01097	1.40724	0.22563
2	101.34500	998.8000	32.72000	3.11949	0.01943	3.11861	-0.55776
3	100.71100	998.8000	49.55000	2.02199	0.01404	2.02767	0.36593
4	93.58000	998.8000	98.83500	0.95294	0.00872	0.95171	-0.38609
5	92.12200	998.8000	197.02440	0.46817	0.00633	0.46601	0.46051

Calculated calibration equation for flowrate Q [l/s] as function from current I [A]:

$$Q(I) = 202,49 \cdot I - 0,8149$$



Executed:  
Mark Guggenberger,  
Florian Senn,  
Alfred Krisper

Checked:  
Dr. Helmut Benign



Date: Graz, 30th of March, 2016

Abbildung 163: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN25

Datum: 24.01.2017

Durchgeföhrt von: Kri, Lei

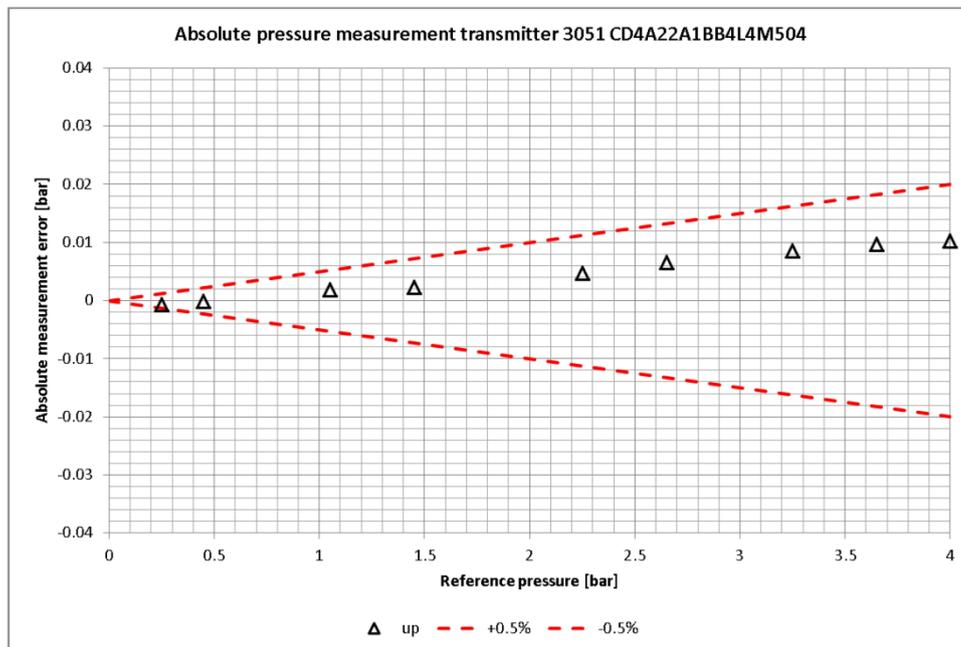
Geprüft: Ben

Messgerät: Rosemount CD4/3

Seriennummer: 3051 CD4A22A1BB4L4M504

Kommentar: Messung Flowserve

Art der Kalibration:	Drehkolbenmanometer
Ort der Kalibration:	TU Graz HFM Labor
Einstellung:	0-10 bar
Temperatur Raum:	21,2°C
rel. Feuchte Raum:	34 %
Temperatur Medium:	21,1°C
Kalibrierung:	Genauigkeit 5‰
Zertifikatsnummer:	HFM_20170124_001



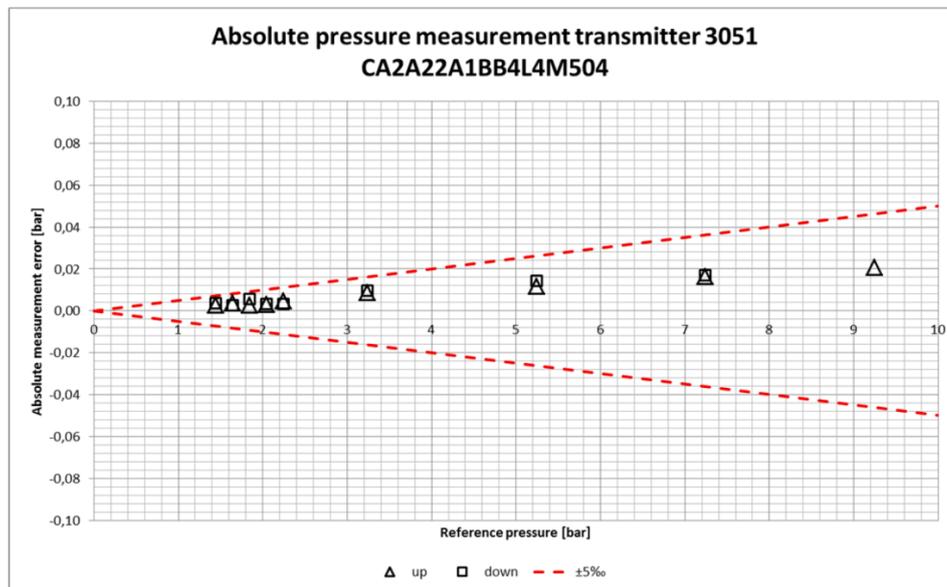
Datum: 24.01.2017

Geprüft: 

Abbildung 164: Kalibrationszertifikat des eingesetzten Differenzdruckaufnehmers

<b>Datum:</b> 24.01.2017	<b>Messgerät:</b> Rosemount CA2/1
<b>Durchgeführt von:</b> Kri, Lei	<b>Seriennummer:</b> 3051 CA2 70799271197
<b>Geprüft:</b> Ben	<b>Kommentar:</b> Messung Flowserve

Art der Kalibration:	Drehkolbenmanometer
Ort der Kalibration:	TU Graz HFM Labor
Einstellung:	0-10 bar
Temperatur Raum:	18,3 °C
rel. Feuchte Raum:	58 %
Temperatur Medium:	18,2°C
Kalibrierung:	Genauigkeit 5‰
Zertifikatsnummer:	HFM_20151112_005



Datum: 26.01.2017

Geprüft: 

Abbildung 165: Kalibrationszertifikat des eingesetzten Absolutdruckaufnehmers

## Anhang C – Reproduzierbarkeitsmessungen

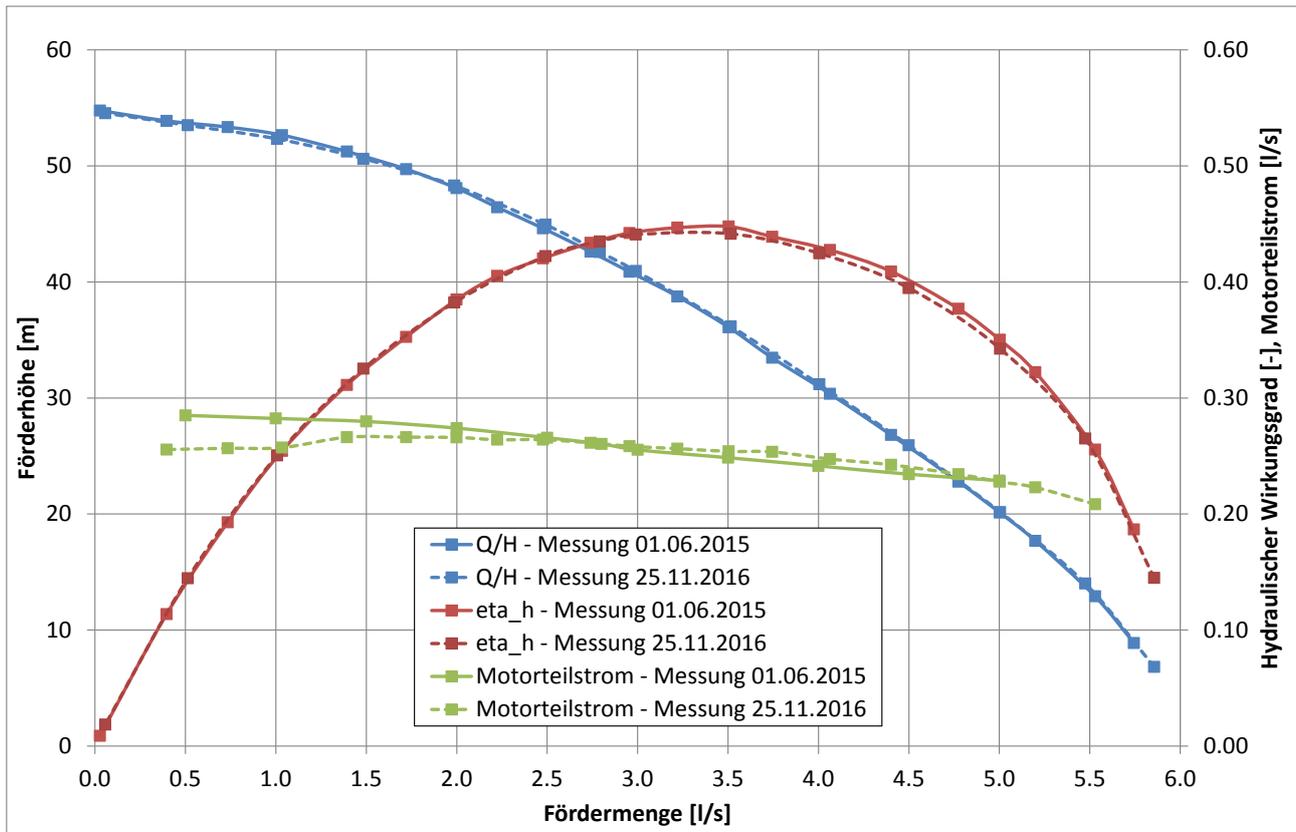


Abbildung 166: Reproduzierbarkeitsmessungen der Originalhydraulik - Messaufbau A

## Anhang D – Definitionen der Gewichtung und Ziele

Bei  $n$  Eingabe- und  $m$  Ausgabeparametern werden sämtliche Zieldefinitionen in eine einzige gewichtete Zielfunktion  $\Phi$  zusammengefasst.

$$\Phi = \sum_{i=1}^n w_i N_i + \sum_{j=1}^m w_j M_j \quad (3.2)$$

Dabei wird  $w$  als Gewichtung und  $N$  bzw.  $M$  als normalisierte Ziele bezeichnet.

$$N_i = \left( \frac{|x_t - x|}{x_u - x_l} \right)_i \quad (3.3)$$

$$M_j = \left( \frac{|y_t - y|}{y_{max} - y_{min}} \right)_j \quad (3.4)$$

mit

$x$  = aktueller Wert des Eingabeparameters „i“

$x_t, y_t$  = entsprechender Zielwert

$y$  = aktueller Wert des Ausgabeparameters „j“

$x_l, x_u$  = untere bzw. obere Grenze des Eingabeparameters „i“

$y_{min}, y_{max}$  = untere bzw. obere Grenze des Ausgabeparameters „j“

Die Gewichtung „ $w$ “ erfolgt vereinfacht, in 3 Stufen

$$w_i = w_j = \begin{cases} 1.000, & \text{für die Gewichtung „hoch“} \\ 0.666, & \text{für die Gewichtung „normal“} \\ 0.333, & \text{für die Gewichtung „niedrig“} \end{cases} \quad (3.5)$$

Die Zielwerte der Eingabeparameter sind folgendermaßen festgelegt:

$$x_t = \begin{cases} x, & \text{wenn als Ziel „kein Ziel“ definiert wurde} \\ x_l, & \text{wenn als Ziel „minimieren“ definiert wurde} \\ 0.5 \cdot (x_l + x_u), & \text{wenn als Ziel „Mittelpunkt“ definiert wurde} \\ x_u, & \text{wenn als Ziel „maximieren“ definiert wurde} \end{cases} \quad (3.6)$$

Die Definition der Ausgabeparameter:

$$y_t = \begin{cases} y, & \text{wenn „kein Ziel“ definiert wurde} \\ y_{min}, & \text{wenn „minimieren“ und kein „Zielwert“ definiert wurde} \\ y_t^*, & \text{wenn „Werte} \leq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \geq y_t^* \\ y, & \text{wenn „Werte} \leq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \leq y_t^* \\ y_t^*, & \text{wenn „Zielwertsuche“ oder „Werte = Ziel“ definiert wurde} \\ y, & \text{wenn „Werte} \geq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \geq y_t^* \\ y_t^*, & \text{wenn „Werte} \geq \text{Zielwert“, ein „Zielwert“ definiert wurde und } y \leq y_t^* \\ y_{max}, & \text{wenn „maximieren“ und kein „Zielwert“ definiert wurde} \end{cases}$$

wobei  $y_t^*$  den vom Benutzer definierten Zielwert darstellt.

**Abbildung 167: Auszug aus Mosshammer [72]**

---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: MTBF unterschiedlicher Pumpen in Raffinerien – Feldle [28] .....	2
Abbildung 2: Schema einer Magnetkupplungspumpe aus KSB [59] .....	3
Abbildung 3: Schema einer Spaltrohrmotorpumpe aus Neumaier [78] .....	4
Abbildung 4: Einsatzparameter und Betriebsbereiche hermetischer Kreiselpumpen aus Neumaier [78].....	5
Abbildung 5: Hydraulische Komponenten und Strömungspfade in einer Spaltrohrmotorpumpe – Basis Neumaier [78].....	9
Abbildung 6: Aufteilung der Strömungspfade und Definition der Systemgrenzen .....	11
Abbildung 7: Theoretische Förderhöhe einer Radialpumpe für unterschiedliche Schaufelwinkel .....	12
Abbildung 8: Q-H-Kennlinie Neumaier [78] .....	13
Abbildung 9: Verlustaufteilung im Optimum von einer einstufigen, einflutigen Speicherpumpe mit hydraulisch glatten Oberflächen – Osterwalder [79].....	14
Abbildung 10: Hydraulischer Wirkungsgrad einstufiger, einflutiger Radialpumpen – Gülich [37] .....	14
Abbildung 11: Theoretischer Einfluss der Oberflächenrauheit – Stoffel [105] .....	15
Abbildung 12: Verlustaufteilung für eine Spaltrohrmotorpumpe; Basisdaten aus IEC 60193 [38].....	16
Abbildung 13: Mehrstufige Gliederpumpe [37] .....	17
Abbildung 14: Hochdruck-Kesselspeisepumpe in Topfbauweise [37].....	18
Abbildung 15: Back-to-Back-Anordnung einer 8-stufigen Raffineriepumpe – [74].....	20
Abbildung 16: Möglichkeiten zur Reduzierung des Axialschubs am Laufrad – aus KSB [59] .....	21
Abbildung 17: Verlauf der Axialkraft in Abhängigkeit von der Laufradposition – aus Gülich [37].....	22
Abbildung 18: Verlauf der nach verschiedenen Kriterien festgelegten NPSHR-Werte einer Kreiselpumpe – Jaberg [52]	23
Abbildung 19: Förderhöhenverlauf und Kennzeichnung der unterschiedlichen NPSHR-Werte einer Kreiselpumpe – Visser [116] .....	23
Abbildung 20: Einsatzbereich bei Spaltrohrmotorpumpen Neumaier [78] .....	25
Abbildung 21: Energiebetrachtung einer mehrstufigen Spaltrohrmotorpumpe.....	28
Abbildung 22: Energieaufteilung der untersuchten Spaltrohrmotorpumpe .....	28
Abbildung 23: Blockschaltbild des Prüfstandsbaus mit Spaltrohrmotorpumpe.....	29
Abbildung 24: Blockschaltbild des Prüfstandsbaus mit Lagerträger und externem Antrieb.....	30
Abbildung 25: Vergleich Originalpumpe (oben) und Variante mit Lagerträger und Motor (unten).....	31
Abbildung 26: Messaufbau Variante A – Ansicht Regel- und Messorgane .....	39
Abbildung 27: Messaufbau Variante B; Ansicht Drehmomentenmesswelle .....	39
Abbildung 28: Abreissast und Bestimmung des entsprechenden $NPSH_{3\%}$ -Wertes.....	40
Abbildung 29: Schnittbild Aufbau B mit Darstellung der Gleitringdichtung und der Lagerung .....	42
Abbildung 30: Gemessene Reibleistung Lager und Gleitringdichtung .....	43
Abbildung 31: Pfad des Motorteilstroms in Variante A .....	44
Abbildung 32: Pfad des Motorteilstroms in Variante B .....	44
Abbildung 33: Vergleich der ermittelten Pumpenkennlinien – Unterschied Variante A/B .....	45
Abbildung 34: Messung des Abreissastes bei $Q = 3,5$ l/s – Vergleich des 3%-igen Förderhöhenabfalls .....	46
Abbildung 35: Verlauf von $NPSH_{3\%,Pumpe} / NPSH_{3\%,Stufe}$ in Abhängigkeit vom gewählten Aufbau .....	46
Abbildung 36: Nutzleistung für Aufbau A und B unter der Annahme identer el. Leistungsaufnahme .....	47
Abbildung 37: Vergleich Wirkungsgrade Aufbau A/B .....	48
Abbildung 38: Möglichkeiten der Turbulenzsimulation aus Tamm [107] .....	50
Abbildung 39: Stufenlaufrad – unbearbeitetes Gussbauteil mit abgedrehter Deckscheibe .....	54
Abbildung 40: Abweichung der realen Geometrie vom 3D-Modell am Beispiel eines Stufenlaufrades .....	54
Abbildung 41: Komponenten der Spaltrohrmotorpumpe mit modellierten Fluidbereichen.....	55

Abbildung 42: Rechengitter (strukturiert) eines Stufenlaufrades mit Detailansicht .....	56
Abbildung 43: Rechengitter (unstrukturiert) des SRM mit Detailansicht .....	57
Abbildung 44: Einfluss der Rechenetze auf die Förderhöhe bzw. den Wirkungsgrad .....	58
Abbildung 45: Konvergenz eines Betriebspunktes (RMS-Residuen, Imbalance und Monitorpunkte) .....	60
Abbildung 46: Vereinfachtes Schema der fünf untersuchten Modelle .....	62
Abbildung 47: Mittenschnitt durch das Berechnungsmodell D und Definition der Auswerteebenen nach EN ISO 9906... 65	65
Abbildung 48: Flächen am Sauglaufrad (gelb) zur Berechnung des Drehmomentes der ersten Stufe .....	66
Abbildung 49: Spaltrahrmotor mit Interfaces zur Auswertung des Motorteilstroms .....	67
Abbildung 50: Ermittlung des „äquivalenten“ Dampfdruckes zur NPSH-Berechnung .....	69
Abbildung 51: Energiehöhenverlauf – Vergleich Messung/CFD bei $Q = 2,8 \text{ l/s}$ .....	70
Abbildung 52: Definition der Strömungs- und Leckagepfade in der Saugstufe (links) und einer Stufe.....	71
Abbildung 53: Einfluss der Entlastungsbohrung auf die Druckverteilung in den Radseitenräumen – links ohne/rechts mit EB.....	72
Abbildung 54: Verlauf der Radialkraft in Abhängigkeit von der Gehäusebauform für eine Pumpe mit $n_q = 19 \text{ U/min}$ aus Gulich [37] .....	73
Abbildung 55: Farbliche Markierung der Auswerteflächen am Beispiel des Laufrades der dritten Stufe (links) und des Spaltrahrmotors (rechts).....	73
Abbildung 56: Drallkomponente $c_u$ am Eintritt (blau) und Austritt des Stufenlaufrades der 2. Stufe – aufgetragen von Hub/Nabe (Position 0) bis Shroud/Deckscheibe (Position 1).....	75
Abbildung 57: Mittlere absolute Strömungsgeschwindigkeit $c_m$ am Eintritt (blau) und Austritt des Stufenlaufrades der 2. Stufe – Hub (Position 0) bis Shroud (Position 1) .....	76
Abbildung 58: Visualisierung der Strömung im Überstromkanal der zweiten Stufe.....	77
Abbildung 59: Förderhöhe der untersuchten Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell;.....	78
Abbildung 60: Hydraulischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom verwendeten Modell .....	79
Abbildung 61: Motorteilstrom der Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell .....	80
Abbildung 62: Förderhöhe u. Wirkungsgrad der Druckstufe in Abhängigkeit der Bezugsfördermenge.....	81
Abbildung 63: Vergleich Position Entlastungsbohrungen; Stufen- vs. Druckstufenlaufrad (rechts).....	83
Abbildung 64: Resultierende Axialkraft der Pumpe in Abhängigkeit vom verwendeten Modell.....	83
Abbildung 65: Einfluss der Interface-Modellierung auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells D .....	84
Abbildung 66: Einfluss der zeitlichen Betrachtung auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells E .....	85
Abbildung 67: Einfluss der Oberflächenrauheit auf Förderhöhe, hydraulischen Wirkungsgrad und Motorteilstrom am Beispiel des Modells D .....	87
Abbildung 68: Verwendete Flächen und Durchflüsse zur Berechnung der Verluste am Beispiel einer Stufe .....	88
Abbildung 69: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Saugstufe .....	89
Abbildung 70: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Stufenlaufräder .....	90
Abbildung 71: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad der Druckstufe .....	91
Abbildung 72: Einfluss des Spaltrahrmotors auf die Drallverteilung ( $c_u$ ) des Druckstufenlaufrades.....	91
Abbildung 73: Verlustanalyse und erreichbarer Wirkungsgrad des gesamten Pumpenaggregates.....	92
Abbildung 74: Anteile der Radreibungs- und Spaltverluste des gesamten Pumpenaggregates.....	93
Abbildung 75: Fördermengen der einzelnen Laufräder bezogen auf die Pumpenfördermenge .....	94
Abbildung 76: Übersicht erreichbarer Gesamtwirkungsgrade mehrstufiger Radialpumpen .....	95
Abbildung 77: Strömungsvisualisierung (Geschwindigkeit und normierte Vektoren) in der Mitte des Leitschaufelkanals der 2. Stufe bei $Q_{100\%}$ .....	96

Abbildung 78: Vergleich Ergebnisse Messung und Numerik.....	98
Abbildung 79: Mögliche Optimierungsstrategien .....	101
Abbildung 80: Auswahl möglicher Sampling-Methoden zur Abdeckung des Parametergebietes [7].....	101
Abbildung 81: Verwendete Optimierungsstrategie .....	102
Abbildung 82: Wirkungsgradverlauf der 2. Stufe in Abhängigkeit vom Bezugsdurchfluss.....	103
Abbildung 83: Darstellung der Strömungssituation mit Stromlinien im Druckstufengehäuse bei $Q_{100\%}$ .....	104
Abbildung 84: Meridiankontur der Stufenlaufräder und Verteilung der Meridiangeschwindigkeit $c_m$ .....	105
Abbildung 85: Einfluss des Clocking-Effektes auf Förderhöhe (links) und Wirkungsgrad .....	106
Abbildung 86: Meridiangeschwindigkeitsverlauf $c_m$ (links) und Umfangskomponente $c_u$ der Stufenlaufräder bei $Q_{opt}$ (rechts) .....	107
Abbildung 87: Einfluss Stufenlaufrad und Rückführpartie auf Förderhöhenverlauf .....	107
Abbildung 88: Einfluss Stufenlaufrad und Rückführpartie auf Wirkungsgradverlauf.....	108
Abbildung 89: Einfluss der Entlastungsbohrung bzw. des Durchmessers und der Querschnittsfläche der Entlastungsbohrungen auf die Axialkraft eines Stufenlaufrades.....	109
Abbildung 90: Einfluss Entlastungsbohrungsdurchmesser auf den Wirkungsgrad.....	110
Abbildung 91: Einfluss Entlastungsbohrungsdurchmesser auf die (Stufen-) Förderhöhe .....	111
Abbildung 92: Stufenlaufrad mit Entlastungsbohrungen – Original (links) und optimierte Variante.....	111
Abbildung 93: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf die (Stufen-) Förderhöhe.....	112
Abbildung 94: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf den Aggregatwirkungsgrad im Optimum ( $Q = 100 \%$ ) .....	112
Abbildung 95: Einfluss der Position der Entlastungsbohrungen auf den Wirkungsgrad .....	113
Abbildung 96: Mögliche Ausführungen des Druckstufengehäuses .....	114
Abbildung 97: Querschnittsformen von Spiralgehäusen .....	115
Abbildung 98: Vergleich Geometrie Druckstufengehäuse – Original (links) und Optimierungsvariante als Spirale ausgeführt (rechts); Strömungsgeschwindigkeit und -vektoren .....	115
Abbildung 99: Vergleich der Strömungssituation in der Spirale – CFD vs. Gülich [37].....	116
Abbildung 100: Untersuchte Druckstufengehäuse mit angeschlossenem Spaltrahmotor .....	117
Abbildung 101: Einfluss der untersuchten Druckstufengehäuse auf Förderhöhe und Wirkungsgrad.....	117
Abbildung 102: Einfluss der untersuchten Druckstufengehäuse auf Motorteilstrom und Axialkraft.....	118
Abbildung 103: Auswertung der wirkenden Axialkraft auf die vordere und hintere Deckscheibe, sowie Laufschaufel und - kanal der Druckstufe für die untersuchten Varianten des Druckstufengehäuses .....	119
Abbildung 104: Numerisches Modell der Mehrzieloptimierung.....	120
Abbildung 105: Beispiele von Rückführpartien mit getrennten Leit- und Rückführschaufeln .....	121
Abbildung 106: Beispiele von einteiligen Diffusoren.....	122
Abbildung 107: Ablauf der Optimierung von Leit- und Rückführschaufeln .....	124
Abbildung 108: Einfluss der axialen Position Laufrad zu Leitrad – Jaberg [51].....	124
Abbildung 109: Vorgehensweise der automatisierten Mehrzieloptimierung .....	125
Abbildung 110: Meridianschnitt Lauf- und Stufenlaufrad (gelb) und Leit- und Rückführschaufeln (blau) .....	126
Abbildung 111: Verlauf von Kanalquerschnitt, Winkel- und Dickenverteilung der Leitschaufeln .....	127
Abbildung 112: Verlauf von Kanalquerschnitt, Winkel- und Dickenverteilung der Rückführschaufeln.....	128
Abbildung 113: Ergebnis DoE – Zuordnung Stufenförderhöhe und –wirkungsgrad für 214 Geometrien .....	129
Abbildung 114: Vergleich von zwei ausgewählten Geometrien mit der Startgeometrie .....	130
Abbildung 115: Sensitivität ausgewählter Parameter auf Stufenförderhöhe und -wirkungsgrad .....	131
Abbildung 116: Response-Surface (links) und Pareto-Front der Screening-Optimierung (rechts).....	131
Abbildung 117: Ergebnis der Screening-Optimierung – Stufenförderhöhe/-wirkungsgrad bei $Q_{100}$ .....	133

Abbildung 118: Kandidaten der MOGA-Optimierung und Markierung des Erstgereihten.....	134
Abbildung 119: Validierung der Optimierungsergebnisse .....	135
Abbildung 120: Vergleich von Stufenförderhöhe und -wirkungsgrad – Original vs. DoE vs. MOGA .....	136
Abbildung 121: Stand des Optimierungsprozesses.....	137
Abbildung 122: Übersicht der untersuchten Varianten (basierend auf dem vollen Modell E).....	138
Abbildung 123: Einfluss der neuen Stufenlaufräder, Leit- und Rückführschaufeln.....	139
Abbildung 124: Einfluss eines Leitschaufelrings im Original Druckstufengehäuse.....	139
Abbildung 125: Spirale vs. Ringraum als Druckstufengehäuse bei Einsatz von Leitschaufeln.....	140
Abbildung 126: Vergleich Förderhöhe und Wirkungsgrad – Original vs. Spirale 1/Spirale 2.....	140
Abbildung 127: Gefertigte und nachbearbeitete Bauteile der optimierten Hydraulik .....	141
Abbildung 128: Leitschaufelringe zum Ausgleich der zu geringen Leitschaufelhöhe .....	142
Abbildung 129: Vergleich des Original-Druckstufenlaufrades mit neuem Stufenlaufrad im Original-Druckstufengehäuse .....	143
Abbildung 130: Einfluss der neuen Laufräder auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom .....	144
Abbildung 131: Vergleich der neuen und der alten Rückführpartie der ersten Stufe.....	144
Abbildung 132: Einfluss der neuen Laufräder/Spirale und Le/Rue in 1.Stufe auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom .....	145
Abbildung 133: Axiale Zuordnung Laufrad/Leitrad .....	145
Abbildung 134: Einfluss der axialen Position auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom.....	146
Abbildung 135: Axiale Zuordnung Laufrad/Leitrad mit Leitschaufelring .....	146
Abbildung 136: Einfluss der Leitschaufelkanalbreite auf Förderhöhe/Wirkungsgrad/Motorteilstrom .....	147
Abbildung 137: Einfluss der Gestaltung des Druckstufengehäuses auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom .....	148
Abbildung 138: Übersicht der Bauteile der optimierten Variante (ohne Sauggehäuse, Welle und SRM).....	149
Abbildung 139: Schnittmodell Originalpumpe.....	150
Abbildung 140: Schnittmodell optimierte Pumpe.....	150
Abbildung 141: Vergleich von Förderhöhe und Wirkungsgrad der Originalpumpe mit optimierter Variante.....	151
Abbildung 142: Vergleich von Axialkraft und Motorteilstrom der Originalpumpe mit optimierter Variante .....	152
Abbildung 143: Druckverteilung an vorderer und hinterer Deckscheibe von Original- und optimierter Pumpe .....	152
Abbildung 144: Abmessungen und Totaldruckverläufe an Deck- und Tragscheiben des Original- und optimierten Druckstufenlaufrades bei $Q_{75\%}$ .....	153
Abbildung 145: Vergleich Originalpumpe mit optimierter Variante auf Förderhöhe und Wirkungsgrad.....	154
Abbildung 146: Vergleich Motorteilstrom und aufgenommene elektrische Leistung .....	155
Abbildung 147: Vergleich Originalhydraulik mit optimierter Variante auf das Kavitationsverhalten.....	155
Abbildung 148: Vergleich der Original- und der optimierten Pumpe mit Anhalten aus der Literatur.....	156
Abbildung 149: Vergleich Messergebnisse und CFD-Ergebnisse auf Förderhöhe, Wirkungsgrad und Motorteilstrom... ..	157
Abbildung 150: Vergleich der simulierten und gemessenen NPSH-Werte .....	158
Abbildung 151: Einfluss der Entlastungsbohrungen auf Förderhöhe und Wirkungsgrad .....	159
Abbildung 152: Schematische Ansicht der Meridiankontur der Rückführpartie mit entsprechenden geometrischen Definitionen – Unterberger [112] .....	160
Abbildung 153: Einfluss der Spaltweite auf Spaltströme in den Radseitenräumen der 3.Stufe.....	161
Abbildung 154: Einfluss der Spaltweite auf Förderhöhe und Wirkungsgrad.....	161
Abbildung 155: Schnitt durch Originalpumpe mit SRM .....	165
Abbildung 156: Schnitt durch modifizierte Pumpe mit Lagerträger und GLRD.....	166
Abbildung 157: Fertigungszeichnung der Welle für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD.....	167
Abbildung 158: Fertigungszeichnung des Gegenringhalters für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD .....	168

---

Abbildung 159: Fertigungszeichnung des Adapterflansch für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD .....	169
Abbildung 160: Fertigungszeichnung der Lagerabstandshülse für den Aufbau mit Lagerträger und GLRD .....	170
Abbildung 161: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN50.....	171
Abbildung 162: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN50.....	172
Abbildung 163: Kalibrationszertifikat des eingesetzten IDM DN25.....	173
Abbildung 164: Kalibrationszertifikat des eingesetzten Differenzdruckaufnehmers .....	174
Abbildung 165: Kalibrationszertifikat des eingesetzten Absolutdruckaufnehmers.....	175
Abbildung 166: Reproduzierbarkeitsmessungen der Originalhydraulik - Messaufbau A.....	176
Abbildung 167: Auszug aus Mosshammer [72].....	177

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messgrößen im Versuch.....	32
Tabelle 2: Kennwerte des induktiven Durchflussmessgerätes DN 50.....	32
Tabelle 3: Kennwerte des induktiven Durchflussmessgerätes DN 25.....	33
Tabelle 4: Kennwerte des piezoresistiven Differenzdruckaufnehmers.....	33
Tabelle 5: Kennwerte des piezoresistiven Absolutdruckaufnehmers.....	33
Tabelle 6: Kennwerte der Drehmomentenmesswelle.....	34
Tabelle 7: Kennwerte der Präzisions-Temperatursensoren.....	34
Tabelle 8: Kennwerte Pt100.....	34
Tabelle 9: Eingesetzte Messmodule.....	36
Tabelle 10: Verwendete Module für die jeweiligen Messgrößen.....	36
Tabelle 11: Vergleich zulässige zu erreichte Messunsicherheiten.....	38
Tabelle 12: Anzahl an Rechenknoten der Netze für das Stufenlaufrad und den Überstromkanal.....	58
Tabelle 13: Größe der verwendeten Rechengitter (Auszug).....	59
Tabelle 14: Einstellungen der durchgeführten CFD-Berechnungen.....	59
Tabelle 15: Berechnete Modellvarianten.....	63
Tabelle 16: Vergleich der berechneten Axialkraft im Optimum.....	82
Tabelle 17: Angewandte Rauheitskorrekturen für hydraulisch glatte Simulationen.....	86
Tabelle 18: Verlustaufteilung einer Pumpe mit spezifischer Schnellläufigkeit $n_q \approx 20U/\text{min}$ .....	93
Tabelle 19: Ermittlung der Schaufelanzahlen von Lauf- und Leiträdern.....	123

---

## Referenzen

- [1] Adami, P.; Della Gatta, S.; et al.: *Multistage Centrifugal Pumps: Assesment of a Mixing Plane Method for CFD Analysis*, 60 Congresso Nazionale ATI, 13-15 settembre, 2005, Roma, Italy
- [2] Almeida, A.T., et al.: *EuP Lot 11 Motors, Final report to the European Commission*, 2008.
- [3] Altmann, D.: *Bestimmung der Radreibungsverluste bei radialen Kreiselpumpen mit offenen Rückenschaufeln*, Technische Mechanik 5 – Heft 4 1984
- [4] Altmann, D.: *Komplexe Berechnung der Axialkraft, der Spalt- und Radreibungsverluste von ein- und mehrstufigen radialen Kreiselpumpen*, Dissertation Technische Hochschule Magdeburg 1983
- [5] ANSYS Inc: *ANSYS CFX - Solver Theory Guide, Release 16.0. Canonsburg. 2015*
- [6] ANSYS Inc: *ANSYS CFX - Solver Modelling Guide, Release 16.0. Canonsburg. 2015*
- [7] ANSYS Inc: *ANSYS DesignXplorer User's Guide, Release 16.0. Canonsburg. 2015*
- [8] API Standard 685: *Sealless Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Gas Industry Process Service, Second Edition, February 2011*
- [9] API Standard 610: *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries, Eleventh Edition, September 2010*
- [10] Bahm, U.: *Das Axialschubverhalten von einstufigen Kreiselpumpen mit Spiralgehäuse*, Dissertation Universität Hannover 2000
- [11] Balasubramanian, R.; Bradshaw, S.; Sabini, E.: *Influence if Impeller Leading Edge Profiles on Cavitation and Suction Performance*, Proceedings of the 27<sup>th</sup> International Pump Users Symposium, September 12-15, 2011, Houston, Texas
- [12] Barhoum, M.; Nicklas, A.: *Improving the Efficiency of Multi-stage Pumps Using a New Axial Thrust Balancing System*, Pumpentagung Karlsruhe, Sektion 13, 2004
- [13] Benigni, H.: *Optimierung von hydraulischen Maschinen*, Dissertation TU Graz 2005
- [14] Benigni, H.; Jaberg, H.; et al.: *Numerical Simulation of Low Specific Speed American Petroleum Institute Pumps in Part-Load Operation and Comparison With Test Rig Results*; Journal of Fluids Engineering; February 2012, Vol. 134
- [15] Benigni, H.; Jaberg, H.; Michal, L.: *Numerical Simulation and Experimental Set Up Of A Multiphase Pump Application*, Conference on Modelling Fluid Flow – CMFF, Budapest, 2012
- [16] Benigni, H.; Jaberg, H.; Michal, L.: *Three Phase Pumping of Viscous Fluids – New Ways in Medium consistency Pumping*; International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, 2008
- [17] Benigni, H.; et al.: *Development of a novel centrifugal pump with lowest specific speeds*, Session 5-3, International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf 2016
- [18] Benigni, H.; et al.: *Rehabilitation of a Francis turbine using CFD and optimization techniques: a case study in Turkey*, Advancing Policy and Practice, Hydro 2015
- [19] Bhatia, A.: *Theoretical Analysis to Calculate Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pumps*, SPX 2014, pp 159-171
- [20] Braun, O.: *Part Load Flow in Radial Centrifugal Pumps*, Dissertation École Polytechnique Fédérale de Lausanne 2009
- [21] Brennen, C.E.: *Hydrodynamics of Pumps*, Oxford University Press 1994
- [22] Canavelis, R.; Daux, J.P.; Lapray, J.F.: *Latest developments of vertical concrete volute pumps*, ASME Paper Volume 81, 1989
- [23] Cao, W.; Dai, X.; Hu, Q.: *Effect of Impeller Reflux Balance holes on Pressure and Axial Force of Centrifugal Pup*, Journal of Central South University (2015) 22: 1695-1706; DOI: 10.1007/s11771-015-2688-2

- 
- [24] Cooper, P.; et al.: *Minimum Continuous Stable Flow in Feed Pumps*. Symp. Proc. Power Plant Pumps, EPRI CS-5857 (1988) 2/97-2/132
- [25] Coutier-Delgosha, O.; et al.: *Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump With Two-Dimensional Curved Blades in Cavitating Condition*, Journal of Fluids Engineering, November 2003, Vol. 125
- [26] Della Gatta, S.; Salvadori, S.; et al.: *CFD Study for Assessment of Axial Thrust Balance in Centrifugal Multistage Pumps*, Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF), September 6-9, 2006, Budapest, Hungary
- [27] DIN EN ISO 9906: *Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance test – Grades 1,2 and 3 (ISO 9906:2012)*; English version EN ISO 9906:2012, English translation of DIN EN ISO 9906:2013-03
- [28] Duncan, W.; Bates, C.G.: *Selecting Large Pumping Units*; A Water Resources Technical Publication, Engineering Monograph No. 40
- [29] EU-Richtlinie 96/61/EG: *Richtlinie 96/61/EG des Rates vom 24. September 1996 über die integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung*
- [30] Feldle, G.: *Spaltrohrmotorpumpen nach API 685 – Ein Beitrag zum Umweltschutz*, Fachbericht Lederle Hermetic
- [31] Feng, J.; Benra, F.-K.; Dohmen, H.J.: *The Influence of Leakage Flow on the Main Flow in a Radial Pump Stage*; 23rd IAHR Symposium – Yokohama, October 2006
- [32] Ferziger, J.H.; Peric M.: *Numerische Strömungsmechanik*, Springer 2008
- [33] Fu, Y.; et al.: *Numerical and Experimental Analysis of Flow Phenomena in a Centrifugal Pump Operating Under Low Flow Rates*, Journal of Fluids Engineering, January 2015, Vol. 137
- [34] Gantar, M.; Florjancic, D.; Sirok, B.: *Hydraulic Axial Thrust in Multistage Pumps – Origins and Solutions*, Journal of Fluid Engineering, ASME, Vol.124, June 2002, pp336-341
- [35] Goto, A.; et al.: *Hydrodynamic Design System for Pumps Based on 3-D CAD, CFD and Inverse Design Method*, Journal of Fluids Engineering, June 2002, Vol. 124
- [36] Gugau, M.: *Ein Beitrag zur Validierung der numerischen Berechnung von Kreiselpumpen*, Dissertation TU Darmstadt 2004
- [37] Güllich, J.F.: *Kreiselpumpen – 4.Auflage*, Springer 2013
- [38] Güllich, J.F.: *Effect of Reynolds Number and Surface Roughness on the Efficiency of Centrifugal Pumps*, Journal of Fluids Engineering, July 2003, Vol. 125
- [39] Herbst, G.; Roegerer, H.: *Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers*, Fortschrittsberichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50, 1977
- [40] Hergt, P. et al.: *The Suction Performance of Centrifugal Pumps – Possibilities and Limits of Improvements*; Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Pump Users Symposium 1996
- [41] Hergt, P.: *Kavitation in Kreiselpumpen*, KSB Sonderdruck 1981
- [42] Hergt, P.: *Einfluß der hydraulischen Kräfte auf die konstruktive Gestaltung von einstufigen Kreiselpumpen mit fliegend gelagertem Laufrad*, Pumpentagung Karlsruhe, Sektion K6, 1978
- [43] Hippe, L.: *Wirkungsgradaufwertung bei Radialpumpen unter Berücksichtigung des Rauheitseinflusses*, Dissertation Technische Hochschule Darmstadt 1983
- [44] Hoefft, U.: *Safety First – Canned Motor Pumps. Reliability in all industrial applications*, Nikkiso
- [45] Höller, S. et al.: *Low specific speed mixed flow API pump for single and multistage usage – multi-objective design challenge*, Session 5-2, International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf 2016
- [46] Höller, S.; et al.: *Cavitation optimization of a variable pitch mixed flow pump for cooling water by numerical methods and test rig verification*, Session 18-2, International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf 2016
- [47] Holzer, S.: *Beiträge zur hydraulischen Optimierung von Radialpumpen*, Diplomarbeit TU Graz 2005

- 
- [48] IEC 60041 International Standard – Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. International Electrotechnical Commission, 1991
- [49] IEC 60193 International Standard – Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines - Model acceptance tests. International Electrotechnical Commission, 1999.
- [50] IEC 62097 International Standard – Hydraulic machines, radial and axial – Performance conversion method from model to prototype. International Electrotechnical Commission, 2009.
- [51] Jaberg, H.: Skriptum zur Lehrveranstaltung “Hydraulische Strömungsmaschinen”, 2015
- [52] Jaberg, H.: Skriptum zur Lehrveranstaltung “Pumpen und Verdichter”, 2015
- [53] Jiang, W.; et al.: Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffusor, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 71 (2016) 164-171
- [54] Jusuf, J.: Numerische Simulation der Strömung in Radseitenräumen von Turbomaschinen, Dissertation TU München 2006
- [55] Kagawa, S.; et al.: Loss Analysis and Performance Improvement of Very Low Specific Speed Centrifugal Pumps; 23rd IAHR Symposium – Yokohama, October 2006
- [56] Karassik, I.J.; et al.: *Pump Handbook – 3rd Edition*, McGraw Hill 2001
- [57] Kawashima, D.; et al.: Matching Diffusor Vane with Return Vane Installed in Multistage Centrifugal Pump, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 1, No. 1, October-December 2008
- [58] KSB (Klein, Schanzlin u. Becker): *Auslegung von Kreiselpumpen – 5. Auflage* 2005
- [59] KSB (Klein, Schanzlin u. Becker): *KSB-Kreiselpumpen-Lexikon – 4. Auflage* 2009
- [60] Krämer, R.; Neumaier, R.: *Spaltröhrmotorpumpe – ein wesentlicher Beitrag zum Umweltschutz, Pumpentagung Karlsruhe, Sektion K3, 1978*
- [61] Kreuzfeld, G.: *Auslegungs- und Berechnungsverfahren für Pumpen, Präsentation Kurzlehrgang Turbomaschinen, Universität Erlangen 2011*
- [62] Kreuzfeld, G.: *Grundlagen der Berechnung von hydraulischen Strömungsmaschinen, Präsentation Kurzlehrgang Turbomaschinen, Universität Erlangen 2013*
- [63] Lauer, J.; Stoffel, B.: *Theoretische Untersuchungen zum maximal erreichbaren Wirkungsgrad von Kreiselpumpen, Pumpentagung Karlsruhe, Sektion C7-2, 1996*
- [64] Lei, C.; et al.: Effect of Axial Clearance on the Efficiency of a Shrouded Centrifugal Pump, *Journal of Fluids Engineering*, July 2015, Vol. 137
- [65] Li, W.-G.: Validating Full Cavitation Model with an Experimental Centrifugal Pump; *Task Quarterly*, Vol. 18, No.1, 2014, pp. 81-100
- [66] Liu, H.; Wu, X.; Tan, M.: Numerical Investigation of the Inner Flow in a Centrifugal Pump at the Shut-Off Condition
- [67] Lugova, S.O.; Knyazeva, E.G.; et al.: Design Concept of a Pump Stage with Replacable Hydraulic Components and Prediction of its Performance Curves, 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2010
- [68] Lugovaya, S.; Olshtynsky, P.; et al.: Revisited Designing of Intermediate Stage Guide Vane of Centrifugal Pump, XIII<sup>th</sup> International Scientific and Engineering Conference “HERVICON-2011”
- [69] Medvitz, R.B.; Kunz, R.F.; et al.: Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps using Multiphase CFD, *Journal of Fluids Engineering*, ASME, Vol.124, June 2002, pp377-383
- [70] Menter, F.R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA-Journal* 1994
- [71] Miyano, M.; Kanemoto, T.; et al.: Return Vane Installed in Multistage Centrifugal Pump, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 1, No. 1, October-December 2008

- 
- [72] Mosshammer, M.: *Automatisierte Anwendung von Optimierungsalgorithmen in der numerischen Simulation von hydraulischen Maschinen und Anlagenkomponenten*, Diplomarbeit 2011
- [73] Mosshammer, M.; Benigni, H.: *Optimierung der Verteilrohrleitung am Kraftwerk Untertweg*, Technischer Bericht 2014
- [74] Mosshammer, M.; Benigni, H.; Jaberg, H.: *Thermische Untersuchungen an der Ofeneinsatzpumpe G 6608 A*, Technischer Bericht 2013
- [75] Mosshammer, M.; Jaberg, H.: *Optimierung eines Kühlwasserventils*, Technischer Bericht 2016
- [76] Müller, R.-P.: *Zur Auslegung und CFD-Simulation von Strömungsmaschinen*, Präsentation NUMET 2010
- [77] Münch, A.: *Untersuchungen zum Wirkungsgradpotential von Kreiselpumpen*, Dissertation TU Darmstadt 1999
- [78] Neumaier, R.: *Hermetische Pumpen*, Faragallah Verlag. 1994
- [79] Osterwalder, J.; Hippe, L.: *Guidelines for Efficiency Scaling Process of Hydraulic Turbomachines with different technical Roughnesses of Flow Passages*, *Journal of Hydraulic Research*, 22:2, 1984
- [80] Özcan, A.Ö.; et al.: *Evaluation of the refurbishment potential for Francis turbines using CFD and optimization techniques*, *Conference Proceedings CMFF15*, 2015
- [81] Pearsall, I.S.: *Design of Pump Impellers for Optimum Cavitation Performance*; *Proceedings of Mechanical Engineers*, Vol. 187 55/73, 1973
- [82] Petermann, H.; Kosyna, G.: *Spaltstrom und Kräfte radial durchströmter Dichtspalte in Kreiselpumpen*, *Pumpentagung Karlsruhe*, Sektion K6, 1978
- [83] Pfeleiderer, C.; Petermann, H.: *Strömungsmaschinen – 7. Auflage*, Springer 2004
- [84] Raabe, J.: *Hydraulische Maschinen und Anlagen Teil 3: Pumpen – 2. Auflage*, Springer 1989
- [85] Roclawski, H.: *Numerische und experimentelle Untersuchungen an einer radialen Kreiselpumpe mit minimalem Stufendurchmesser*, Dissertation Technische Universität Kaiserslautern 2008
- [86] Roclawski, H.; Hellmann, D.-H.: *Rotor-Stator-Interaction of a Radial Centrifugal Pump Stage with Minimum Stage Diameter*, *Proceedings of the 4<sup>th</sup> WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics*, Elounda, Greece, August 21-23, 2006, pp301-308
- [87] Rohatynski, R.: *A Survey of Knowledge about the Causes of the Head-Flow Instability of Centrifugal Pumps*, *Pumpentagung Karlsruhe*, Sektion B5-03, 1992
- [88] Sadnik, D.: *Automatisierte numerische Optimierung Hydraulischer Strömungsmaschinen*, Dissertation TU Graz 2001
- [89] Salisbury, A.G.: *Current Concepts in Centrifugal Pump Hydraulic Design*, *Proceeding of Institute of Mechanical Engineers*, Vol 197A, October 1983
- [90] Salvadori, S.; Cappelletti, A. et al.: *Numerical Prediction of Cavitation in Pumps*, *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF)*, September 4-7, 2012, Budapest, Hungary
- [91] Sanders, D.: *11 Reasons a Canned Motor Pump Could Work for You*, *Pump engineer*, Februar 2016
- [92] Sano, T.; Yoshida, Y.; et al.: *Numerical Study of Rotating Stall in a Pump Vaned Diffusor*; *Journal of Fluids Engineering*; June 2002, Vol. 124
- [93] Schiavello, B.; Visser, F.C.: *Pump Cavitation – Various NPSHR Criteria, NPSHA Margins and Impeller Life Expectancy*
- [94] Schiffer-Rosenberger, J.; Benigni, H.; Jaberg, H.: *Refurbishment von Bestandsanlagen unter Verwendung der numerischen Strömungssimulation*, *RENEXPO INTERHYDRO*, 8. Internationale Kleinwasserkraftkonferenz; 2016
- [95] Schiffer-Rosenberger, J. Benigni, H.; Jaberg, H.: *Numerical Simulation of a Francis Turbine Including the Runner Seals on Crown and Band Side*, *Technical report* 2016
- [96] Schulz, H.: *Die Pumpen – Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion – 13. Auflage*, Springer 1977

- 
- [97] Sedlár, M.; Zima, P.; et al.: *CFD Analysis of Unsteady Cavitation Phenomena in Multistage Pump with Inducer*, 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15 (2012) 062024
- [98] Shi, W.-d.; et al.: *The Estimation and Experiment of Axial Force in Deep Well Pump Basing on Numerical Simulation*; *International Journal of Modern Education and Computer Science*, 2010, 2, pp. 53-61
- [99] Siekmann, H.E.; Thamsen, P.U.: *Strömungslehre für den Maschinenbau – 2. Auflage* Springer 2008
- [100] Sigloch, H.: *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen – 5. Auflage*, Carl Hanser Verlag München 2013
- [101] Skara, V.; Friedrichs, J.; Kosyna, G.: *Vortex Cavitation Occurring in Radial and Mixed Flow Centrifugal Pump Impellers at Part-Load Operation*; *Pump Users International Forum 2012*; Session: 8-2
- [102] Stel, H.; Sirino, T.; et al.: *Numerical Investigation of the Flow in a Multistage Electric Submersible Pump*, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 136 (2015), 41-54
- [103] Stel, H.; et al.: *Numerical Analysis of the Fluid Flow in the First Stage of a Two-Stage Centrifugal Pump With a Vaned Diffuser*, *Journal of Fluids Engineering*, July 2013, Vol. 135
- [104] Stepanoff, A.J.: *Radial- und Axialpumpen*, Springer 1957
- [105] Stoffel, B.: *Erreichbare Wirkungsgrade von Kreiselpumpen*, Vortrag an der TU Graz, 2006
- [106] Sulzer Pumps Ltd: *Centrifugal Pump Handbook – 3rd edition* 2010
- [107] Tamm, A.: *Beitrag zur Bestimmung der Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe durch theoretische, numerische und experimentelle Untersuchungen*. Dissertation TFA, TU-Darmstadt 2003
- [108] Thamsen, P.U.: *1001 ganz legale Pumpentricks*, Lehrunterlagen zum Lehrgang Pumpenfachingenieur, 2009
- [109] Tillner, W.; Lehmann, W.: *Kavitation im axialen Einlauf einer mehrstufigen Kreiselpumpe bei Teillastbetrieb*, Pumpentagung Karlsruhe, Sektion B6, 1984
- [110] Tonn, E.: *Zur Berechnung von Peripheralpumpen*. *Konstruktion*. 44, 64–70 (1992)
- [111] Unterberger, P.: *Development of a Multistage Pump-Turbine for Decentralized Small Hydro Applications*, Dissertation Technische Universität Wien 2014
- [112] Unterberger, P.; Doujak, E.; et al.: *Numerical Investigations of the Refeeding Channel of a Multistage High-Head Pump-Turbine*, *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF)*, September 4-7, 2012, Budapest, Hungary
- [113] Van Esch, B.P.M.: *Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps*, Ph.D. Thesis Universiteit Twente 1997
- [114] Van Esch, B.P.M.; Kruyt, N.P.: *Hydraulic Performance of a Mixed-Flow Pump: Unsteady Computations and Loss Models*, *Journal of Fluids Engineering*, June 2001, Vol. 123
- [115] Visser, F.C.; Dijkers, R.J.H.; op de Woerd, J.G.H.: *Numerical flow-field analysis and design optimization of a high-energy first-stage pump impeller*; *Computing and Visualization in Science* 3: 103-108 (2000)
- [116] Visser, F.C.: *Some User Experience Demonstrating the Use of Computational Fluid Dynamics for Cavitation Analysis and Head Prediction of Centrifugal Pumps*, *Proceedings of the Fourth ASME International Symposium on Pumping Machinery*, New Orleans, Louisiana. Paper No. FEDSM2001-18087, 2001
- [117] Wang, Z.; Zheng, J.; et al.: *Research on Three-Dimensional Unsteady Turbulent Flow in Multistage Centrifugal Pump and Performance Prediction Based on CFD*, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2013, Article ID 589161
- [118] Wang, H.; Tsukamoto, H.: *Experimental and Numerical Study of Unsteady Flow in a Diffuser Pump at Off-Design Conditions*; *Journal of Fluids Engineering*; September 2003, Vol. 125
- [119] Will, B.-J.: *Theoretical, Numerical and Experimental Investigation of the Flow in Rotor-Stator Cavities with Application to a Centrifugal Pump*, Dissertation Universität Duisburg-Essen 2011
- [120] Will, B.-C.; Benra, F.-K.; Dohmen, H.-J.: *Investigation of the Flow in the Impeller Side Clearances of a Centrifugal Pump with Volute Casing*, *Journal of Thermal Science* Vol. 21, No.3 (2012), pp197-208

- 
- [121] Zhang, Q.; Shi, W.; et al.: *A New Proposed Guide Vane for Compact Multistage Centrifugal Pumps*, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2013, Article ID 683713, 11 pages
- [122] Zhang, Q.H.; Xu, Y.; Shi, W.D.; Lu, W.G.: *Research and Development on the Hydraulic Design System of the Guide Vanes of Multistage Centrifugal Pumps*, 26<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012
- [123] Zhou, L.; et al.: *Numerical and Experimental Study of Axial Force and Hydraulic Performance in a Deep-Well Centrifugal Pump with Different Impeller Rear Shroud Radius*, *Journal of Fluids Engineering*, October 2013, Vol. 135