

**Zum Einfluss der Leitradgestaltung
auf die Kennlinieninstabilität
einer radialen Kreiselpumpe**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Rheinland Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte
Dissertation

von
Herr
Andreas Baum, M.Sc.
aus Homburg

Tag der mündlichen Prüfung:	21.06.2024
Dekan:	Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber
Vorsitzender:	Jun. Prof. Dr.-Ing. Dr. rer. nat. Simon Stephan
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle Prof. Dr.-Ing. Stefan Riedelbauch

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen (SAM) der RPTU Kaiserslautern-Landau.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Böhle. Er gab mir nicht nur alle Freiheiten bei der Gestaltung dieser Arbeit, sondern ermöglichte mir auch die Zusammenarbeit mit verschiedenen Projektpartnern aus Forschung und Industrie sowie die Übernahme verschiedener Tätigkeiten in der Lehre. Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Riedelbauch danke ich für die Übernahme des Koreferats und sein Interesse an meiner Arbeit. Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing. Dr. rer. nat. Simon Stephan danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Meinen Kolleginnen und Kollegen am SAM danke ich für die Hilfsbereitschaft, fachlichen Diskussionen und die gute Zusammenarbeit. Besonderer Dank gilt meinen ehemaligen Kollegen Matthias Mohr, Axel Knapp und Joshua Kim für die zahllosen Stunden fachlicher Unterstützung und die Ablenkung über Themen der Arbeit hinaus. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Schneider für ein stets offenes Ohr, und seiner Hingabe mir in fachlichen Diskussionen neue Anregungen zu geben. Gleiches gilt für Frank Hafner und Martin Schmitt, die mir die Möglichkeit gaben auch weit über projektbezogene Themen hinaus ihr Wissen mit mir zu teilen und so auch zum Erfolg dieser Arbeit beitrugen. Meinen studentischen Hilfskräften und Studien- und Diplomarbeitern danke ich für ihre tatkräftige Mithilfe.

Bei meiner Familie möchte ich mich bedanken für die stete Unterstützung und den Rückhalt während all der Jahre. Ohne Sie wäre die Arbeit so nicht zu Stande gekommen. Ein besonderer Dank gebührt meiner Frau Kimberley für ihren unermüdlichen Beistand und ihren Zuspruch in allen Lebensphasen.

Kaiserslautern, im Juli 2024
Andreas Baum

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	XIII
Kurzfassung	XIX
Abstract	XXI
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik	1
1.2 Zielsetzung und Arbeitshypothesen	6
1.3 Aufbau der Arbeit	7
2 Theoretische Grundlagen	9
2.1 Nomenklatur und Notation	9
2.1.1 Hauptabmessungen und Nomenklatur	9
2.1.2 Koordinatensystem und Geschwindigkeitsnotation	11
2.1.3 Kennzahlen	13
2.1.4 Kennlinien	14
2.2 Rotor-Stator Interaktion	15
2.3 Axialkräfte	17
2.4 Sekundärströmungen in Lauf- und Leitrad	18
2.4.1 Laufrad	18
2.4.2 Leitrad	19
2.5 Verlustbetrachtung	19
2.6 Auslegungstool SAM stagedesign	21
2.6.1 B-Splines	21
2.6.2 Laufrad	22
2.6.3 Leitrad	27
3 Untersuchte Hydrauliken	35
3.1 Laufrad	36
3.1.1 Meridionales Design	36
3.1.2 Schaufeldesign	36
3.2 Diffusor	38
3.2.1 Leitrad	38
3.3 Rückführbeschaufelung	39
4 Experimenteller Aufbau	41
4.1 Versuchskreislauf	41
4.2 Modellpumpe	43
4.2.1 Konstruktiver Aufbau	43
4.2.2 Messung der Axialkraft	45

4.2.3	Messung der Druckniveaus	46
5	Numerische Untersuchungen	49
5.1	Simulationssetup	49
5.1.1	Modellaufbau	49
5.1.2	Netzerstellung	51
5.2	Netzstudie	52
6	Ergebnisse	57
6.1	Performance	57
6.1.1	Stufenkennlinien	57
6.1.2	Komponentenkennlinien	62
6.2	Druckverteilung im Leitrad	71
6.2.1	Statischer Druckaufbau	72
6.2.2	Druckpulsationen	72
6.3	Axialkraft	90
6.4	Pattern Switching	93
6.4.1	Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt	93
6.4.2	Geschwindigkeitsverteilung im Leitrad	94
6.5	Visualisierung der Sekundärströmungen im Leitrad	110
6.5.1	Ablösungen im Bereich der Leitschaufeleintrittskante	110
6.5.2	Dreidimensionale Ablöselinien im Schrägabschnitt	112
6.6	Verlustbetrachtung	120
7	Diskussion	125
8	Zusammenfassung und Ausblick	127
	Literaturverzeichnis	129
	A Auswertung Netzstudie	137
	B Fehleranalyse	139
	C Ablöselinien der Varianten <i>deg</i> und <i>prog</i>	141
	Betreute Arbeiten	147
	Lebenslauf	149

Abbildungsverzeichnis

2.1	Hauptabmessungen	10
2.2	Nomenklatur	10
2.3	Koordinatensystem und Geschwindigkeitsnotation	12
2.4	Geschwindigkeitsdreiecke	13
2.5	Mögliche Kennlinienverläufe	15
2.6	Schematische Darstellung möglicher Rezirkulationsgebiete am Laufradein- und austritt, adaptiert von [38]	19
2.7	Beispielhafte Darstellung einer Basisfunktion und daraus berechnetem B- Spline	22
2.8	Meridionaler Kurvenentwurf	26
2.9	Leitradentwurf Schaufelsaugseite - Schrägabschnitt	30
2.10	Leitrad - Entwurf Schaufelsaugseite Diffusorbereich	30
2.11	Leitrad - Entwurf Schaufeldruckseite	32
2.12	Leitrad - Schaufelanströmkante und Schaufelabströmkante	33
3.1	Meridianentwurf Laufrad	37
3.2	Schaufelentwurf	37
3.3	Vergleich der Kurvenverläufe der Schrägabschnitte im Leitrad	38
3.4	Parameter Leitrad	39
3.5	3D Modell Rückführbeschaufelung	39
4.1	Rohrleitungs- und Instrumentenschema (R & I-Schema) des Pumpenprüf- standes	41
4.2	Modelpumpe Gesamtansicht	43
4.3	Aufbau des axialen Lagergehäuses zur Messung der auftretenden Axialkraft	44
4.4	Aufbau kardanischer Ring	45
4.5	Schaltplan Wheatstonescher Messbrücken eines kardanischen Rings	46
4.6	Druckmessstellen	47
5.1	Nassvolumen der Repetierstufe inklusive Auswerteebenen zur Bestimmung Stufenförderhöhe	50
5.2	Darstellung der Interfaces. Blau: Rotor-Stator Interface. Grün: General Grid Connection	51
5.3	Einfluss der Netzgröße auf die Lösungsvariable	55
6.1	Performance Kennlinien gesamte Stufe	58
6.2	Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf Stufenkennlinie	61
6.3	Einfluss der simulierten Umdrehungszahl auf die numerische Stufenkennlinie	62
6.4	Experimentell ermittelte, statische Komponentenkennlinien	63
6.5	Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf die experimentellen, statischen Komponentenkennlinien	66

6.6	Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante <i>vaneless</i>	67
6.7	Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante <i>deg</i>	68
6.8	Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante <i>lin</i>	68
6.9	Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante <i>prog</i>	69
6.10	Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Teillastwirbels auf die Stufenkennlinie	70
6.11	Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante <i>vaneless</i>	73
6.12	Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante <i>deg</i> .	74
6.13	Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante <i>lin</i> . .	75
6.14	Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante <i>prog</i> .	76
6.15	Validierung der RMS Druckwerte der Position p_{43} und p_{53}	78
6.16	Experimenteller Vergleich zwischen gefensterter und ungefensterter Druckamplitude im Frequenzspektrum für Sensor p_{43} und $q = 1,0$	79
6.17	Vergleich der experimentellen Druckamplituden der Sensoren p_{41} bis p_{49} bei $q = 1,0$ für Variante <i>lin</i>	80
6.18	Vergleich der numerischen Druckamplituden der Sensoren p_{41} bis p_{49} bei $q = 1,0$ für Variante <i>lin</i>	80
6.19	Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten <i>vnls</i>	81
6.20	Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten <i>deg</i>	82
6.21	Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten <i>lin</i>	83
6.22	Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten <i>prog</i>	84
6.23	Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante <i>vnls</i>	85
6.24	Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante <i>deg</i>	86
6.25	Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante <i>lin</i>	87
6.26	Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante <i>prog</i>	88
6.27	Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Axialkraft	92
6.28	Nomenklatur Rezirkulation am Laufradaustritt	93
6.29	Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante <i>vaneless</i>	95
6.30	Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante <i>deg</i>	96
6.31	Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante <i>lin</i>	97
6.32	Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante <i>prog</i>	98
6.33	Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des schaufellosen Diffusors	101
6.34	Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante <i>deg</i>	102
6.35	Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante <i>lin</i>	103
6.36	Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante <i>prog</i>	104

6.37	Schematische Darstellung sich einstellender Rezirkulationsgebiete im schau- fellofen Diffusor	105
6.38	Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante <i>deg</i> , dargestellt durch Isofläche mit $c_r = 0$	107
6.39	Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante <i>lin</i> , dargestellt durch Isofläche mit $c_r = 0$	108
6.40	Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante <i>prog</i> , dargestellt durch Isoflä- che mit $c_r = 0$	109
6.41	Momentandarstellung einer Strömungsablösung am Leitschaufeleintritt der Variante <i>deg</i> für $q = 0,60$	111
6.42	Notation 3D Stromlinien	113
6.43	Momentanaufnahme der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>lin</i> für $q = 1,00$	114
6.44	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>lin</i> für $q = 0,62$	116
6.45	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>lin</i> für $q = 0,55$	117
6.46	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>lin</i> für $q = 0,45$	118
6.47	Vergleich charakteristisch auftretender Querkanalwirbel in Abhängigkeit der ausgeführten Leitradvariante	119
6.48	Momentanaufnahme des turbulenten Verlustkoeffizienten $\zeta_{D'}$ am Span $0,05$ der Variante <i>deg</i> für $q = 0,55$	121
6.49	Auswerteebenen zur zeitlichen gemittelten Verlustbetrachtung mit Hilfe des turbulenten Verlustkoeffizienten $\zeta_{D'}$	121
6.50	Zeitlich gemittelte Verluste im Schrägabschnitt des Leitrades	123
C.1	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>deg</i> für $q = 0,67$	141
C.2	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>deg</i> für $q = 0,60$	142
C.3	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>deg</i> für $q = 0,45$	143
C.4	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>prog</i> für $q = 0,50$	144
C.5	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>prog</i> für $q = 0,45$	145
C.6	Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante <i>prog</i> für $q = 0,35$	146

Tabellenverzeichnis

2.1	Eingabeparameter Laufradauslegung	23
2.2	Eingabeparameter Leitradauslegung	28
3.1	Hauptabmessungen Hydraulik	35
4.1	Überblick Aktorik Versuchskreislauf	42
4.2	Überblick Sensorik Versuchskreislauf	43
4.3	Überblick Sensorik Versuchskreislauf	47
5.1	Übersicht Netzgrößen	52
5.2	Netzgrößen der Netzunabhängigkeitsuntersuchungen	53
A.1	Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie mit Hilfe der GCI-Methode . . .	137

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
a	Querschnitt	m
A	Fläche	m^2
b	Breite	m
c	Geschwindigkeit im Aboslutsystem	$m s^{-1}$
c_p	Dimensionslose Druckverteilung	–
d	Durchmesser	m
d	Abstand	–
e	Eulersche Konstante	–
e	spezifische innere Energie	$J kg^{-1}$
e	Fehler	–
e_r	Relativwert der Messunsicherheit	–
f	Frequenz	Hz
F	Kraft	N
f_n	Drehfrequenz	Hz
F_s	Sicherheitsfaktor	–
g	Gravitationskonstante	$m s^{-2}$
$Gap A$	Spalt zwischen Radscheibe Laufrad und Radscheibe Leitrad	m
$Gap B$	Spalt zwischen Laufradschaufelaustritt und Leitschaufeleintritt	m
H	Förderhöhe	m
i	Inzidenzwinkel	–
k	Frequenzlinie	–
k	Druckmode	–
k	Proportionalitätsfaktor	–
k_n	Parameter	–
L	Länge	m
m	Meridionale Koordinate	–
M	Drehmoment	$N m$
m	Parameter	–
m'	Normierte meridionale Koordinate	–
\dot{m}	Massenstrom	$kg s^{-1}$
n	Drehzahl	min^{-1}
n	Abtastwert	–
N	Basisfunktion	–
n_k	Knotenanzahl Netz k	–
n_q	Spezifische Drehzahl	min^{-1}

p	Druck	Pa
P	Leistung	W
p	Minderleistungsfaktor	—
p	Ordnung	—
Q	Volumenstrom	$m^3 s^{-1}$
q	Spezifischer Volumenstrom	—
r	Polarkoordinate	—
r	Radius	m
R	Widerstand	Ω
r	Netzverfeinerungsfaktor	—
s	Spezifische Entropie	$J kg^{-1} K$
s	Schaufeldicke	m
$S(f)$	Frequenzfunktion	—
$s(t)$	Signal im Zeitbereich	—
sf	Sicherheitsfaktor	—
std	Standardabweichung	—
t	Zeit	s
t	Teilung	—
t	Student t-Verteilung	—
t_n	Dauer einer Laufradumdrehung	s
u	Kurvenparameter	—
u	Umfangsgeschwindigkeit	$m s^{-1}$
U	Spannung	V
u_x	Gesamtunsicherheit	—
$u_{x,r}$	Zufällige Messunsicherheit	—
$u_{x,s}$	Systematische Messunsicherheit	—
w	Geschwindigkeit im Relativsystem	$m s^{-1}$
x	Kartesische Koordinate	—
x	Messgröße	—
y	Kartesische Koordinate	—
y	Spezifische Stutzenarbeit	$m^2 s^{-2}$
y^+	Dimensionsloser Wandabstand	—
z	Kartesische Koordinate	—
z	Geodätische Höhe	m
z	Schaufelzahl	—

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
α	Winkel im Absolutsystem	$^\circ$
β	Winkel im Relativsystem	$^\circ$
δ	Diffusoröffnungswinkel	$^\circ$
δ_r	Drallzahl	—
Δ	Differenz	—
Δ_z	Axiale Erstreckung	m
ϵ	Dehnung	$\mu m m^{-1}$

ϵ	Differenz zweier Zielgrößen	—
ϵ	Turbulente kinetische Energie	$m^2 s^{-2}$
ζ	Verlust	—
η	Wirkungsgrad	—
ϑ	Temperatur	K
Θ	Winkel im Polarkoordinatensystem	°
Θ	Umschlingungswinkel	°
λ	Leistungszahl	—
μ	Erfahrungswert für Verzögerungsverhältnis nach Pfeleiderer	—
ξ	Minimum der Strecke	m
ρ	Dichte	$kg m^{-3}$
σ	Schaufelstärke in Umfangsrichtung	m
τ	Versperrung	—
ϕ	Durchflusszahl	—
Φ	Dissipationsfunktion	—
ψ	Druckzahl	—
Φ_k	Zielgröße	—
ω	Winkelgeschwindigkeit	s^{-1}
c	Geschwindigkeit im Absolutsystem	
C	Kurve	
k	Volumenkraft	
P	Kontrollpunkt	
q	Wärmestromdichte	
τ	Spannungstensor	
u	Umfangsgeschwindigkeit	
U	Knotenvektor	
w	Geschwindigkeit Relativsystem	

Indizes

Zeichen	Bezeichnung
1	Laufradeintritt
2	Laufradaustritt
4	Leitradeintritt
5	Engster Querschnitt
6	Ende Diffusorbereich Leitrad
7	Leitradaustritt
8	Stufenaustritt
a	Außenfaden
a	Ausgang
a	Relativ
atm	Atmosphäre / Umgebung
ax	Axial
b	Schaufel (engl.: Blade)
B	Brücke

D'	Turbulente Dissipation
\bar{D}	Viskose Dissipation
df	Diffusor
$diff$	Leitrad (engl.: Diffuser)
DS	Deckscheibe
est	Geschätzt
ext	Extrapoliert
h	Tragscheibe (endl.: Hub)
h	Hydraulisch
I	Impuls
i	Laufvariable
id	Lauftrad und Leitrad
imp	Lauftrad (engl: impeller)
irr	Irreversibel
ISG	Radseitenraum (engl.: impeller side gap)
it	Schrägabschnitt (engl.: inlet trianlge)
l	Spaltstrom (engl.: leakage)
LE	Anströmkante (endl.: Leading Edge)
m	Meridional
m	Index im rotierenden System
max	Maximum
min	Minimum
$multi$	Mehrstufig
n	Index im stehenden System
p	Grad der Funktion
p	Pumpe
ps	Druckseite (engl.: pressure side)
r	Radial
ref	Referenz
rp	Abströmbereich (engl.: rear part)
rv	Rückführschaufeln (engl.: return vanes)
s	Deckscheibe (engl.: shroud)
s	Statisch
s	Saugmund
$single$	Einstufig
sp	Span
ss	Saugseite
stg	Stufe (engl: stage)
str	Stromlinie
sys	System
TE	Abströmkante (engl.: Trailing Edge)
th	Theoretisch
$Theta$	Umfangskomponente
tot	Total
TS	Tragscheibe (engl.: Hub)
W	Welle

Abkürzungen

Zeichen	Name/ Bedeutung
BEP	Punkt besten Wirkungsgrades (Best Efficiency Point)
BP	Booster-Pumpe
CFD	Computational Fluid Dynamics
CV	Drossel
DFT	Diskrete Fourier Transformation
DP	Auslegungspunkt (engl: Design Point)
exp	Experiment
exp +/-	Messunsicherheit
FC	Frequenzumrichter
FFT	Fast Fourier Transformation
GCI	Grid Convergence Index
IDM	Induktives Durchflussmessgerät
LDA	Laser Doppler Anemometrie
LES	Large Eddy Simulation
MV	Magnetventil
O	Sauerstoffmessgerät
PG	Manometer
PTV	Particle Tracking Velocimetry
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
rev	Umdrehung
RMS	Root Mean Square
SAS	Scale Adaptive Simulation
SST	Shear-Stress-Transport
std	Standardabweichung
T	Temperaturmessgerät
TM	Drehmomentmesswelle
TS	Test-Sektion
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
V	Ventil

Kurzfassung

Ein sich ändernder Energiesektor erfordert Anpassungen der Betriebsweise von in Kraftwerken eingesetzten Pumpen. Insbesondere im Falle mehrstufiger Kesselspeisepumpen restringieren auftretende Kennlinieninstabilitäten die Betriebsgrenzen der Maschinen. Um einen sicheren teillastigen Betrieb solcher Pumpen sicherzustellen, besteht die Herausforderung allgemein gültige Methoden zur Beseitigung auftretender Kennlinieninstabilität herauszuarbeiten. Als Ursache von Kennlinieninstabilitäten mehrstufiger Kesselspeisepumpen konnte in einer Vielzahl vorangegangener Untersuchungen die auftretende Rotor-Stator Interaktion zwischen Laufrad und nachgeschaltetem Leitrad ausgemacht werden. Aufgrund der Komplexität der durch die Rotor-Stator Interaktion induzierten, hochgradig instationären Strömung, sind die der Kennlinieninstabilität zugrundeliegenden Strömungsphänomene bis heute noch nicht vollständig verstanden. Einigkeit herrscht darüber, dass der Schrägabschnitt des Leitrades bei Einsetzen einer Kennlinieninstabilität einen Einbruch im Druckaufbau erfährt, was die Stabilität der gesamten Kennlinie signifikant beeinflusst. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der Schrägabschnittsgestaltung von Leitradern und deren Einfluss auf die Kennlinieninstabilität einer radialen Kreiselpumpe. Hierzu wurde ein modularer Pumpenprüfstand entwickelt. Dieser umfasst als Hydraulik eine Repetierstufe mit einer im Auslegungspunkt vorherrschenden, spezifischen Drehzahl von $n_q = 35$ (min, m^3/s , m). Bei der Leitradauslegung wurde darauf geachtet, dass sich lediglich der Querschnittsflächenverlauf im Schrägabschnitt ändert. Der Leitradetrtrittswinkel, engste Querschnitt und Diffusorverlauf blieben unverändert. Als Referenz zum allgemeinen Einfluss des Leitrades auf die Kennlinie wurde zusätzlich eine Variante mit glattem Leitring untersucht. Neben den klassischen Performance-Kennwerten erfolgte zur Bestimmung des sich ändernden Strömungsverhaltens eine Auswertung der Komponenten-kennlinien, der auftretenden Druckpulsationen an verschiedenen radialen Positionen im Leitrad sowie die Messung der auftretenden Axialkraft.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass eine Änderung des Schrägabschnitts im Leitrad sowohl den Betriebspunkt bei einsetzender Kennlinieninstabilität verschiebt als auch Form und Größe des entstehenden Sattels verändert. Ebenso ist eine Änderung der auftretenden Druckpulsationen im engsten Querschnitt des Leitrades in Abhängigkeit Schrägabschnittsgestaltung zu beobachten. Für eine Referenzvariante mit glattem Leitring trat keine Kennlinieninstabilität auf. Auswertungen der Sekundärströmungen der numerischen Simulationen zeigen, dass die Schrägabschnittsgestaltung Einfluss auf die Laufradaustrittsrezirkulation hat. Für die Variante des glatten Leittrings weist die Laufradaustrittsströmung im zeitlichen Mittel über die ausgewerteten Betriebspunkte qualitativ ein stabiles Strömungsprofil auf. Bei Verwendung eines Leitrades stellt sich, unabhängig der Leitradvariante, im Bereich der Kennlinieninstabilität eine Änderung des Strömungsprofils am Laufradaustritt ein. Hinzu kommen Querkanalwirbel im Schrägabschnitt des Leitrades, die, je nach Schrägabschnittsgestaltung, in Position und Größe variieren.

Abstract

Changing demands during the energy transmission require the operating mode of pumps used in power plants to be adapted. Particularly in the case of multi-stage boiler feed pumps, head-curve instability restricts the operating flow range. In order to ensure safe off-design operation, the challenge is to find out generally valid ways to eliminate the head-curve instability of those pumps. A large number of previous studies have identified the rotor-stator interaction between the impeller and the vaned diffuser as the cause of the head-curve instability for this specific type of pumps. Due to the complexity of the highly unsteady flow induced by rotor-stator interaction, the flow phenomena underlying the performance curve instability are not fully understood yet. It is commonly believed, that the inlet triangle section of the vaned diffuser has an important role in the shape of the head-curve and instability.

The present work investigates the inlet triangle section design of the vaned diffuser and its influence on the head-curve instability of a centrifugal pump. For this purpose a model pump with a modular design has been developed. The pump represents a middle stage of a multistage pump with a specific speed of $n_q = 35$ (min, m³/s, m) at design conditions. When designing the vaned diffuser, care was taken to ensure that only the area distribution in the inlet triangle section is changed, while the inlet angle, throat area and the guide-vane channel shape are kept unaffected. As a reference, a model variation with a vaneless diffuser has additionally been investigated. Besides classic performance characteristics the changing flow behavior was determined by evaluating the internal head curves. Furthermore, pressure pulsations occurring at various radial positions in the vaned diffuser and axial forces are evaluated.

The results of the investigations show that a change in the inlet triangle section shifts the onset of head-curve instability and also changes the shape of the performance curve. A change in the pressure pulsations occurring in the inlet throat of the vaned diffuser can also be observed as a function of the inlet triangle section design. No instability occurred for a version with vaneless diffuser. Evaluations of the secondary flows from numerical simulations show that the inlet triangle section design has an influence on recirculation at the impeller outlet. For the vaneless diffuser, the impeller outlet flow shows a qualitatively stable time averaged velocity profile for the evaluated operating points. In contrast, the velocity profiles of the investigated vaned diffusers differ depending on the flow rate. A change in the impeller outlet recirculation occurs in the area of head-curve instability. In addition, cross-channel vortices in the inlet triangle section of the vaned diffuser occur, which vary in shape and size depending on the design of the inlet triangle section.

1 Einleitung

Kennlinien von Kreiselpumpen, die mit sinkendem Volumenstrom keinen stetigen Anstieg in der Förderhöhe ($dH/dQ > 0$) aufweisen, werden als instabil bezeichnet. Im Allgemeinen lassen sich zwei Formen von Kennlinieninstabilitäten unterscheiden. Pumpen mit kleiner spezifischer Drehzahl ($n_q < 25$ (min, m³/s, m)) weisen die Gefahr einer Kennlinie mit einem Förderhöhendefizit bei $Q = 0$ m³/s auf, [38]. Gülich [38] führt an, dass sich eine stabile Kennlinie nahe des Nullförderstroms durch eine Verstärkung der Rezirkulation an Laufradein- und -austritt erzeugen lässt. Neben den in [38] aufgezählten Faktoren zur Stabilisierung der Kennlinie zeigen Neumann [74] und Yedidia [104] in ihren Veröffentlichungen diverse geometrische Modifikationen des Pumpenlaufrades auf, um diese Form der Instabilität zu beheben oder zumindest abzuschwächen. Weitere Veröffentlichungen zu diesem Thema finden sich beispielsweise in [14, 67, 78, 76, 77, 62].

Kreiselpumpen mit integriertem Leitrad und spezifischen Drehzahlen $n_q > 30$ (min, m³/s, m) weisen eine starke Anfälligkeit für Kennlinieninstabilitäten in Form eines Sattels auf, vgl. [38, 37, 39, 47, 46]. Dabei verschiebt sich der Eintritt der Instabilität mit wachsender spezifischer Drehzahl tendenziell in Richtung des Auslegungsvolumenstroms [38]. Für diese Form der Kennlinieninstabilität sind dem Autor dieser Arbeit nach heutigem Stand weder die spezifische Ursache noch eine allgemeine Möglichkeit zu deren Unterdrückung bekannt. Die folgende Arbeit befasst sich daher mit der weiteren Untersuchung der Ursache des Auftretens einer sattelförmigen Kennlinieninstabilität.

1.1 Stand der Technik

Im Laufe der vergangenen 85 Jahre wurden eine Vielzahl an Untersuchungen zur Kennlinieninstabilität sowohl im Bereich der Pumpen als auch an Kompressoren durchgeführt. Aus erstgenanntem Bereich finden sich Ergebnisse für Radial-, Halbaxial- sowie Axialmaschinen wieder, da die Gefahr des Eintretens einer Kennlinieninstabilität mit größerer spezifischer Drehzahl (n_q) stetig zunimmt. Im Folgenden soll lediglich eine Übersicht der Arbeiten an Radialpumpen aufgeführt werden, da sich die primäre Art des Druckaufbaus im Laufrad bei Axialpumpen signifikant unterscheidet. Kompressoren werden in der Literaturübersicht ebenfalls außer Acht gelassen, da einerseits kompressible Effekte auftreten und sich andererseits die Auslegung radialer Laufräder in Kompressoren merklich von radialen Pumpenlaufrädern unterscheidet. Nachfolgend findet eine chronologische Zusammenfassung aus der Literatur bekannter Untersuchungen zum Phänomen der Kennlinieninstabilität statt.

Eine der ersten Veröffentlichungen, die eine Kennlinieninstabilität bei Kreiselpumpen mit Leitrad aufzeigt, stammt von Schrader [89] aus dem Jahr 1938. Gegenstand der Untersuchung war der Einfluss verschieden ausgeführter Leitschaufeln auf den Druckaufbau im Leitrad an einer Kreiselpumpe mit Leitrad und nachgeschaltetem Spiralgehäuse. Als Variationsparameter wählte Schrader das Durchmesser Verhältnis von Leitrad eintritt zu

Laufradaustritt (d_4/d_2), den Einfluss des engsten Querschnittes im Leitrad (a_5) sowie die Form des Schrägabschnittes. Mit Verweis auf frühere Arbeiten von Hagmeyer [44] und von der Nüll [75] gilt ein besonderes Augenmerk dem Schrägabschnitt, da dieser als maßgeblich für den statischen Druckaufbau im Leitrad gilt. Die Ergebnisse von Schrader zeigen, dass eine Änderung der Form der Schaufelaußseite im Schrägabschnitt, weg von einer logarithmischen Spirale zu einer geradlinigen Schaufelform, eine Verschiebung des Kennliniensattels hin zu größeren Volumenströmen nach sich zieht. Allerdings gilt es bei den Ergebnissen von Schrader zu beachten, dass mit Veränderung der Schaufelform im Schrägabschnitt auch eine Änderung des Leitrad Eintrittswinkels verbunden ist. Als weiteres Ergebnis zeigt Schrader die Messergebnisse eines unbeschaufelten Ringraums. Auch für diesen Fall ist eine geringe Kennlinieninstabilität ersichtlich, die sich sehr nahe am Betriebsoptimum ausprägt. Das von Schrader untersuchte Laufrad war als Laufrad mit einfach gekrümmten Schaufeln und radialem Eintritt ausgeführt, was, im Gegensatz zu modernen Laufrädern, insbesondere in Teillast zu einer anderen Laufradströmung und damit einhergehend zu abweichenden Laufrad-Leitrad Interaktionen führt.

Makay und Szamody [66] gehen in ihrer Veröffentlichung auf mögliche Ursachen ein, die zu einem Pumpenversagen führen können. Dabei untersuchten sie eine Vielzahl an Pumpenschäden auf ihre Ursache und stellten in diesem Zusammenhang heraus, dass im Bereich der Kennlinieninstabilitäten erhöhte Vibrationen und Druckpulsationen entstehen, die als Ursache für das Versagen von Pumpen verantwortlich sein können. Als Resultat führen die erwähnten Phänomene einerseits zu einer Begrenzung des fahrbaren Volumenstroms sowie der Problematik, Pumpen mit auftretender Kennlinieninstabilität im Parallelbetrieb zu betreiben. In seiner Arbeit von 1980 stellte Makay [65] einige Strömungsvorgänge im Laufrad, die zu hydraulischen Instabilitäten führen, schematisch dar. Nach Makay und Szamody [66] liegt die Ursache einer auftretenden Kennlinieninstabilität allgemein im hydraulischen Design der Pumpe. So wird diese durch verschiedene Strömungsabriss, Rückströmgebiete, Sekundärströmungen oder Stall in den hydraulischen Kanälen hervorgerufen.

In einer von Kanki et al. [55] 1981 untersuchten Hydraulik mit spezifischer Drehzahl $n_q \approx 38$ (min, m³/s, m) konnte kein Einfluss der untersuchten Laufrad-Schaufelzahl auf die Form der Kennlinieninstabilität einer Leitradpumpe festgestellt werden.

Hergt und Starke [47] untersuchten den systematischen Zusammenhang zwischen auftretender Kennlinieninstabilität und der spezifischen Drehzahl der Pumpe. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass Radialpumpen mit spezifischen Drehzahlen $n_q > 30$ (min, m³/s, m) anfällig für Kennlinieninstabilitäten mit sattelförmigen Förderhöhenkurven sind. Durchgeführt wurden Messungen an Leitradpumpen mit Luft als Medium. Eine sattelförmige Kennlinieninstabilität wird demnach durch eine entgegen der Drehrichtung des Laufrades auftretende Rückströmung aus dem Leitrad verursacht. Ursache ist eine Änderung der Laufradabströmung in axiale Richtung, die durch geringere Abströmwinkel an der Deckscheibe gekennzeichnet ist. Durchgeführte Axialkraftmessungen zeigen, dass ein Auftreten der sattelförmigen Kennlinieninstabilität mit einer sprunghaften Änderung der auftretenden Axialkraft einhergeht. Zusätzliche Untersuchungen zeigten, dass sich eine dreidimensionale Anpassung des Leitrad Eintrittswinkels kontraproduktiv auf die sattelförmige Kennlinieninstabilität auswirkte und bereits geringe Fertigungstoleranzen die Kennlinieninstabilität beeinflussen. Im Rahmen ihrer Untersuchungen zeigten die Autoren ebenfalls auf, dass ein Auftreten der Kennlinieninstabilität keine Reynoldszahlabhängigkeit aufweist.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Hergt und Starke [47] vertieften Hergt und Jaberg [46] die Untersuchungen zur Ursache einer eintretenden Kennlinieninstabilität an einer

mehrstufigen Pumpe mit Leitrad. Die Ergebnisse zeigen auf, wie sich das umfangsgemittelte Abströmverhalten des Laufrades über den Bereich der Kennlinieninstabilität verhält. So ist eine asymmetrische Laufradabströmung mit einem Rezirkulationsgebiet an der Tragscheibe für Volumenströme zwischen dem Auftreten des Sattels und des Auslegungspunktes ersichtlich. Im Bereich des Kennliniensattels stellt sich ein relativ symmetrisches Abströmprofil mit Rezirkulationsgebieten sowohl an der Trag- als auch an der Deckscheibe ein. Für den wieder stabilen Kennlinienbereich zwischen Sattel und Nullförderstrom findet sich erneut ein asymmetrisches Abströmgebiet vor. Dabei ist allerdings ein Wechsel der Rezirkulationszone von Trag- zu Deckscheibe aufgetreten. Die Autoren sehen die Ursache der Kennlinieninstabilität in Rückströmungen am Laufradaustritt. Diese beginnen in einzelnen Laufradpassagen in nicht periodischer Weise und stehen mit dem beginnenden periodischen Abreißen (Rotating Stall) im Zusammenhang. Hierdurch verändert sich die Abströmrichtung aus dem Laufrad dergestalt, dass diese wesentlich stärker vom theoretisch berechneten Wert abweicht und somit die Strömungsverluste im Leitrad deutlich erhöht werden.

Gülich [36, 37], Gülich et al. [40] und Gülich und Egger [39] untersuchten den Einfluss verschiedener geometrischer Parameter in Bezug auf das Kennlinienverhalten bei vorhandener sattelförmiger Kennlinieninstabilität. Dies betrifft beispielsweise den Einfluss des engsten Querschnitts im Leitrad (vgl. [36]), den Spalt zwischen Laufradaustritt und den Deckscheiben des Leitrades (Gap A) (vgl. [40]), das Breitenverhältnis von Leitrad zu Laufrad b_3/b_2 (vgl. [39]), sowie das gesamte Laufrad- (vgl. [39, 37]) und Leitraddesign (vgl. [39]). Des Weiteren zeigt Gülich [36] wie sich eine Kennlinieninstabilität einer mehrstufigen Pumpe in der erste Stufe, einer Repetierstufe und der letzten Stufe unterschiedlich ausprägt. Nach [36] ist die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt entscheidend für den Druckaufbau im Leitrad, wobei diese auch durch sich ändernde Strömungsverteilung am Laufradeintritt, beispielsweise durch Einsetzen des Teillastwirbels, beeinflusst werden kann. In [37] fasst Gülich die bisherigen Ergebnisse zur Kennlinieninstabilität zusammen. Er kommt zu dem Schluss, dass Kennlinieninstabilitäten in Form eines Sattels durch plötzliche Änderungen der Strömungsverteilung am Laufradaustritt entstehen und hierdurch den Druckrückgewinn im Leitrad negativ beeinflussen. Im Bereich des Kennliniensattels findet ein Wechsel des Rezirkulationsgebietes am Laufradaustritt von Deckscheibe zu Tragscheibe - oder umgekehrt statt. Dieses Phänomen bezeichnet Gülich als „*pattern switching*“ und ist seiner Ansicht nach die Ursache für die Ausbildung einer Kennlinieninstabilität. Der Bereich des Minimums an Förderhöhe im Sattel ist durch eine symmetrische Laufradabströmung mit relativ geringen Rezirkulationsgebieten gekennzeichnet. Zusammenfassend stellt Gülich in [37] heraus, dass sattelförmige Kennlinieninstabilitäten in der Regel bei spezifischen Volumenströmen $0,6 < q < 0,9$ auftreten und zwar dann, wenn es mit zunehmender Teillast, neben der generell wachsenden Verzögerung im Leitrad, zu immer stärker werdenden Ungleichförmigkeiten der Abströmung im Laufrad kommt. Während der statische Druckrückgewinn im Laufrad durch die auftretenden Ungleichförmigkeiten der Strömung nahezu unbeeinflusst bleibt, wird dieser im Leitrad stark reduziert und die Kennlinie wird instabil.

Eisele et al. [24] untersuchten instationäre Strömungsvorgänge im Spalt zwischen Laufrad und Leitrad mittels Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) und Particle Tracking Velocimetry (PTV). Auch bei Eisele et al. tritt im Verlauf des Kennliniensattels ein Wechsel des Rückströmgebietes von der Deck- zur Tragscheibe auf. Zudem zeigen die Autoren, dass sich erste Rezirkulationsgebiete aus dem Leitrad in das Laufrad bereits bei Volumenströ-

men ausprägen, die deutlich rechts des Sattels liegen. Diese Rezirkulationsgebiete treten zunächst nahe der Leitradeintrittskante auf und sind abhängig von der Position zwischen Laufrad und Leitrad. Eine Auswertung des Druckaufbaus im Leitkanal zeigt, dass dieser im Schrägabschnitt maßgeblich zur Kennlinieninstabilität beiträgt und die Strömung in diesem Bereich hochgradig instationär ist. Im Gegensatz hierzu stabilisiert der sich anschließende Diffuser die Kennlinie wieder sowohl in Hinsicht auf eine Kennlinieninstabilität als auch in Bezug auf die Instationarität.

Im Jahr 1998 veröffentlichte Schill [87] eine Reihe von Vorschlägen, die zu einer Vermeidung der Kennlinieninstabilität führen können. Jedoch sind diese Maßnahmen nicht zwingend von Erfolg und gehen zudem mit einer Einbuße des Wirkungsgrades oder anderer negativer Auswirkungen einher. Als mögliche Maßnahmen nennt Schill beispielsweise eine hydraulische Auslegung nach kleinerer Druckzahl, die Verwendung längerer Diffusorkanäle im Leitrad, weniger Leitschaufelzahlen oder kleinere Laufradabströmwinkel.

Sinha et al. [91] untersuchten die Kennlinieninstabilität einer einstufigen Leitradpumpe mit nachgeschaltetem Spiralgehäuse. Die Ergebnisse der Autoren zeigen, dass beim Eintreten der Kennlinieninstabilität Rotating Stall im Leitrad vorliegt. Die dadurch auftretenden Strömungsstrukturen von vollständig verblocktem Leitradkanal bei abgelöster Strömung bis hin zu einem Jet Flow durch einen Leitradkanal bringen einen Anstieg der Druckpulsationen im Leitrad mit sich. Weiter zeigen Sinha et al. auf, dass sich ein Rezirkulationsgebiet vom Spalt zwischen Leitrad und Laufrad (Gap A) ausbildet und sich in den Laufradaustritt ausbreitet. Allerdings ist das Durchmesser Verhältnis zwischen Leitradeintrittskante und Laufradaustritt (Gap B) der untersuchten Pumpe mit $d_3/d_2 = 1,2$ signifikant größer als dies in modernen Leitradpumpen der Fall ist.

Prunières et al. [83] und Prunières und Kato [84] untersuchten die Kennlinie der ersten Stufe einer mehrstufigen Radialpumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q \approx 34$ (min, m³/s, m). Die Autoren zeigen mittels RANS-Simulationen auf, dass eine asymmetrische Laufradabströmung mit vorhandenem Rezirkulationsgebiet an der Tragscheibe bereits bei Volumentrömen oberhalb des Kennliniensattels vorhanden ist. Dieses Rezirkulationsgebiet verkleinert das Einstromgebiet am Leitradeintritt und verhindert nach Ansicht der Autoren somit eine effektive Strömungsverzögerung und den statischen Druckaufbau im Leitrad. Mit Einsetzen des Kennliniensattels nimmt das Rezirkulationsgebiet merklich ab. Ein Wechsel zur Deckscheibe ist nicht erkennbar. Zeitgleich mit der Abnahme des Rezirkulationsgebietes am Laufradaustritt bildet sich der Teillastwirbel am Laufradeintritt aus. Von Prunières und Kato [84] durchgeführte LES-Simulationen zur untersuchten Pumpe weichen stark vom experimentellen Ergebnis ab. Als Ursache hierzu sehen die Autoren einen für die numerischen Simulationen falsch angenommenen Vordrall. Im Rahmen der LES-Simulationen beobachten Prunières und Kato einen Wechsel des Rückströmgebietes am Laufradaustritt von der Tragscheibe zur Deckscheibe. Zusätzlich bilden sich im Leitrad Rezirkulationszonen und Stall aus.

Vermunt et al. [99] stellten eine sattelförmige Kennlinieninstabilität bei einer Leitradpumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q \approx 15$ (min, m³/s, m) fest. Erstaunlich ist hier, dass die Kennlinieninstabilität lediglich für ein abgedrehtes Laufrad, also mit einer Vergrößerung des Durchmesser Verhältnisses d_4/d_2 eintritt. Anhand durchgeführter CFD-Simulationen zeigen die Autoren auf, dass die Kennlinieninstabilität mit Einsetzen von Rotating Stall im Leitrad einhergeht. Dabei bildet sich eine Stall-Zelle aus, die eine Leitrad-Passage blockiert und ein bis zwei benachbarte Passagen beeinflusst.

Kim [57] untersuchte den Einfluss der meridionalen Breite von Lauf- und Leitrad bei

konstantem Breitenverhältnis b_3/b_2 auf die Kennlinieninstabilität an einer vierstufigen Pumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q = 30$ (min, m^3/s , m). In der gemessenen Kennlinie treten zwei Instabilitäten auf. Die erste, näher am Auslegungspunkt gelegene entsteht durch einen plötzlich abfallenden Druckaufbau im Schrägabschnitt des Leitrades. Druckmessungen im Radseitenraum und zugehörige Geschwindigkeitsverteilungen zeigen, dass es im Bereich des Kennliniensattels zu einem Wechsel des Rezirkulationsgebietes am Laufradaustritt von der Deckscheibe zur Tragscheibe kommt. Dieser Wechsel erzeugt einen erhöhten Impulsaustausch zwischen den Stromlinien im Schrägabschnitt des Leitrades. Kim sieht die dadurch entstehenden Mischungsverluste als hauptverantwortlich für die Kennlinieninstabilität an. Eine zweite Kennlinieninstabilität tritt bei starker Teillast auf, welche durch Einsetzen des Teillastwirbels in der ersten Stufe hervorgerufen wird. Ein systematischer Zusammenhang zwischen meridionaler Breite und dem Auftreten der sattelförmigen Kennlinieninstabilität konnte nicht gefunden werden. Zusätzlich fasst Kim in seiner Arbeit einige wichtige geometrische Parameter und Betriebsparameter zusammen, die die Kennlinieninstabilität und die Pumpleistung beeinflussen.

Untersuchungen zu sattelförmigen Kennlinieninstabilitäten an Pump-Turbinen im Pumpen-Modus stammen von Ubaldi und Zunino [98], Ran et al. [85], Guggenberger et al. [43] und Guggenberger [42]. Ubaldi und Zunino [98] untersuchten eine Pump-Turbine im Pumpen-Modus mit Luft als Strömungsmedium. Die zugehörige Kennlinie weist einen instabilen Verlauf zwischen $q = 0,58$ und $q = 0,83$ auf. Bereits für Volumenströme $q > 0,83$ bildet sich im Bereich der Deckscheibe ein dreidimensionales Ablösegebiet im Leitkanal aus. Die Größe des Ablösegebietes nimmt für sinkende Volumenströme zu bis im Förderhöhenminimum des Sattels eine instabile Strömungsstruktur am Laufradaustritt beobachtet wird. Bei diesem Volumenstrom kommt es, wie auch in [46, 37] beschrieben, zu einem Wechsel des Rückströmgebietes - in diesem Fall von der Deck- zur Tragscheibe. Für weiter sinkende Volumenströme verharrt das Rückströmgebiet an der Tragscheibe. Mit dem Wechsel der Position des Rückströmgebietes stellt sich ein Teillastwirbel ein, der mit sinkendem Volumenstrom zunimmt.

In der von Ran et al. [85] untersuchten Pump-Turbine treten zwei Instabilitäten auf, eine sehr nahe am Auslegungspunkt und eine bei stärkerer Teillast. In der Veröffentlichung wird lediglich die Ursache der sich in stärkerer Teillast befindlichen Instabilität untersucht. Als Ursache machen die Autoren ein komplexes Wirbelgebilde am Laufradeintritt aus. Diese Wirbelgebilde treten nahe der Deckscheibe auf und führen dort zur vollständigen Verblockung einzelner Schaufelpassagen.

Guggenberger et al. [43] und Guggenberger [42] analysierten das Strömungsverhalten einer Pump-Turbine mit spezifischer Drehzahl $n_q = 45$ (min, m^3/s , m). Auch bei dieser Pumpe ist eine ausgeprägte Kennlinieninstabilität vorhanden. Allerdings ist auf Basis durchgeführter PIV-Messungen kein Wechsel eines Rezirkulationsgebietes von der Deckscheibe zur Tragscheibe oder umgekehrt aufgetreten. Stattdessen bildeten sich einzelne Wirbel aus, die sich von den Laufradschaufeln entgegen der Hauptströmungsrichtung in das Saugrohr ausdehnten.

Kaupert [56] und Baum und Böhle [5] untersuchten das Einsetzen einer sattelförmigen Kennlinieninstabilität an Spiralgehäusepumpen mit Doppelspirale. In der von Kaupert untersuchten Pumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q \approx 91$ (min, m^3/s , m) tritt die Kennlinieninstabilität aufgrund eines Hystereseeffekts bei unterschiedlichen Volumenströmen auf, abhängig davon, ob die Kennlinie von niedrigem zu hohem Volumenstrom gefahren wird oder umgekehrt. Am Laufradaustritt konnte Kaupert experimentell mittels Fünfloch-

sondenmessung ein asymmetrisches Abströmverhalten mit einsetzender Rezirkulation an der Deckscheibe beobachten. Ein Wechsel des Rezirkulationsgebietes von Deckscheibe zu Tragscheibe konnte hingegen nicht identifiziert werden. Numerisch ist in den Ergebnissen von Kaupert kein Rezirkulationsgebiet am Laufradaustritt erkennbar.

Die numerischen Ergebnisse von Baum und Böhle [5] an einer Spiralgehäusepumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q = 52$ (min, m^3/s , m) weisen mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität kein Rezirkulationsgebiet am Laufradaustritt auf. Stattdessen wird ein plötzlich einsetzender Teillastwirbel als Ursache der plötzlichen Änderung der Förderhöhe ausgemacht. Dieser führt zu einer Verblockung der Strömung nahe der Deckscheibe am Eintritt in den Laufradkanal. Stromab des Teillastwirbels strömt das Fluid von der Tragscheibe in Richtung Deckscheibe und heilt die Strömung zum Laufradaustritt hin.

Im Folgenden wird aufbauend auf den Ergebnissen der Literatur die Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit abgeleitet.

1.2 Zielsetzung und Arbeitshypothesen

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine mögliche Ursache für das Auftreten einer Kennlinieninstabilität zu identifizieren. Wie im vorherigen Abschnitt dargelegt, hat sich der statische Druckaufbau im Schrägabschnitt des Leitrades als signifikant für das Eintreten einer Kennlinieninstabilität erwiesen. Da dem Autor dieser Arbeit zum jetzigen Zeitpunkt keine Arbeiten bekannt sind, die den Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung, bei unverändertem Leitradetrtrittswinkel (α_4), Diffusorbereich und Leitradaustrittswinkel (α_6) untersuchen, soll diese Fragestellung hier aufgegriffen werden.

Hierzu wird zunächst ein Auslegungstool zur parametrischen Entwicklung von Leiträdern entwickelt, welches es ermöglicht, gezielt einzelne Parameter beim Leitradentwurf systematisch zu untersuchen. Mit Hilfe dieses Tools soll die zentrale Fragestellung dieser Arbeit untersucht werden. Diese lautet:

Wie wirkt sich eine Änderung der Geometrie des Schrägabschnittes eines Leitrades auf die Kennlinieninstabilität einer Repetierstufe einer mehrstufigen Leitradpumpe aus?

Zur Untersuchung dieser Fragestellung wird eine Repetierstufe einer mehrstufigen Leitradpumpe ausgelegt. Zunächst werden, neben einem Laufrad, drei Leiträder mit unterschiedlichem Flächenverlauf im Schrägabschnitt ausgelegt. Neben den drei Leitradvarianten erfolgt eine Betrachtung mit schaufellosem Diffusor als Referenz, um den Einfluss eines Leitrades auf die Laufradströmung zu evaluieren. Neben der Performance der Pumpenstufe werden experimentell und numerisch verschiedene Komponenten Kennlinien betrachtet. Zusätzlich wird ein Zusammenhang zwischen eintretendem Teillastwirbel und Kennlinieninstabilität dargestellt. Es wird aufgezeigt, wie sich auftretende Druckpulsationen am Leitradetrtritt und im engsten Querschnitt über die Kennlinie verhalten. Mittels numerischer Ergebnisse erfolgt ein Vergleich der Strömungsverluste im Schrägabschnitt der drei unterschiedlichen Leitradvarianten. Eine Betrachtung von Sekundärströmungen in zwei benachbarten Schrägabschnitten soll Änderungen in der Strömung im Bereich der Kennlinieninstabilität aufzeigen.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die folgende Arbeit ist wie folgt aufgebaut: In Kapitel zwei werden die theoretischen Grundlagen dieser Arbeit beschrieben. Zunächst werden die verwendete Nomenklatur und die Berechnung der Performance Größen eingeführt. Anschließend erfolgt eine Beschreibung verschiedener Strömungszustände, Rotor-Stator Interaktion sowie die Verlustberechnung und die Transformation von Zeit in Frequenzbereich. Das Kapitel schließt mit der Beschreibung des entwickelten Auslegungstools für die parametrische Erzeugung von Leiträdern. Das dritte Kapitel beschäftigt sich mit den untersuchten Hydrauliken. Es wird detailliert auf die Auslegung des Laufrades und der verschiedenen Leiträder eingegangen. Im vierten Kapitel werden der experimentelle Aufbau der Versuchspumpe und der verwendete Versuchskreislauf beschrieben. Zusätzlich wird die verwendete Messtechnik eingeführt. Im fünften Kapitel erfolgt eine Erläuterung der durchgeführten numerischen Simulationen mittels CFD. Zunächst wird das Simulationssetup, bestehend aus Modellaufbau und durchgeführter Vernetzung, erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse einer durchgeführten instationären Netzstudie präsentiert. Im sechsten Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Ergebnisse ausgewertet. Der Einfluss der Gestaltung des Schrägabschnitts wird anhand von Stufenkennlinien, Komponenten Kennlinien und Druckpulsationen numerisch und experimentell gegenüber gestellt. Auf Basis der numerischen Ergebnisse erfolgt eine detaillierte Betrachtung der Strömungsverluste und der Sekundärströmungen im Schrägabschnitt. Die Arbeit schließt in Kapitel sechs mit einer Zusammenfassung der erzielten Ergebnisse und einem Ausblick über mögliche zukünftige Forschungsfragen.

2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden Kapitel werden theoretische Grundlagen im Bereich radialer Strömungsmaschinen beschrieben. Zunächst werden die Hauptabmessungen der Pumpenstufe definiert und deklariert sowie verschiedene Kenngrößen und verwendete Koordinatensysteme definiert. Anschließend erfolgt die Beschreibung verschiedener strömungsmechanischer Phänomene, bevor am Ende des Kapitels das zur Auslegung der Lauf- und Leiträder erzeugte Auslegungstool vorgestellt wird.

2.1 Nomenklatur und Notation

Zunächst ist es notwendig, eine geeignete Nomenklatur und Notation verschiedener Kenngrößen der Pumpe und der Auswertung zu definieren. Dabei wird neben den geometrischen, die Versuchspumpe beschreibenden Größen auf verschiedene Kennzahlen und verwendete Koordinatensysteme eingegangen.

2.1.1 Hauptabmessungen und Nomenklatur

Eine Repetierstufe stellt eine mittlere Stufe einer mehrstufigen Pumpe dar. Sie zeichnet sich durch gleiche An- und Abströmbedingungen aus. Sie setzt sich aus Laufrad, Leitrad, Rückführbeschaufelung sowie vorderem und hinterem Radseitenraum zusammen. Abbildung 2.1(a) gibt einen Überblick der relevanten Hauptabmessungen von Laufrad und Leitrad. Da sich der statische Druckaufbau im Leitrad als maßgeblich für das Einsetzen einer Kennlinieninstabilität gezeigt hat, ist es sinnhaft neben Leitradeintritt und -austritt weitere signifikante Abmessungen zu definieren. Diese sind inklusive der zugehörigen Bezeichnungen der sich ergebenden Teilabschnitte in Abbildung 2.1(b) dargestellt. In Abbildung 2.2 findet sich die Nomenklatur zur geometrischen Beschreibung im Laufrad und Leitrad.

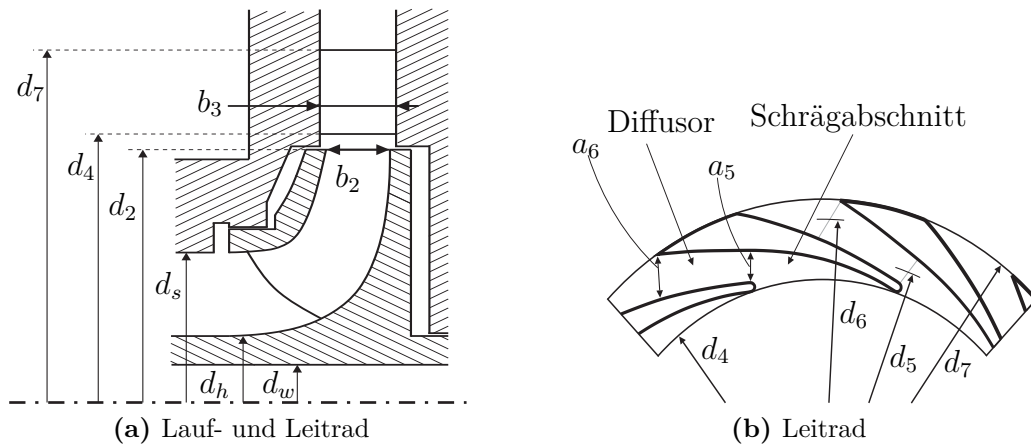


Abb. 2.1: Hauptabmessungen

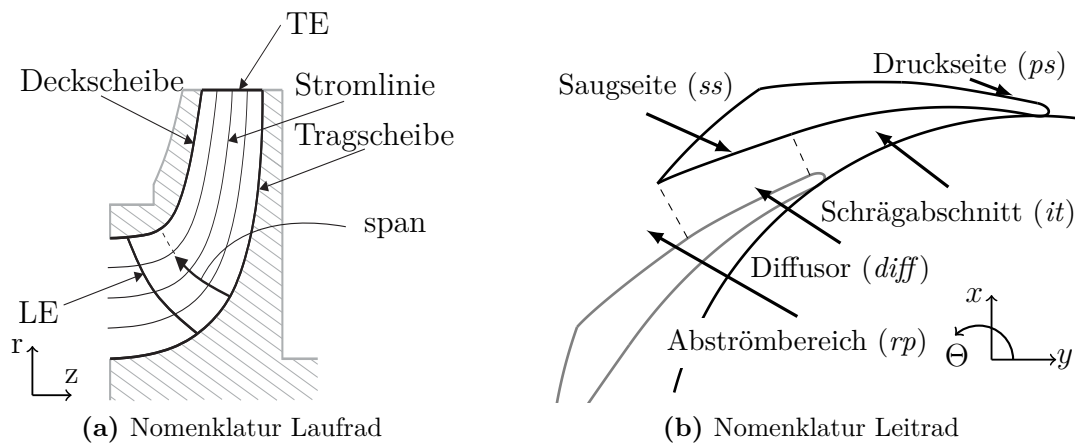


Abb. 2.2: Nomenklatur

2.1.2 Koordinatensystem und Geschwindigkeitsnotation

In dieser Arbeit wird ein kartesisches rechtsdrehendes x, y, z Koordinatensystem als absolutes Bezugskordinatensystem verwendet. Die z -Achse ist dabei als Drehachse der Maschine definiert. Der Meridianschnitt ergibt sich durch die umlaufende Projektion der Schaufelanström- (LE) und -abström- (TE), sowie den Konturen von Trag- und Deckscheibe und wird im Folgenden in der z, r Ebene definiert, wobei sich für jeden axialen Punkt der zugehörige Radius berechnet mit:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (2.1)$$

Zwischen Trag- und Deckscheibe lassen sich beliebig viele Stromlinien erzeugen, deren Rotationsflächen einen Schnitt konstanten spans durch das Laufrad abbilden. Abbildung 2.3(a) zeigt eine Meridiankontur, eine Rotationsfläche sowie die Konvention des verwendeten Koordinatensystems. Entlang einer Stromlinie lässt sich die meridionale Koordinate m mit Gleichung (2.2) bestimmen:

$$m(u) = \int_{u_1}^u \sqrt{(dz/du)^2 + (dr/du)^2} du \quad , \quad (2.2)$$

wobei die Kurve entlang der Stromlinie durch den Kurvenparameter u beschrieben wird. Dabei wird u im Intervall $u \in [0, 1]$ definiert, wobei $u_1 = 0$ die Position der Meridianeintritts und $u_2 = 1$ den Meridianaustritt definiert (vgl. Abbildung 2.3(a)). Als normierte meridionale Koordinate m' wird die meridionale Koordinate in Bezug zur Gesamtlänge des Stromfadens gesetzt:

$$m' = \frac{m}{m_{max, str}} \quad (2.3)$$

Die Umfangskomponente $r \Theta$ steigt in Anbetracht eines rechtsdrehenden Koordinatensystems in Richtung positiven Drehwinkels Θ an. Der Betrag der Winkelgeschwindigkeit ω ist positiv bei Drehung in Richtung Θ . Mit Hilfe der Winkelgeschwindigkeit folgt für die Umfangsgeschwindigkeit u in jedem beliebigen Radius r :

$$u = \omega \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \quad (2.4)$$

Die Absolutgeschwindigkeit c lässt sich betragsmäßig auf Basis des oben eingeführten Koordinatensystem berechnen aus:

$$c = \sqrt{c_x^2 + c_y^2 + c_z^2} \quad (2.5)$$

bzw.:

$$c = \sqrt{c_{ax}^2 + c_r^2 + c_{\Theta}^2} \quad (2.6)$$

Durch Vernachlässigung der Umfangskomponente c_{Θ} in Gleichung (2.6) ergibt sich die Meridiangeschwindigkeit c_m :

$$c_m = \sqrt{c_{ax}^2 + c_r^2} \quad (2.7)$$

Die Geschwindigkeit in Stromlinienrichtung c_{str} zeigt in jedem Punkt in die tangentielle Richtung der Stromlinie im Meridianschnitt. Zusammen mit der senkrecht auf ihr stehenden

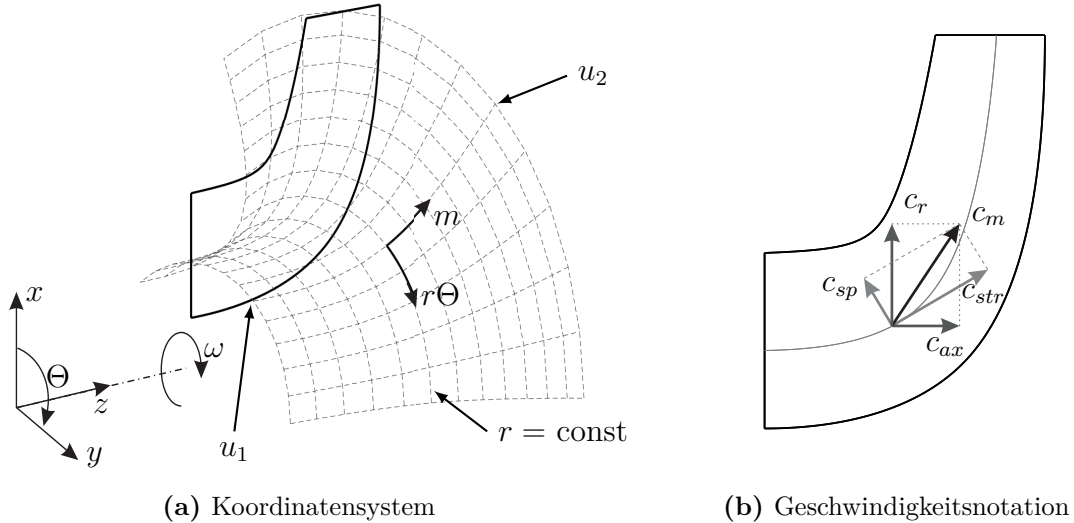


Abb. 2.3: Koordinatensystem und Geschwindigkeitsnotation

spannweite Geschwindigkeit c_{sp} lässt sich aus beiden wieder die Meridiangeschwindigkeit bilden:

$$c_m = \sqrt{c_{str}^2 + c_{sp}^2} \quad (2.8)$$

Abbildung 2.3(b) zeigt den Zusammenhang zwischen der Meridiangeschwindigkeit und den einzelnen Geschwindigkeitskomponenten in Meridianebene.

Ein grundlegender Ansatz in der Analyse von Strömungsmaschinen ist die Auswertung der relativen Strömungsgeschwindigkeiten \mathbf{w} . Das sich ableitende relative Koordinatensystem ist stationär in Bezug auf die rotierenden Schaufeln, wodurch sich ein im drehenden System stationäres Strömungsfeld einstellt. [22]

Auf jedem Punkt der Rotationsfläche lassen sich die Strömungszustände mit Hilfe von Geschwindigkeitsdreiecken beschreiben, vgl. Abbildung 2.4a. Dabei ergibt sich die Absolutgeschwindigkeit \mathbf{c} aus einer Vektoraddition der Relativgeschwindigkeit \mathbf{w} mit der Umfangsgeschwindigkeit \mathbf{u} . Für Radialmaschinen werden die Strömungswinkel gegen die Umfangskomponente aufgetragen, sodass sich folgender Zusammenhang ergibt:

$$\beta = \arctan \frac{c_m}{w_\Theta} \quad (2.9)$$

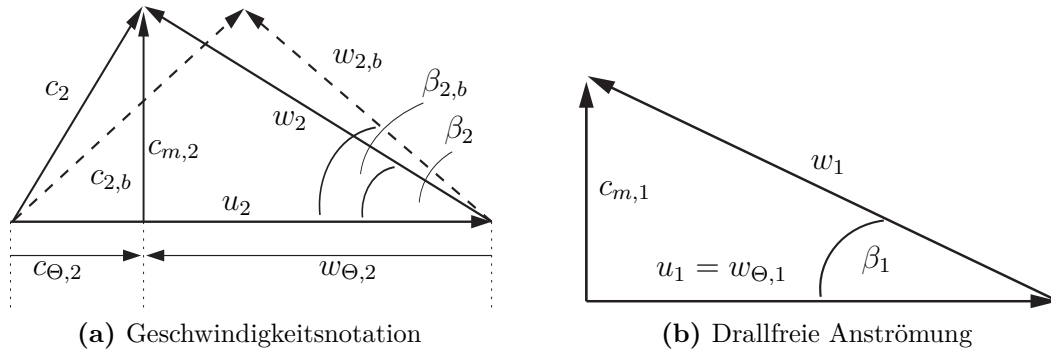
$$\alpha = \arctan \frac{c_m}{c_\Theta} \quad (2.10)$$

Aufgrund der endlichen Schaufelanzahl ist der tatsächliche Abströmwinkel im Relativsystem β_2 kleiner als der Winkel der Schaufelaustrittskante β_{2b} . Dieses als Slip bezeichnete Phänomen reduziert die von der Schaufel auf das Fluid übertragene Energie. [80]

In der Literatur finden sich eine Vielzahl an Untersuchungen zur Vorhersage des Slipfaktors, vgl. z.B. [80, 15, 103, 4, 22, 54]. Dennoch ist eine allgemeingültige Vorhersage schwierig, was die Notwendigkeit der iterativen Anpassung in vielen Auslegungsfällen erfordert.

Der Drall am Laufradeintritt lässt sich mit Hilfe der Drallzahl δ beschreiben:

$$\delta = 1 - \frac{c_\Theta}{u} \quad (2.11)$$


Abb. 2.4: Geschwindigkeitsdreiecke

Für den speziellen Fall einer drallfreien Anströmung verschwindet die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ($c_{\Theta} = 0$), sodass $\delta = 1$ folgt, vgl. Abbildung 2.4b. Dementsprechend gilt für ein Strömungsfeld mit Mitdrall $\delta < 1$ und mit Gegendrall $\delta > 1$.

2.1.3 Kennzahlen

Die theoretische von den Laufradschaufeln auf das Fluid übertragene Energie y_{th} kann mit Hilfe der Eulerschen Turbinengleichung ausgedrückt werden. Sie lässt sich aus dem Drehimpulssatz herleiten und ergibt sich zu:

$$y_{th} = \omega (r_2 w_{\Theta,2} - r_1 w_{\Theta,1}) + \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.12)$$

Dabei beschreibt der erste Term in Gleichung (2.12) die Energiegewinnung durch die Strömungsumlenkung aufgrund der Änderung des Schaufelwinkels und der zweite Term die Energiegewinnung durch zentrifugale Effekte aufgrund der Radiusänderung zwischen Laufradein- und -austritt. [61]

Die spezifische Stutzenarbeit y lässt sich durch die Änderung des Totaldrucks von Laufradeintritt zu -austritt bestimmen:

$$y = \frac{p_{tot,2} - p_{tot,1}}{\rho} \quad (2.13)$$

Sie beinhaltet im Vergleich zu y_{th} sowohl Reibungsverluste als auch die durch Minderumlenkung entstehenden Verluste und gibt die tatsächliche durch das Laufrad auf das Fluid übertragene nutzbare Energie an. [38, 80]

Im Bereich der Pumpenanwendungen ist es üblich die durch das Laufrad übertragene Energie nicht in Form der spezifischen Stutzenarbeit, sondern als Förderhöhe H auszudrücken. Die Förderhöhe ergibt sich nach DIN 9906 [53] aus der Differenz der Energiehöhen der Auswerteebenen zu:

$$H = \frac{y}{g} = \frac{p_{tot,2} - p_{tot,1}}{\rho \cdot g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) \quad (2.14)$$

Der Zusammenhang zwischen theoretischer Förderhöhe H_{th} und effektiver Förderhöhe H wird mit Hilfe des hydraulischen Wirkungsgrades η_h erfasst [38]:

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} \quad (2.15)$$

Die hydraulische Leistung einer Pumpe berechnet sich für jeden Betriebspunkt aus dem Produkt aus gefördertem Massenstrom \dot{m} und der zugehörigen spezifischen Stutzenarbeit y [38]:

$$P_h = \dot{m} \cdot y = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.16)$$

Die Antriebsleistung der Maschine ergibt sich aus dem an der Welle anliegenden Drehmoment M und der Winkelgeschwindigkeit ω [38]:

$$P = M \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad (2.17)$$

Das Verhältnis aus hydraulischer Leistung und der Antriebsleistung definiert den Wirkungsgrad der Pumpe [38]:

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad (2.18)$$

Da die Performance einer Pumpe abhängig vom Volumenstrom Q und der Drehzahl n ist, lassen sich Pumpen verschiedener Bauform, Baugröße und Nenndrehzahl nicht anhand dimensionsbehafteter Kenngrößen vergleichen. Daher bietet es sich an, dimensionslose Kenngrößen zu verwenden, vgl. bspw. [22]. So lässt sich die Druckzahl ψ in Abhängigkeit der Förderhöhe H und der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt bestimmen:

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{(\pi \cdot d_2 \cdot n)^2} \quad (2.19)$$

Das Verhältnis aus Meridiangeschwindigkeit c_m und Umfangsgeschwindigkeit u als dimensionslose Form des Volumenstroms wird als Durchflusszahl φ bezeichnet. Im restlichen Teil dieser Arbeit werden hierzu grundsätzlich die Geschwindigkeitskomponenten am Laufradaustritt verwendet, so dass folgt:

$$\varphi = \frac{c_{m,2}}{u_2} \quad (2.20)$$

Die Leistungszahl λ als dimensionslose Form der Leistung P lässt sich bestimmen mit:

$$\lambda = \frac{2 \cdot P}{\rho \cdot u_2^3 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2} \quad (2.21)$$

2.1.4 Kennlinien

Reale Kennlinienverläufe weichen aufgrund auftretender Reibungsverluste im Laufrad, Stoßverluste an der Lauf- und Leitschaufeleintrittskante, Sekundärströmungsverlusten, und Leckageströmungen von der theoretischen Kennlinie ab. In der Regel ist die Summe der zuvor genannten Strömungsverluste (ζ_P) und damit die Abweichung zwischen theoretischer ($\psi_{th}(\varphi)$) und realer Kennlinie ($\psi(\varphi)$) im Bereich des Auslegungspunktes am geringsten [81]. Dabei ist die Charakteristik des Verlaufs der realen Förderhöhe von der Verlustentwicklung in Abhängigkeit des Volumenstroms definiert. Je nach ausgeführter Pumpe

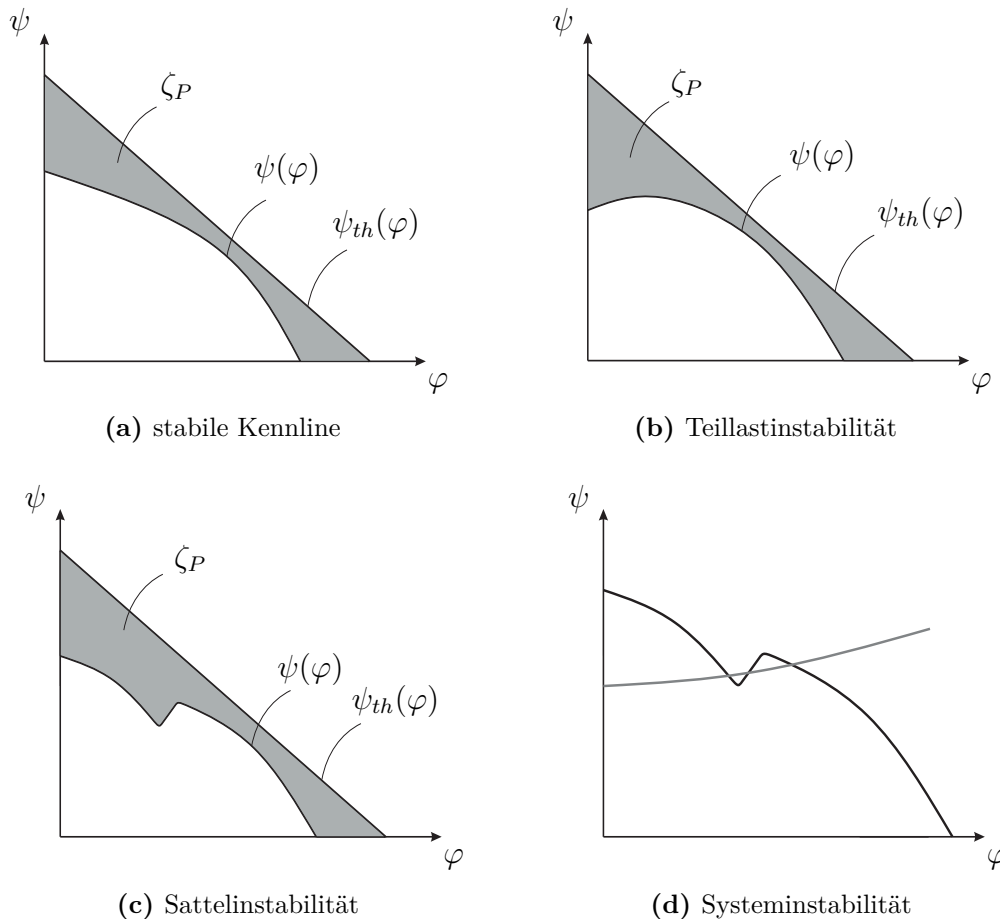


Abb. 2.5: Mögliche Kennlinienverläufe

kann zwischen drei verschiedenen Kennlinienformen unterschieden werden: Kennlinien mit monoton negativer Steigung $dH/dQ \leq 0$ (Abbildung 2.5(a)), Kennlinien mit einem Bereich positiver Steigung nahe des Nullförderstroms (Abbildung 2.5(b)), und Kennlinien mit Sattel (Abbildung 2.5(c)). Letztgenannte zeichnen sich durch einen Bereich positiver Steigung ($dH/dQ > 0$) relativ nahe am Bestpunkt der Pumpe aus. Schneidet die Anlagenkennlinie den instabilen Bereich der Pumpenkennlinie, so kann hierdurch das Hochfahren der Anlage erschwert bzw. unmöglich wird (Abbildung 2.5(d)). [12]

2.2 Rotor-Stator Interaktion

Durch die Interaktion von rotierenden Laufradschaufeln mit nachgeschalteten Leitrad-schaufeln oder Spiralgehäusezunge(n) entstehen periodische Druckpulsationen. Diese weisen charakteristische Frequenzen, entsprechend der sich aus der Drehzahl und Schaufelanzahl ergebenden Schaufelpassierfrequenz und ihrer Harmonischen auf [11]. Ursache der Rotor-Stator Interaktion ist das Aufeinandertreffen ungleichförmiger Druckfelder am Laufradaustritt und Leitradeintritt [12]. Diese ergeben sich aus der, durch viskose Effekte hervorgerufenen, Nachlaufströmung hinter der Laufradschaufelaustrittskante und aufgrund sich ergebender Druckgradienten um Laufrad- und Leitrad-schaufel[23, 100, 6].

Zahlreiche Veröffentlichungen befassen sich mit dem Einfluss geometrischer Faktoren auf die durch Rotor-Stator Interaktion entstehenden Druckpulsationen sowie deren Ursache,

siehe bspw. [23, 11, 35, 100, 1, 2, 7, 6, 12, 13, 27, 28, 32, 33, 34, 92, 93].

Um detaillierte Informationen über die sich auf Basis der Rotor-Stator Interaktion ergebenden Druckpulsationen zu erhalten, ist es sinnvoll, die spektralen Eigenschaften des entstehenden Signals zu betrachten. Dabei wird das vorliegende Zeitsignal $s(t)$ mittels Fourier-Transformation in den Frequenzbereich transformiert und es ergibt sich die Frequenzfunktion $S(f)$, vgl. [73]

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-i \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} dt \quad (2.22)$$

Für ein reales System liegt in der Regel ein endliches Zeitsignal im Intervall $[0, T]$ vor, wobei das Signal in einem Intervall Δt aufgenommen wird. Daraus lässt sich die diskrete Fourier Transformation (DFT) eines Zeitsignals ableiten:

$$S(k) = \sum_{n=0}^{N-1} s(n) \cdot e^{-i \cdot 2\pi \cdot k \cdot n / N}, k = 0, 1, \dots, N - 1 \quad (2.23)$$

wobei n den n -ten Abtastwert im Zeitbereich und k die k -te Frequenzlinie im Frequenzbereich beschreibt [73]. Zur Berechnung der DFT wird die schnelle Fourier Transformation (FFT) nach Cooley und Turkey [19] angewendet.

Mit diesem Ansatz lassen sich die Amplituden der sich aus der Interaktion der rotierenden und stehenden Domain ergebenden Druckfelder berechnen. Beschreiben lassen sich die Druckfelder aus einer Kopplung von Fourier Reihen für das jeweilige Bezugssystem [11]:

$$p'(\theta, t) = \sum_{n,m=1}^{\infty} p_n \cdot \cos(n \cdot z_{diff} \cdot \theta_{diff}) \cdot p_m \cdot \cos(m \cdot z_{imp} \cdot \theta_{imp}) \quad (2.24)$$

Dabei stehen rotierende und stehende Domain über folgende Beziehung miteinander in Verbindung:

$$\theta_{diff} = \theta_{imp} - \omega \cdot t \quad (2.25)$$

Aus den Gleichungen (2.24) und (2.25) lässt sich herleiten, dass sich aufgrund der Rotor-Stator Interaktion verschiedene Druckmoden im rotierenden und stehenden System ausbilden, vgl. [33]. Für das stehende System ergibt sich:

$$k_1 = m \cdot z_{imp} - n \cdot z_{diff} \quad (2.26)$$

$$k_2 = m \cdot z_{imp} + n \cdot z_{diff} \quad (2.27)$$

wobei die jeweilige Druckmode mit der Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_1 = \frac{m \cdot z_{imp}}{k_1} \cdot \omega \quad (2.28)$$

$$\omega_2 = \frac{m \cdot z_{imp}}{k_2} \cdot \omega \quad (2.29)$$

rotiert [33].

Durch die finite Länge des Messsignals können auftretende Periodizitäten am Ende des Messsignals abgeschnitten werden. Dies hat zur Folge, dass Anfangs- und Endwert des

Messsignals nicht zusammen passen, was zu einer Anhebung der Frequenzlinien im Frequenzspektrum führt. Dieses Phänomen wird als Leckageeffekt bezeichnet [45, 30]. Es kann durch Anwendung einer Fensterfunktion eliminiert werden. Eine der verbreitetsten Fensterfunktionen für Ingenieur Anwendungen ist das von Hann-Fenster [45]:

$$w(t) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi \cdot t}{T} \right) \right); t = 0 \sim T \quad (2.30)$$

Das von Hann-Fenster hebt die Diskontinuität des Messsignals zwischen Anfang und Ende des Messsignals auf, führt jedoch zu einer Reduktion der Amplitude im Frequenzbereich. Da das von Hann-Fenster an seinen Rändern den Wert 0 annimmt, ist es notwendig, eine Überlappung der Fenster einzuführen. Hierfür wird dabei in der Regel eine Überlappung von 50% gewählt. Um die sich daraus ergebende abgeschwächte Amplitude zu kompensieren ist es notwendig, einen Korrekturfaktor von 2 einzuführen um die Genauigkeit der Amplitudenspitzen zu erhöhen.

2.3 Axialkräfte

Die auf eine horizontal aufgestellte Pumpe wirkende Axialkraft ergibt sich aus der Summe aller Kräfte in axialer Richtung auf den Läufer. Dabei kann generell zwischen hydrostatischen und hydrodynamischen Kräften unterschieden werden. Erstgenannte beinhalten Kräfte, die aus der statischen Druckverteilung in den Radseitenräumen und im Laufrad resultieren. Letztgenannte beinhalten die vom Fluid übertragenen Impulskräfte. Zusätzlich zu berücksichtigen sind unausgeglichene Wellenschübe, die sich aus der Differenz des vorherrschenden Systemdrucks und des Umgebungsdrucks ergeben. Die auftretende Axialkraft ist stark abhängig von der Geometrie der Radseitenräume und der Laufradgestaltung. [96, 38]

In Anlehnung an Trautmann [96] lassen sich die Einzelkräfte wie folgt berechnen:

$$F_{TS,ISG} = 2\pi \int_{r_n}^{r_2} p_{TS,ISG}(r) \cdot r \cdot dr \quad (2.31)$$

$$F_{DS,ISG} = 2\pi \int_{r_{sp}}^{r_2} p_{DS,ISG}(r) \cdot r \cdot dr \quad (2.32)$$

$$F_{TS,imp} = 2\pi \int_{r_n}^{r_2} p_{TS,imp}(r) \cdot r \cdot dr \quad (2.33)$$

$$F_{DS,imp} = 2\pi \int_{r_s}^{r_2} p_{DS,imp}(r) \cdot r \cdot dr \quad (2.34)$$

$$F_I = \rho \cdot \pi \left(r_s^2 - r_n^2 \right) \cdot c_m^2 \quad (2.35)$$

$$F_W = \pi \cdot \left(r_s^2 \cdot \bar{p}_{sys} - r_n^2 \cdot p_{atm} \right) \quad (2.36)$$

Unter Berücksichtigung der Wirkrichtung der Einzelkräfte ergibt sich die resultierende Axialkraft F_{ax} aus:

$$F_{ax} = F_{TS,ISG} - F_{TS,imp} - F_{DS,ISG} + F_{DS,imp} - F_I - F_W \quad (2.37)$$

Wie aus den Gleichungen (2.35) und (2.36) ersichtlich ist, hat ein einsetzender Teillastwirbel am Laufradeintritt lediglich einen sehr geringen Anteil an der resultierenden Axialkraft. Hingegen zeigen Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt aus zweierlei Gründen einen deutlich signifikanteren Einfluss. So wird durch die Rezirkulation Fluid mit einem erhöhten statischen Druckanteil in das Laufrad befördert, wodurch der auf die passagenzugewandte Seite der Radscheibe wirkende statische Druck erhöht wird. Zusätzlich hat eine Rezirkulation am Laufradaustritt direkten Einfluss auf die Rotation und damit auch auf die statische Druckverteilung im Radseitenraum, vgl. u.a. [38, 57].

2.4 Sekundärströmungen in Lauf- und Leitrad

Infolge von Wandreibung und der Umlenkung der Strömung in Lauf- und Leitrad bilden sich dreidimensionale Geschwindigkeitsverteilungen aus. Dabei kommt es zu Ausgleichsströmungen, die senkrecht zu der sich nach potentialtheoretischen Überlegungen ergebenden, Hauptströmung gerichtet sind. Sie kennzeichnen sich durch hohe Verluste und können zu Strömungsablösungen führen. Als Resultat der Sekundärströmungen wird sowohl die Energieübertragung von der Laufradschaufel auf das Fluid als auch der Druckrückgewinn im Leitrad beeinflusst. [38]

2.4.1 Laufrad

Maßgeblichen Einfluss auf die Energieübertragung im Laufrad und damit die Förderhöhenkennlinie haben die Strömungszustände am Laufradein- und -austritt, vgl. Gleichung (2.12). Mit zunehmender Teillast steigt die Ungleichförmigkeit der Strömung in den Schaufelkanälen, die Geschwindigkeitsverteilung ändert sich aufgrund sich einstellender Sekundärströmungen und es treten Ablösungen und Rezirkulationsgebiete auf [79, 16, 6]. Am Laufradeintritt werden diese durch drei physikalische Mechanismen erzeugt: Eine Reduktion des Volumenstroms führt zu einem größeren Inzidenzwinkel am Laufradeintritt, wodurch die Gefahr der Strömungsablösung erhöht wird. Zusätzlich wird die Relativgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Laufrades reduziert und es stellen sich Druckgradienten senkrecht zur Hauptströmung ein. Durch die Kombination dieser drei Strömungsphänomene bildet sich ab einem gewissen Volumenstrom ein Rezirkulationsgebiet im Saugmund des Laufrades aus. Dabei strömt Fluid aus dem Laufrad zurück in das Saugrohr. Das rückströmende Fluid prägt dem Fluid im Saugrohr eine Drallkomponente c_{u1} in Drehrichtung des Laufrads auf, was nach Gleichung (2.12) zu einer Reduktion der theoretischen Förderhöhe führt. [14, 47, 95, 38, 6]

Ablösungen und Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt werden durch teillastig induzierte Sekundärströmungen und sich stromab des Laufrades befindliche Bauteile gefördert und können sowohl an der Trag- als auch an der Deckscheibe auftreten. Dabei hängt die Position des Rezirkulationsgebietes stark von der sich stromabwärts des Laufrades befindlichen Kavität ab, vgl. bspw. [70]. Zusätzlich werden Laufradaustrittsrezirkulationen durch Einsetzen des Teillastwirbels am Laufradeintritt beeinflusst. Allgemeingültige Vorhersagen

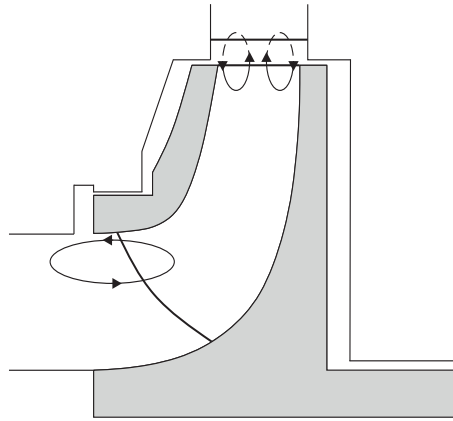


Abb. 2.6: Schematische Darstellung möglicher Rezirkulationsgebiete am Laufradein- und austritt, adaptiert von [38]

zu Zeitpunkt und Ort der Laufradaustrittsrezirkulation sind nach heutigem Stand nicht möglich. Austrittsrezirkulationen wurden unter anderem von Eisele [24], Hergt und Jaberg [46], Furukawa [34] und Feng [27] untersucht.

Abbildung 2.6 zeigt schematisch die Positionen möglicher Rezirkulationsgebiete am Laufradein- und -austritt.

2.4.2 Leitrad

Neben dem Laufrad treten in Teillast auch im Leitrad Ablösungen und Rezirkulationen auf. Am Leitschaufeleintritt sind die gleichen physikalischen Mechanismen wie am Laufradschaufeleintritt verantwortlich für auftretende Ablösegebiete. Verschiedene Untersuchungen wurden durchgeführt, um den Einfluss des Leitschaufeleintritts auf Ablösungen und durch Rotor-Stator Interaktion induzierte Kennlinieninstabilität zu untersuchen, vgl. [101, 47]. Beginnt die Strömung im Leitrad abzulösen, tritt dies in der Regel zunächst in einem Leitradkanal auf, während die übrigen Kanäle noch keine Ablösegebiete aufweisen. Mit zunehmender Teillast steigt die Anzahl der Kanäle, in denen Ablösungen auftreten, wobei die Ablösungen in Form von *alternate stall* oder von *rotating stall* auftreten können. [86] Die sich ändernden Strömungsbedingungen im Leitrad haben einen signifikanten Einfluss auf die Laufradabströmung und wirken sich auf Größe, Form und Position der Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt aus [38].

2.5 Verlustbetrachtung

Verluste in Strömungsmaschinen lassen sich in der Regel in innere und äußere Verluste aufteilen. Äußere Verluste treten hauptsächlich in Form von Reibung an Lagern und Dichtungen auf. Sie sind im realen System vorhanden, können in der numerischen Strömungssimulation jedoch nicht quantifiziert werden. Innere Verluste treten in Form von Dissipationsverlusten, Stoßverlusten und volumetrischen Verlusten auf. Letztgenannte beinhalten die Umwandlung von mechanischer Energie in Wärme und können, insbesondere in Teillast, einen signifikanten Anteil an den Gesamtverlusten ausmachen.

Die zur numerischen Berechnung von Strömungen benötigten Grundgleichungen ergeben sich aus den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie, vgl. z.B [88]. Die Massenerhaltung ergibt sich für ein inkompressibles System zu:

$$\operatorname{div}(\mathbf{c}) = 0 \quad (2.38)$$

wobei \mathbf{c} den Geschwindigkeitsvektor darstellt. Die Impulserhaltung wird durch die Navier-Stokes Gleichungen in Vektorschreibweise wie folgt beschrieben:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{c}}{\partial t} + \mathbf{c} \cdot \operatorname{grad}(\rho \mathbf{c}) = \mathbf{k} - \operatorname{grad} p + \operatorname{div} \boldsymbol{\tau} \quad (2.39)$$

Hierbei beschreibt \mathbf{k} die Volumenkraft und $\boldsymbol{\tau}$ den Spannungstensor. Im Rahmen dieser Arbeit wird von einer inkompressiblen, isothermen Strömung ausgegangen, bei der ausschließlich durch Reibung Dissipation entsteht. Hierfür lässt sich die innere Energie e mit Hilfe der spezifischen Entropie s und der Temperatur ϑ berechnen zu:

$$\rho \left(\frac{\partial s}{\partial t} + c_x \frac{\partial s}{\partial x} + c_y \frac{\partial s}{\partial y} + c_z \frac{\partial s}{\partial z} \right) = - \operatorname{div} \left(\frac{\mathbf{q}}{\vartheta} \right) + \frac{\Phi}{\vartheta} \quad (2.40)$$

Für die zuvor getroffene Annahme beschreibt der zweite Term der rechten Seite in Gleichung (2.40) die Größe der irreversiblen Verluste durch Reibung. [88]

Im Rahmen dieser Arbeit werden die irreversiblen Verluste in den CFD Simulationen mit einem Ansatz nach Fleder [31] und und Böhle et al. [10] quantifiziert. Dieser Ansatz beruht auf einem Verfahren nach Herwig [48], welches es ermöglicht die Entropieproduktion durch Dissipation direkt zu berechnen. Demnach setzen sich die irreversiblen Verluste aus zwei Termen zusammen:

$$\overline{\left(\frac{\Phi}{\vartheta} \right)} = \dot{s}_{irr}^{\overline{D}} + \dot{s}_{irr}^{D'} \quad (2.41)$$

Hierbei steht der erste Term für die viskose Dissipation und kann direkt aus den Lösungsgrößen berechnet werden. Der zweite Term beinhaltet die turbulente bzw. indirekte Dissipation und kann aufgrund der turbulenten Schwankungen nicht direkt berechnet werden. Mit Hilfe des Ansatzes von Kock und Herwig [58, 59] lässt sich letztgenannte aus der turbulenten kinetischen Energie ϵ des Turbulenzmodells ableiten:

$$\dot{s}_{irr}^{D'} = \frac{\rho \epsilon}{\vartheta} \quad (2.42)$$

Erfolgt zusätzlich eine Kopplung der Dissipation mit der Entropie nach dem Ansatz von Kock und Herwig [58], kann die Dissipation unabhängig von der Temperatur ausgedrückt werden.

$$\Phi_{\overline{D}} = \overline{\vartheta} \dot{s}_{irr}^{\overline{D}} \quad (2.43)$$

$$\Phi_{D'} = \overline{\vartheta} \dot{s}_{irr}^{D'} \quad (2.44)$$

Für alle im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Hydrauliken hat sich gezeigt, dass die Verluste aufgrund viskoser Dissipation im Vergleich zu den Verlusten durch turbulente Dissipation zu vernachlässigen sind. Daher werden im Folgenden lediglich die turbulenten

Dissipationsverluste betrachtet. In dimensionsloser Form lassen diese sich durch folgende Gleichung berechnen:

$$\zeta_{D'} = \frac{\epsilon \cdot d_2}{\omega^2 \cdot Q} \quad (2.45)$$

Eine ausführliche Herleitung ist in Fleder [31] und Böhle et al. [10] zu finden.

2.6 Auslegungstool SAM stagedesign

Ziel des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Auslegungstools ist die Erzeugung von radialen Laufrad- und Leitrad-Hydrauliken ohne auf kommerzielle Software zurückgreifen zu müssen. Zur Beschreibung des geometrischen Aufbaus von Laufrad und Leitrad werden Funktionen, Gleichungen und Kurven verwendet, um eine genaue mathematische Beschreibung als auch eine Reproduzierbarkeit der Hydrauliken zu gewähren. Das Tool wurde in der Programmiersprache Python entwickelt.

2.6.1 B-Splines

Die Verwendung parametrischer Kurven zur Beschreibung der Konturen in Laufrad und Leitrad bieten den Vorteil, dass die zur Berechnung verwendeten Algorithmen sowohl schnell als auch numerisch stabil sind. Zusätzlich lassen sich beliebig geformte Kurven auf einfache Weise beschreiben und modifizieren. [82]

Die in dieser Arbeit verwendeten Kurven sind rationale B-Splines 3. Ordnung. Verglichen mit Bézierkurven [17] besitzen B-Splines den Vorteil, dass bei Variation eines Kontrollpunktes nicht die gesamte Kurve, sondern lediglich eine Kombination aus Segmenten variiert wird. Zusätzlich kann eine komplexe Geometrie durch Segmente niedrigerer Ordnung abgebildet werden, während die Ordnung der Bézierkurve mit der Anzahl der Stützpunkte ansteigt [82].

In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Beschreibungen zur Erstellung rationaler und nicht-rationaler B-Spline Kurven mit untereinander teils abweichender Nomenklatur (vgl. u.a. [52, 82, 72, 26]). Im Folgenden wird die im Rahmen dieser Arbeit implementierte Form rationaler B-Splines zusammenfassend beschrieben. Hierzu wird sich an die Nomenklatur von Piegl und Tiller [82] gehalten.

Allgemein lässt sich jeder Punkt einer Kurve \mathbf{C} in Abhängigkeit eines unabhängigen Parameters u im Intervall $[a, b]$ in parametrischer Form beschreiben mit:

$$\mathbf{C}(u) = (x(u), y(u), z(u)), \quad a \leq u \leq b \quad (2.46)$$

In allgemeiner Form lässt sich ein B-Spline vom Grad p durch folgende mathematische Formulierung beschreiben:

$$\mathbf{C}(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u) \mathbf{P}_i, \quad a \leq u \leq b \quad (2.47)$$

wobei in der Regel das Intervall $[a, b]$ normalisiert wird, so dass gilt:

$$\mathbf{C}(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,p}(u) \mathbf{P}_i, \quad 0 \leq u \leq 1 \quad (2.48)$$

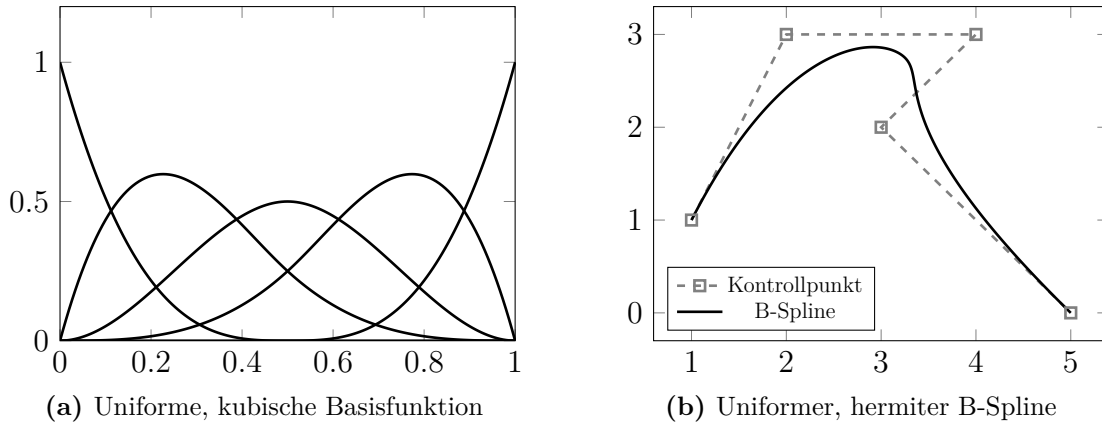


Abb. 2.7: Beispielhafte Darstellung einer Basisfunktion und daraus berechnetem B-Spline

Die sich ergebende Kurve ist definiert durch eine Basisfunktion $N_{i,p}$ p -ten Grades und $n + 1$ Kontrollpunkten \mathbf{P}_i . Zur Berechnung der Basisfunktion wird ein rekursiver Ansatz nach Cox [20] und de Boor [21] verwendet. Für einen Knotenvektor \mathbf{U} , bestehend aus monoton steigenden realen Zahlen $u_j, \forall j = 0, \dots, m$

$$\mathbf{U} = \{u_0, u_1, \dots, u_{m-1}, u_m\} \quad (2.49)$$

berechnet sich die Basisfunktion $N_{i,p}$ aus:

$$N_{i,0}(u) = \begin{cases} 1 & \text{wenn } u_i \leq u \leq u_{i+1}, \\ 0 & \text{sonst} \end{cases}$$

$$N_{i,p}(u) = \frac{u - u_i}{u_{i+p} - u_i} N_{i,p-1}(u) + \frac{u_{i+p+1} - u}{u_{i+p+1} - u_{i+1}} N_{i+1,p-1}(u) \quad (2.50)$$

Abbildung 2.7(a) zeigt beispielhaft den Verlauf einer kubischen Basisfunktion. Auf Basis der Zusammenstellung des Knotenvektors \mathbf{U} ergeben sich verschiedene Ausbildungsformen von B-Splines. So kann zwischen *hermiten* und *nicht-hermiten* B-Splines und zusätzlich zwischen *uniformen* und *nicht-uniformen* B-Splines unterschieden werden. Im Rahmen dieser Arbeit finden ausschließlich *hermite uniforme* B-Splines Anwendung, vergleiche Abbildung 2.7(b). Für diese ist \mathbf{U} charakterisiert durch $p + 1$ fache Wiederholung des ersten und letzten Knotens (*hermite-Bedingung*), sowie einem äquidistanten Abstand $d = u_{i+1} - u_i$ zwischen den inneren Knoten für alle $p \leq i \leq m - p - 1$, so dass gilt:

$$\mathbf{U} = \{\underbrace{a, \dots, a}_{p+1}, u_{p+1}, \dots, u_{m-p-1}, \underbrace{b, \dots, b}_{p+1}\} \quad (2.51)$$

2.6.2 Laufrad

Die hydraulische Auslegung eines Laufrades kann in zwei Segmente aufgeteilt werden. Zunächst erfolgt die Berechnung der Hauptabmessungen und der Meridiankontur des Laufrades. Anschließend wird auf Basis der Meridiankontur die Schaufel des Laufrades ausgelegt.

2.6.2.1 Hauptabmessungen und Meridiankontur

Die Bestimmung der Hauptabmessungen eines Laufrades stellt den ersten Schritt in der Erzeugung einer neuen Hydraulik dar. Die implementierten Formelsätze finden sich in zahlreichen Fachbüchern wieder, beispielhaft sei hier auf [80, 38, 102] verwiesen.

Hauptabmessungen

Ausgangspunkt bilden die im Auslegungs- bzw. Design Punkt (DP) angestrebte Förderhöhe des Laufrades H_{imp} bei gegebenem Volumenstrom Q_{DP} , die Dichte des Fördermediums ρ und Drehzahl n . Neben diesen den Design Punkt betreffenden Größen werden zur Berechnung der Hauptabmessungen die in Tabelle 2.1 aufgelisteten spezifischen Parameter für Welle und Laufrad benötigt.

Tab. 2.1: Eingabeparameter Laufradauslegung

Parameter	Bezeichnung	Einheit
maximale Schubspannung Welle τ_{max}	<i>max_shear_stress_shaft</i>	N/mm
Sicherheitsfaktor Welle für Passfeder und Kerben sf_s	<i>safety_factor</i>	m
Wandstärke Tragscheibe Laufradeintritt Δd_h	<i>disk_thickness</i>	m
Spaltvolumenstrom q_l	<i>leakage_factor</i>	%
Schaufeleintrittswinkel Deckscheibe $\beta_{1,a}$	<i>inflow_angle_shrd</i>	°
Schaufelaustrittswinkel β_2	<i>outflow_angle_blade</i>	°
Drallzahl δ_r	<i>swirl_number</i>	—
Schaufelzahl Laufrad z_{imp}	<i>number_of_blades</i>	—
Schaufeldicke Laufradaustritt $s_{2,imp}$	<i>blade_thickness</i>	mm
Druckzahl Ψ (optional)	<i>psi</i>	—

Zunächst erfolgt die Berechnung der spezifischen Drehzahl n_q des Laufrades mit:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{DP}}}{H_{imp}^{0,75}} \quad (2.52)$$

Eine Abschätzung des maximalen Wirkungsgrades η^{est} im Auslegungspunkt erfolgt mit Hilfe des Formelsatzes aus Gülich [38]. Dabei kann anhand der Variablen *multistage* vom

Typ *boolean* zwischen dem Wirkungsgrad einer mehrstufigen Pumpe, Gl.(2.53a), und einer einstufigen Pumpe, Gl.(2.53b), variiert werden.

$$\eta_{multi}^{est} = 1 - 0,116 \left(\frac{Q_{ref}}{Q_{DP}} \right)^m - 0,4 \left(0,26 - \log \left(\frac{n_q}{25} \right) \right)^2 \quad (2.53a)$$

$$\eta_{single}^{est} = 1 - 0,095 \left(\frac{Q_{ref}}{Q_{DP}} \right)^m - 0,3 \left(0,35 - \log \left(\frac{n_q}{23} \right) \right)^2 \left(\frac{Q_{ref}}{Q_{DP}} \right)^{0,05} \quad (2.53b)$$

mit: $Q_{ref} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$

$$m = 0,05 \left(\frac{Q_{ref}}{Q_{DP}} \right)^{0,15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0,06}$$

Der benötigte Wellendurchmesser d_W ergibt sich aus:

$$d_W = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \rho \cdot g \cdot Q_{DP} \cdot H_p}{\pi \cdot \tau_{max} \cdot \omega \cdot \eta^{est}}} + s f_s \quad (2.54)$$

Mit Hilfe der gewünschten Wandstärke der Nabe Δd_{hub} berechnet sich der Durchmesser der Tragscheibe des Laufrades am Eintritt d_h zu:

$$d_h = d_W + 2 \cdot \Delta d_{hub} \quad (2.55)$$

Die Berechnung des Saugmunddurchmessers d_s erfolgt nach Pfeleiderer [80] durch Vorgabe des Schaufeleintrittswinkels am Außenfaden $\beta_{1,a}$:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_{imp}}{\pi^2 \cdot n \cdot \delta_r \cdot k_n \cdot \tan(\beta_{1,a})}} \quad (2.56)$$

mit: $k_n = 1 - \left(\frac{d_h}{d_s} \right)$

Zur Berechnung der Hauptabmessungen am Laufradaustritt stehen zwei Varianten zur Verfügung, die über die Variable *use_pressure_coefficient* gewählt werden können. Für beide ist eine Abschätzung der Meridiangeschwindigkeit am Laufradaustritt c_{m2} notwendig. Diese lässt sich mit Hilfe der Korrelation nach Stepanoff ([94]) durchführen. Es gilt:

$$c_{m2} = k_{cm2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{stg}} \quad (2.57)$$

Durch Vorgabe einer gewünschten Druckzahl ψ ergibt sich der Laufradaustrittsdurchmesser d_2 zu:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_{imp}}{\psi}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot n} \quad (2.58)$$

Hieraus kann die Laufradaustrittsbreite b_2 berechnet werden:

$$b_2 = \frac{Q_{imp}}{\pi \cdot d_2 \cdot c_{m2}} \cdot \tau_2 \quad (2.59)$$

mit:

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{z_{imp}}$$

$$\sigma_2 = \frac{s_{2,imp}}{\sin(\beta_{2,b})}$$

Bei dieser Variante muss der Schaufelwinkel am Laufradaustritt $\beta_{2,b}$ iterativ so angepasst werden, dass die gewünschte Förderhöhe für die sich ergebenden Austrittsparameter erreicht wird.

Wird hingegen ein Schaufelwinkel am Laufradaustritt vorgegeben, kann die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt u_2 mit Hilfe des Minderleistungsfaktors p nach Pfeleiderer [80] berechnet werden mit:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \tan(\beta_{2,b})} + \sqrt{\frac{c_{m2}^2}{2 \tan(\beta_{2,b})} + u_1 \cdot c_{u1} + \frac{g \cdot H_{stg} (1 + p)}{\eta^{est}}} \quad (2.60)$$

wobei sich der Minderleistungsfaktor für ein radiales Laufrad mit nachgeschaltetem Leitrad vereinfacht abschätzen lässt mit:

$$p = \frac{8}{3} \cdot \frac{\psi'}{z_{imp}} \quad (2.61)$$

$$\text{mit: } \psi' = 0,6 \left(1 + \frac{\beta_{2,b}}{60} \right) \quad (2.62)$$

Hiermit lässt sich der Laufradaustrittsdurchmesser berechnen aus:

$$d_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n} \quad (2.63)$$

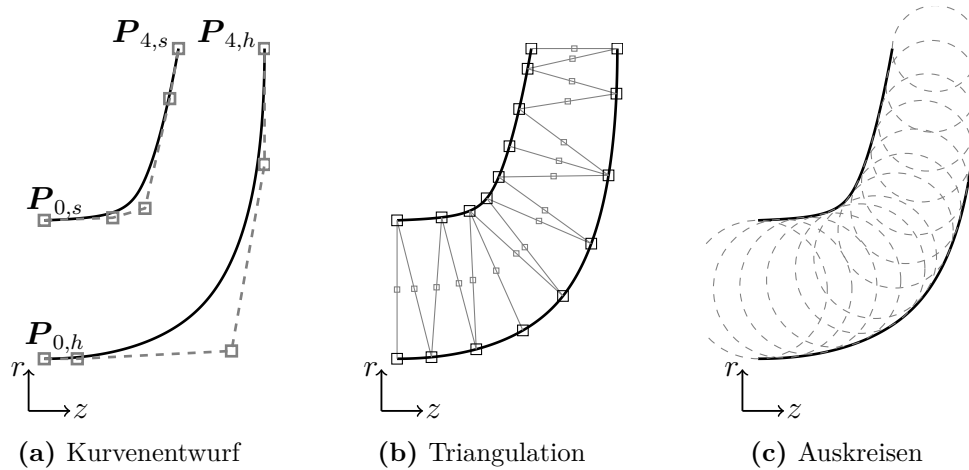
Die Breite des Laufrades am Austritt ergibt sich analog nach Gl.(2.59).

Die axiale Erstreckung Δ_z wird nach Gülich [38] berechnet mit:

$$\Delta_z = (d_2 - d_s) \cdot \left(\frac{n_q}{74} \right)^{1,07} + \frac{b_2}{2} \quad (2.64)$$

Meridiankontur

Auf Basis der Hauptabmessungen erfolgt die Erstellung der Meridiankontur mit Hilfe von B-Splines 3. Ordnung. Beide Radscheibenverläufe werden hierbei durch einen Kontrollvektor,


Abb. 2.8: Meridionaler Kurvenentwurf

bestehend aus 5 Kontrollpunkten, definiert, wobei sich sowohl der erste als auch der letzte Punkt beider Kurven durch die Hauptabmessungen ergibt. Es gilt:

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{0,h} &= \left(0, \frac{d_n}{2}\right) \\ \mathbf{P}_{4,h} &= \left(\Delta_z + \frac{b_2}{2}, \frac{d_2}{2}\right) \\ \mathbf{P}_{0,s} &= \left(0, \frac{d_s}{2}\right) \\ \mathbf{P}_{4,s} &= \left(\Delta_z - \frac{b_2}{2}, \frac{d_2}{2}\right) \end{aligned}$$

Die übrigen Kontrollpunkte $\mathbf{P}_{1,i} \dots \mathbf{P}_{3,i}$ können frei gewählt werden. Abbildung 2.8(a) zeigt beispielhaft eine Meridiankontur eines radialen Laufrades inklusive der zugehörigen Kontrollpunkte.

Zur Beurteilung der Entwicklung der Meridiankontur anhand des Flächenverlaufs, sowie der sich hieraus ergebenden Meridiangeschwindigkeit findet das Verfahren nach Krämer [60] Anwendung. Hierzu erfolgt in einem ersten Schritt eine Triangulation der Meridiankontur, vgl. Abbildung 2.8(b). Die Verbindungslinie zwischen Trag- und Deckscheibe ergibt sich aus dem Minimum der Verbindungsstrecken zwischen zweier Punkte $\mathbf{P}_{i,s}$ und $\mathbf{P}_{j,h}$ zu $\xi = \min(\overline{\mathbf{P}_{i,s}\mathbf{P}_{j+1,h}}, \overline{\mathbf{P}_{i+1,s}\mathbf{P}_{j,h}})$, wobei für die Laufvariable der Tragscheibe im nächsten Schritt gilt, dass $j, h = j + 1, h$ falls $\overline{\mathbf{P}_{i,s}\mathbf{P}_{j+1,h}} < \overline{\mathbf{P}_{i+1,s}\mathbf{P}_{j,h}}$. Andernfalls erhöht sich die Laufvariable auf der Deckscheibe im Folgeschritt zu $i, s = i + 1, s$. Hieraus ergeben sich überschneidungsfreie Verbindungslinien von Trag- zu Deckscheibe.

Für jede Verbindungslinie wird anschließend iterativ ein Kreismittelpunkt bestimmt, wobei der zugehörige Kreis die Trag- und Deckscheibe tangiert. Das Ergebnis dieses Auskreiseverfahrens ist in Abbildung 2.8(c) abgebildet. Mit Hilfe der radialen Kreismittelpunktskoordinaten r_i und den zugehörigen Kreisdurchmessern δ_i lassen sich die Querschnittsflächen A_i mit:

$$A_i = 2\pi r_i \cdot \delta_i \quad (2.65)$$

und die sich ergebende Meridiangeschwindigkeit mit:

$$c_{m,i} = \frac{Q_{DP}}{A_i} \quad (2.66)$$

berechnen.

2.6.2.2 Schaufelkontur

Der Schaufelentwurf erfolgt mit dem hauseigenen Auslegungsprogramm des Lehrstuhls. Hierzu dienen auf Basis der Hauptabmessungen errechneten Kurven für Trag- und Deckscheibe als Input-Parameter. Zusätzlich müssen für die Schaufeleintrittskante und die Schaufelaustrittskante die Position an Trag- und Deckscheibe sowie ein Stützpunkt im Inneren des Meridians definiert werden.

2.6.3 Leitrad

Zur Auslegung des Leitrades wird dieses in einzelne Segmente unterteilt, um eine möglichst große Freiheit im Untersuchungsprozess einzelner Parameter zu gewährleisten. Neben der gängigen Aufteilung in Schaufeldruckseite und Schaufelzugseite erfolgt eine Unterteilung des Strömungskanal analog zu Gülich [38] in einen Schrägabschnitt, einen Diffusorbereich und den hinteren Teil der Schaufeldruckseite, vgl. Abbildung 2.2(b).

Die Berechnung der Hauptabmessungen des Leitrades d_4/d_2 , d_7/d_2 und b_3/b_2 erfolgt über Größenverhältnisse bezogen auf den Laufradaustritt. Durch die Wahl dieser dimensionslosen Größen lassen sich direkt gewünschte Beziehung herstellen, und einen Abgleich mit Angaben der Literatur (vgl. bspw. [38, 80, 102, 97]) ermöglichen. Tabelle 2.2 gibt einen Überblick über alle weiteren, zur Auslegung des Leitrades benötigten, Input-Parameter: Im Folgenden werden die einzelnen Schritte zur Erzeugung der Leitradkontur in chronologischer Reihenfolge genauer erläutert.

Hauptabmessungen

Die Hauptabmessungen des Leitrades (d_4 , d_7 , b_3) berechnen sich als Absolutwerte aus den entsprechenden Input-Parametern und den zugehörigen Größen am Laufradaustritt. Für die Leitradbreite wird dabei immer eine konstante Breite über die Kanallänge angewendet.

Engster Querschnitt

Der engste Querschnitt (a_5) im Leitrad ist maßgeblich für die Lage des Punktes besten Wirkungsgrades (BEP) verantwortlich. Generell verschiebt eine Vergrößerung von a_5 den BEP hin zu größeren Volumenströmen, während eine Verkleinerung das Gegenteil, also eine Verschiebung hin zu kleineren Volumenströmen verursacht.

Zur Berechnung stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Im Verfahren nach [80, 97, 90] ergibt sich a_5 auf Basis des Anströmwinkels des Leitrades α_4 , der Schaufelstärke s_4 , dem Leitrad Eintrittsdurchmessers d_4 und der Leitschaufelzahl z_{diff} :

$$a_5 = \frac{d_4 \cdot \pi \cdot \sin(\alpha_4)}{z_{diff}} \cdot \left(1 + \frac{\pi \cdot \sin(2 \cdot \alpha_4)}{2 \cdot z_{diff}} - s_4 \right) \quad (2.67)$$

Tab. 2.2: Eingabeparameter Leitradauslegung

Parameter	Bezeichnung	Einheit
Verhältnis Leitradeintritt zu Laufradaustritt (Gap B) d_4/d_2	<i>ratio_diffIn_impOut</i>	—
Verhältnis Leitradaustritt zu Laufradaustritt d_7/d_2	<i>ratio_diffOut_impOut</i>	—
Verhältnis Leitradbreite zu Laufradaustrittsbreite b_3/b_2	<i>ratio_width_diff_imp</i>	—
Anzahl Leitrad-schaufeln z_{diff}	<i>number_of_diffuser_blades</i>	—
Schaufeldicke Leitradeintrittskante s_3	<i>diffuser_blade_thickness</i>	mm
Verzögerungsverhältnis Leitradeintritt zu engstem Querschnitt (nach [38]) c_5/c_2	<i>c5/c2</i>	—
Erfahrungswert für Verzögerungsverhältnis nach [80] μ (optional)	<i>mu</i>	—
Laufradförderhöhe im Auslegungspunkt H_{imp}	<i>impeller_head</i>	m
Inzidenzwinkel Leitradeintritt i_4	<i>incidence_4</i>	°
Inzidenzwinkel engster Querschnitt Leitrad i_5	<i>incidence_4_prime</i>	°
Austrittswinkel Leitrad α_7	<i>diffuser_outflow_angle</i>	°
Umschlingungswinkel Leitrad θ_{diff}	<i>total_diffuser_wrap_angle</i>	°
Diffusoröffnungswinkel Leitradaustritt δ_6	<i>diffuser_opening_angle</i>	°
Inkrement Leitrad Austritt γ_7	<i>delta_wrap_ps_ss</i>	°

Der Anströmwinkel des Leitrades lässt sich α_4 berechnen mit:

$$\alpha_4 = \arctan(\mu \cdot \tan(\alpha_3) \cdot \tau_4) \quad (2.68)$$

mit:

$$\tan(\alpha_3) = \frac{c_{m3}}{c_{u3}}$$

$$\tau_4 = \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4}$$

$$t_4 = \frac{\pi \cdot d_4}{z_{diff}}$$

$$\sigma_4 = \frac{s_4}{\sin(\alpha_4)}$$

Dabei ist in Gleichung (2.68) der Faktor μ ein Erfahrungswert, der sich im Bereich $\mu = 1, 2 \dots 1, 8$ bewegen soll [80]. Da μ maßgeblich für die Größe des engsten Querschnittes ist, ist dieser Wert iterativ anzupassen, bis der Punkt besten Wirkungsgrades bei gewünschten

Volumenstrom eintritt. Aus Gleichung (2.68) wird ersichtlich, dass mit der Variation von μ auch direkt eine Änderung des Inzidenzwinkels i_4 einhergeht, wobei gilt:

$$i_4 = \alpha_{4,b} - \alpha_4 \quad (2.69)$$

Alternativ lässt sich der engste Querschnitt nach Gülich [38] berechnen. Dabei dient das gewählte Verzögerungsverhältnis zwischen der Absolutgeschwindigkeit im engsten Querschnitt und der Absolutgeschwindigkeit am Laufradaustritt c_5/c_2 als Grundlage, wobei nach Gülich Verzögerungsverhältnisse $c_5/c_2 = 0,7 \dots 0,85$ zu wählen sind. Der engste Querschnitt ergibt sich dann auf Basis der Kontinuitätsgleichung zu:

$$a_5 = \frac{Q_{DP}}{c_5/c_2 \cdot \sqrt{c_{m2}^2 + \left(\frac{g \cdot H_{imp}}{u_2}\right)^2} \cdot z_{diff}} \quad (2.70)$$

Das Verzögerungsverhältnis, und damit auch der engste Querschnitt, zum Erreichen des Design Punktes ist dabei iterativ zu bestimmen [38].

Verlauf Schrägabschnitt

Der Verlauf des Schrägabschnittes lässt sich mit Hilfe zweier Varianten auslegen. So beschreibt bspw. Pfeiderer [80] die Gestaltung des Schrägabschnitts in Form einer logarithmischen Spirale. Hierbei behält die Strömung im Schrägabschnitt nach dem Drallsatz einen konstanten Strömungswinkel bis zum engsten Querschnitt des Leitrades bei. Äquivalent hierzu steigt der Flächenverlauf entlang des mittleren Stromfadens linear an. Der Verlauf des Schrägabschnittes berechnet sich in diesem Fall durch:

$$r(\theta) = \frac{d_4}{2} \cdot e^{(\tan(\alpha_4) \cdot \theta)} \quad (2.71)$$

In diesem Fall hängen Design Punkt, engster Querschnitt und Leitschaufeleintrittswinkel voneinander ab.

Alternativ lässt sich der Verlauf des Schrägabschnitts mit Hilfe eines B-Splines 3. Ordnung berechnen, wodurch der Flächenverlauf und damit das Verzögerungsverhältnis im Schrägabschnitt variiert werden kann. Gebildet wird der B-Spline mit Hilfe von 4 Kontrollpunkten. Dabei ist der erste Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{0,it}^{ss}$ durch den Eintrittsdurchmesser und der vierte Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{3,it}^{ss}$ durch den engsten Querschnitt sowie die sich ergebende Umschlingung aufgrund des Eintrittswinkels α_4 , dem Inzidenzwinkel i_4 , der Schaufelstärke s_4 und der Schaufelanzahl definiert. Der zweite Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{1,it}^{ss}$ liegt auf einer Geraden durch $\mathbf{P}_{0,it}^{ss}$, deren Steigung durch α_4 und i_4 definiert ist. Variiert wird der Flächenverlauf durch den Abstand von $\mathbf{P}_{1,it}^{ss}$ zu $\mathbf{P}_{0,it}^{ss}$. Analog ergibt sich der Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{2,it}^{ss}$, wobei hier die Gerade durch $\mathbf{P}_{3,it}^{ss}$ und durch die von α_4 und i_5 definierte Steigung gebildet wird. Als

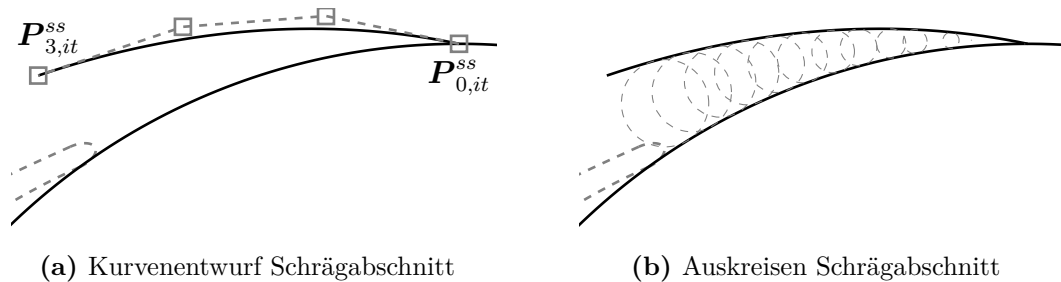


Abb. 2.9: Leitradentwurf Schaufelsaugseite - Schrägabschnitt

maximaler Abstand der Kontrollpunkte $P_{1,it}^{ss}$ und $P_{2,it}^{ss}$ dient der Schnittpunkt $S_{1,it}^{ss}$ der beiden aufgespannten Geraden. Es gilt:

$$\begin{aligned}
 P_{0,it}^{ss} &= \left(0, \frac{d_4}{2} \right) \\
 P_{1,it}^{ss} &= \left(P_{0,it}^{ss} - fc1 \cdot (S_{it}^{ss} - P_{0,it}^{ss}) \right) \\
 P_{2,it}^{ss} &= \left(P_{3,it}^{ss} + fc2 \cdot (S_{it}^{ss} - P_{3,it}^{ss}) \right) \\
 P_{3,it}^{ss} &= \left((s_4 + a_5) \cdot \sin(\alpha_4 + i_4), \frac{d_4}{2} + (s_4 + a_5) \cdot \cos(\alpha_4 + i_4) \right)
 \end{aligned}$$

Abbildung 2.9(a) zeigt die Konstruktion des Schrägabschnittes auf Basis eines B-Splines. Zur Beurteilung des Flächenverlaufs im Schrägabschnitt wird, analog zur Meridianerstellung des Laufrades, das Auskreiseverfahren nach Krämer [60] verwendet. Als begrenzende Flächen dienen hierbei einerseits der Schrägabschnitt und andererseits der Leitrad Eintrittsdurchmesser d_4 . Abbildung 2.9(b) zeigt beispielhaft den ausgekreisten Schrägabschnitt eines Leitrades.

Diffusorbereich

Zur Ausgestaltung des Diffusorbereichs werden zwei separate B-Splines, je einer für Schaufeldruck- und Schaufelsaugseite, verwendet. Der schaufelsaugseitige B-Spline schließt

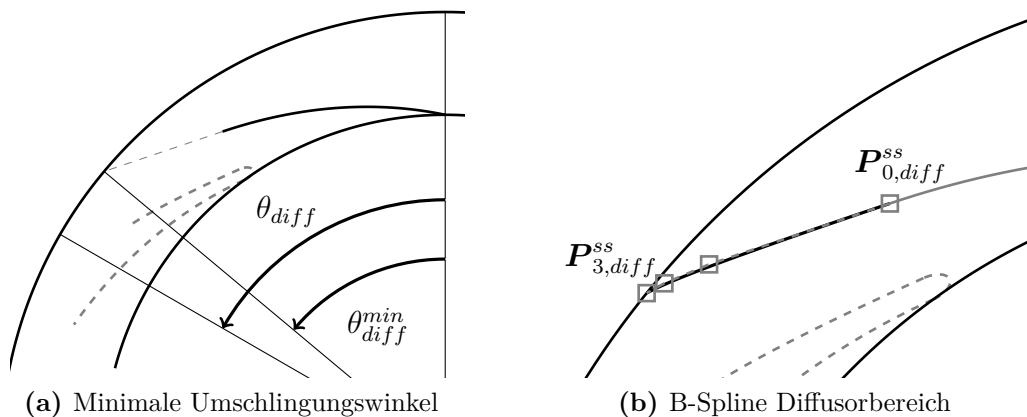


Abb. 2.10: Leitrad - Entwurf Schaufelsaugseite Diffusorbereich

tangential an den Schrägabschnitt an. Dabei entspricht der erste Kontrollpunkt des Diffusorbereichs dem vierten Kontrollpunkt des Schrägabschnitts. Es gilt: $\mathbf{P}_{0,diff}^{ss} = \mathbf{P}_{3,it}^{ss}$. Der vierte Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{3,diff}^{ss}$ ergibt sich aus dem Außendurchmesser und dem Umschlingungswinkel des Leitrades. Zunächst wird geprüft, ob der angegebene Umschlingungswinkel θ_{diff} größer ist als ein minimaler Umschlingungswinkel θ_{diff}^{min} , der sich aus dem Schnittpunkt des Leitradaußendurchmessers d_7 , errechnet aus dem gewählten Durchmesser Verhältnis d_7/d_2 , und einer Geraden durch $\mathbf{P}_{2,it}^{ss}$ und $\mathbf{P}_{3,it}^{ss}$ ergibt, vgl. Abbildung 2.10(a). Ist die Bedingung erfüllt, wird im weiteren Verlauf mit θ_{diff} gerechnet, andernfalls gilt: $\theta_{diff} = \theta_{diff}^{min}$. Die beiden mittleren Kontrollpunkte $\mathbf{P}_{1,diff}^{ss}$ und $\mathbf{P}_{2,diff}^{ss}$ befinden sich auf den Strecken zwischen $\mathbf{P}_{0,diff}^{ss}$ bzw. $\mathbf{P}_{3,diff}^{ss}$ und dem Schnittpunkt \mathbf{S}_{diff}^{ss} der beiden Geraden, die durch $\mathbf{P}_{0,diff}^{ss}$ und i_5 bzw. durch $\mathbf{P}_{3,diff}^{ss}$ und den Abströmwinkel α_7 definiert sind. Der Kurvenverlauf wird dann, analog zum Schrägabschnitt, durch die Positionen der Kontrollpunkte auf der zugehörigen Strecke bestimmt. Abbildung 2.10(b) zeigt beispielhaft einen Diffusorbereich der Schaufelzugseite mit den zugehörigen Kontrollpunkten des B-Splines. Es gilt:

$$\begin{aligned}\mathbf{P}_{0,diff}^{ss} &= (\mathbf{P}_{3,it}^{ss}) \\ \mathbf{P}_{1,diff}^{ss} &= (\mathbf{P}_{0,diff}^{ss} - fc1 \cdot (\mathbf{S}_{diff}^{ss} - \mathbf{P}_{0,diff}^{ss})) \\ \mathbf{P}_{2,diff}^{ss} &= (\mathbf{P}_{3,diff}^{ss} + fc2 \cdot (\mathbf{S}_{diff}^{ss} - \mathbf{P}_{3,diff}^{ss})) \\ \mathbf{P}_{3,diff}^{ss} &= (d_7 \cdot \sin(\theta_{diff}), d_7 \cdot \cos(\theta_{diff}))\end{aligned}$$

Für den schaufeldruckseitigen B-Spline ergibt sich der erste Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{0,diff}^{ps}$ aus dem Leitradeintrittsdurchmesser d_4 , dem Leitschaufeleintrittswinkel $\alpha_{4,b}$ und der Schaufelstärke s_4 . Der vierte Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{3,diff}^{ps}$ errechnet sich aus $\mathbf{P}_{3,diff}^{ss}$ und dem Öffnungswinkel des Diffusors δ_6 . Hierzu wird iterativ über die Diffusorlänge l_{diff} und den Öffnungswinkel δ_{diff} die Lichtweite a_6 am Diffusoraustritt bestimmt. Analog zum vorherigen Abschnitt errechnet sich der Schnittpunkt $\mathbf{S}_{diff,ps}$ der Geraden, die durch $\mathbf{P}_{0,diff}^{ps}$ und $\alpha_{4,b}$ bzw. durch $\mathbf{P}_{3,diff}^{ps}$ und den Diffusoröffnungswinkel δ_{diff} definiert sind. Die beiden mittleren Kontrollpunkte ergeben sich durch Verschiebung auf den Strecken zwischen $\mathbf{P}_{0,diff}^{ps}$ bzw. $\mathbf{P}_{3,diff}^{ps}$ und \mathbf{S}_{diff}^{ps} . Es gilt:

$$\begin{aligned}\mathbf{P}_{0,diff}^{ps} &= \left(s_4 \cdot \sin(\alpha_4 + i_4), \frac{d_4}{2} + s_4 \cos(\alpha_4 + i_4) \right) \\ \mathbf{P}_{1,diff}^{ps} &= (\mathbf{P}_{0,diff}^{ps} - fc1 \cdot (\mathbf{S}_{diff}^{ps} - \mathbf{P}_{0,diff}^{ps})) \\ \mathbf{P}_{2,diff}^{ps} &= (\mathbf{P}_{3,diff}^{ps} + fc2 \cdot (\mathbf{S}_{diff}^{ps} - \mathbf{P}_{3,diff}^{ps})) \\ \mathbf{P}_{3,diff}^{ps} &= (\mathbf{P}_{3,diff}^{ss} \cdot \sin(\theta_{diff} + 90^\circ - \alpha_7), \mathbf{P}_{3,diff}^{ss} \cdot \cos(\theta_{diff} + 90^\circ - \alpha_7))\end{aligned}$$

Abbildung 2.11(a) zeigt die Erstellung des B-Splines der Schaufeldruckseite im Diffusorbereich.

Abströmbereich Schaufeldruckseite

Der erste Kontrollpunkt zur Erstellung des B-Splines des Abströmbereichs $\mathbf{P}_{0,rp}^{ps}$ entspricht

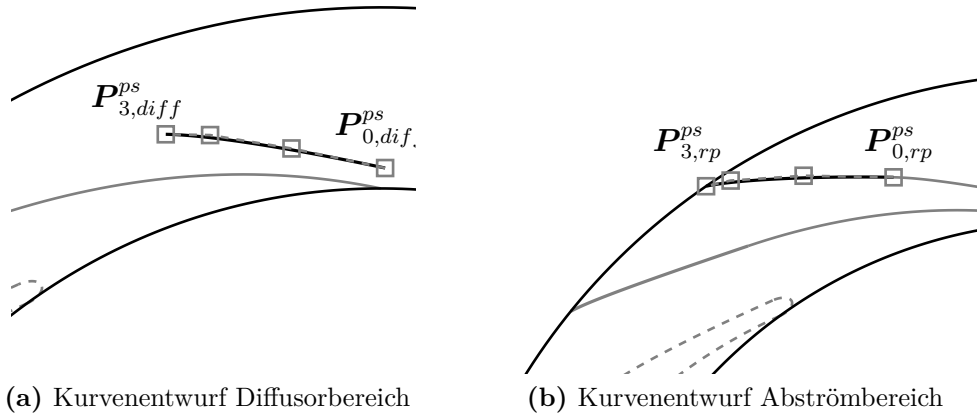


Abb. 2.11: Leitrad - Entwurf Schaufeldruckseite

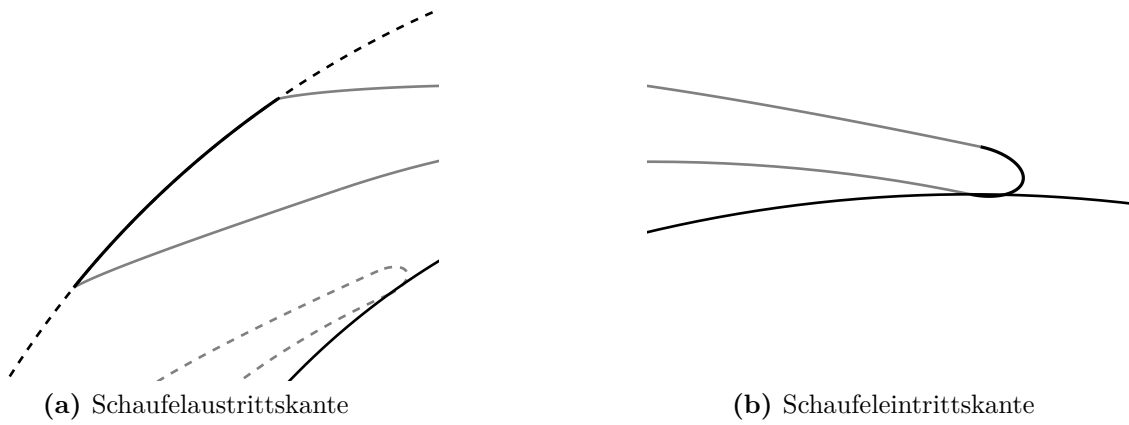
dem letzten Kontrollpunkt des Diffusorbereichs der Schaufeldruckseite $\mathbf{P}_{3,df}^{ps}$. Der letzte Kontrollpunkt $\mathbf{P}_{3,rp}^{ps}$ ergibt sich aus der Umschlingung des Leitrades und dem Inkrement zwischen Schaufeldruck- und Schaufelzugseite an der Abströmkannte. Die Steigung der Geraden zur Berechnung des Schnittpunktes entspricht für $\mathbf{P}_{3,rp}^{ps}$ dem Abströmwinkel des Leitrades α_7 . Analog zum Diffusorbereich liegen die mittleren Kontrollpunkte auf den Strecken zwischen $\mathbf{P}_{0,rp}^{ps}$ bzw. $\mathbf{P}_{3,rp}^{ps}$ und dem Schnittpunkt der beiden Geraden \mathbf{S}_{rp}^{ps} . Abbildung 2.11(b) zeigt beispielhaft einen B-Spline zur Erstellung des Abströmbereichs der Schaufeldruckseite inklusive der zugehörigen Kontrollpunkte. Es gilt:

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{0,rp}^{ps} &= \left(\mathbf{P}_{3,diff}^{ps} \right) \\ \mathbf{P}_{1,rp}^{ps} &= \left(\mathbf{P}_{0,rp}^{ps} + fc1(\mathbf{S}_{rp}^{ps} - \mathbf{P}_{0,rp}^{ps}) \right) \\ \mathbf{P}_{2,rp}^{ps} &= \left(\mathbf{P}_{3,rp}^{ps} + fc2(\mathbf{S}_{rp}^{ps} - \mathbf{P}_{3,rp}^{ps}) \right) \\ \mathbf{P}_{3,rp}^{ps} &= \left(-d_7 \cdot \sin(\theta_{diff} - \gamma_7), d_7 \cdot \cos(\theta_{diff} - \gamma_7) \right) \end{aligned}$$

Schaufeleintritts - und -austrittskante

Die Schaufelaustrittskante ergibt sich aus dem Inkrement des Außendurchmessers zwischen den Kontrollpunkten $\mathbf{P}_{3,rp}^{ps}$ und $\mathbf{P}_{3,df}^{ps}$, vgl. Abbildung 2.12(a).

Die Schaufelvorderkante wird als Ellipse ausgeführt, wobei das Ellipsenverhältnis frei gewählt werden kann. Abbildung 2.12(b) zeigt beispielhaft eine elliptische Vorderkante mit dem Ellipsenverhältnis 2 : 1.



(a) Schaufelaustrittskante

(b) Schaufeleintrittskante

Abb. 2.12: Leitrad - Schaufelanström- und Schaufelabström- kante

3 Untersuchte Hydrauliken

Ziel der Auslegung ist die Erzeugung einer Hydraulik, die anfällig für eine Kennlinieninstabilität ist. Wie in Kapitel 1.2 beschrieben, betrifft dies Leitradpumpen mit einer spezifischen Drehzahl von $n_q > 30$ (min, m³/s, m). Daher wurde für die Auslegung zunächst die spezifische Drehzahl der Stufe mit $n_q = 35$ (min, m³/s, m) festgelegt. Auf Grundlage des bestehenden Versuchskreislauf ergibt sich die Wahl des Volumenstroms im Auslegungspunkt zu $Q_{DP} = 60$ m³/h. Da der Drallbrecher, das Laufrad und das Leitrad im Rapid Prototyping Verfahren hergestellt sind, um eine möglichst große Variationsfreiheit bei möglichst geringer Fertigungszeit zu erzielen, wird für die Kennlinienversuche eine Drehzahl von $n = 2000$ min⁻¹ angesetzt. Hierdurch wird die strukturmechanische Belastung der Hydraulik reduziert und somit die Gefahr eines Bruchs von Lauf- oder Leitrad reduziert, ohne die Wandstärken der Schaufeln und Radscheiben in einer Form erhöhen zu müssen, die signifikant von in der Industrie verbauten Hydrauliken abweichen. Daraus ergibt sich eine Förderhöhe im Auslegungspunkt von:

$$H_{st} = \left(n \cdot \frac{\sqrt{Q_{DP}}}{n_q} \right)^{\frac{4}{3}} = 14.36 \text{ m} \tag{3.1}$$

Die sich für die in der Modellpumpe verbaute Hydraulik ergebenden Hauptabmessungen und Charakteristika sind in Tabelle 3.1 aufgeführt. Auf die Auslegungsphilosophie wird im Folgenden detailliert eingegangen.

Tab. 3.1: Hauptabmessungen Hydraulik

Variable	Wert	Einheit	Variable	Wert	Einheit
n_q	35	min, m ³ /s, m	Δl_{ax}	34	mm
n	2000	min ⁻¹	z_{imp}	7	—
Q_{DP}	60	m ³ /h	d_4	173	mm
H_{DP}	14,4	m	b_4	20	mm
d_2	163	mm	d_7	225	mm
b_2	16,5	mm	z_{diff}	10	—
d_s	97,1	mm	z_{rv}	10	—

3.1 Laufrad

Die Gestaltung des Laufrades wird in zwei Abschnitten durchgeführt. Zunächst erfolgt die Auslegung der Meridiankontur mit Hilfe des oben beschriebenen Auslegungsprogramms. Das anschließende Schaufeldesign findet mit Hilfe des lehrstuhleigenen Entwurfprogramms *SAM-Impeller* statt.

3.1.1 Meridionales Design

Da hoch belastete Laufräder tendenziell stärker zu einer Kennlinieninstabilität neigen (vgl. [38]), erfolgt die Auslegung der Hauptabmessungen des Laufrades mit Hilfe der Druckzahl. Für die eingesetzte Hydraulik wird eine Druckzahl von $\psi = 1,14$ bei einer theoretischen Laufradförderhöhe im Auslegungspunkt von $H_{th}^{imp} = 17$ m gewählt. Der Schaufelaustrittswinkel von $\beta_{2,b} = 32^\circ$ spiegelt ebenfalls ein hoch belastetes Laufrad wieder. Das Laufrad wird drallfrei ($\delta = 1$) ausgelegt. Für die Schaufeldicke wird ein Wert von $s_{2,imp} = 3$ mm verwendet. Da die Welle für die Belastung einer Stufe ausgelegt ist, aber das Verhalten einer Stufe einer Gliedergehäusepumpe abgebildet werden soll, wird die Wandstärke der Tragscheibe am Laufradeintritt bewusst größer ausgeführt, um die Differenz im Wellendurchmesser auszugleichen. Somit beträgt der Eintrittsdurchmesser an der Tragscheibe $d_{1,h} = 44$ mm.

Auf Basis des in Kapitel 2.6 beschriebenen Algorithmus wird das sich aus den Hauptabmessungen ergebende Design der Meridiankontur bestimmt. Mit Hilfe der Verschiebung der Kontrollpunkte der B-Splines für Trag- und Deckscheibe wird der Flächen- und Meridianschwindigkeitsverlauf so angepasst, dass dieser eine möglichst monoton abfallende Kurve ohne Sprungstellen beschreibt. Abbildung 3.1(a) zeigt den entwickelten Kurvenverlauf für Trag- und Deckscheibe. Der zugehörige Flächen- und Meridianschwindigkeitsverlauf als Funktion des mittleren Stromfadens ist in Abbildung 3.1(b) dargestellt.

3.1.2 Schaufeldesign

Die Auslegung der Laufradschaufel erfolgt auf 5 Stromlinien. Die Laufradschaufel besitzt auf allen Stromlinien eine Umschlingung von $\vartheta = 100^\circ$. Der sich hieraus ergebende Winkelverlauf ist in Abbildung 3.2(a) dargestellt. Abbildung 3.2(b) zeigt den 3D Schaufelentwurf des Laufrads.

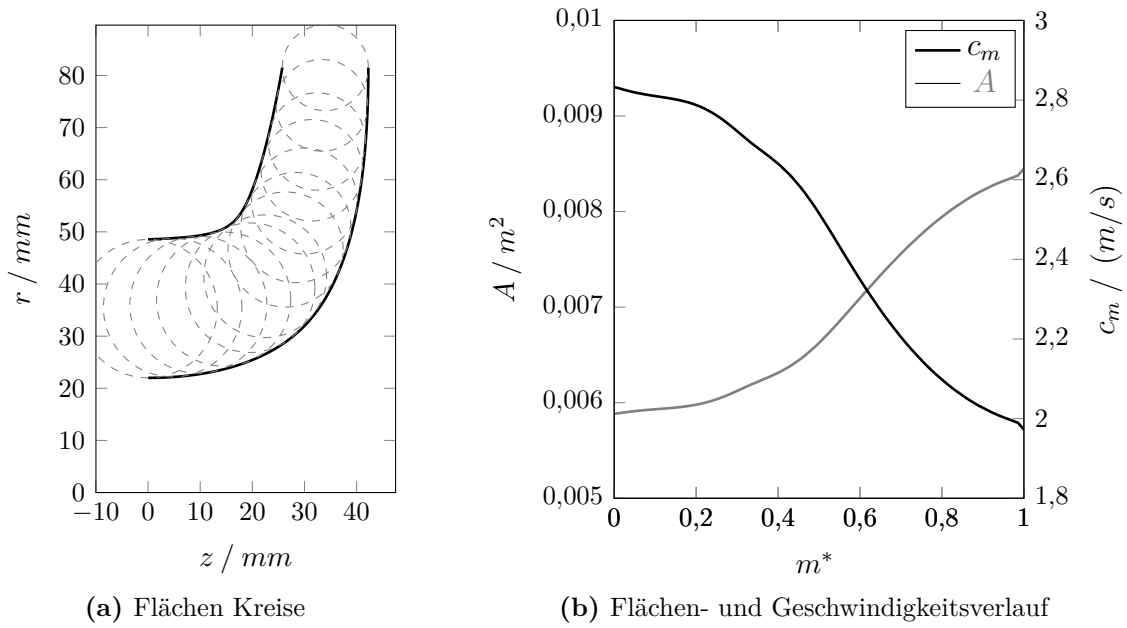


Abb. 3.1: Meridianentwurf Laufrad

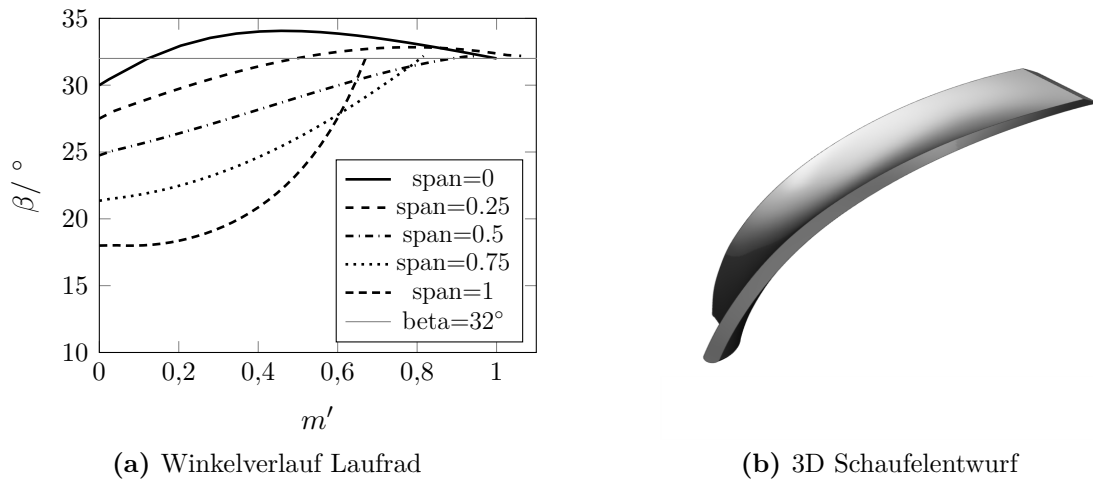


Abb. 3.2: Schaufelentwurf

3.2 Diffusor

Im Rahmen der Arbeit erfolgen Untersuchungen zum Einfluss des Flächenverlaufs im Schrägabschnitt auf die Kennlinieninstabilität der Modellpumpe. Um den Einfluss des Leitrades auf die Kennlinie herauszuarbeiten, wird zusätzlich eine Hydraulik mit unbeschaufeltem Diffusor (Ringraum) untersucht.

3.2.1 Leitrad

Die Auslegung der Leiträder erfolgt mit der in Kapitel 2.6 beschriebenen Auslegungsmethodik. Durch die Nutzung von B-Splines zur Erzeugung einzelner Leitschaufelsegmente ist es möglich, den Flächenverlauf im Schrägabschnitt zu variieren, ohne weitere Teile der Schaufel zu beeinflussen. So bleiben beispielsweise der Schaufelwinkel $\alpha_{4,b}$, der engste Querschnitt a_5 , die Länge des Diffusors l_{df} und dessen Flächenverlauf konstant. Insgesamt werden drei unterschiedliche Ausführungen des Schrägabschnitts untersucht. Die erste Variante beschreibt einen nahezu linearen Flächenverlauf und bildet somit in Näherung eine logarithmischen Spirale ab. Diese Variante wird im Folgenden mit dem Index *lin* versehen. Die zweite Variante beschreibt im zweiten Drittel der meridionalen Länge einen degressiven Flächenverlauf. Der Verlauf im ersten und letzten Drittel ist durch den vorgegebenen Leitschaufelwinkel $\alpha_{4,b}$ und den sich anschließenden Diffusor beeinflusst. Hierbei verzögert die Strömung nach Eintreten in das Leitrad stärker als in Variante eins. Als Restriktion wurde darauf geachtet, dass die Schaufelstärke des Leitrades ihr Minimum an der Eintrittskante besitzt. Diese Variante wird im Folgenden mit dem Index *deg* bezeichnet. Die dritte Variante beschreibt einen progressiven Flächenverlauf und wird im Folgenden mit dem Index *prog* bezeichnet. Hier erfährt die Strömung nach Eintritt ins Leitrad, im Vergleich zur ersten Variante, eine weniger starke Verzögerung. Als Restriktion wurde darauf geachtet, dass der Eintrittswinkel $\alpha_{4,b}$ erhalten bleibt. Abbildung 3.3 zeigt die geometrischen Verläufe der unterschiedlichen Schrägabschnittsgestaltung im Leitrad. Die zugehörigen Querschnittsverläufe sind in Abbildung 3.4(a) über die normalisierte Länge des jeweiligen mittleren Stromfadens m'_{it} abgebildet. Die Diffusorlänge befindet sich mit einem Wert von $l_{df} = 3,1 \cdot a_5$ am unteren Ende des von Trokolansky empfohlenen Bereichs [97]. Da der Diffusorbereich stabilisierend auf die Kennlinie wirken kann (vgl. bspw. [57, 24]), sollte dieser für die Untersuchungen nicht zu lang ausgeführt werden. In Abbildung 3.4 (b) ist der Diffusoröffnungswinkel als Funktion des Verhältnisses von Diffusorlänge zu engstem Querschnitt dargestellt.

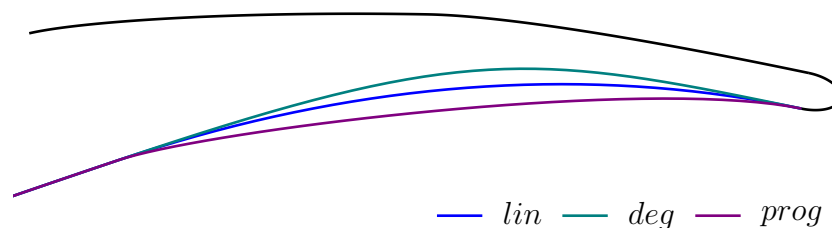


Abb. 3.3: Vergleich der Kurvenverläufe der Schrägabschnitte im Leitrad

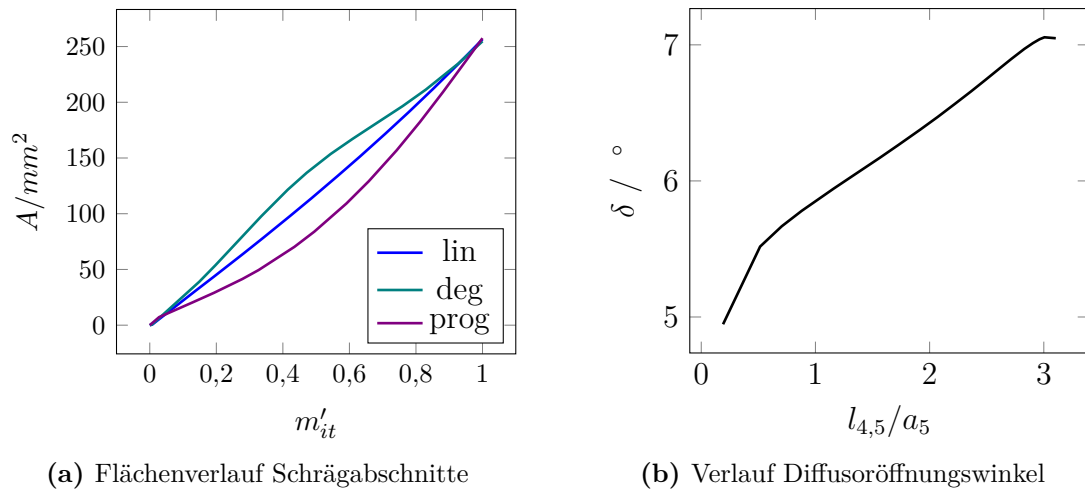


Abb. 3.4: Parameter Leitrad

3.3 Rückführbeschaufelung

Die Rückführbeschaufelung ist als einfach gekrümmte Kreisbogenschaukel mit konstanter Dicke ausgeführt. Der Eintrittswinkel α_8 berechnet sich mit Hilfe des Drallsatzes auf Basis des Abströmwinkels in Verbindung mit dem Außendurchmesser der Leitradbeschaufelung und dem Eintrittsdurchmesser der Rückführbeschaufelung. Der Schaufelaustrittswinkel $\alpha_{9,b}$ wurde übertrieben und mit $\alpha_{9,b} = 96^\circ$ ausgeführt, um eine möglichst drallfreie Abströmung zu erzeugen [38]. Die Anzahl der Rückführschaufeln entspricht der Anzahl der Leitrad-schaufeln $z_{RV} = z_{diff} = 10$. Abbildung 3.5 zeigt das 3D Modell der Rückführschaufeln.



Abb. 3.5: 3D Modell Rückführbeschaufelung

4 Experimenteller Aufbau

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche kommt eine eigens hierfür entwickelte modulare Versuchspumpe zum Einsatz. Diese soll eine, auch für zukünftige Untersuchungen, möglichst flexible Variation einzelner Komponenten einer Repetierstufe ermöglichen. Neben der Modellpumpe werden im Folgenden der Versuchskreislauf und die verwendete Messtechnik detailliert beschrieben.

4.1 Versuchskreislauf

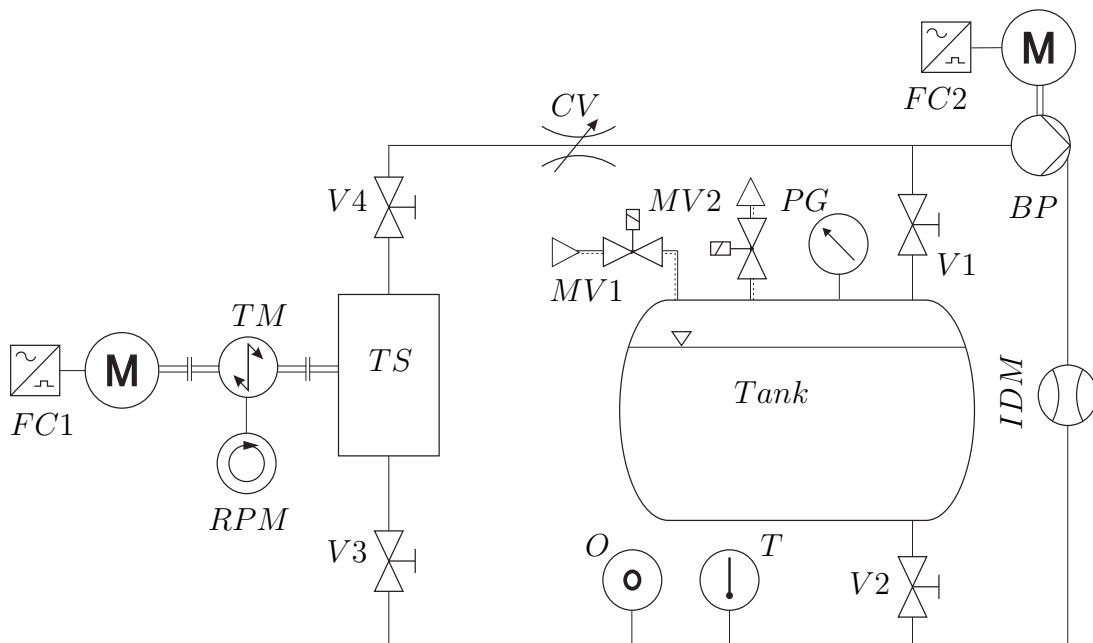


Abb. 4.1: Rohrleitungs- und Instrumentenschema (R & I-Schema) des Pumpenprüfstandes

Abbildung 4.1 zeigt das R & I-Fließschema des verwendeten Prüfstandes. Dieser ist als geschlossener Versuchskreislauf ausgeführt. Der Systemdruck lässt sich mit den beiden am Tank angebrachten Magnetventilen $MV1$ und $MV2$ regeln. Wird das Magnetventil $MV1$ geöffnet, wird die Wasseroberfläche im Tank mit Druckluft aus der Hausdruckluftleitung beaufschlagt. Über das Magnetventil $MV2$ lässt sich Überdruck an das System abführen. Es besteht die Möglichkeit an das Magnetventil $MV2$ eine Vakuumpumpe anzuschließen um den Systemdruck unter den Umgebungsdruck abzusenken. Die Überwachung des Systemdrucks erfolgt über ein am Tank angebrachtes Manometer (PG).

Der Tank ist durch zwei Zulaufleitungen und die Ventile $V1$ und $V2$ mit dem Rohrleitungssystem des Versuchskreislaufs verbunden. Werden beide Ventile geöffnet, strömt das Fluid sowohl durch den Tank, als auch durch das parallel geschaltete Rohrleitungssystem.

Hierdurch kann zu Beginn einer Versuchsreihe eine Entgasung des Fluids erfolgen. Ist eines der beiden Ventile geschlossen, strömt das Fluid lediglich durch die umliegenden Rohrleitungen, wobei das System durch den im Tank vorherrschenden Druck beaufschlagt wird.

Im Versuchskreislauf befindet sich eine Booster-Pumpe (*BP*) der Firma GEA Hilge zur Kompensation von Rohrreibungs- und Systemverlusten. Die Steuerung erfolgt durch einen Elektromotor der Firma GEA Hilge und einen Frequenzumrichter (*FC2*). Stromab der Booster-Pumpe befindet sich ein induktives Durchflussmessgerät (*IDM*) der Firma ABB zur Überwachung des Volumenstroms. Nachgeschaltet angeschlossen ist ein Sensor zur Messung des Sauerstoffgehalts (*O*) und der Temperatur (*T*) der Firma Atex. Stromabwärts des Sensors befindet sich die Testsektion (*TS*), auf welcher die Modellpumpe appliziert ist. Die Modellpumpe wird mit einem Elektromotor der Firma KSB SE & Co. KGaA betrieben. Die Drehzahl lässt sich mit einem Frequenzumrichter (*FC1*) regeln. Zwischen Modellpumpe und Antriebsmotor ist eine Drehmomentmesswelle (*TM*) der Firma KTR angeflanscht. Über diese wird, neben dem an der Pumpe auftretenden Drehmoment, die Drehzahl (*RPM*) der Pumpe gemessen. Zwischen der Testsektion und der Boosterpumpe befindet sich eine pneumatisch gesteuerte Drossel der Firma Samson (*CV*) zur Regelung des Volumenstroms im Versuchskreislauf. Drossel und Drehzahlregelung ermöglichen die Vermessung gesamter Pumpenkennfelder zu untersuchender Modellpumpen. Der Versuchskreislauf besteht aus DN80 Rohrleitungen. Die Zulaufstrecke der Modellpumpe besitzt eine Länge von $10 \cdot d_s$ und eine DN100 Rohrleitung. Zusätzlich befindet sich am Anfang der Zulaufstrecke ein Drallbrecher, der die Zuströmung der Pumpe homogenisiert. Mit Hilfe der Absperrventile *V3* und *V4* lässt sich der Bereich der Testsektion entleeren. Die im Versuchskreislauf verwendete Aktorik und Sensorik sind in Tabelle 4.1 und 4.2 zusammenfassend aufgelistet. Die Datenerfassung aller im Versuchskreislauf und der Ver-

Tab. 4.1: Überblick Aktorik Versuchskreislauf

Aktor	Hersteller	Bezeichnung	Kennzahlen
Elektromotoren	GEA Hilge		$P = 4 \text{ kW}$ $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
	KSB SE & Co. KGaA		$P = 11 \text{ kW}$ $n = 2945 \text{ min}^{-1}$
Booster-Pumpe	GEA Hilge	HYGIA ADAPTA	$P = 4 \text{ kW}$ $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ $Q_{DP} = 80 \text{ m}^3/\text{h}$ $H_{DP} = 8 \text{ m}$
Stellventil	SAMSON	3730 – 2	$I_{soll} = 4 – 20 \text{ mA}$ $h = 3, 6 – 300 \text{ mm}$ $\theta = 24 – 100^\circ$

suchpumpe installierten Sensoren und Aktoren erfolgt mit Hilfe geeigneter Messverstärker

Tab. 4.2: Überblick Sensorik Versuchskreislauf

Sensor	Hersteller	Bezeichnung	Messbereich (Genauigkeit)
Drehmomentmesswelle	KTR	Dataflex 16/30	$\pm 30 \text{ N m}$ (0.1 %) $0 - 10000 \text{ min}^{-1}$ (-)
Volumenstrommessgerät	ABB	Process Master FEP 300	$0 - 100 \text{ m}^3/\text{h}$ (0.4 %)
Manometer	WIKA	CL 2.5	$-1 - 5 \text{ bar}$ (-)

und Messumformer und wird mit einem Compact DAQ der Firma National Instruments erfasst. Die Steuerung des Prüfstandes und Erfassung der Daten findet über die Software LabView in der Version 21.0 statt.

4.2 Modellpumpe

Die Modellpumpe ist als modulare Versuchspumpe zur Untersuchung von Repetierstufen mehrstufiger Kreiselpumpen konzipiert. Durch die modulare Bauweise lassen sich einzelne Komponenten unabhängig der restlichen verbauten Hydraulik untersuchen.

4.2.1 Konstruktiver Aufbau

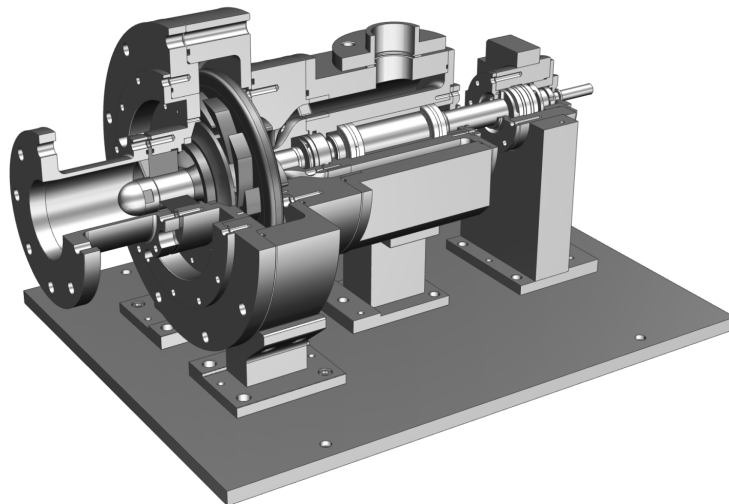


Abb. 4.2: Modelpumpe Gesamtansicht

Abbildung 4.2 zeigt den Aufbau der Modellpumpe mit verwendeter Hydraulik in geschnittener Ansicht. Eine saugseitige Druckmessstelle befindet sich gemäß DIN 9906 [53] in einem Abstand des zweifachen Innendurchmesser der Saugleitung stromaufwärts des Pumpeneintritts. Das Fluid strömt axial durch die Saugleitung in die Pumpe und trifft dort zunächst auf ein Vorleitrad. Dieses kann je nach untersuchter Hydraulik ausgetauscht werden und dient dazu, die Abströmbedingungen einer vorangeschalteten Stufe zu imitieren.

Das Vorleitrad befindet sich unmittelbar vor dem saugseitigen Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse, um die Ausbreitung des Teillastwirbels an einen mehrstufigen Aufbau anzunähern. Stromab der Hinterkante des Vorleitrades befindet sich eine weitere Druckmessstelle. Mit dieser kann die Ausbildung des Teillastwirbels überwacht werden. Das Fluid strömt im Anschluss durch das radiale Pumpenlaufrad und das sich stromab befindliche Leitrad. Der Überströmkanal zwischen Leitrad und Rückführbeschaufelung ist signifikant länger ausgebildet, als dies in einer Pumpe im industriellen Einsatz üblich ist. Dies liegt im modularen Aufbau der Modellpumpe begründet, welcher es ermöglicht, verschiedenste Geometrien von Laufrädern und Leiträdern zu untersuchen. Stromab des Überströmkanals schließt sich die Rückführbeschaufelung an. Diese lenkt die Strömung in eine drallfreie Strömung um, bevor diese in axiale Strömungsrichtung umgelenkt wird. Im axialen Bereich befindet sich eine weitere Druckmessstelle zur Messung des, durch die Repetierstufe erzeugten, Druckniveaus. Stromab dieser Druckmessstelle strömt das Fluid durch einen Drallbrecher in einen Sammelbehälter, von welchem der Druckstutzen das Fluid zurück in den Versuchskreislauf fördert. Der Drallbrecher dient dazu, mögliche durch den Übergang von Sammelbehälter in Druckleitung entstehende Verwirbelungen von der Druckmessstelle hinter der Rückführbeschaufelung fern zu halten.

Die Modellpumpe ist radial mit Hilfe von zwei Nadellagern gelagert. Die axiale Lagerung befindet sich am motorseitigen Ende der Welle. Das zugehörige Lagergehäuse umfasst neben dem eigentlichen Lager noch zwei kardanische Ringe zur Messung der auftretenden Axialkraft. Hierbei erfolgt die Krafteinleitung ausgehend vom Pumpenrotor über das Axiallager auf einen der beiden kardanischen Ringe. Je nach Wirkrichtung der Axialkraft wird einer der beiden kardanischen Ringe auf Biegung beansprucht, wodurch die resultierende Axialkraft ausgewertet wird. Beide kardanischen Ringe sind verdrehsicher über einen Zylinderstift mit den Deckeln des Lagergehäuses verbunden. Der Aufbau des axialen Lagergehäuses ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

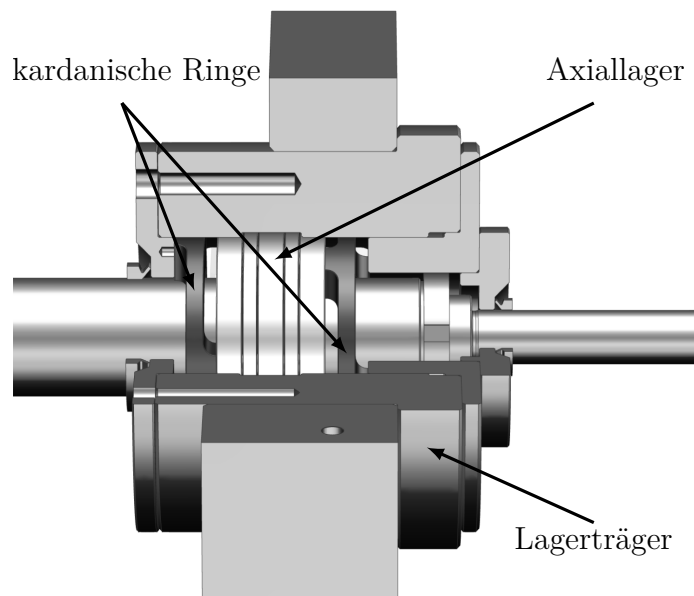


Abb. 4.3: Aufbau des axialen Lagergehäuses zur Messung der auftretenden Axialkraft

4.2.2 Messung der Axialkraft

Zur Messung der auftretenden Axialkraft kommen kardanische Ringe zum Einsatz, vgl. [96]. Ein kardanischer Ring besteht aus einem dünnen Ring, welcher je Seite zwei um 180° versetzte Erhöhungen aufweist. Abbildung 4.4 zeigt den Aufbau eines kardanischen Rings mit applizierten Dehnungsmessstreifen (DMS). Die, durch die Axialkraft verursachte, Biegebeanspruchung des kardanischen Rings wird mittels aufgeklebter DMS erfasst. Auf jedem Ring sind acht DMS appliziert, welche zu je zwei Wheatstoneschen Messbrücken verschaltet sind. Die DMS befinden sich jeweils auf der dem Axiallager zugewandten Seite. Verwendet werden DMS vom Typ *DY41-1.5/350* der Firma *HBM*. Dehnungsmessstreifen nehmen eine Verformung durch den sich ändernden Widerstand

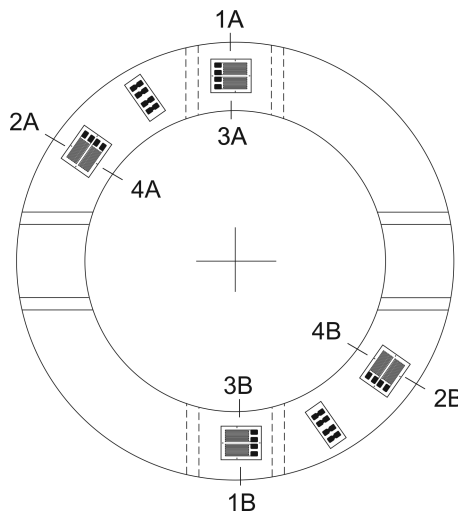


Abb. 4.4: Aufbau kardanischer Ring

aufgrund einer Dehnung oder Stauchung des DMS auf. Dabei stehen Deformation und Widerstandsänderung in einem proportionalen Zusammenhang:

$$\frac{\Delta R}{R} \sim \frac{\Delta L}{L} \sim \epsilon \quad (4.1)$$

Mit Hilfe des Proportionalitätsfaktors k , welcher DMS spezifisch von Herstellerseiten für jeden DMS ausgegeben wird, ergibt sich

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \epsilon \quad (4.2)$$

Für eine Vollbrücke, bestehend aus vier DMS mit gleichem Widerstand in unbelastetem Zustand, ergibt sich die an der Messbrücke vorliegende Ausgangsspannung U_a zu

$$U_a = U_B \cdot \frac{k}{4} \left(\sum_{i=0}^4 \epsilon_i \right) \quad (4.3)$$

Eine Herleitung der Formel 4.3 ist beispielsweise in [51] zu finden. Mit Hilfe einer durchgeführten Kalibrierung kann ein Zusammenhang zwischen Dehnung und resultierender Kraft berechnet werden.

Bei Anwendung einer Vollbrücke werden Temperatureinflüsse, die beispielsweise durch

induzierte thermischen Dehnung des kardanischen Rings zu Widerstandsänderungen im DMS führen, kompensiert. Dies führt zu einer höheren Messgenauigkeit für die berechnete Axialkraft. Der Einfluss der Kabellänge zwischen kardanischem Ring und Messmodul auf die Messgenauigkeit kann mit Hilfe einer 6-Leiter Schaltung kompensiert werden [51]. Hierzu werden zwei zusätzliche Leiter mit dem Anschluss der Messbrücke an die Brückenspannung parallel geschaltet. Mit Hilfe des verwendeten Messverstärkers 9237 der Firma *National Instruments* können diese Einflüsse kompensiert werden.

Durch Parallelschaltung der Ein- und Ausgangssignale der beiden, auf einem kardanischen Ring applizierten, Vollbrücken bildet die Schaltung den Mittelwert der Brückenausgangssignale ab, um durch eventuelle exzentrische Krafteinleitung auftretende, ungleichmäßige Spannungsverteilungen auszugleichen. Der Aufbau der verwendeten Messbrücke ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

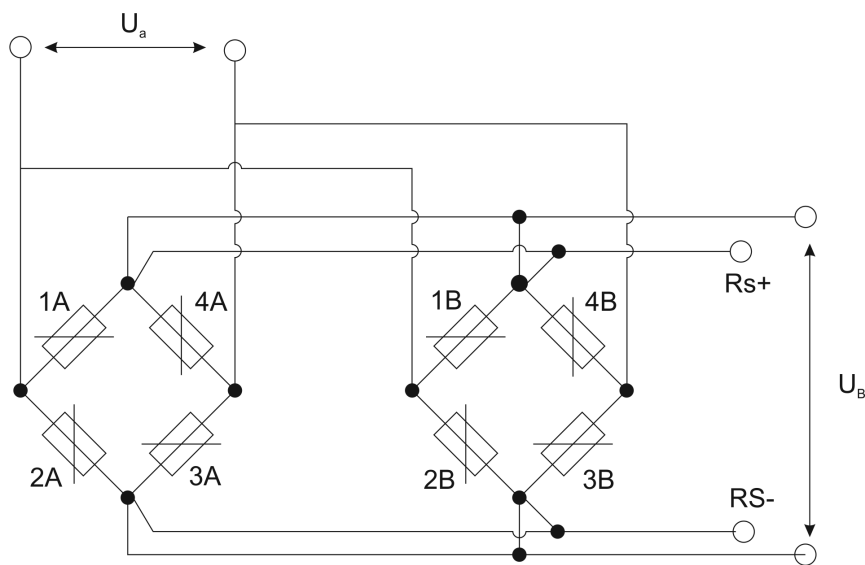


Abb. 4.5: Schaltplan Wheatstonescher Messbrücken eines kardanischen Rings

4.2.3 Messung der Druckniveaus

Zur Messung der einzelnen Druckverteilungen kommen sowohl stationäre als auch instationäre Druckmessungen zum Einsatz. Abbildung 4.6(a) zeigt die Position der einzelnen Messstellen der Hydraulik im Meridianschnitt. Zusätzlich befindet sich im Abstand von $2 \cdot d_s$ vor dem Saugstutzen eine weitere Druckmessstelle (p_{ss}). Die Messung der Druckniveaus im Saugstutzen (p_{ss}), zwischen Drallbrecher und Laufrad (p_1), am Diffusoraustritt des Leitrades (p_6), sowie am Stufenaustritt (p_8) erfolgt mit Hilfe von stationären Absolutdrucksensoren der Firma *ABB*. Da sich der Druckaufbau innerhalb des Schrägabschnitts als signifikant für das Eintreten einer Kennlinieninstabilität erwiesen hat, erfolgen instationäre Druckmessungen zur Aufnahme der Druckpulsationen auf Höhe des Leitradetrtritts (p_4) sowie des engsten Querschnitts im Leitrad (p_5). Hierzu kommen Drucksensoren der Firma *Kulite* zum Einsatz. Auf Höhe der Leitradetrtrittskante befinden sich fünf gleichmäßig um den Umfang verteilte, mittig zwischen zwei Eintrittskanten befindliche Drucksensoren. Zusätzlich sind fünf weitere instationäre Drucksensoren in der Position des engsten Querschnittes des Leitrades angebracht. Aufgrund der Anzahl an instationären Drucksensoren und Leitradschauflern befindet sich somit in jedem zweiten Leitradkanal ein instationärer

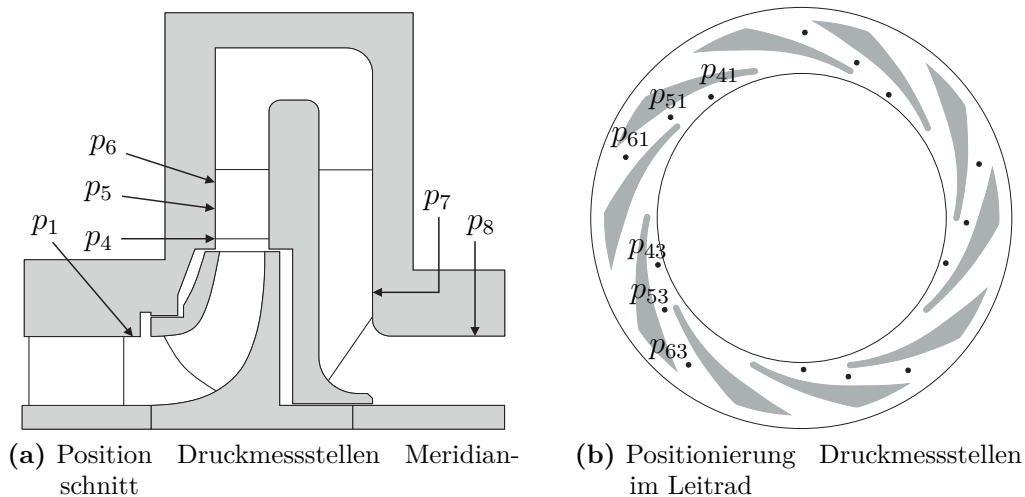


Abb. 4.6: Druckmessstellen

Drucksensor. Alle instationären Drucksensoren schließen bündig auf der Deckscheibe des Leitrades ab. Das stationäre Druckniveau zur Beurteilung der Performance am Leitradeintritt und auf Höhe des engsten Querschnitts wird durch das zeitliche und arithmetische Mittel der einzelnen instationären Drucksignale gebildet.

Am Austritt des Diffusorbereichs des Leitrades befindet sich eine weitere Druckmessstelle. An dieser wird der sich einstellende stationäre Druck mit Hilfe einer, die Messstellen p_{61} bis p_{65} verbindenden, Leitung aufgenommen. Eine Übersicht der sich im Leitrad befindlichen Druckmessstellen ist in Abbildung 4.6(b) abgebildet. Zur Messung der einzelnen Druckniveaus kommen die in Tabelle 4.3 aufgeführten Drucksensoren zum Einsatz.

Tab. 4.3: Überblick Sensorik Versuchskreislauf

Position	Sensor	Hersteller	Messbereich (Genauigkeit)
Saugstutzen (p_{ss})	Absolutdrucksensor	ABB	10 bar(0.04 %)
IGV (p_1)	Absolutdrucksensor	ABB	10 bar(0.04 %)
Leitradaustritt (p_6)	Absolutdrucksensor	ABB	10 bar(0.04 %)
Stufenaustritt (p_8)	Absolutdrucksensor	ABB	10 bar(0.04 %)
Leitradeintritt (d_4)	Absolutdrucksensor	Kulite	7 bar(± 1 %)
engster Querschnitt Leitrad (d_5)	Absolutdrucksensor	Kulite	35 bar(± 1 %)

5 Numerische Untersuchungen

Numerische Strömungssimulationen bieten die Möglichkeit Strömungen zumeist detaillierter zu analysieren, als dies im Experiment möglich ist. So lassen sich beispielsweise durch Rotor-Stator Interaktion hervorgerufene, instationäre Strömungsphänomene betrachten, die experimentell nur mit erheblichem Aufwand abzubilden sind. Zudem bieten sie Zugang zu jedem, in der Simulation abgebildeten, Punkt des Strömungsgebietes. Allerdings ist darauf zu achten, dass die numerischen Ergebnisse anhand experimenteller Daten hinreichend validiert sind, um valide Aussagen auf Basis der Ergebnisse treffen zu können.

5.1 Simulationssetup

Alle hier aufgeführten numerischen Untersuchungen werden mit Hilfe der kommerziellen Software von Ansys CFX in der Version 19.2 durchgeführt. Die Vernetzung des Nassvolumens erfolgt mit den Programmen ICEM und Turbogrid. Die Aufbereitung des Nassvolumens erfolgt mit der Software Siemens NX in der Version 11.

Die Berechnung wird auf parallel geschalteten Intel Xeon Gold 6126 CPU Prozessoren mit je 24 threads und 96 GB Arbeitsspeicher durchgeführt. Zuvor genannte Prozessoren sind Teil des Hochleistungsrechnersystems Elwetritsch, welches zur Allianz für Hochleistungsrechnen Rheinland-Pfalz (AHRP) gehört.

5.1.1 Modellaufbau

Ausgehend vom Prüfstands Aufbau leitet sich das Nassvolumen der Modellpumpe als Grundlage der numerischen Untersuchungen ab. Im Vergleich zu den experimentellen Untersuchungen erfolgt eine Vereinfachungen der Geometrie im Bereich des Auslasses. Der sich an das Gehäuse hinter der Stufe und des Drallbrechers anschließende Druckstutzen wird nicht betrachtet. Stattdessen wird das Gehäuse in axialer Richtung um eine Länge, die fünf mal dem Außendurchmesser des axialen Ringraums entspricht, verlängert. Aufgrund des Abstandes des Druckstutzens zu den Rückführschaufeln und dem nachfolgend angebrachten Drallbrecher kann davon ausgegangen werden, dass die Änderung des Nassvolumens keinen Einfluss auf die Strömung im Vergleich zum Experiment hat. Durch die Vereinfachung kann die Knotenanzahl des Simulationsnetzes verringert werden. Als Saugleitung dient ein gerades Rohrstück mit dem Durchmesser des Saugstutzens und der zehnfachen Länge des Saugstutzendurchmessers.

Sowohl die Saugleitung als auch der Bereich zwischen Rückführbeschaufelung und austrittsseitigem Drallbrecher werden zweigeteilt ausgeführt. Die Aufteilung erfolgt dergestalt, dass die sich ergebenden Interfaces mit den Positionen der Drucksensoren im experimentellen Aufbau übereinstimmen. Hierdurch können äquivalente Performance Werte während der Simulationen abgebildet werden. Das Nassvolumen, inklusive der Auswerteebenen für die Bestimmung der Stufenförderhöhe, ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

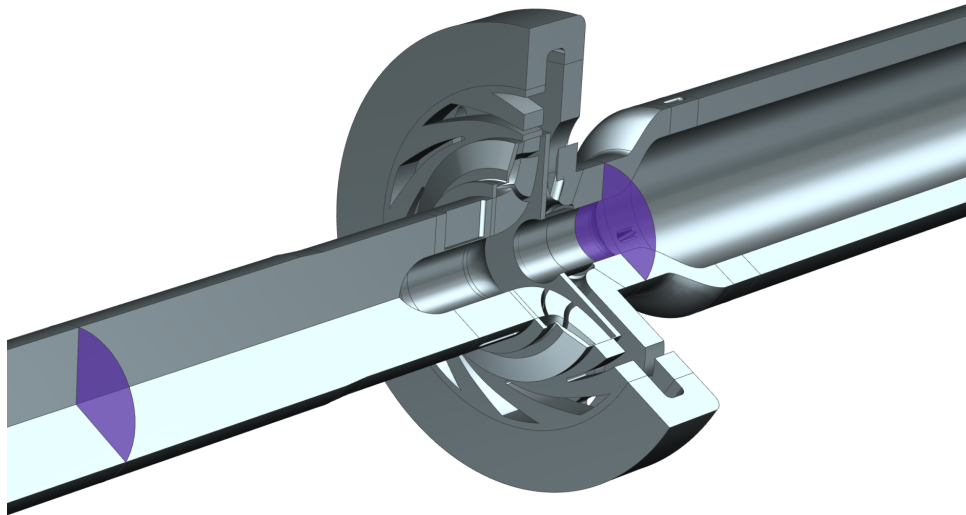


Abb. 5.1: Nassvolumen der Repetierstufe inklusive Auswerteebenen zur Bestimmung Stufenförderhöhe

Abbildung 5.2 zeigt die vorhandenen Interfaces zwischen den einzelnen Komponenten. Das Laufrad und die beiden Radseitenräume werden als rotierendes Bezugssystem definiert, wobei die Drehzahl der Pumpe als Rotationsgeschwindigkeit aufgeprägt wird. Die restlichen Komponenten befinden sich im stehenden Bezugssystem. Die Umfangsgeschwindigkeit der Gehäusewand des vorderen Radseitenraums sowie die nicht rotierende Wand des hinteren Radseitenraums werden mit Hilfe Randbedingung *Counter Rotating Wall* definiert. Für alle Wände gilt die Haftbedingung. Ein Totaldruck von $p_{tot} = 1\text{bar}$ am Einlass definiert die erste Randbedingung. Der jeweils zu untersuchende Betriebspunkt wird mit Hilfe des Massenstroms am Auslass des Nassvolumens als zweite Randbedingung vorgegeben. Für alle untersuchten Betriebspunkte dienen stationäre Simulationen als Startlösung der nachfolgend durchgeführten instationären Betrachtungen. Im Falle der stationären Simulationen findet der Übergang von stehender in rotierende Komponente und umgekehrt auf Basis des *Frozen Rotor Interfaces* statt. Bei den instationären Simulationen findet das *Transient Rotor Stator Interface* Modell Anwendung. Ein Übergang zwischen Komponenten im gleichen Bezugssystem wird in beiden Fällen mit einem *General Grid Interface (GGI)* abgebildet, vgl. Abbildung 5.2.

Der gewählte Zeitschritt der instationären Simulationen entspricht einer Laufradumdrehung von $(360/350)^\circ$, wodurch sich wiederholende Schaufelstellungen von Laufrad zu Leitrad nach einer Umdrehung um eine Laufradpassage ergeben. Für jeden Betriebspunkt werden die Umdrehungen eins bis sechs als Einschwingvorgang zum Erreichen quasi-periodischer Bedingungen genutzt. Instationäre Performance Werte und Druckpulsationen entsprechend der im Experiment verwendeten Positionen werden aus den Umdrehungen 7 – 16 gewonnen. Strömungsphänomene werden auf Basis der 17. Umdrehung ausgewertet.

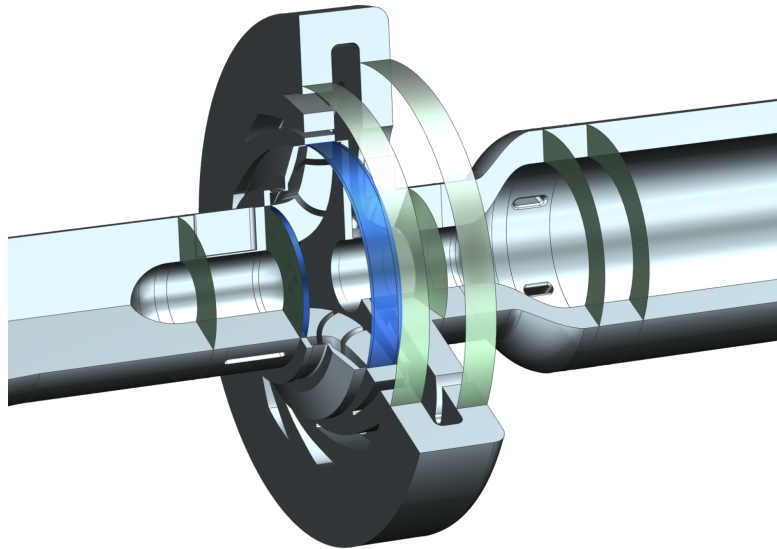


Abb. 5.2: Darstellung der Interfaces. Blau: Rotor-Stator Interface. Grün: General Grid Connection

Turbulenzmodellierung

Die Turbulenzmodellierung der stationären Simulationen erfolgt mit Hilfe des *SST-Turbulenzmodells* von Menter [68]. Im Fall instationärer Simulationen beruht die Turbulenzmodellierung auf dem *SAS-SST Turbulenzmodell* [69]. In diesem Modell wird, im Vergleich zum ursprünglichen SST-Turbulenzmodell, ein Zerstörungsterm für die turbulente Viskosität in die bestehende turbulente Transportgleichung eingebaut, welcher die Vorhersage von kleinen Wirbeln mit Hilfe des URANS Ansatzes ermöglicht. Lucius [63] zeigte in seiner Arbeit auf, dass sich der turbulenzauflösende Ansatz deutlich besser eignet, um instabile Strömungszustände vorherzusagen. Weitere Untersuchungen bei Pumpen auf Basis des SAS-SST Turbulenzmodellansatzes sind beispielsweise in [49, 50, 64, 25] zu finden.

Solvereinstellungen Die Algorithmen zur Lösung der Transportvorgänge und der Turbulenz basieren auf der *High Resolution* Methode. Das *Second Order Verfahren* in Kombination mit einem *Backward Euler* Verfahren bildet die Grundlage zur Lösung der instationären Berechnungsalgorithmen. Die Anzahl der inneren Iterationsschritte je simuliertem Zeitschritt beträgt sieben.

5.1.2 Netzerstellung

Alle für die numerischen Untersuchungen benötigten Nassvolumina setzen sich aus blockstrukturierten Hexaedernetzen zusammen. Die Netze für Einlauf, Zwischenstück Drallbrecher zu Laufrad, trag- und deckscheibenseitige Radseitenräume, Überströmkanal, Zwischenstück Rückführbeschaufelungen zu Drallbrecher Outlet und der Auslauf werden mit der Software Ansys Icem CFD in der Version 19.2 vernetzt. Das Laufrad, Leitrad, Rückführbeschaufelungen, Drallbrecher Einlass und Auslass werden mit der Software Ansys TurboGrid in der Version 19.2 vernetzt.

Die Auflösung der Grenzschicht erfolgt bei allen Netzen dergestalt, dass der mittlere

dimensionslose Wandabstand der ersten Zelle (\bar{y}^+) kleiner fünf sichergestellt ist. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die Anzahl der Knoten, sowie den im Auslegungspunkt erzielten mittleren \bar{y}^+ Werten der Nassvolumina der einzelnen Komponenten. Der Wachstumsfaktor in Normalenrichtung zur Wand begrenzt sich für alle Bereiche auf Werte kleiner 1,3.

Tab. 5.1: Übersicht Netzgrößen

Part	Knotenanzahl	\bar{y}_{DP}^+
Einlauf	760.960	1,94533
Drallbrecher Einlauf	2.971.840	4,62584
Zwischenstück Drallbrecher - Laufrad	84.240	0,848552
Laufrad	4.489.716	1,81337
Tragscheibenseitiger Radseitenraum	1.213.200	2,12959
Deckscheibenseitiger Radseitenraum	1.857.960	3,29473
Leitrad	8.488.700	2,34641
Überströmkanal Leitrad - Rückführschaufeln	2.192.760	2,10548
Rückführschaufeln	3.652.000	2,45731
Zwischenstück Rückführschaufeln - Drallbrecher Auslass	578.760	1,74229
Drallbrecher Auslass	4.758.336	1,6208
Auslauf	280.800	1,24028
Σ	28.771.728	-

5.2 Netzstudie

Der Einfluss des Diskretisierungsfehlers wird mit Hilfe der Grid Convergence Index (GCI) Methode untersucht [18, 3]. Basis dieser Methode ist die generalisierte Richardson Extrapolation. Zur Abschätzung der Unsicherheit, die sich auf Basis der Diskretisierung des Nassvolumens ergibt, dienen drei sukzessive und systematisch verfeinerte Netze. Der sich aus den Netzen ergebende Netzverfeinerungsfaktor ist definiert als:

$$r_{k+1,k} = \left(\frac{n_k}{n_{k+1}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.1)$$

wobei n_k die Anzahl der Knoten der Netzes k entspricht. Tabelle 5.2 zeigt eine Übersicht über die verwendeten Netze sowie den zugehörigen Netzverfeinerungsfaktor. Die Netzverfeinerung umfasst das Laufrad und das Leitrad, da diese Bereiche als signifikant für das Eintreten einer Kennlinieninstabilität angesehen werden können, vgl. Kapitel 1.2. In Anlehnung an Kim [57] ist der Abstand der ersten Zelle zur Wand bei allen Netzen gleich, sodass der sich ergebende Einfluss eines sich ändernden y^+ -Wertes auf das Ergebnis ausgeschlossen werden kann. In beiden Fällen wurden Verfeinerungsstufen von $r_{k+1,k} \approx 1,4$

Tab. 5.2: Netzgrößen der Netzunabhängigkeitsuntersuchungen

Netz	Knotenanzahl	Netzverfeinerungsfaktor r
1	36128925	$r_{21} = 1,404$
2	12942688	$r_{32} = 1,408$
3	4680508	-

erreicht. Die Variable ϕ_k beschreibt die Zielgröße der Simulation mit Netz k . Auf Basis der Differenz der simulierten Zielgrößen $\epsilon_{21} = \phi_1 - \phi_2$ und $\epsilon_{32} = \phi_2 - \phi_3$ lässt sich mit Hilfe des Formelsatzes aus Celik et. al [18] die Ordnung p berechnen zu:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln(|\epsilon_{32}/\epsilon_{21}|) + q(p)| \quad (5.2)$$

$$q(p) = \ln\left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s}\right) \quad (5.3)$$

$$s = 1 \cdot \text{sgn}(\epsilon_{21}/\epsilon_{32}) \quad (5.4)$$

Zur Lösung von Gleichung (5.3) wird ein Festpunktiterationsverfahren mit folgender Startlösung verwendet:

$$p^{(0)} = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln(|\epsilon_{32}/\epsilon_{21}|)| \quad (5.5)$$

Extrapolierte Werte der Zielgröße errechnen sich aus:

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^p \cdot \phi_1 - \phi_2}{r_{21}^p - 1} \quad (5.6)$$

Nach [18] lassen sich in einem letzten Schritt auf Basis der Gleichungen (5.2) - (5.6) der approximierten relative Fehler e_a , der geschätzte extrapolierte Fehler e_{ext} , sowie der Grid Convergence Index GCI berechnen:

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (5.7)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_2}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (5.8)$$

$$GCI^{21} = \frac{F_s \cdot e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (5.9)$$

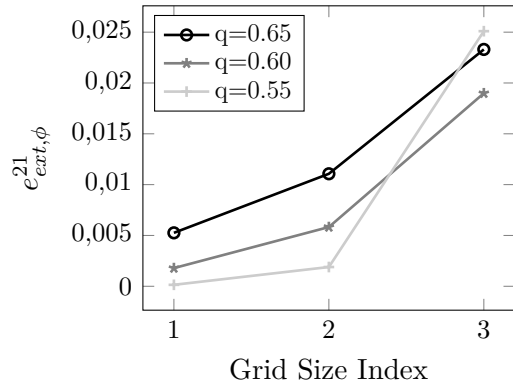
Wobei F_s in Gleichung (5.9) einem Sicherheitsfaktor entspricht, der nach [3] bei eine Netzstudie aus drei Netzen zu $F_s = 1,25$ gesetzt wird. Werden in den Gleichungen (5.6) - (5.9) die Indizes 2 und 1 durch 3 und 2 ersetzt, lässt sich die zweite extrapolierte Zielgröße sowie die approximierten Fehler und der zugehörige GCI berechnen.

Zielgröße der hier angewendeten GCI-Methode ist die Druckzahl ψ , da diese den durch eine auftretende Kennlinieninstabilität auftretenden Förderhöhenabfall direkt widerspiegelt.

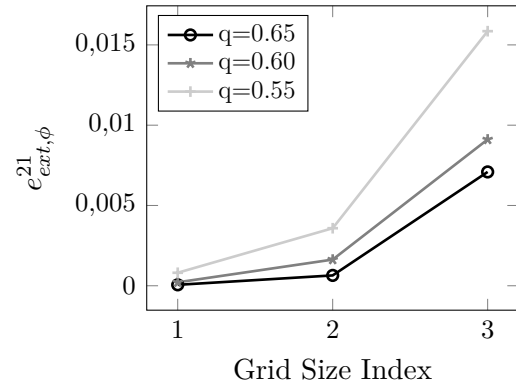
Als Referenzmodell des Leitrades dient die Variante *lin*. Die Auswertung erfolgte als massenstromgemittelte Werte über drei verschiedene Bereiche: das Laufrad, Laufrad und Leitrad sowie über die gesamte Stufe. Ausgewertet wurden drei Volumenströme ($q = 0,65$, $q = 0,60$, $q = 0,55$), wobei darauf geachtet wurde, dass der Bereich der Kennlinieninstabilität in den ausgewerteten Bereich der Netzstudie fällt. Die Auswertung erfolgte auf Basis instationärer Simulationen für die Umdrehungen fünf und sechs. Tabelle A.1 listet die Ergebnisse der Netzstudie auf. Die Auswertung der approximierten Fehler und der extrapolierten Fehler zeigt, dass sich diese mit Werten kleiner als 1,2% für alle Größen auf einem sehr niedrigen Niveau befinden. Gleiches gilt für die Auswertung der GCI -Werte. Für das feine Netze (Index 1) belaufen sich die errechneten Werte auf $GCI^{21} < 0,67\%$. Für das grobe Netz (Index 2) liegt das Maximum bei $GCI^{21} < 0,67\%$. Diese Ergebnisse deuten bereits darauf hin, dass das mittlere Netz eine ausreichende Güte besitzt, um adäquate Ergebnisse zu erzielen. Um die Ergebnisse der GCI -Methode darzustellen wird nach Mohr [71] Gleichung (5.8) leicht modifiziert, so dass die normierte Differenz zwischen Lösungsvariable und dem entsprechenden extrapolierten Wert dargestellt wird:

$$e_{ext,\phi}^{21} = \left| \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{ext}^{21}} \right) \right| \quad (5.10)$$

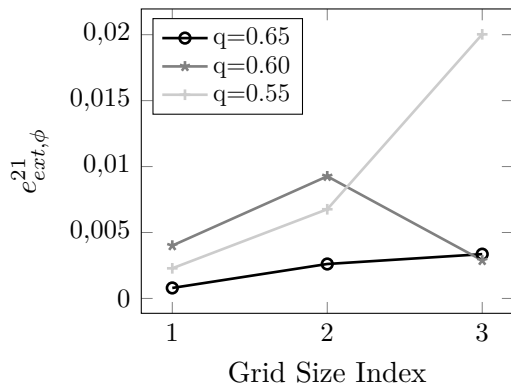
Abbildung 5.3 zeigt den Verlauf von $e_{ext,\phi}^{21}$ in Abhängigkeit der Netzgröße auf. Es ist zu erkennen, dass für das mittlere Netz Fehler von maximal knapp über einem Prozent auftreten. Für die Auswertung von Laufradeintritt bis Leitradaustritt (vgl. Abbildung 5.3 (b)) ist der Wert für alle Volumenströme kleiner 0,5%. Selbst für das grobe Netz beläuft sich der maximale Fehler lediglich auf 2,5%. Wird zusätzlich der Verlauf der Druckzahl für die drei Netze betrachtet (vgl. Abbildung 5.3 (d)), ist zu erkennen, dass der Förderhöhenverlauf des groben Netzes für alle Auswerteebenen markant vom feinen Netz abweicht. Hingegen ist für das mittlere Netz die Abweichung, insbesondere im Fall der Auswertung über Laufrad und Leitrad, marginal. Aufgrund der zuvor beschriebenen Ergebnisse wird für alle Untersuchungen das mittlere Netz (Index 2) beziehungsweise für die weiteren Varianten Netze mit äquivalenten Netzparametern verwendet.



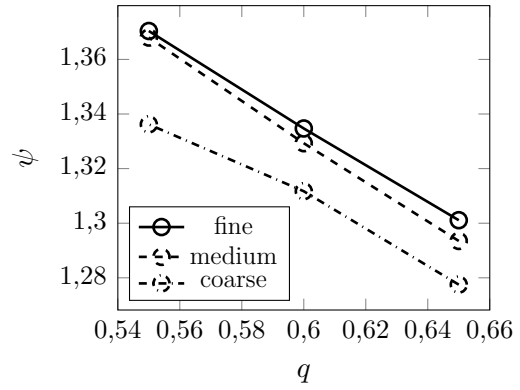
(a) GCI Laufrad



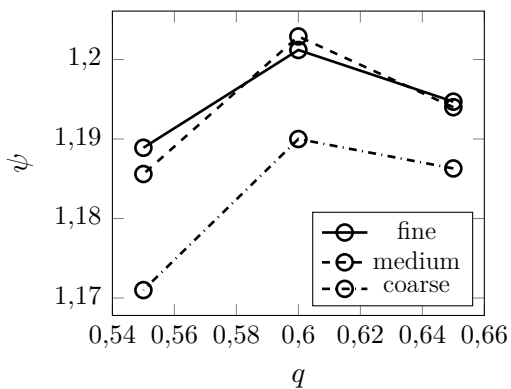
(b) GCI Laufrad + Leitrad



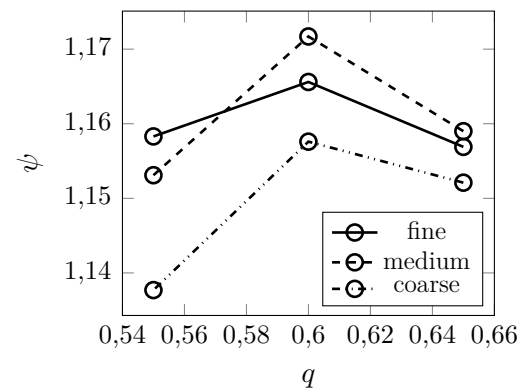
(c) GCI Stufe



(d) Druckzahl Laufrad



(e) Druckzahl Laufrad + Leitrad



(f) Druckzahl Stufe

Abb. 5.3: Einfluss der Netzgröße auf die Lösungsvariable

6 Ergebnisse

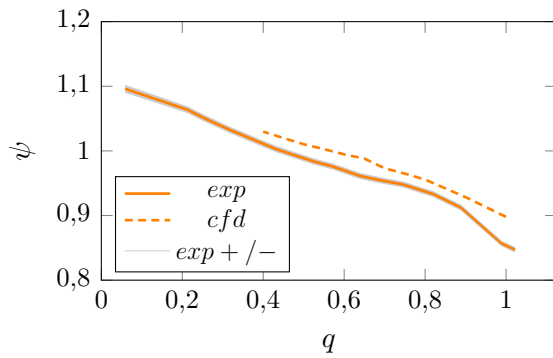
Das folgende Kapitel befasst sich mit den erzielten Ergebnissen aus CFD und Experiment. Zur Bewertung der Güte der CFD Ergebnisse bedarf es einer Validierung anhand experimenteller Untersuchungen. Neben klassischen Performance Werten werden auch Komponentenkennlinien ausgewertet, um deren Einfluss auf die Kennlinieninstabilität zu betrachten. Auftretende Druckpulsationen im Leitrad eintritt sowie am engsten Querschnitt werden im Frequenzbereich ausgewertet, um mögliche Änderungen des Pulsationsverhaltens im Bereich der Kennlinieninstabilität zu identifizieren. Aufbauend auf dieser Validierung erfolgt eine detaillierte Strömungsbetrachtung in Form von Sekundärströmungen und Rezirkulationsgebieten anhand der instationären CFD Berechnungen.

6.1 Performance

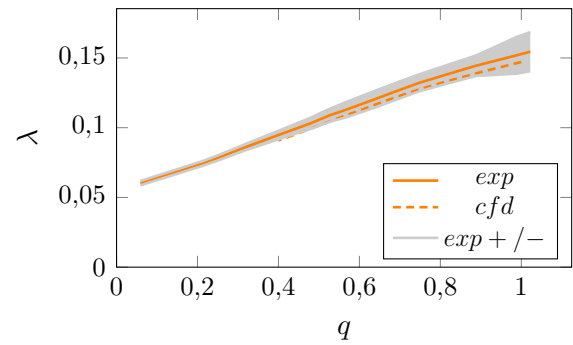
Zunächst erfolgt eine Auswertung der Druckzahl und Leistungszahl als Funktion des spezifischen Volumenstroms für alle vier untersuchten Diffusor Varianten. Neben der Stufenkennlinie werden zusätzlich Komponentenkennlinien ausgewertet. Auf eine Auswertung des Wirkungsgrades wird bewusst verzichtet, da dieser aufgrund des modularen Aufbaus der Modellpumpe und damit einhergehend dem langen Überströmkanal zwischen Leitrad und Rückführbeschaufelung sowie dem Vorleitrad zwischen saugseitiger Messstelle und Laufrad keine repräsentative Werte aufweist. Eine Betrachtung des Überlastverhaltens wird ebenfalls außer Acht gelassen, da der Fokus der Arbeit auf der sich teillastig einstellenden Kennlinieninstabilität liegt. Die Messwerte werden im Fall der Performance Auswertungen grundsätzlich als durchgezogene Linien dargestellt. Die mit den Messungen einhergehenden Messunsicherheiten sind in Form von Fehlerbändern dargestellt. Der jeweilige Fehler errechnet sich nach DIN 9906 [53]. Eine ausführliche Herleitung zur Berechnung der Fehlerbänder ist in Anhang A aufgeführt. In einigen Fällen sind diese so gering, dass sie in den Abbildungen nicht klar erkennbar sind. Die numerischen Ergebnisse werden als gestrichelte Linien in korrespondierender Farbe zu den experimentellen Ergebnissen dargestellt. In allen dargestellten Messergebnissen wurden die Kennlinien von Q_{max} nach Q_{min} vermessen.

6.1.1 Stufenkennlinien

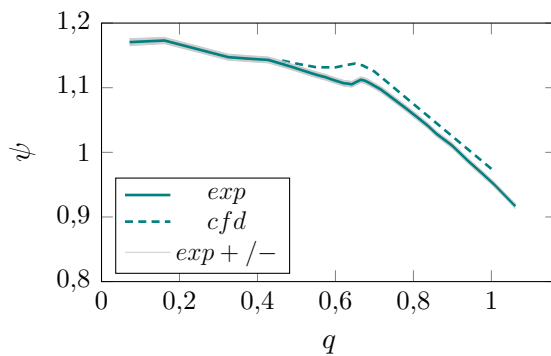
Abbildung 6.1 zeigt einen Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen der Stufenkennlinien für die drei untersuchten Leitradgeometrien sowie den schaufellosen Diffusor. Alle Varianten haben gemein, dass die CFD Simulation die experimentellen Ergebnisse für die Druckzahl überschätzen und die Leistungszahl unterschätzen. Die relativen Abweichungen im Auslegungspunkt belaufen sich für alle Fälle auf Werte kleiner $\Delta\psi_{rel}^{DP} = 3\%$ für die Druckzahl, was ein erstes Anzeichen für die Güte der Simulationsergebnisse ist. Der Versatz in der Leistungszahl lässt sich dadurch erklären, dass die Simulation keine Verluste für Lagerreibung, sowie Reibung innerhalb der Gleitringdichtung berück-



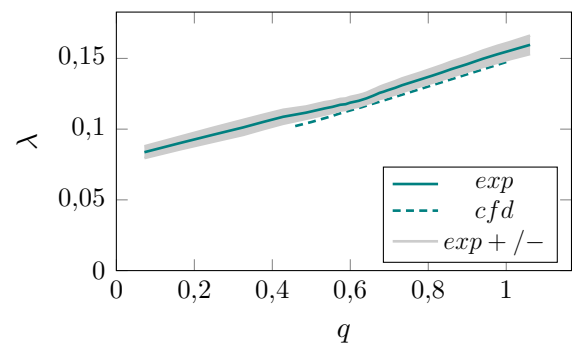
(a) Druckzahl vaneless



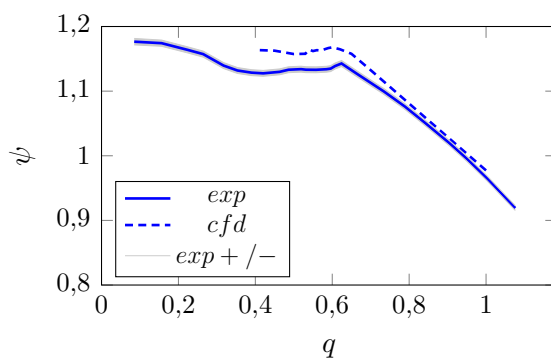
(b) Leistungszahl vaneless



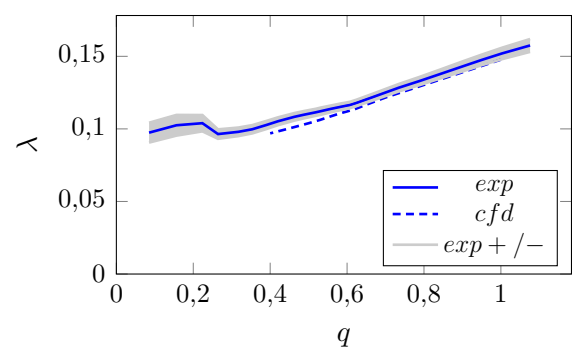
(c) Druckzahl degressive



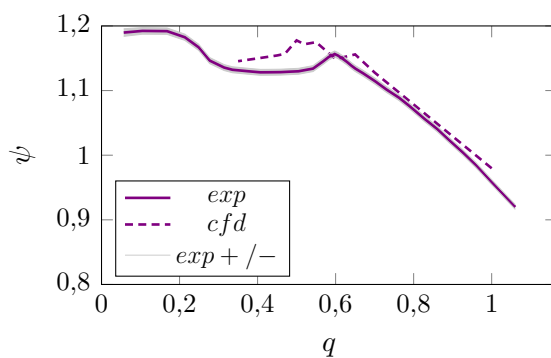
(d) Leistungszahl degressive



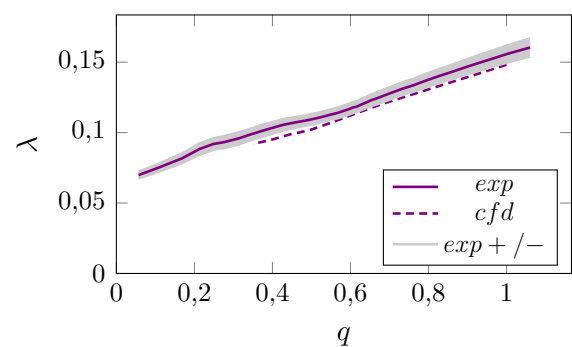
(e) Druckzahl linear



(f) Leistungszahl linear



(g) Druckzahl progressive



(h) Leistungszahl progressive

Abb. 6.1: Performance Kennlinien gesamte Stufe

sichtigt. Hier spiegelt sich die Güte der Simulationsergebnisse weniger an prozentualer Abweichung als vielmehr in einem parallelen Verlauf der beiden Kennlinien wieder.

Für den Fall des schaufellosen Diffusors verlaufen die Leistungskurven nahezu parallel, woraus sich schließen lässt, dass die CFD das grundlegende physikalische Verhalten widerspiegelt. Für die experimentellen Ergebnisse zeigt sich, dass die Messunsicherheit mit steigendem Volumenstrom zunimmt. Die numerischen Ergebnisse zeigen einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen spezifischem Volumenstrom und Druckzahl. Experimentell weicht die zugehörige Kennlinie im Bereich zwischen $0,7 < q < 0,96$ von einer konstanten Steigung ab. In diesem Bereich weist die Kennlinie zwischen $0,7 < q < 0,86$ mit zunehmendem Volumenstrom eine flachere Steigung auf als für kleinere Volumenströme. Zwischen $0,86 < q < 0,96$ fällt die Kennlinie hingegen stärker ab. Im Bereich $q > 0,96$ entspricht die Steigung der Kennlinie wieder annähernd der Steigung im Teillastbereich. Eine Betrachtung der Messunsicherheit der Leistungszahl im Bereich $q > 0,8$ lässt einen Zusammenhang zwischen der Schwankung in der Leistung und der Änderung der Kennliniensteigung der Druckzahl vermuten, wobei verschiedene Messreihen reproduzierbare Ergebnisse liefern.

Für die Variante *deg* tritt eine schwache Kennlinieninstabilität zwischen $q = 0,62$ und $q = 0,67$ mit einem Förderhöhenabfall von $\Delta\psi \approx 0,7\%$ der Förderhöhe des Auslegungspunktes auf. In Richtung des Nullförderstroms weist die Kennlinie eine zweite Instabilität im Bereich $q < 0,16$ auf. Die zugehörige Leistungskurve weist im Bereich der ersten Kennlinieninstabilität keine Änderung in ihrem Verlauf auf. Erst im Bereich der sich wieder stabilisierten Kennlinie ($q \leq 0,62$) nimmt die Steigung der Leistungskurve ab. Der sich ändernde Verlauf in der Steigung steht zumeist in einem direkten Zusammenhang mit einem Einsetzen des Teillastwirbels. Die zugehörigen CFD Ergebnisse bilden die experimentellen Kennlinien gut ab. Für die Druckzahl zeigt sich ein annähernd paralleler Verlauf zwischen Auslegungspunkt und $q = 0,7$. Auch die Kennlinieninstabilität zeigt eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse zwischen Experiment und Simulation. Der Einsatz der Kennlinieninstabilität ist in der Simulation um zwei Prozentpunkte hin zu kleinerem Volumenstrom nach $q = 0,65$ verschoben. Der Abfall der Förderhöhe geht in der CFD Simulation langsamer von statten als es die Messergebnisse zeigen. Mit einem Förderhöhenabfall von $\Delta\psi \approx 0,6\%$ der Förderhöhe des Auslegungspunktes stimmen Experiment und CFD gut überein. Gleiches zeigt sich im Verlauf der Leistungskurve. Auch hier verlaufen beide Kennlinien nahezu parallel. Lediglich für Volumenströme $q \leq 0,62$ bildet die CFD die sich ändernde Steigung der Leistungskurve nicht konsequent ab.

Ein Vergleich der Performance der Variante *lin* zeigt ein vergleichbares Verhalten wie der zuvor beschriebenen Fall. Im Experiment tritt eine Kennlinieninstabilität bei $q = 0,62$ ein und weist zunächst einen Förderhöhenabfall von $\Delta\psi \approx 1,0\%$ auf. Im Bereich $0,48 < q < 0,58$ bildet sich ein Sattel mit konstanter Druckzahl aus, bevor die Kennlinie erneut instabil wird. Für Volumenströme $q < 0,39$ stabilisiert sich die Kennlinie wieder. Die zugehörige Leistungskurve weist eine konstante Steigung im Bereich $q > 0,62$ auf. Für kleinere Volumenströme ist, analog zum zuvor beschriebenen Fall, eine Änderung in der Steigung der Leistungskurve ersichtlich. Hinzu kommt ein Anstieg der Leistung für Volumenströme von $q < 0,26$. In diesem Bereich nimmt auch die Messunsicherheit schlagartig zu. Ein Ausbau der Hydraulik im Anschluss der Messreihe hat gezeigt, dass das Laufrad am Spalt des hinteren Radseitenraums angelaufen ist. Der Verlauf der Messkurve lässt vermuten, dass dies im Bereich $q < 0,26$ aufgetreten ist. Ebenso war ein Einsetzen eines hochfrequenten Tons in diesem Bereich zu hören. Wiederholungen der Messungen haben keine Änderung

in den Messergebnissen gebracht. Auf eine Vergrößerung des Spalts in diesem Bereich wurde bewusst verzichtet, um einen Einfluss der Geometrieänderung auf die Kennlinien auszuschließen. Der Verlauf der simulierten Leistungskurve zeigt, dass das reale physikalische Verhalten integral gesehen gut abgebildet wird. Lediglich im Bereich der Ausbildung des Teillastwirbels stimmt, wie in der Variante zuvor, die Steigung nicht exakt überein. Die Kennlinieninstabilität tritt in der CFD mit einem Versatz von zwei Prozentpunkten hin zu kleineren Volumenströmen ein, als dies im Experiment der Fall ist. Auch der Förderhöhenabfall von $\Delta\psi \approx 1,0\%$ der Förderhöhe im Auslegungspunkt stimmt mit den experimentellen Ergebnissen überein. Analog zur vorherigen Variante fällt die Förderhöhe im Experiment schneller ab als in der CFD Simulation. Eine größere Abweichung zeigt sich für Volumenströme kleiner der ersten Kennlinieninstabilität. Während sich im Experiment ein Sattel ausbildet, stabilisiert sich die Kennlinie in den Simulationen direkt wieder.

Abschließend wird die Variante des Leitrades *prog* betrachtet. Für die Leistungskurve zeigt sich auch hier eine gute Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment. Analog zu den vorherigen Varianten tritt lediglich eine leichte Änderung der Steigung in der experimentellen Leistungskurve bei $q = 0,57$ ein, die von den CFD Simulationen so nicht abgebildet wird. Eine größere Diskrepanz ergibt sich im Verlauf der Kennlinie der Druckzahl. Im Experiment tritt eine Kennlinieninstabilität zwischen $0,40 < q < 0,60$ auf. Dabei findet zwischen $0,54 < q < 0,60$ ein Förderhöhenabfall von $\Delta\psi \approx 2,1\%$ der Förderhöhe im Auslegungspunkt statt. Für Volumenströme $q < 0,37$ ist die Kennlinie stabil, wobei sie im Bereich des Nullförderstroms einen erneuten Sattel aufweist. Für diese Variante zeigt sich, dass die CFD Simulation das Verhalten der Druckzahl weniger gut abbildet als in den zuvor betrachteten Fällen. Zwar stimmen die Verläufe der Druckzahlen im Bereich $q > 0,65$ gut überein, jedoch ändert sich für kleinere Volumenströme die Vorhersagegenauigkeit der Kennlinieninstabilität. So weist die CFD bereits für $q = 0,60 \leq q \leq 0,65$ ein schwach instabiles Verhalten auf. Im Bereich $0,50 < q < 0,60$ stabilisiert sich die Kennlinie im Bereich erneut, bevor sich eine deutliche Kennlinieninstabilität für $q < 0,50$ einstellt. Der Förderhöhenabfall zwischen $q = 0,50$ und $q = 0,47$ stimmt dann mit $\Delta\psi \approx 2,1\%$ der Förderhöhe im Auslegungspunkt jedoch wieder sehr gut mit der experimentellen Instabilität überein. Analog zum Experiment weist die numerische Kennlinie in Richtung Teillast für den untersuchten Betriebsbereich eine durchweg instabile Kennlinie auf.

Zur Evaluation des Einflusses der Schrägabschnittsgestaltung auf die Performance einer Stufe sind in Abbildung 6.2 die experimentellen Kennlinien aller vier Varianten dargestellt. Ein Vergleich der drei Leitradvarianten mit der Varianten des schaufellosten Diffusors zeigt, dass sich die Verwendung eines Leitrades für alle Volumenströme positiv auf den Druckaufbau der Stufe und damit die Druckzahl auswirkt. Hingegen weist die Kennlinie mit schaufellosem Diffusor als Einzige keine Kennlinieninstabilität auf. Ein Vergleich der Leitradvarianten untereinander lässt folgende Schlüsse ziehen:

Ein annähernd lineare Querschnittsflächenverlauf im Schrägabschnitt des Leitrades führt im Auslegungspunkt tendenziell zu etwas größeren Druckzahlen. Im Gegensatz hierzu neigt ein schnell zunehmender Querschnittsflächenverlauf im Schrägabschnitt zu kleineren Druckzahlen über die gesamte Kennlinie. Zusätzlich ist ersichtlich, dass die Verläufe der Druckzahlen der Varianten *lin* und *deg* bis zum Einsetzen der Kennlinieninstabilität eine vergleichbare Steigung aufweisen, während die Variante *prog* im Bereich nahe des Auslegungspunktes eine geringere Förderhöhe produziert. In Bezug auf die Ausprägung der Kennlinieninstabilität zeigt sich, dass je schneller die Zunahme des Querschnittsflächenverlaufs zu Beginn des Schrägabschnitts ist, desto größer der spezifische Volumenstrom

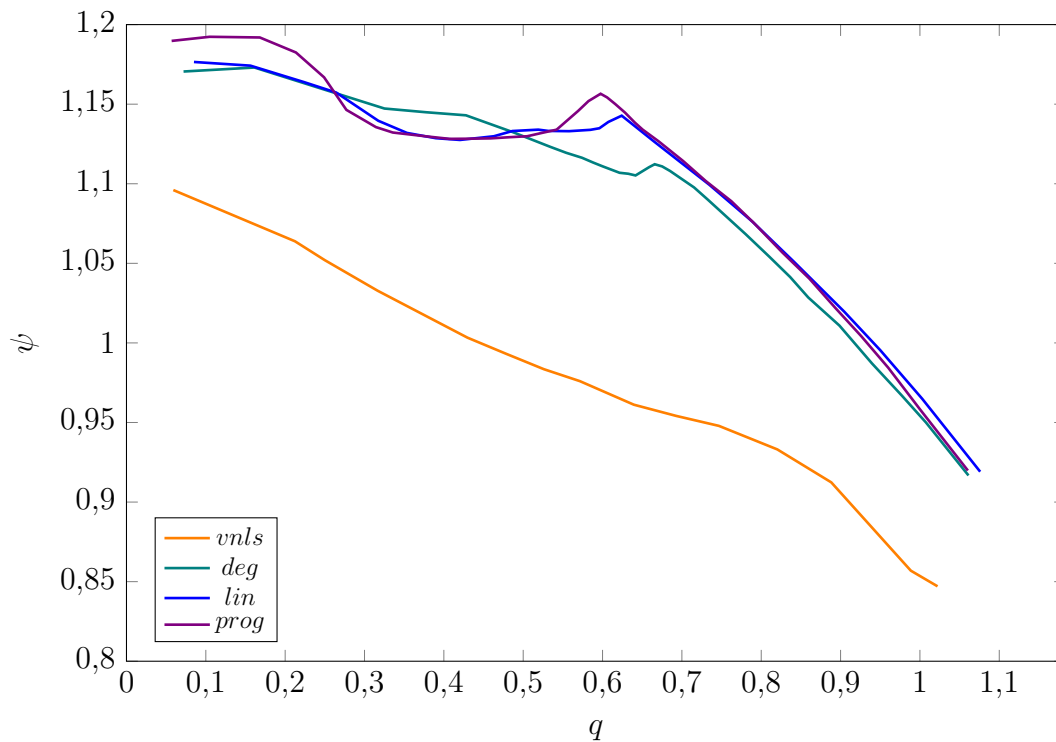


Abb. 6.2: Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf Stufenkennlinie

ist, bei dem die Kennlinieninstabilität eintritt. Zugleich führt dies zu einer weniger stark ausgeprägten Kennlinieninstabilität.

Einfluss der simulierten Anzahl an Umdrehungen auf die Druckzahl

Um den Einfluss der simulierten Umdrehungszahl abzubilden, sind die Stufenförderhöhen der Einzelumdrehungen acht bis sechzehn sowie der Mittelwert und die zugehörige Standardabweichung für die Variante *lin* in Abbildung 6.3 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die gemittelten Druckzahlen der einzelnen Umdrehungen zwischen Design Punkt bis kurz vor Eintritt der Kennlinieninstabilität lediglich geringe Schwankungen im Vergleich zum Mittelwert aus allen neun Umdrehungen aufweisen. Mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität schwanken die Einzelwerte deutlich stärker um den arithmetischen Mittelwert und damit einhergehend, nimmt auch die Standardabweichung zu. Auffällig ist, dass für die simulierten Volumenströme kein systematischer Zusammenhang zwischen Förderhöhe und Umdrehung vorliegt. Vielmehr liefert das Ergebnis ein Indiz für das hochgradig transiente Verhalten der Strömung im Bereich der Kennlinieninstabilität.

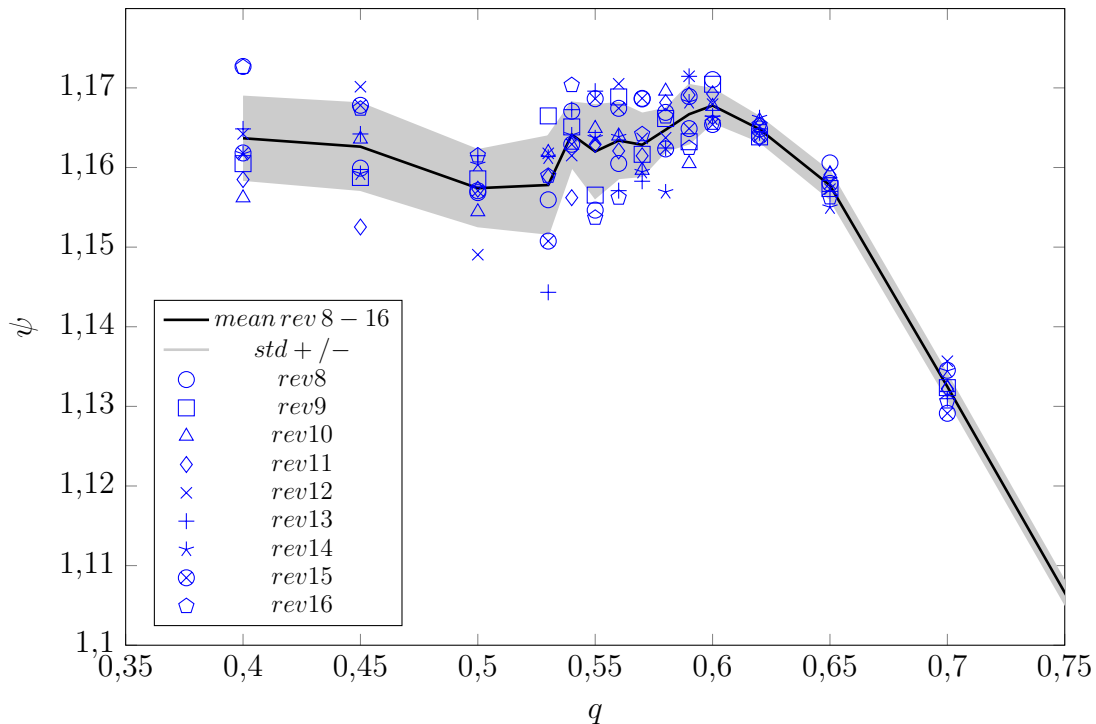


Abb. 6.3: Einfluss der simulierten Umdrehungszahl auf die numerische Stufenkennlinie

6.1.2 Komponentenkennlinien

Zur Evaluation des Einflusses der einzelnen Komponenten auf die Kennlinieninstabilität wird der statische Druckaufbau zwischen saugseitiger Druckmessstelle und Leitradaustritt (d_6) ausgewertet. Die Leitrad Kennlinie ($\psi_{s,diff}$) lässt sich in die Einzelkennlinien $\psi_{s,45}$ und $\psi_{s,56}$ aufteilen, wobei $\psi_{s,45}$ den Druckaufbau im Schrägabschnitt und $\psi_{s,56}$ den Druckaufbau im Diffusor widerspiegelt. Die statische Kennlinie über Laufrad und Leitrad ($\psi_{s,id}$) entspricht der Summe aus $\psi_{s,imp} + \psi_{s,45} + \psi_{s,56}$. In allen Fällen wird der größte Anteil des statischen Druckaufbaus zwischen Laufradeintritt und Leitradeneintritt produziert.

Experimentelle Ergebnisse

Die Komponentenkennlinien der statischen Druckzahl (ψ_s) aller untersuchten Varianten sind in Abbildung 6.4 als Funktion des spezifischen Volumenstroms dargestellt. Für die Variante mit schaufellosem Diffusor steigt die statische Laufradkennlinie (ψ_{imp}) für sinkende Volumenströme zwischen $q = 1,1$ und $q = 0,8$ zunächst an, bevor sich im Bereich $0,6 < q < 0,8$ ein Sattel in der Kennlinie ausbildet. Für Volumenströme $q < 0,6$ steigt $\psi_{s,imp}$ in Richtung Nullförderstrom erneut an. Eine Auswertung des Druckaufbaus im Leitradbereich zeigt, dass um den Auslegungsvolumenstrom der gesamte Druckaufbau zwischen d_5 und d_6 erzeugt wird. Demnach ist für diese Volumenstrombereiche die Summe aus den Mischungsverlusten in der Strömung, die Stoßverluste durch die schlagartige Querschnittserweiterung von b_2 auf b_3 und die stattfindenden Reibungsverluste größer, als der sich aufgrund des Drallsatzes einstellende Druckaufbau zwischen d_4 und d_5 . Ein ähnliches Verhalten zeigt sich für $\psi_{s,56}$ für Volumenströme $q < 0,64$. Die Komponentenkennlinie fällt in Richtung kleiner werdender Volumenströme ab, was bedeutet, dass die auftretenden Verluste der Strömung größer sind als der sich aufgrund der Querschnittsflächenenerweiterung ergebende statische Druckaufbau. Die sich aus $\psi_{s,45}$ und $\psi_{s,56}$ ergebende

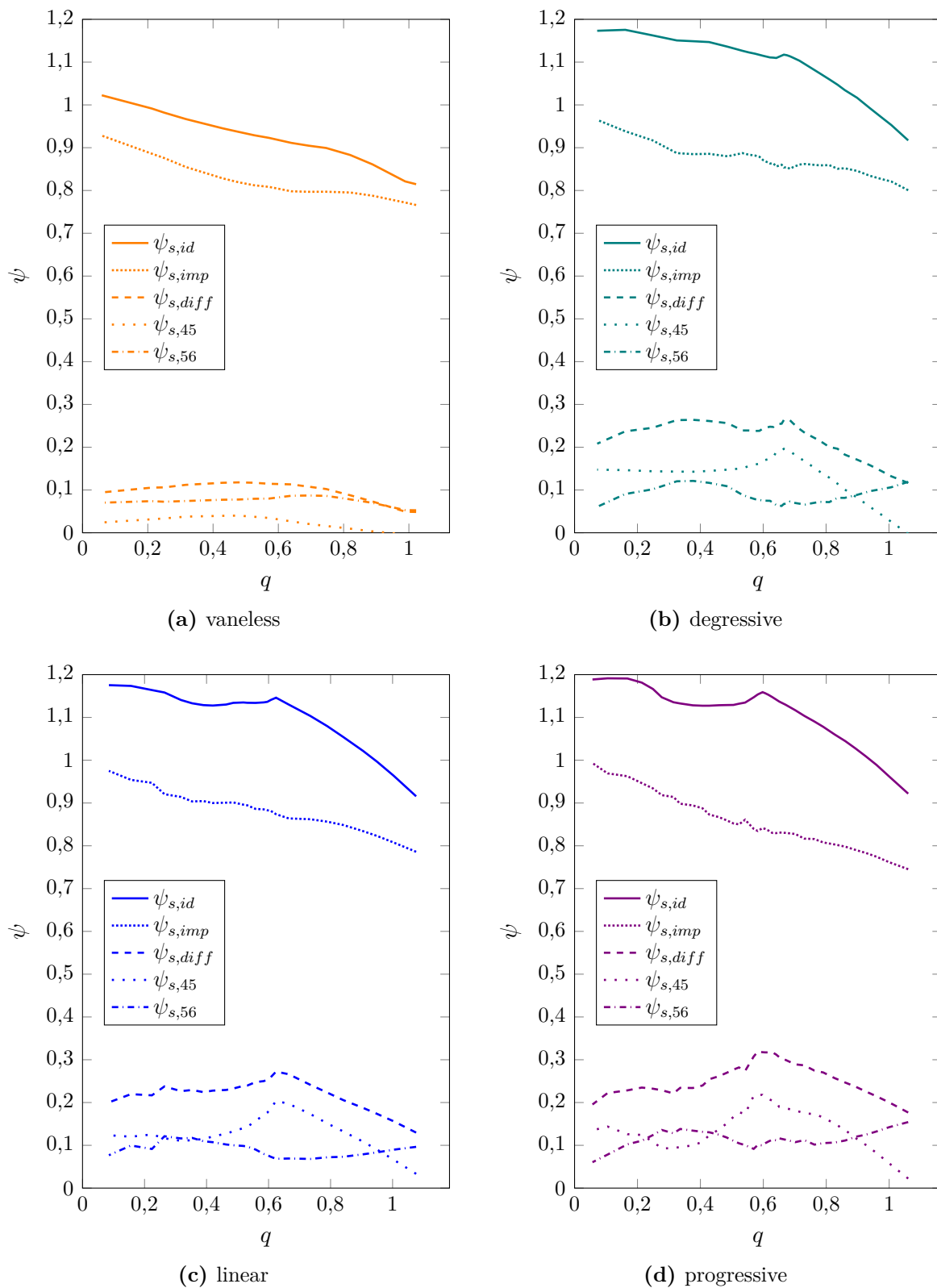


Abb. 6.4: Experimentell ermittelte, statische Komponenten Kennlinien

statische Leitradkennlinie weist für sinkende Volumenströme eine steigende Kennlinie für $q > 0,48$ auf, während die Kennlinie für spezifische Volumenströme $q < 0,48$ abfällt. Da die Steigung der Laufradkennlinie für $q > 0,48$ größer ist als der Betrag der Steigung der Kennlinie zwischen d_4 und d_5 , wird die instabile Komponentenkenlinie kompensiert und die Gesamtkennlinie ist stabil.

Für die Variante *deg* bilden sich in der statischen Laufradkennlinie zwei instabile Bereiche aus. Der erste Bereich tritt zwischen $q = 0,71$ und $q = 0,67$, der zweite zwischen $q = 0,53$ und $q = 0,48$ auf. An den sich in stärkerer Teillast befindlichen instabilen Bereich schließt sich ein Sattel in der Kennlinie an. Erwähnenswert ist, dass sich eine Instabilität in der Laufradkennlinie für Volumenströme größer der Kennlinieninstabilität der Stufenkennlinie ausbildet. Im Bereich der Kennlinieninstabilität wirkt die statische Laufradkennlinie hingegen stabilisierend auf die Gesamtkennlinie. Für die Komponenten im Leitrad zeigt sich ein konträres Verhalten zwischen dem Druckaufbau im Schrägabschnitt und im Diffusor. Während im Auslegungspunkt nahezu kein statischer Druckaufbau im Schrägabschnitt stattfindet, wird nahezu der gesamte Druckaufbau des Leitrades durch den Diffusor produziert. Mit sinkendem Volumenstrom steigt der Druckaufbau im Schrägabschnitt stark an, bevor er mit Eintreten der Kennlinieninstabilität ($q = 0,67$) signifikant abfällt. Für Volumenströme $q > 0,4$ steigt der Druckaufbau im Schrägabschnitt erneut leicht an. Dagegen sinkt der Druckaufbau im Diffusor zwischen $q = 1,0$ und $q = 0,67$ mit sinkendem Volumenstrom. Sobald der Druckrückgewinn im Schrägabschnitt einbricht, wirkt sich der Diffusor stabilisierend auf die Gesamtkennlinie aus. Stabilisiert sich hingegen die Kennlinie des Schrägabschnitts für sinkende Volumenströme erneut ($q < 0,40$), sinkt der Druckrückgewinn im Leitrad erneut ab. Anhand der Kennlinie zeigt sich, dass im Bereich $q < 0,87$ der größte Teil des statischen Druckaufbaus im Leitrad stattfindet. Ebenso kann der plötzliche Druckabfall im Schrägabschnitt als Hauptursache für die eintretende Kennlinieninstabilität ausgemacht werden. Laufrad- und Diffusorkennlinie verlaufen zu flach um den Druckabfall des Schrägabschnitts auszugleichen und die Gesamtkennlinie zu stabilisieren.

Ein ähnliches Bild ergibt sich für die anderen beiden Leitradvarianten. Für die Variante *lin* verläuft die statische Laufradkennlinie durchweg stabil, wobei sich in den Bereichen $0,66 < q < 0,73$ und $0,34 < q < 0,48$ jeweils ein Sattel ausbildet. Auch hier wirkt sich die Laufradkennlinie im Bereich der Kennlinieninstabilität stabilisierend auf die Gesamtkennlinie aus. Für den Bereich des Leitrades zeigt sich für diese Variante jedoch, dass bereits nahe des Auslegungspunktes der Schrägabschnitt den größten Anteil des Druckrückgewinns im Leitrad produziert. Auch hier kommt es zu einem Abfall des statischen Druckaufbaus beim Eintritt der Kennlinieninstabilität. Analog zur Variante *deg* stabilisiert sich die Kennlinie $\psi_{s,45}$ für Volumenströme $q < 0,40$ wieder. Der Diffusorbereich zeigt auch in dieser Variante ein konträres Verhalten zum Druckaufbau des Schrägabschnitts. Im Vergleich zur Variante *deg* weist die Komponentenkenlinie des Diffusorbereichs zwischen Auslegungspunkt und Einsetzen der Kennlinieninstabilität eine geringere Steigung auf.

Die Laufradkennlinie der Variante *prog* weist einen relativ stabilen Charakter auf. Lediglich im Bereich der Kennlinieninstabilität sind kleinere Schwankungen zu erkennen. Für die beiden Komponentenkenlinien des Leitrades wirkt die Kennlinie des Schrägabschnitts ($\psi_{s,45}$) für Volumenströme zwischen Kennlinieninstabilität und dem Auslegungspunkt stabilisierend auf die Gesamtkennlinie, während die Komponentenkenlinie des Diffusors die Kennlinie zunächst destabilisiert und mit Eintreten der Kennlinieninstabilität eine stabilisierende Wirkung hat. Im Vergleich zu den anderen Varianten erzeugt der Diffu-

sorbereich des Leitrades in starker Teillast ($0,21 < q < 0,46$) einen größeren statischen Druckaufbau als der Schrägabschnitt.

Anhand der Ergebnisse aus Abbildung 6.4 lässt sich schließen, dass die Gestaltung des Schrägabschnitts einen Einfluss auf alle statischen Komponentenkennlinien hat. Um die Interaktion und die damit einhergehenden Änderungen besser quantifizieren zu können, sind in Abbildung 6.5 die jeweiligen Komponentenkennlinien über dem spezifischen Volumenstrom aufgetragen.

Beginnend mit der statischen Laufradkennlinie, Abbildung 6.5(a), zeigt sich, dass ein nachgeschaltetes Leitrad einen positiven Effekt auf den statischen Druckaufbau im Laufrad ausübt. Zusätzlich lässt sich erkennen, dass eine sich schnell öffnende Querschnittsfläche im Schrägabschnitt den Druckaufbau des Laufrades im Leitrad positiv beeinflusst. Zugleich wirkt sich die Ausgestaltung des Schrägabschnitts auch auf die Steigung der Laufradkennlinie aus. Aus den Ergebnissen kann gefolgert werden, dass die Laufradkennlinie steiler wird, wenn die Querschnittsfläche im Schrägabschnitt zunächst langsam zunimmt.

Auch im Schrägabschnitt bewirkt ein schaufelloser Diffuser, verglichen mit einem nachgeschalteten Leitrad, einen vergleichsweise geringen statischen Druckanstieg, vgl. Abbildung 6.5(b). Für die drei untersuchten Leitradvarianten zeigt sich im Auslegungspunkt ein konträres Bild zu den Laufradkennlinien. Hier ist der Druckaufbau für die Variante *deg* am geringsten. Dafür weist diese zwischen Auslegungspunkt und dem Volumenstrom beim Eintreten der Kennlinieninstabilität tendenziell die größte Steigung auf. Auch lässt sich anhand dieser Abbildung erkennen, dass die Ausgestaltung des Schrägabschnitts den statischen Druckabfall bei Eintreten der Kennlinieninstabilität merklich beeinflusst. Je schneller sich die Querschnittsfläche zu Beginn des Schrägabschnitts vergrößert, desto geringer der Einbruch im statischen Druckaufbau.

Eine mögliche Begründung lässt sich aus der Betrachtung eines einfachen Diffusors herleiten. Mit fortlaufender Verzögerung dickt die Grenzschicht auf und die Gefahr einer Ablösung steigt. Für die Variante *deg* verzögert die Strömung zunächst stärker, was auf Grund der dünneren Grenzschicht eine geringere Gefahr der Ablösung mit sich bringt. Die Variante *prog* weist ein gegenläufiges Verhalten auf, d.h. zu Beginn des Schrägabschnitts wird die Strömung wenig, am Ende stark verzögert. Die Gefahr der Strömungsablösung steigt somit im Verlauf des Schrägabschnitts an. Mit zunehmender Teillast verstärkt sich das eben beschriebene Phänomen und die Gefahr einer Strömungsablösung wächst zusätzlich.

Für den Diffusorbereich des Leitrades, vgl. Abbildung 6.5(c), weisen die Verläufe des schaufellosen Diffusors und der Leiträder qualitativ unterschiedliche Verhaltensweisen auf. Wirkt der Bereich zwischen d_5 und d_6 im schaufellosen Fall für den Bereich zwischen Auslegungspunkt und schwacher Teillast ($q \approx 0,80$) zunächst förderlich auf den Druckaufbau, ist dies für den Fall eines vorhandenen Leitrades nicht der Fall. Ist ein Maximum an Druckanstieg im schaufellosen Diffusor erreicht, übersteigen die entstehenden Strömungsverluste den Druckanstieg aufgrund der Querschnittsflächenerweiterung und die Komponentenkennlinie wird instabil. Im Gegensatz hierzu zeigen alle Leitradvarianten qualitativ ein gleiches Verhalten. Mit Eintritt der Kennlinieninstabilität wirkt sich der Diffusor im Leitrad stabilisierend auf die Kennlinie aus. Qualitativ zeigt sich, dass die Variante *prog* über die gesamte Kennlinie den größeren statischen Druckaufbau erzeugt, wohingegen die Variante *lin* im Auslegungspunkt den niedrigsten statischen Druck aufweist. Für Volumenströme $q < 0,8$ ist der Druckaufbau im Diffusorbereich des Leitrades für die Varianten *lin* und *deg* annähernd identisch.

Die Summe der in den Abbildungen 6.5 (b) und (c) dargestellten Kurven ergibt den

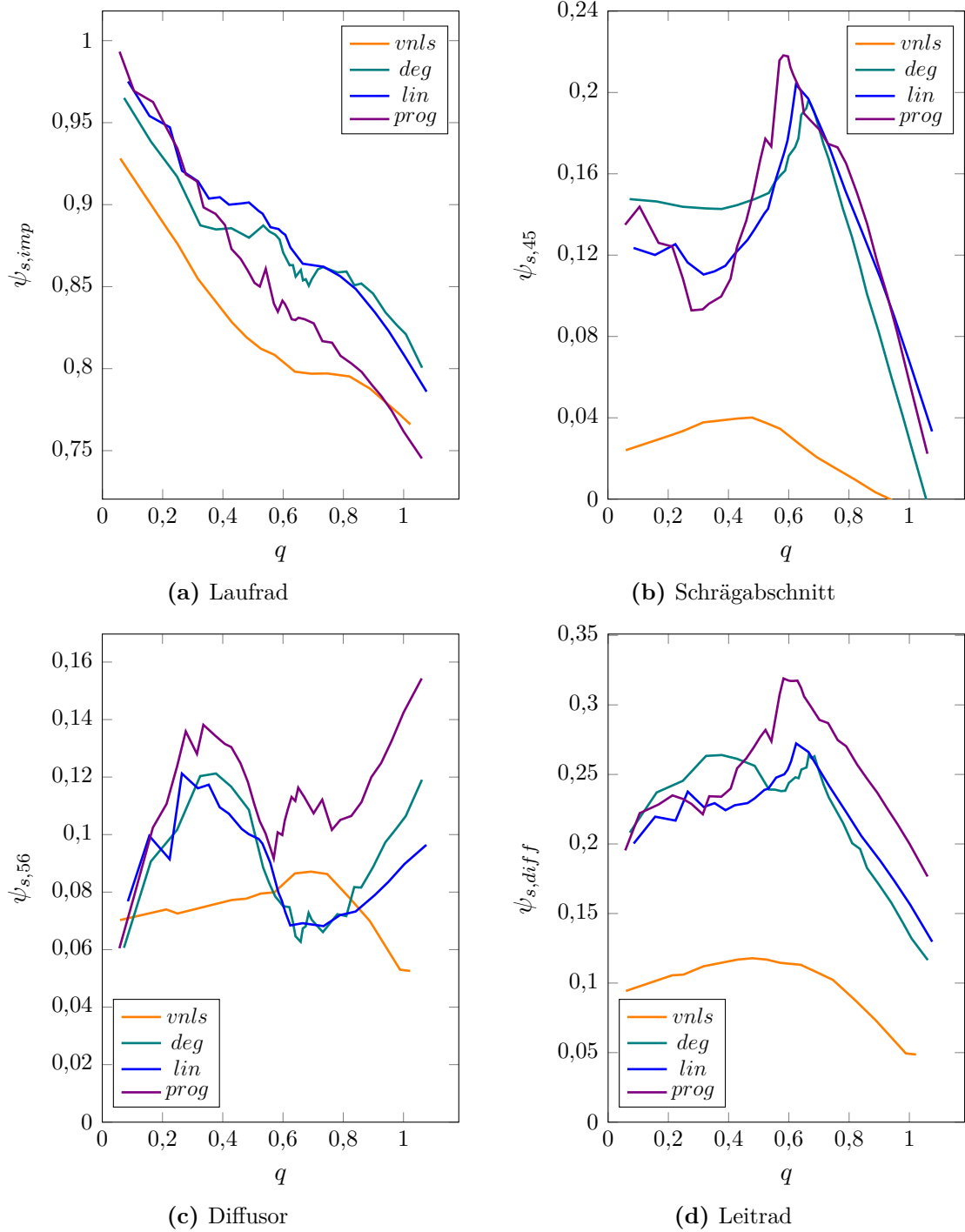


Abb. 6.5: Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf die experimentellen, statischen Komponenten Kennlinien

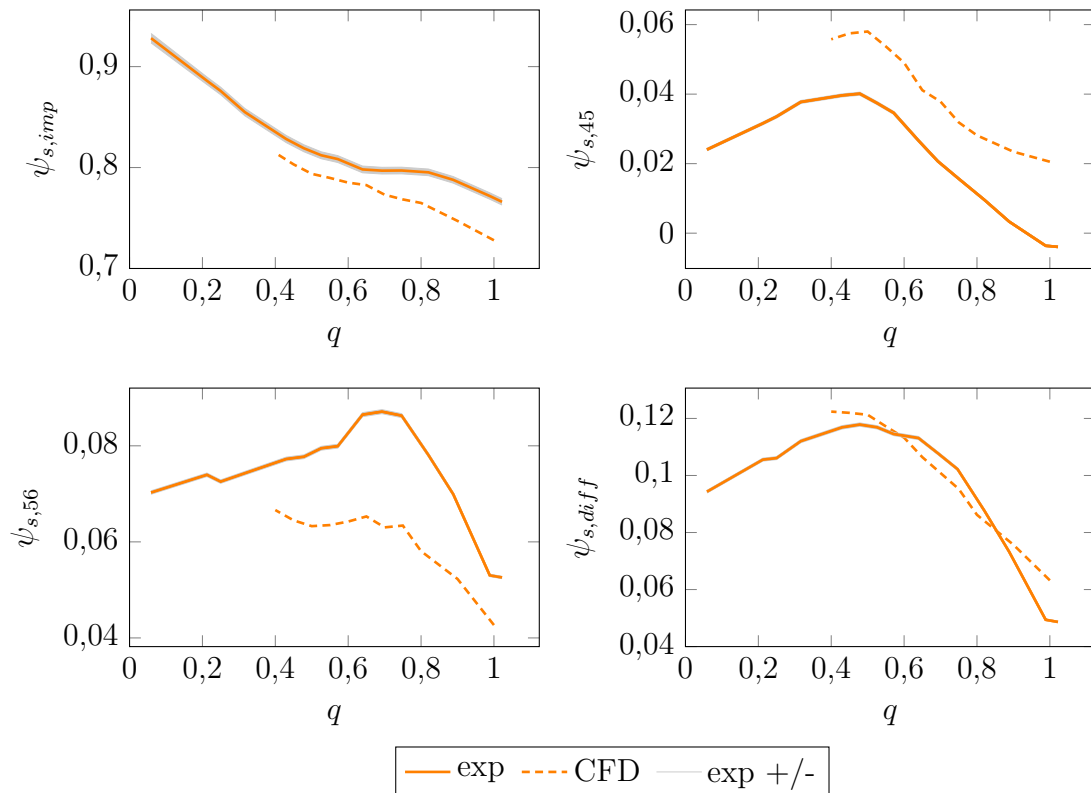


Abb. 6.6: Validierung numerische Komponenten Kennlinie Variante *vaneless*

statischen Druckaufbau des gesamten Leitrades. Hier zeigen sich qualitativ ähnliche Verläufe für den schaufelosen Diffusor und die drei Leitradvarianten. Zunächst steigt der statische Druckaufbau mit sinkendem Volumenstrom an, bis ab einem bestimmten Punkt die Strömungsverluste den Druckanstieg übersteigen. Ab diesem Punkt wirkt die statische Leitradkennlinie destabilisierend auf die Gesamtkennlinie. Das Maß an destabilisierender Wirkung lässt auf einen systematischen Zusammenhang zwischen Schrägabschnittsgestaltung und Druckrückgewinn schließen.

Validierung der CFD Komponenten Kennlinien

Die Validierung der CFD Simulationen anhand der experimentellen Komponenten Kennlinien ist in den Abbildungen 6.6 - 6.9 abgebildet. Es zeigt sich für alle untersuchten Varianten, dass die CFD die experimentellen Ergebnisse qualitativ gut abbilden kann. Quantitativ lassen sich jedoch einige Abweichungen erkennen. Generell erzeugt das Laufrad in der Realität mehr Förderhöhe als dies die CFD Simulationen vermuten lassen. Gleiches gilt für den Bereich des Diffusors im Leitrad zwischen den Durchmessern d_5 und d_6 . Die Bereiche der Kennlinie, in denen der Diffusorbereich destabilisierend bzw. stabilisierend auf die Gesamtkennlinie auswirkt, stimmen zwischen CFD und Experiment sehr gut überein. Im Gegensatz zum Bereich zwischen d_5 und d_6 überschätzen die Simulationen den Druckaufbau im Schrägabschnitt des Leitrades tendenziell. Allerdings ist die quantitative Abweichung hier kleiner als im Bereich 5 bis 6. Auch hier stimmen die Bereiche der Kennlinie mit stabilisierendem bzw. destabilisierendem Charakter sehr gut zwischen CFD und Experiment überein. Interessanterweise gleichen sich Über- bzw. Unterschätzung der CFD für die Komponenten im Leitrad näherungsweise aus, sodass die Komponenten Kennlinien der

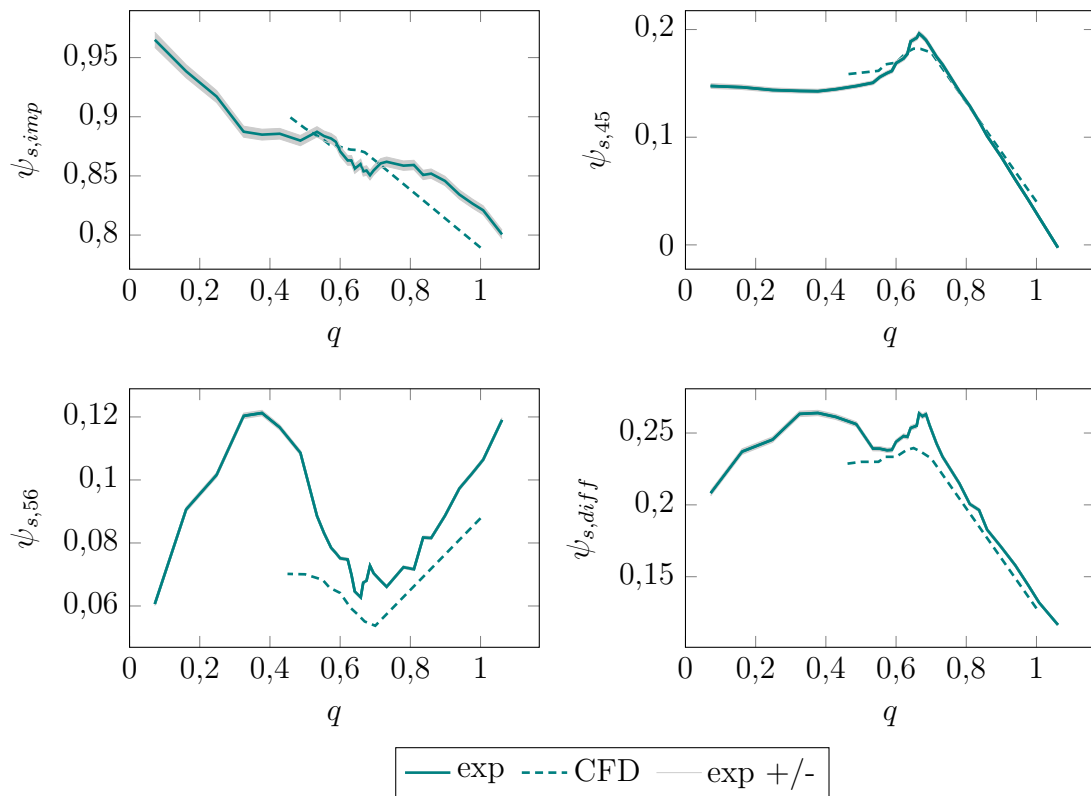


Abb. 6.7: Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante *deg*

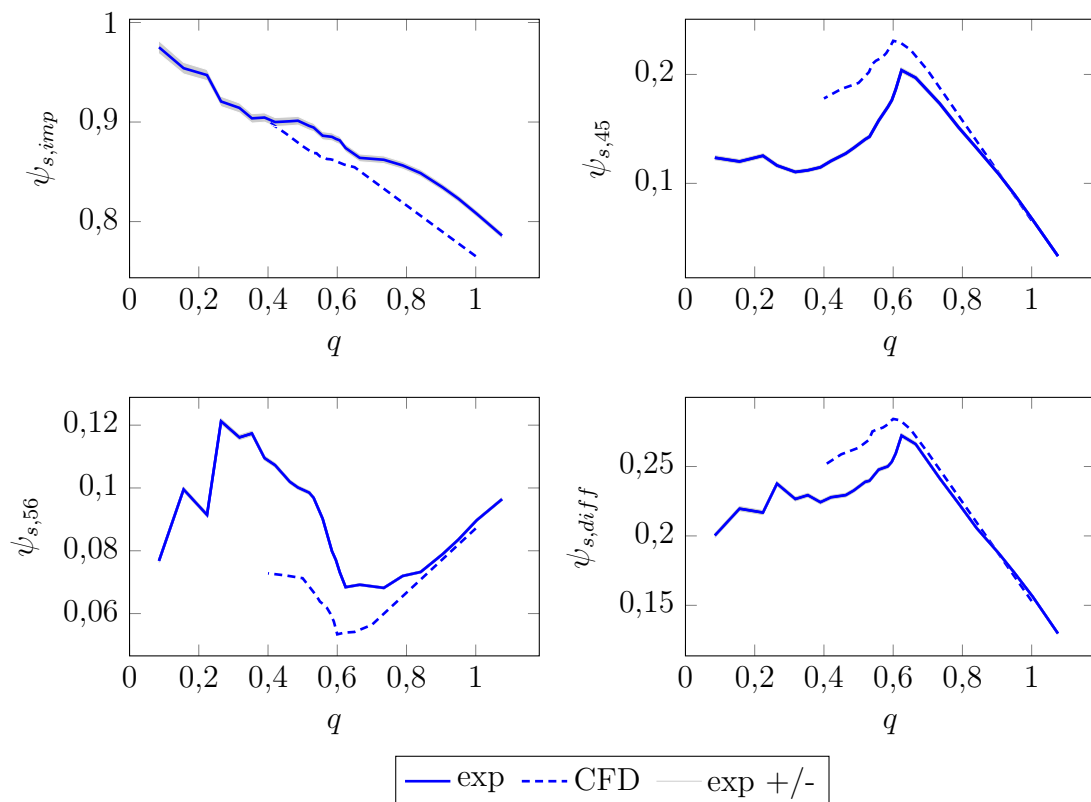


Abb. 6.8: Validierung numerische Komponentenkennlinie Variante *lin*

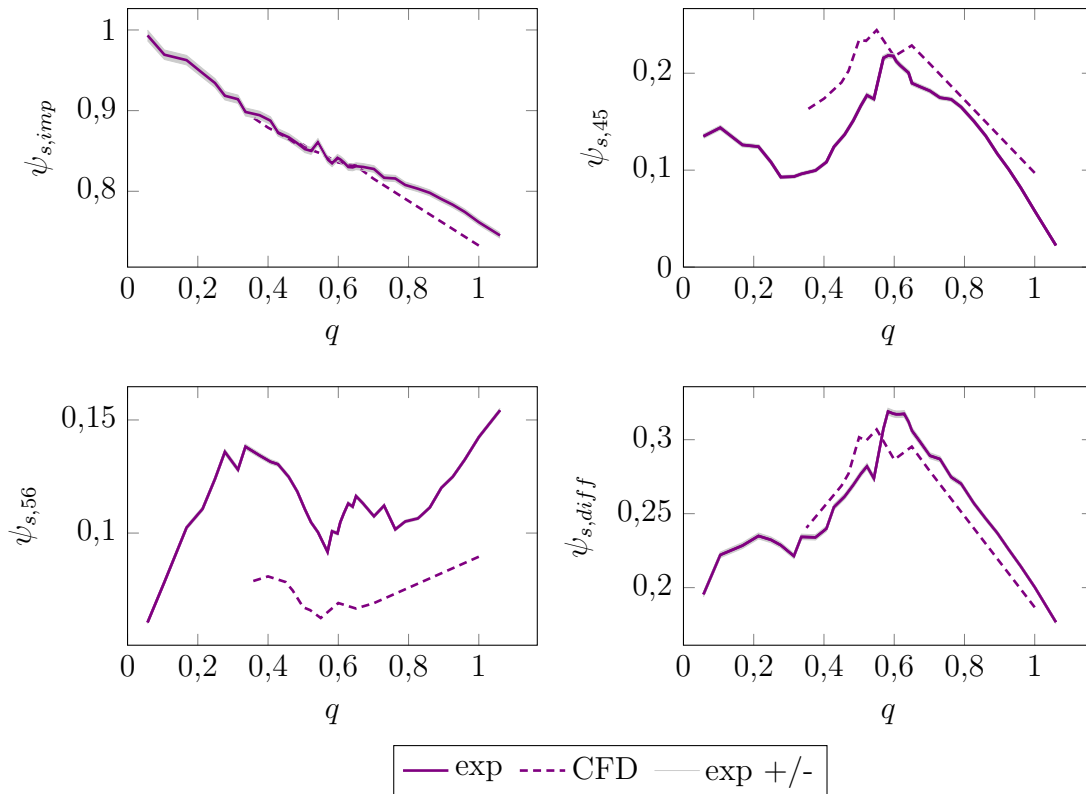


Abb. 6.9: Validierung numerische Komponenten Kennlinie Variante *prog*

Leiträder sowohl in qualitativer als auch in quantitativer Form gut übereinstimmen. Die größten Abweichungen zwischen CFD und Experiment bilden sich auch hier, analog zur Gesamtkennlinie, für den Fall *prog* aus.

Ein Grund für die sich in den Komponenten bildenden Abweichungen kann beispielsweise in den Fertigungstoleranzen der Bauteile liegen. Durch kleine Abweichungen der Spaltdurchmesser ändern sich die volumetrischen Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten, was wiederum eine quantitative Änderung im Druckniveau nach sich zieht. Eine weitere Möglichkeit ist, dass sich auf Basis des gewählten Turbulenzmodells einstellenden Strömungsverluste nicht exakt mit den sich in Realität auftretenden Verlusten übereinstimmen und somit die Genauigkeit der Auswertung des Druckaufbaus beeinflussen. Nicht zuletzt kann ein Unterschied der Oberflächenrauigkeit der experimentell vermessenen Bauteile zu den in den Simulationen als hydraulisch glatte Wände angenommenen Oberflächen zu Abweichungen führen.

Zusammenhang zwischen einsetzendem Teillastwirbels und Kennlinieninstabilität

Die Ergebnisse von Gülich [38, 39], Makay [65], Hergt [47, 46] und auch Kim [57] zeigen, dass sowohl Rezirkulationszonen am Laufradaustritt, als auch am Laufradeintritt - in Form des Teillastwirbels - die Stabilität der Kennlinie beeinflussen können. Im vorherigen Abschnitt wurde bereits aufgezeigt, dass der Druckaufbau im Schrägabschnitt maßgeblich für das Auftreten einer Kennlinieninstabilität ist. Nun gilt es zusätzlich zu klären, inwiefern der Teillastwirbel einsetzt und bei welchem Volumenstrom dies der Fall ist. Hierzu wird experimentell die Stufendruckzahl mit der Druckzahl zwischen den Messstellen direkt vor dem Laufradeintritt und am Stufenaustritt (ψ_{18}) ausgewertet, siehe. Abbildung 6.10. Der

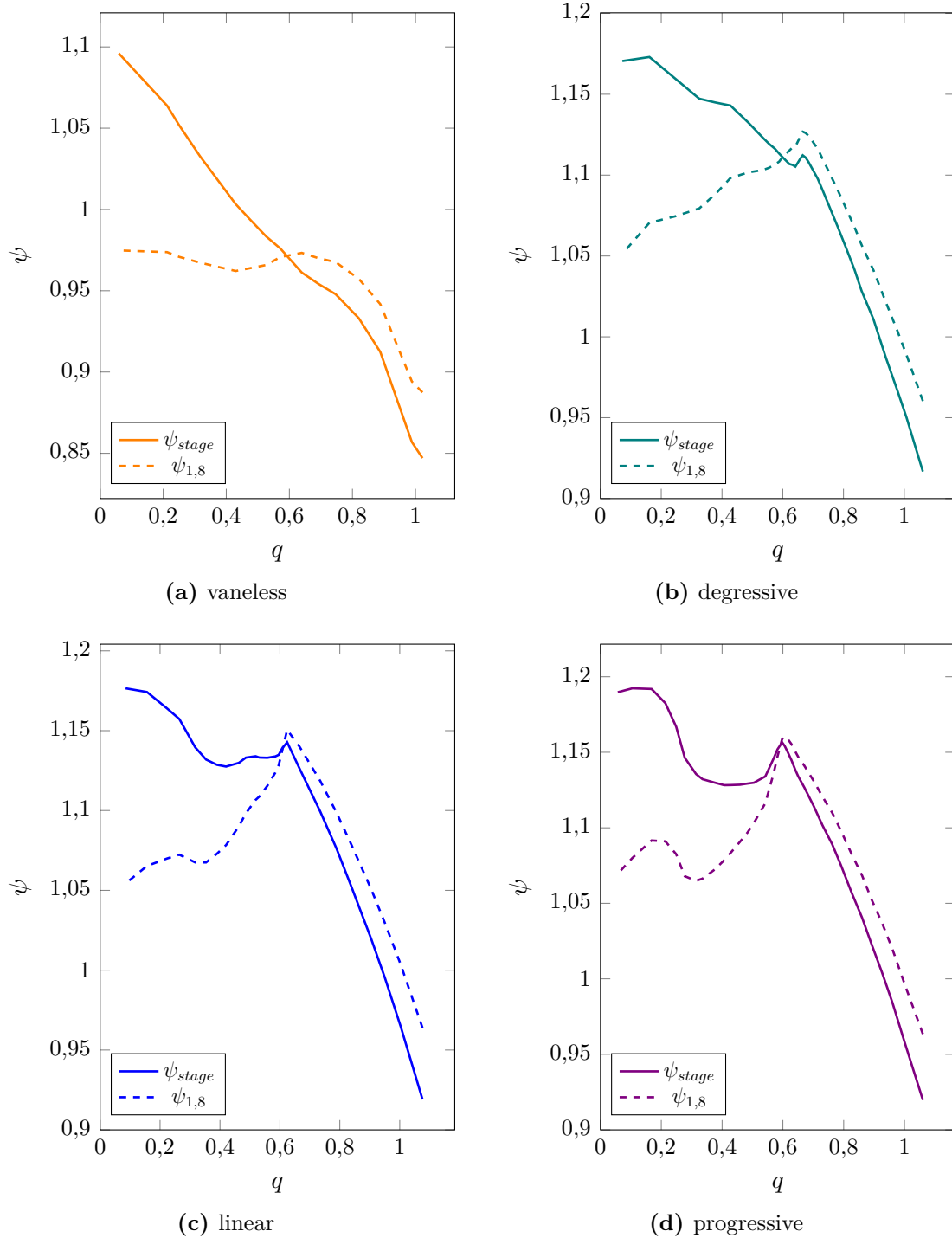


Abb. 6.10: Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Teillastwirbels auf die Stufenkennlinie

Versatz der Förderhöhe im Auslegungspunkt lässt sich durch die Strömungsverluste im Rohr zwischen den beiden Messstellen p_{ss} und p_1 und den Verlusten des Vorleitrades erklären. Für die Leitradvarianten zeigt sich ein qualitativ gleicher Verlauf zwischen Auslegungspunkt und dem Eintritt der Kennlinieninstabilität. Ab dem Eintritt der Kennlinieninstabilität hin zum Nullförderstrom weichen die Charakteristiken der Kurven ψ_{stage} und ψ_{18} voneinander ab, und zwar dergestalt, dass die Förderhöhe der Kurve ψ_{18} bis hin zum Nullförderstrom abfällt. Unter Betracht der Euler-Gleichung, vgl. Gleichung 2.12 lässt sich besagter Abfall in der Förderhöhenkennlinie durch Einsetzen des Teillastwirbels erklären. Während im Bereich des Auslegungspunktes eine drallfreie Anströmung vorliegt, ergibt sich für die theoretische Förderhöhe: $H_{th} = u_2 \cdot c_{u2}$. Mit Einsatz des Teillastwirbels wirkt sich der sich daraus entstehende Vordrall negativ auf die Förderhöhe aus mit: $H_{th} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}$. Da für die gesamte Kennlinie u_2 und u_1 konstant sind, ist das Verhältnis der Steigungen dc_{u2}/dq und dc_{u1}/dq entscheidend für den Verlauf der Kennlinie. In den hier vorliegenden Leitradvarianten nimmt die Stärke des Teillastwirbels mit sinkendem Volumenstrom stärker zu, als das Laufrad an Förderhöhe erzeugt. Darauf aufbauend, lässt sich aus den Abbildungen 6.10 (b)-(d) schließen, dass sich mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität auch der Teillastwirbel in einer Form ausbildet, dass der Quotient dc_{u1}/dq am Laufradeintritt größer sein muss als dc_{u2}/dq am Laufradaustritt.

Für die Variante des schaufellosen Diffusors lässt sich ebenfalls die Ausprägung des Teillastwirbels identifizieren. Der Teillastwirbel wirkt sich für einen ähnlichen spezifischen Volumenstrom negativ auf die Kennlinie aus, wie es auch für die Leiträder der Fall ist. Im Gegensatz zu den drei zuvor beschriebenen Varianten steigt die Kennlinie bei starker Teillast hin zum Nullförderstrom allerdings wieder an. Daraus kann gefolgert werden, dass für den schaufellosen Diffusor die Umlenkung der Stromlinien am Laufradeintritt hin zur Laufradnabe einen größeren Effekt auf den Druckaufbau im Laufrad hat, als der sich druckmindernde Einfluss des Teillastwirbels [38]. Werden die Ergebnisse des schaufellosen Diffusors mit den Ergebnissen der Leitradvarianten verglichen, zeigt sich, dass ein nachgeschaltetes Leitrad den Druckaufbau im Laufrad bei vorhandenem Teillastwirbel insofern negativ beeinflusst, dass die zugehörige Kennlinie mit sinkendem Volumenstrom keine positive Steigung mehr annimmt. Es muss also im Fall eines nachgeschalteten Leitrades eine Kombination aus Teillastwirbel und der Rezirkulation am Laufradaustritt vorliegen.

6.2 Druckverteilung im Leitrad

Wie aus den Ergebnissen der Komponentenkennlinien ersichtlich wurde, ist das Leitrad maßgebend für das Eintreten und die Form einer Kennlinieninstabilität. Da die Strömung sowohl durch die stattfindende Rotor-Stator Interaktion also auch durch teillastinduzierte Strömungsablösungen hochgradig instationäre ist, soll im Folgenden die Druckverteilung im Leitrad genauer untersucht werden. Im Zeitbereich lässt sich durch die Verwendung von Konturplots einerseits eine Abschätzung des statischen Druckaufbaus für unterschiedliche Volumenströme und andererseits ein Eindruck über den Einfluss der Rotor-Stator Interaktion gewinnen. Die RMS Werte der Druckpulsationen liefern einen Anhaltspunkt für den energetischen Mittelwert der Druckpulsationen in Abhängigkeit des vorherrschenden Volumenstroms. Im Frequenzbereich lassen sich die durch Rotor-Stator Interaktion und Strömungsablösungen induzierten Druckpulsationen identifizieren.

6.2.1 Statischer Druckaufbau

Zur Bewertung des statischen Druckaufbaus im Leitrad ist in den Abbildungen 6.11 - 6.14 der dimensionslose statische Druckkoeffizient im Mittenschnitt abgebildet. Es gilt:

$$c_{p,stat} = \frac{p_{stat} - \bar{p}_{2,stat}}{0,5 \cdot \rho \cdot u_2^2} \quad (6.1)$$

Abgebildet sind für die drei Leitradvarianten jeweils eine Drehung des Laufrades um eine Schaufelpassage, aufgelöst in 10° Schritten. Betrachtet werden der Design Punkt, ein Volumenstrom vor und hinter der Kennlinieninstabilität sowie ein Volumenstrom im instabilen Bereich der Kennlinie. Für die Variante des schaufellosen Diffusors sind entsprechend der Auslegungsvolumenstrom sowie drei Volumenströme bis hin in starke Teillast abgebildet. Beginnend mit der Variante des schaufellosen Diffusors (Abbildung 6.11) ist für alle Zeitschritte und Volumenströme der statische Druckaufbau nach dem Drallsatz zu sehen. Der statische Druck wächst mit zunehmendem Radius an. Für alle Volumenströme stellen sich in unterschiedlichen Zeitschritten Schwankungen im statischen Druckaufbau ein, die sich im zeitlichen Mittel jedoch wieder nivellieren. Diese Schwankungen nehmen in Teillast zu und haben ihre Grundlage in der ungleichförmigen Laufradabströmung, vgl. hierzu auch Kap. 6.4.

Aus einer Betrachtung aller, neben den in den Abbildungen 6.12 - 6.14 dargestellten, Zeitschritten einer Laufradumdrehung, lassen sich folgende Phänomene erkennen: Der statische Druckaufbau im Leitrad ist in Teillast größer als im Auslegungspunkt, was sich mit den Ergebnissen aus Kapitel 6.1.2 deckt. Rotiert eine Laufradschaufel an einem Leitradkanal vorbei, so wird durch die Schaufeldruckseite Fluid mit einem höheren dynamischen Druckanteil in den Diffusor des Leitrades befördert und es kommt folglich zu einem Abfall des statischen Drucks. Der Druck pulsiert hierdurch im engsten Querschnitt des Leitrades mit der Schaufelpassierfrequenz. Nachdem die Laufradschaufelaustrittskante die Leitschaufeleintrittskante passiert hat, erhöht sich der statische Druck im Diffusorbereich und weitet sich bis in den Schrägabschnitt aus. Zusätzlich ist im Diffusor des Leitrades ersichtlich, dass der statische Druck unabhängig der Schaufelpassierfrequenz pulsiert. Ursache hierfür sind die durch Rotor-Stator Interaktion hervorgerufenen Druckmoden, welche mit unterschiedlichen Frequenzen, Drehrichtungen und Umfangsgeschwindigkeiten im Leitrad rotieren, vgl. z.B. [6, 9, 38, 11, 33] und Kapitel 2.2.

Die Frage zu generellen qualitativen Unterschieden im zeitlichen Verhalten der Leitradvarianten ist auf Grundlage der vorhandenen Simulationsdaten und dem hochgradig instationären Verhalten in Teillast nicht abschließend zu beantworten und bedürfte weiterer weitreichender Untersuchungen.

6.2.2 Druckpulsationen

Druckpulsationen treten in Leitradpumpen infolge der Rotor-Stator Interaktion zwischen Laufrad und Leitrad sowie durch Wirbel, die sich aufgrund von Ablösungen und Scherströmungen bilden, auf.

6.2.2.1 Energetischer Mittelwert - RMS Betrachtung

In Abbildung 6.15 sind die energetischen Mittelwerte der vier untersuchten Diffusorvarianten der Positionen p_{43} und p_{53} als Funktion des spezifischen Volumenstroms abgebildet. Es

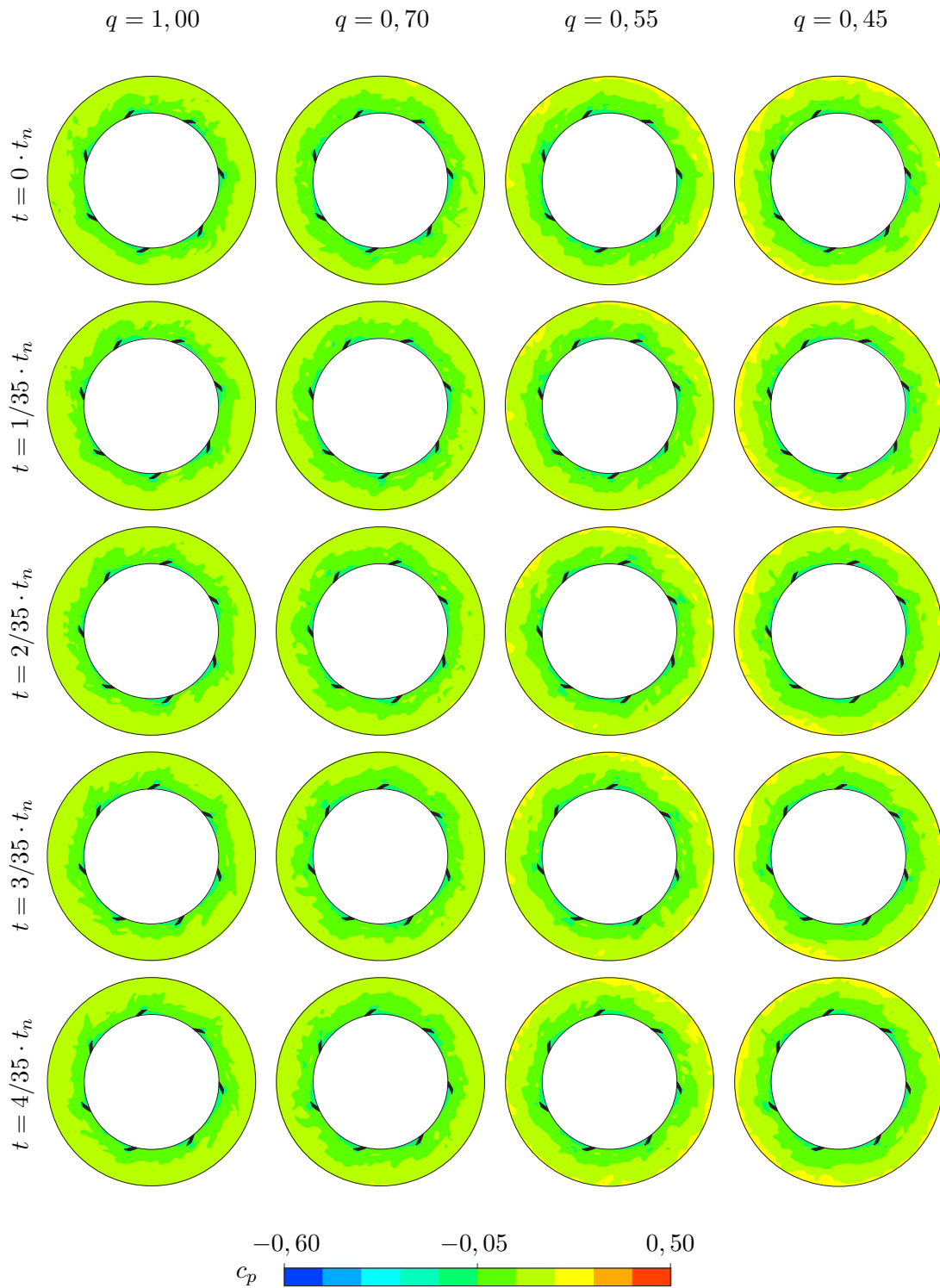


Abb. 6.11: Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante *vaneless*

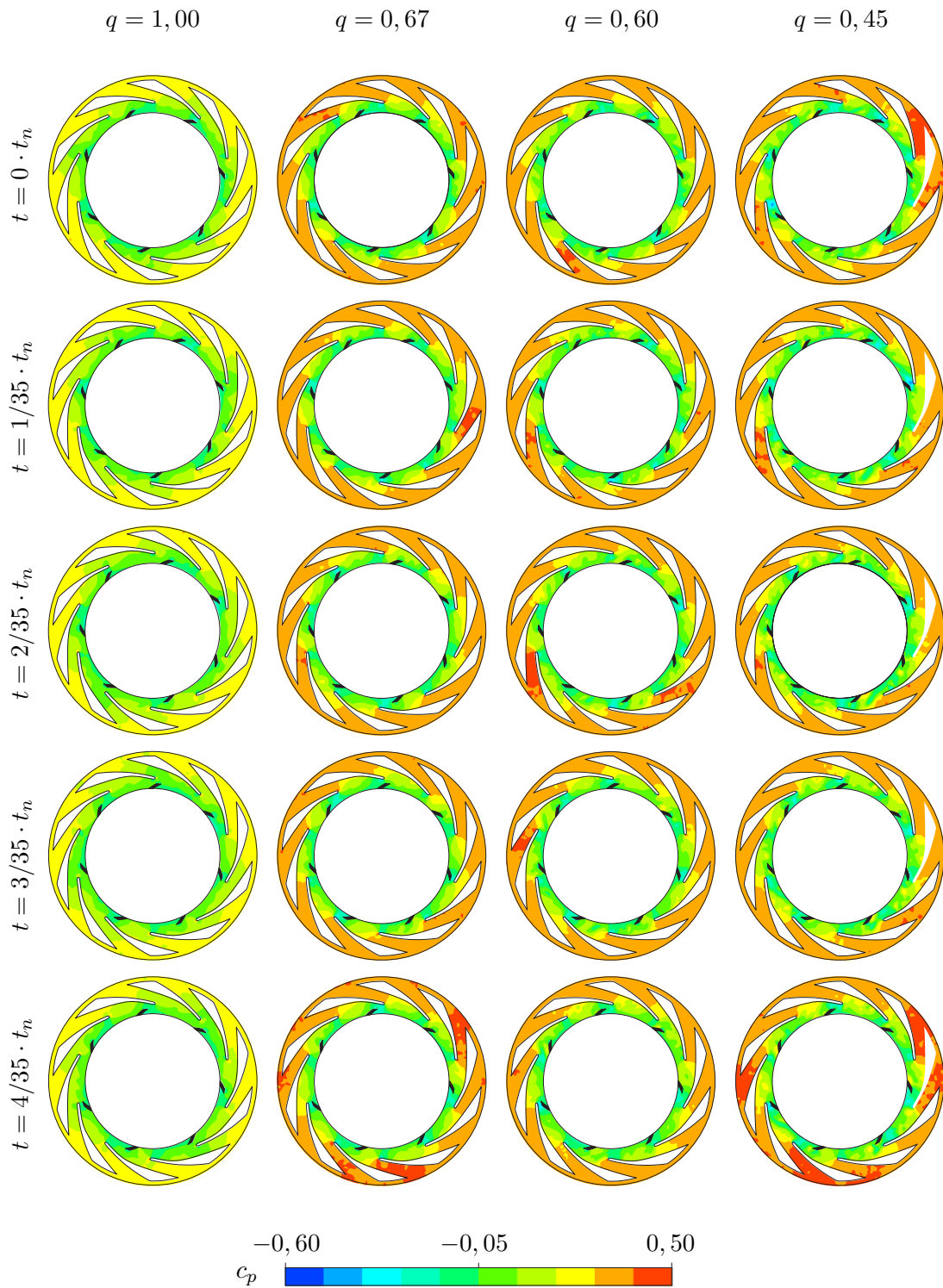


Abb. 6.12: Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante *deg*

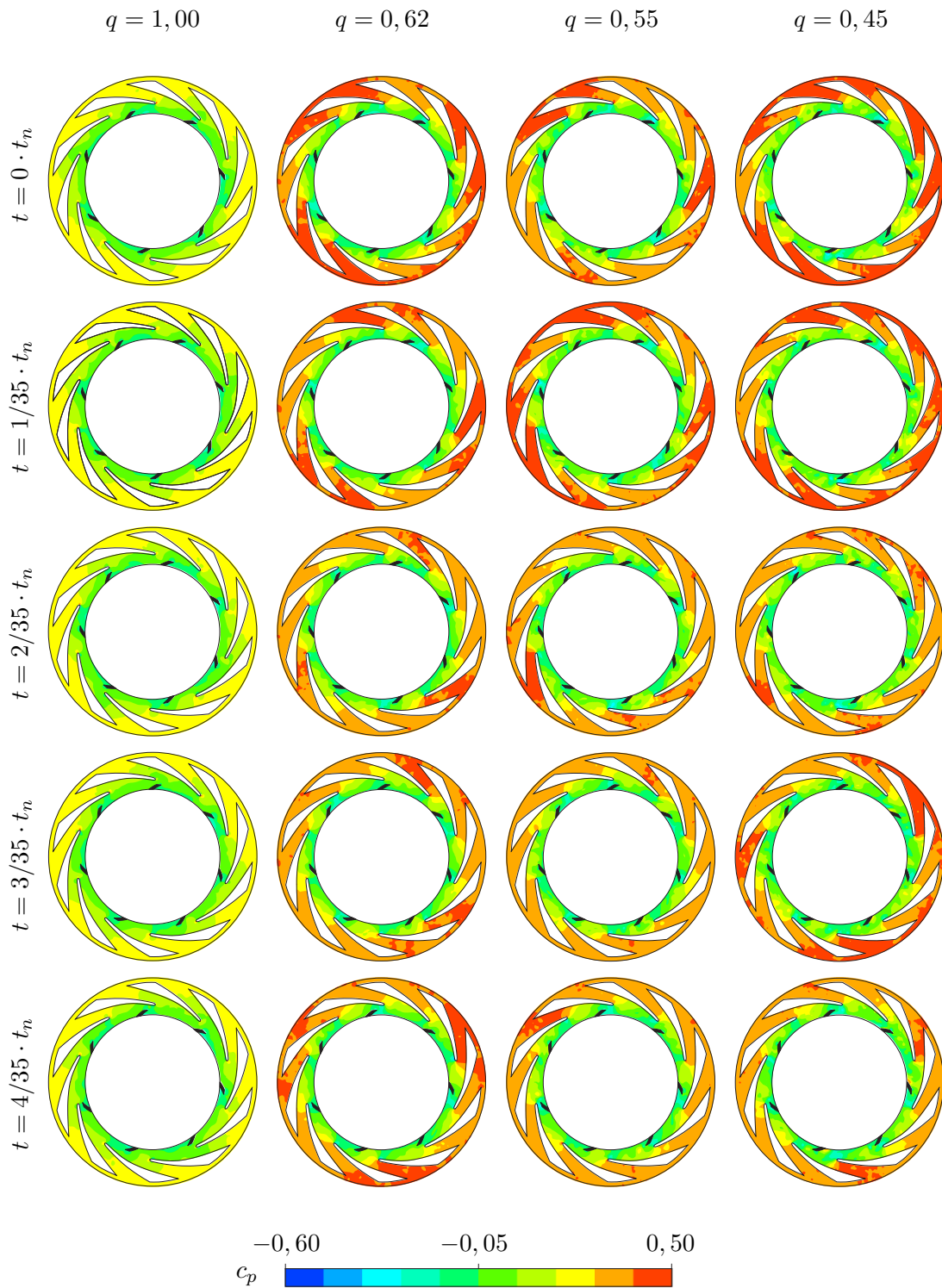


Abb. 6.13: Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante *lin*

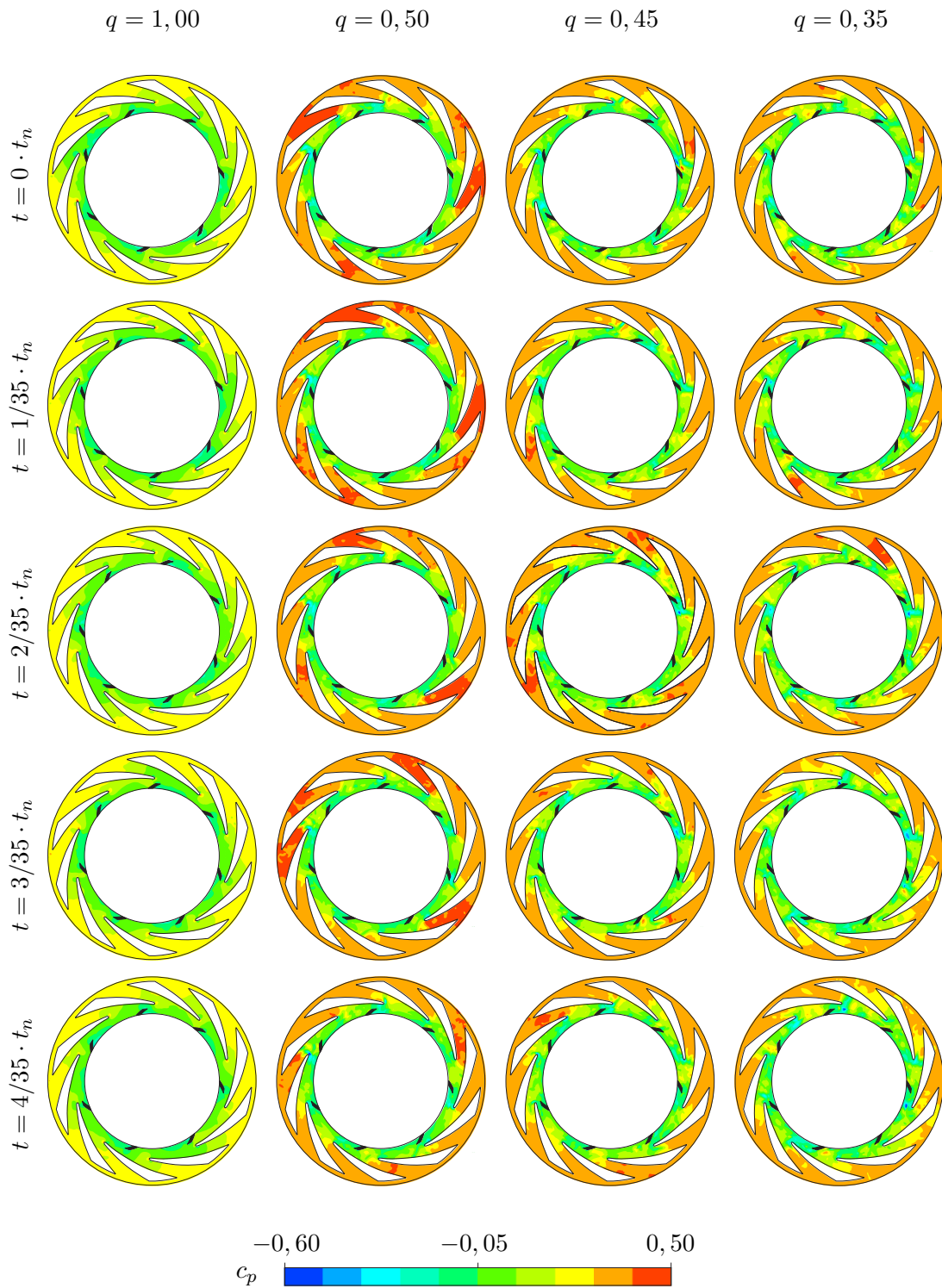


Abb. 6.14: Dimensionslose Druckverteilung $c_{p,stat}$ im Mittenschnitt der Variante *prog*

ist zu erkennen, dass der energetische Mittelwert der Druckpulsationen für die schaufellose Variante abnimmt, je weiter die Messposition vom Laufradaustritt entfernt ist. Hieraus lässt sich folgern, dass sich die Strömung mit zunehmendem Abstand vom Laufradaustritt harmonisiert, d.h. die ungleichmäßige Laufradabströmung sich zwischen Saug- und Druckseite sowie der Nachlaufdehle hinter der Schaufelaustrittskante stromab des Laufrades nivelliert. Für die Variante des schaufellosen Diffusors zeigt sich qualitativ eine gute Übereinstimmung zwischen CFD und experimentellen Daten. Quantitativ unterschätzt die CFD im Auslegungspunkt im Sensor p_{43} den energetischen Mittelwert der Druckpulsationen um ca. 11%. Für die Varianten mit Leitrad zeigt sich, dass der RMS Wert der Druckpulsation im engsten Querschnitt (p_{53}) des Leitrades für alle Varianten und alle Volumenströme größer ist, als am Leitrad Eintrittsdurchmesser (p_{43}). Qualitativ zeigen sich sowohl in den verschiedenen Varianten als auch in den Messpositionen Unterschiede in der Güte der CFD Ergebnisse. Für die Variante *deg* zeigt der Vergleich CFD zu Experiment qualitativ die größten Unterschiede zwischen dem Auslegungspunkt und dem Einsetzen der Kennlinieninstabilität ($0,67 \leq q \leq 1,0$). Während in den CFD Simulationen der zugehörige RMS Wert für beide Messpositionen in diesem Bereich abfällt und mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität ansteigt, ist in den Messungen ein stetiger Anstieg erkennbar. Der RMS-Wert aus CFD und Experiment stimmt im Auslegungspunkt der Varianten *lin* und *prog* für beide Messpositionen quantitativ gut überein. Für den Sensor p_{43} zeigt sich für die Variante *lin*, analog zur zuvor beschriebenen Variante, ein unterschiedlicher Verlauf bis zum Einsetzen der Kennlinieninstabilität. Für den Sensor p_{53} stimmen die qualitativen Verläufe gut überein. Gleiches gilt für Sensor p_{43} der Variante *prog*.

Anhand der Abbildungen 6.15 (a) - (d) ist zu erkennen, dass ein nachgeschaltetes Leitrad den energetischen Mittelwert der Druckpulsation im Vergleich zum schaufellosen Diffusor erwartungsgemäß erhöht. Werden die drei untersuchten Leitradvarianten miteinander verglichen, zeigt sich anhand des Sensors p_{43} , dass die Variante *prog* den geringeren energetischen Mittelwert über die gesamte Kennlinie aufweist. Für Sensor p_{54} liegt der RMS-Wert der Variante *lin* für alle untersuchten Volumenströme über der Variante *deg*, wohingegen die Variante *prog*, abhängig vom Volumenstrom, um die beiden anderen Kurven streut.

6.2.2.2 Auswertung im Frequenzbereich

Charakteristische Druckpulsationen einer Pumpe entstehen im Auslegungspunkt aufgrund der stattfindenden Rotor-Stator Interaktion von Laufrad und Leitapparat. Dabei weisen sich im Frequenzspektrum insbesondere die Schaufelpassierfrequenz und ihre Harmonischen als charakteristisch heraus. Befindet sich eine Pumpe in Teillast, entstehen weitere Pulsationen, die durch lokale Ablösungen erzeugt werden. Im Bereich einer Kennlinieninstabilität können oftmals erhöhte Druckpulsationen und damit einhergehend einer größeren Bauteilbeanspruchung beobachtet werden, vgl. bspw. [65]. Im Folgenden wird untersucht, inwiefern sich beim Einsetzen der Kennlinieninstabilität Druckpulsationen bei charakteristischen Frequenzen ausbilden. Zusätzlich wird untersucht, welchen Einfluss die Gestaltung des Schrägabschnitts auf die vorhandenen Druckpulsationen hat.

Zur Auswertung der Druckpulsationen im Frequenzbereich wird ein von Hann-Fenster auf die jeweiligen Druckamplituden (vgl. Kapitel 2.2) angewendet, um einen möglichen Leakage-Effekt zu filtern. Dabei wird auf die CFD Daten ein Fenster über die gesamte Datenmenge von zehn Umdrehungen gelegt. Das Fenster der experimentellen Daten wird dementsprechend angepasst, um für beide Datensätze eine gleiche Fensterbreite auszuwerten. Die Fenster werden mit einer Überlagerung von 50% der Fensterbreite durchgeführt.

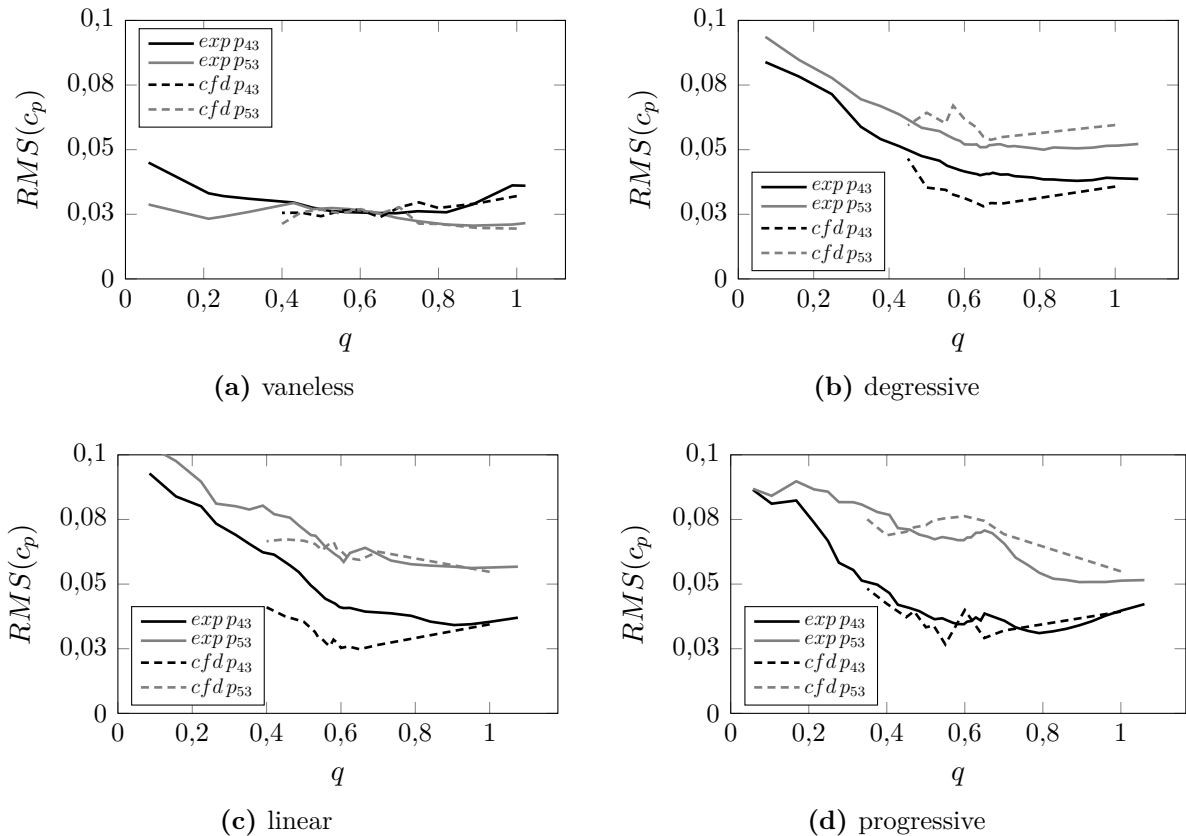


Abb. 6.15: Validierung der RMS Druckwerte der Position p_{43} und p_{53}

Die experimentellen Daten ergeben sich final aus der Mittelung über alle Fenster. Um den Einfluss der Fensterbreite abzuschätzen, ist in Abbildung 6.16 die dimensionslose Druckamplituden von Sensor p_{43} für den Auslegungsvolumenstrom für ein einziges Fenster über die gesamte Messdauer (333 Umdrehungen) mit der Druckpulsation einer Fensterfunktion mit der Länge von zehn Umdrehungen gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass durch eine kürzere Fensterbreite, insbesondere die Druckpulsation der Schaufelpassierfrequenz und ihrer ersten Harmonischen stärker ausgeprägt ist. Ab der zweiten Harmonischen der Schaufelpassierfrequenz sind die Unterschiede der Druckpulsationen zu vernachlässigen. Ebenfalls ist ersichtlich, dass für die geringere Fensterbreite das Grundrauschen erhöht ist. Dieses Verhalten ist bedingt durch die höher frequenten Energieanteile, die durch die Fensterung verteilt werden.

In den Abbildungen 6.17 und 6.18 sind alle am Durchmesser d_4 gemessenen und in der CFD Simulation ausgewerteten, dimensionslosen Druckamplituden für das Leitrad lin als Funktion der, über die Drehfrequenz normalisierten, Frequenz dargestellt. Dabei entspricht die Fensterbreite im Experiment der Fensterbreite der Simulation. In Abbildung 6.17 ist zu erkennen, dass sich die Druckamplituden aller Sensoren in der gleichen Größenordnung bewegen. Dennoch zeigen sich Unterschiede zwischen den Sensoren. Für den Sensor in Passage 1 treten beispielsweise Druckamplituden im Bereich $1 < f/f_n < 10$ auf, die in den restlichen Sensoren nicht auftreten, und aufgrund der Rotor-Stator Interaktion so nicht zu erwarten sind. Für die Schaufelpassierfrequenz selbst sind ebenfalls Schwankungen in der Druckamplitude erkennbar.

Auch in den Auswertungen der CFD Simulation zeigen sich Schwankungen für die Schaufel-

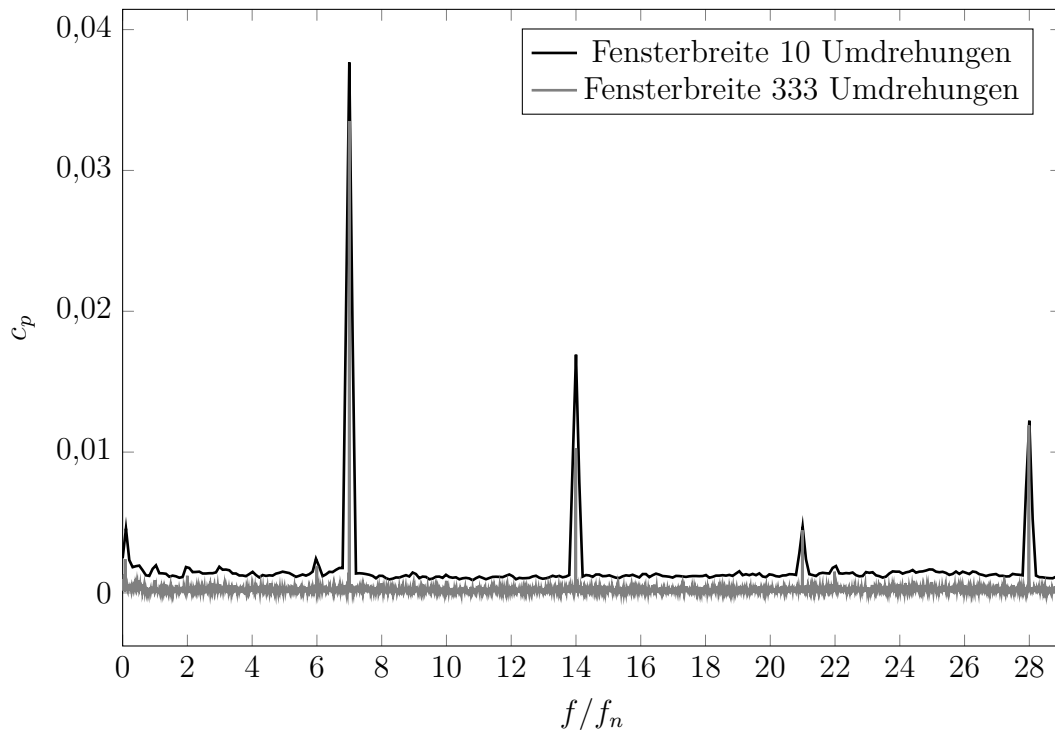


Abb. 6.16: Experimenteller Vergleich zwischen gefensterter und ungefensterter Druckamplitude im Frequenzspektrum für Sensor p_{43} und $q = 1, 0$

passierfrequenz zwischen den einzelnen Passagen. Die Schwankungen der Druckamplituden der ersten und zweiten Harmonischen der Schaufelpassierfrequenz weisen nur sehr geringe Schwankungen zwischen den Passagen auf. Im Folgenden werden zur Validierung der CFD die Druckamplituden der dritten Passage für die Durchmesser d_4 und d_5 aufgeführt und miteinander verglichen.

Zur Bewertung der Güte der numerisch ermittelten Druckpulsationen werden die Druckamplituden im Frequenzbereich als Funktion der über die Drehfrequenz normierten Frequenz betrachtet. In den Abbildungen 6.19 - 6.22 sind in den linken Spalten die Druckamplituden des Sensors p_{43} und in den rechten Spalten die Druckamplituden des Sensors p_{53} den Amplituden der entsprechenden Position der CFD Ergebnisse gegenübergestellt. Für die Variante des schaufelloren Diffusors (Abbildung 6.19) zeigt sich, mit Ausnahme für $q = 0,75$ eine sehr gute Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment für die Schaufelpassierfrequenz. So beträgt die relative Abweichung der Druckamplituden für $f/f_n = 7$ in Teillast ($q = 0,65$) $\Delta c_{p,43}^{rel} = 2,3\%$ für Sensor p_{43} bzw. $\Delta c_{p,53}^{rel} = 1,0\%$ für Sensor p_{53} . Während am Durchmesser des Leitradetrtritts bei allen untersuchten Volumenströmen die Schaufelpassierfrequenz und ihre Harmonischen dominant auftreten, ist für den Durchmesser des engsten Querschnitts bei verwendetem Leitrad (d_5) lediglich die Schaufelpassierfrequenz und ihre erste Harmonische signifikant. Auch ist im Vergleich der beiden Durchmesser ersichtlich, dass die Stärke der Druckamplitude mit zunehmendem Abstand vom Laufrad abnimmt. Es findet also eine Harmonisierung des Druckfeldes statt. Zusätzlich bildet sich ein weiterer Ausschlag für $f/f_n = 12$ aus. In Teillast ($q < 0,75$) bildet sich in den experimentellen Daten hinter dem Laufrad ein Druckamplitude bei $f/f_n = 0,13703 = 4,57$ Hz aus. Diese Amplitude nimmt mit abnehmendem Volumenstrom zu und übersteigt für $q = 0,45$ sogar die Druckamplitude der Schaufelpassierfrequenz. Eine

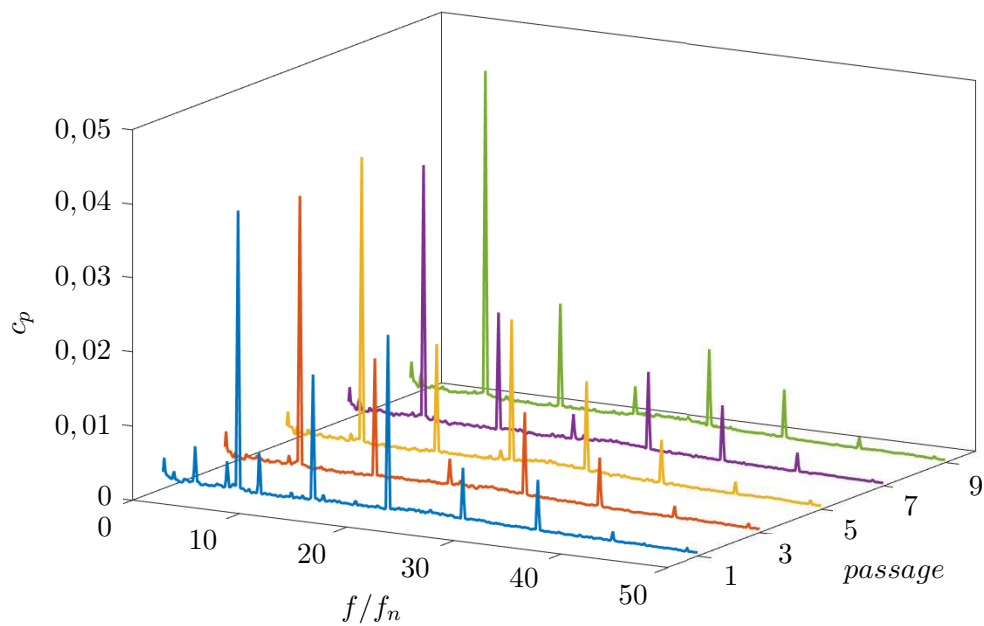


Abb. 6.17: Vergleich der experimentellen Druckamplituden der Sensoren p_{41} bis p_{49} bei $q = 1,0$ für Variante *lin*

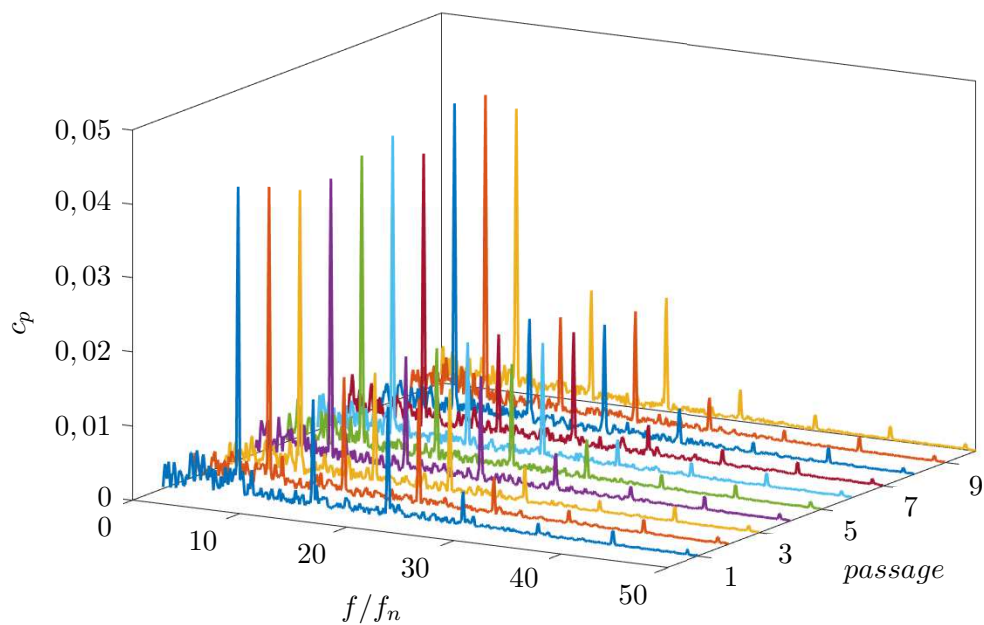


Abb. 6.18: Vergleich der numerischen Druckamplituden der Sensoren p_{41} bis p_{49} bei $q = 1,0$ für Variante *lin*

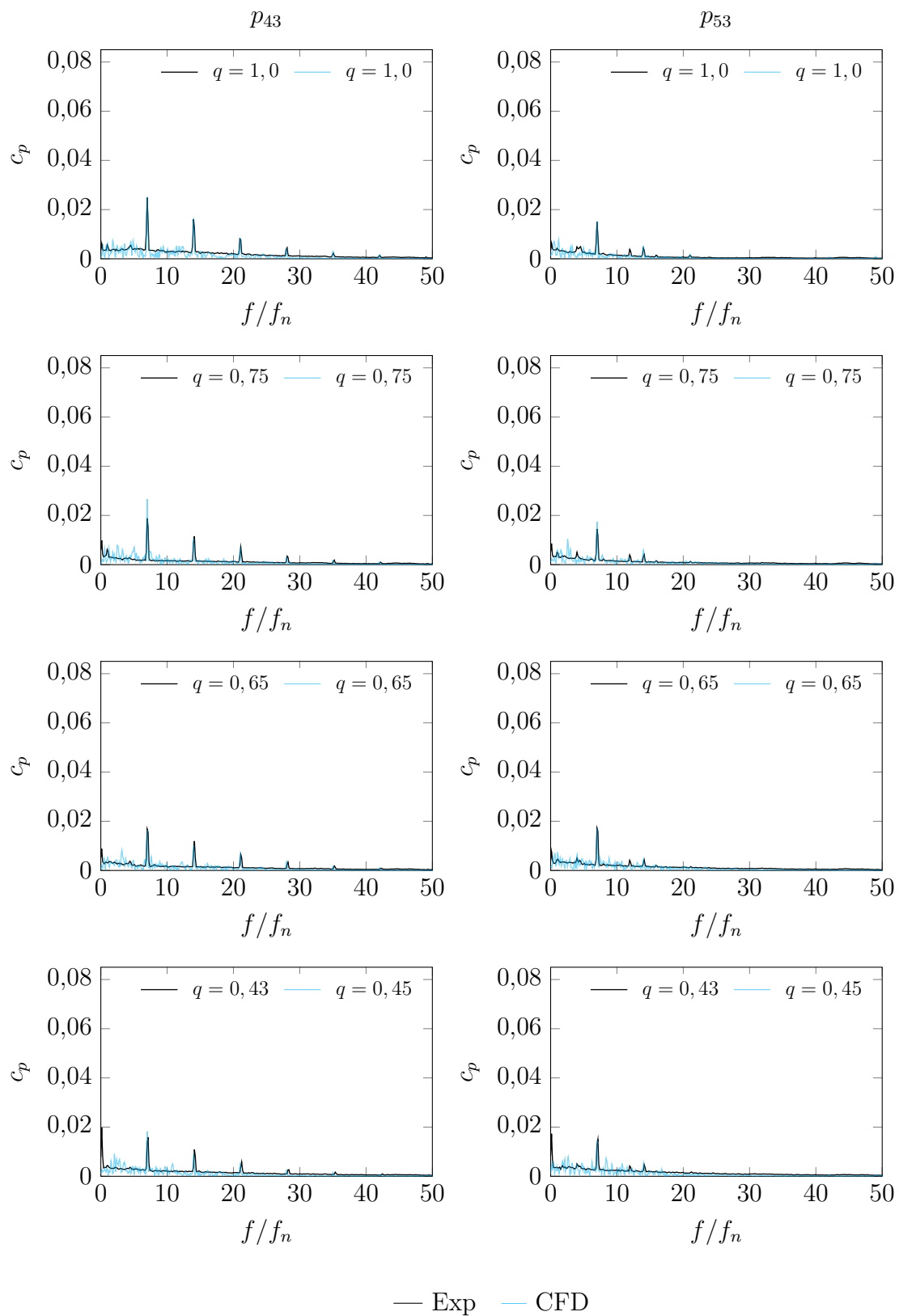


Abb. 6.19: Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten *vnls*

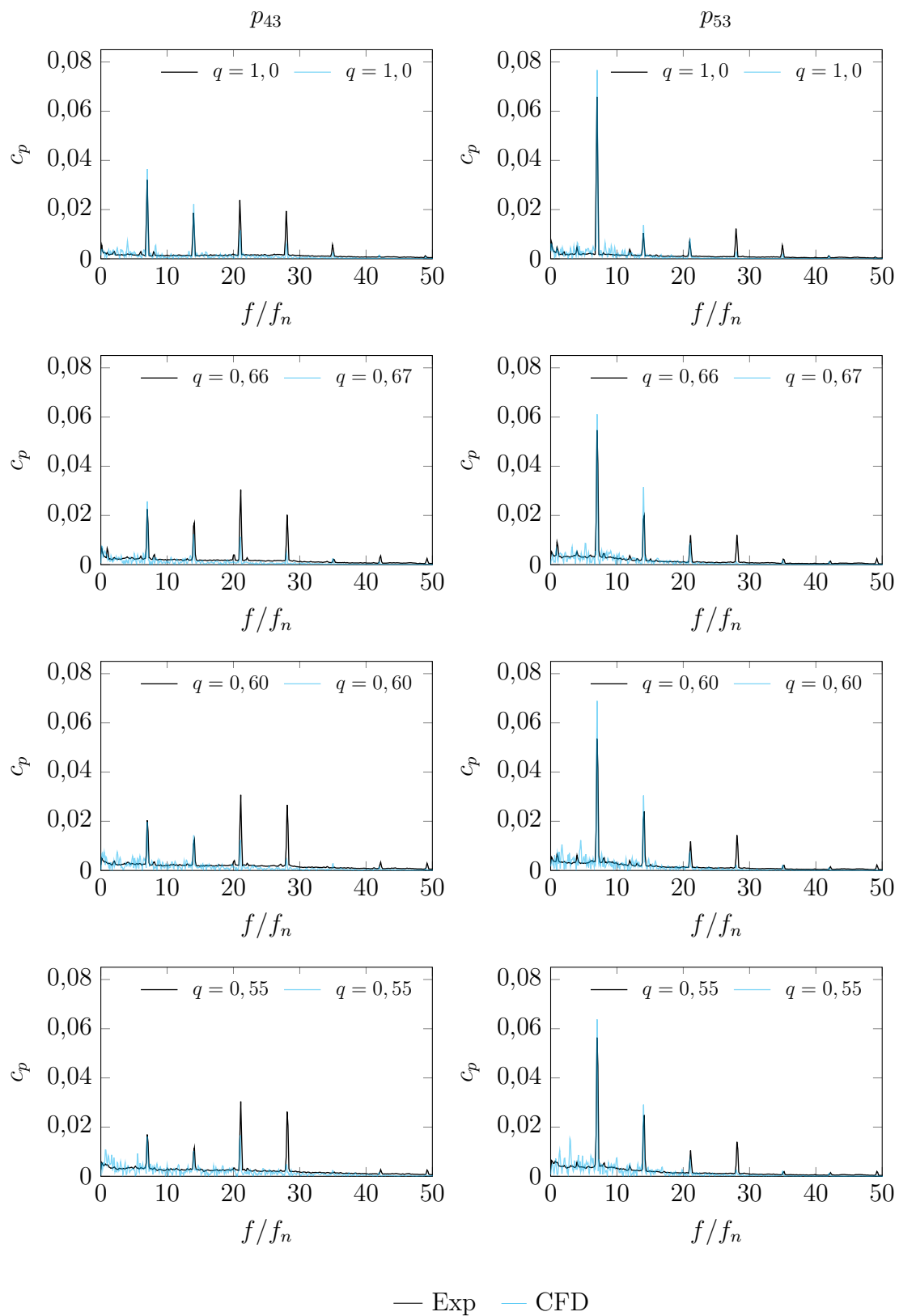


Abb. 6.20: Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten deg

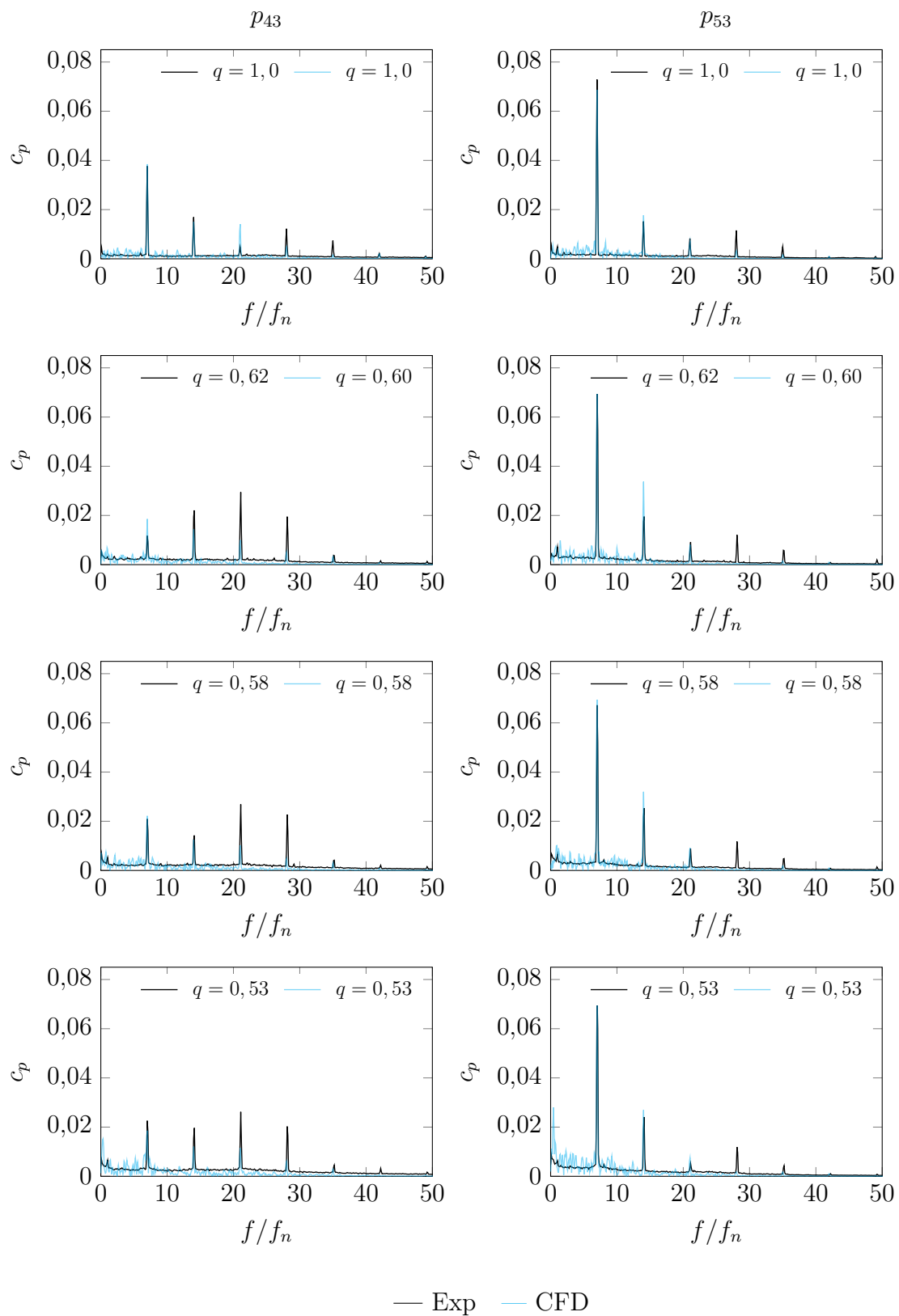


Abb. 6.21: Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten *lin*

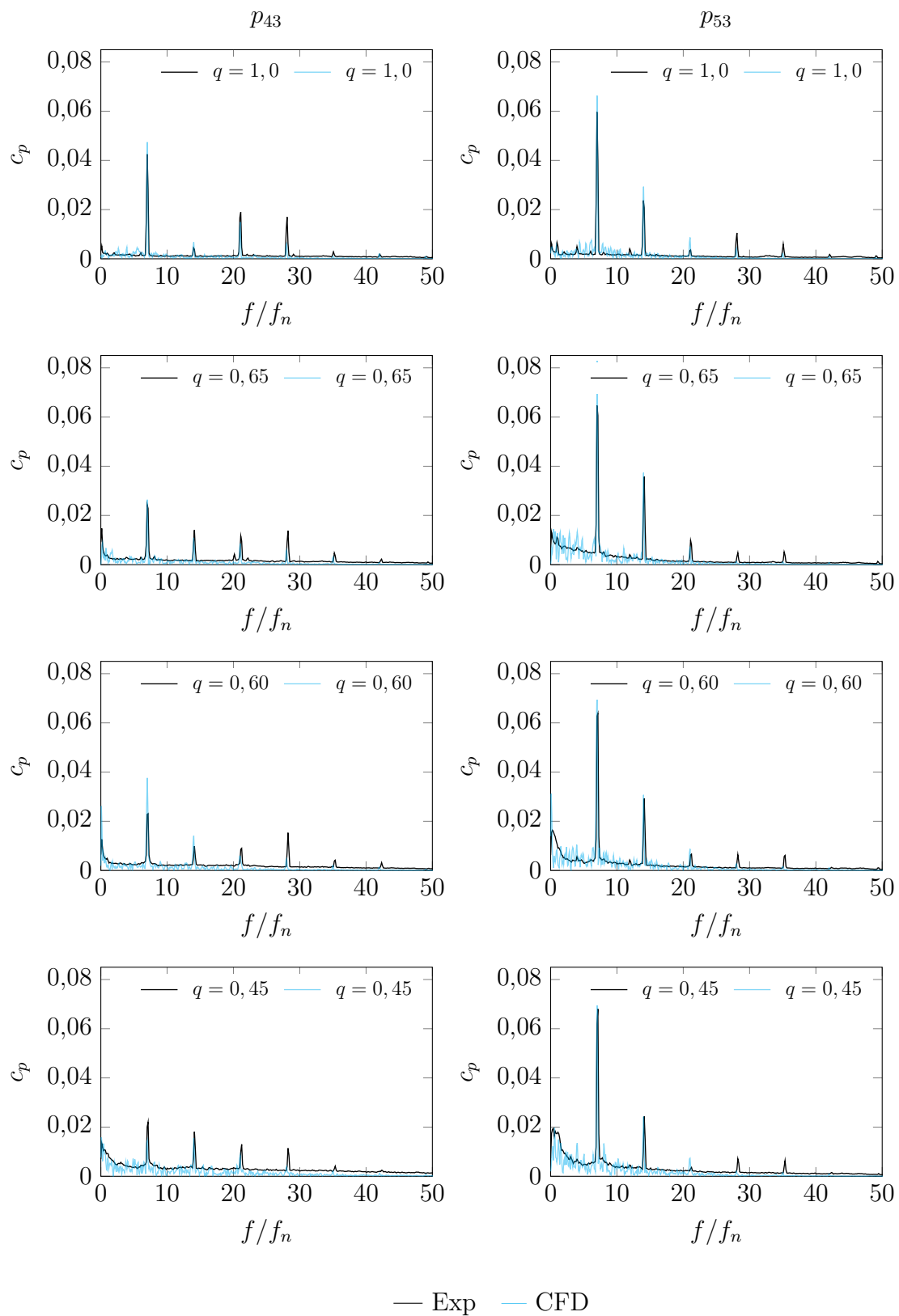


Abb. 6.22: Vergleich zwischen numerischen und experimentellen Druckamplituden der Positionen p_{43} und p_{53} der Varianten *prog*

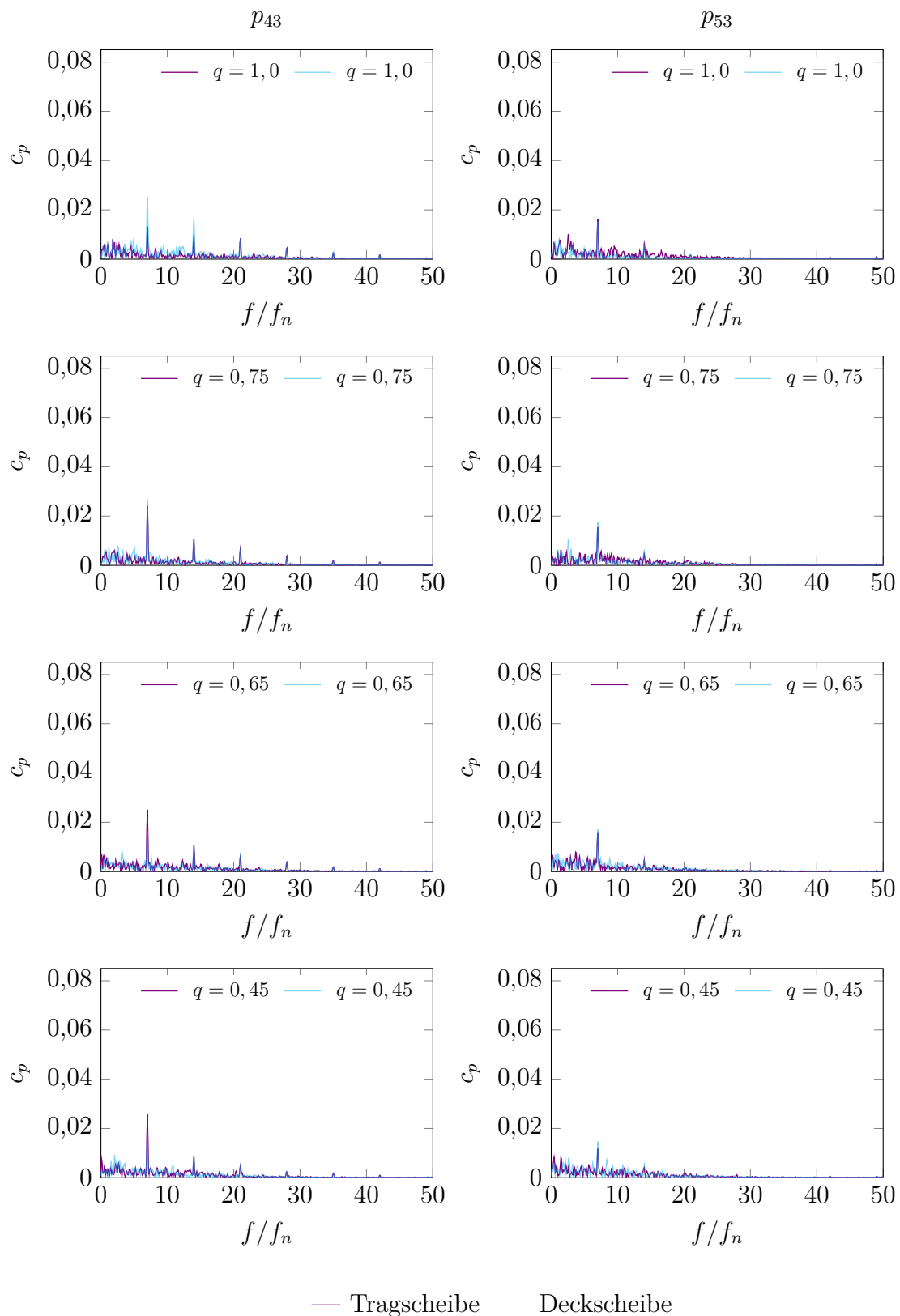


Abb. 6.23: Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante *vmls*

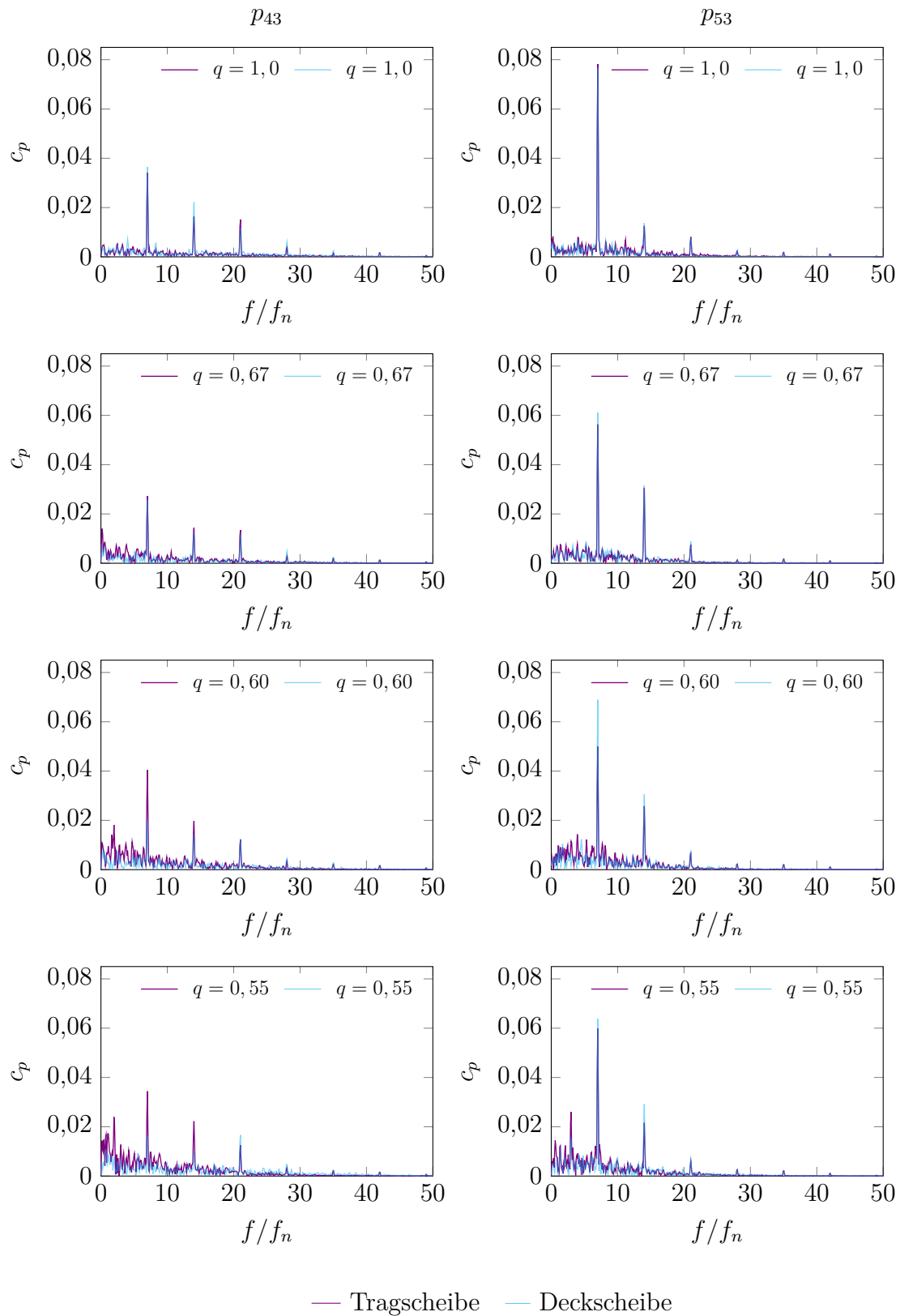


Abb. 6.24: Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante *deg*

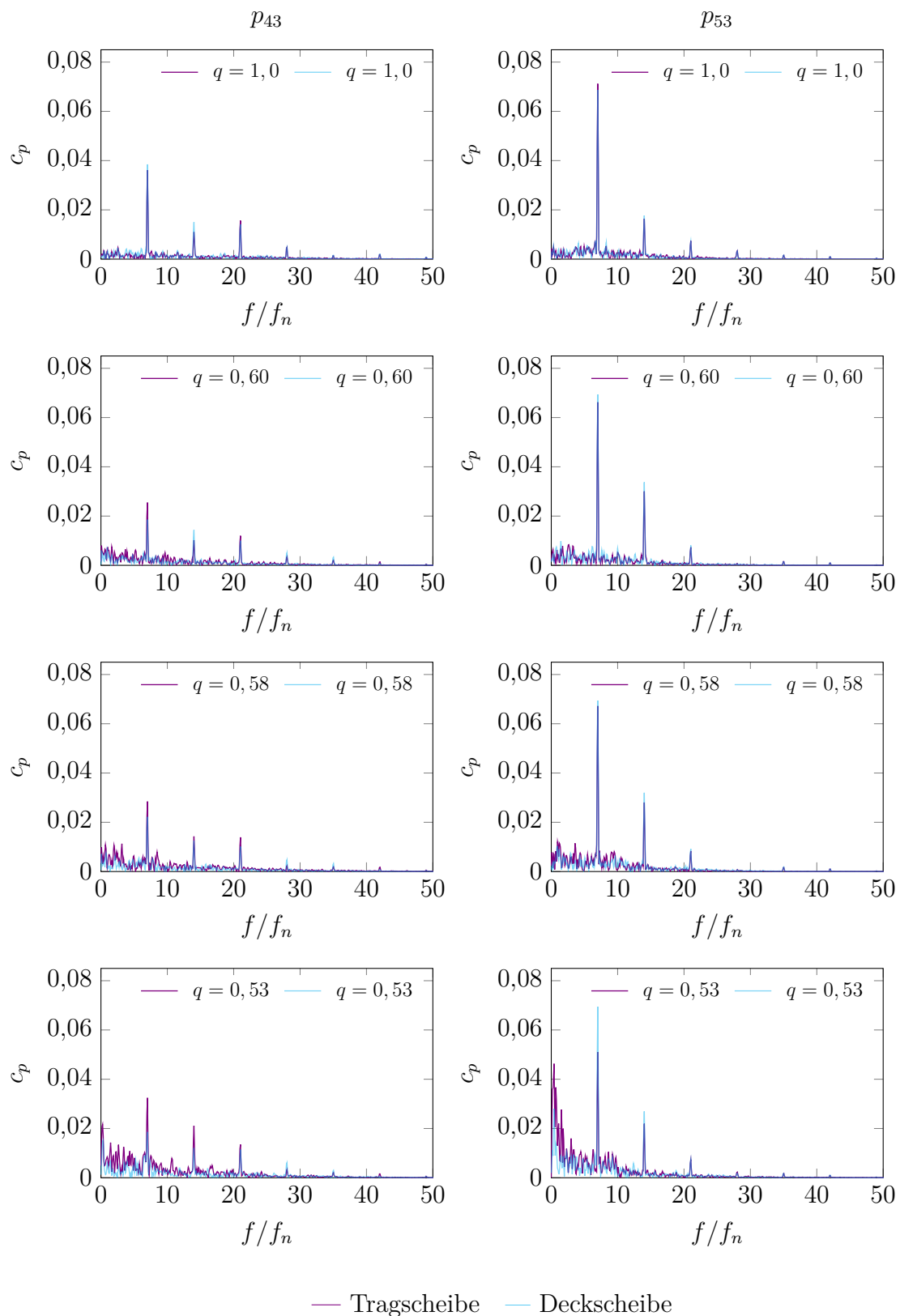


Abb. 6.25: Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante *lin*

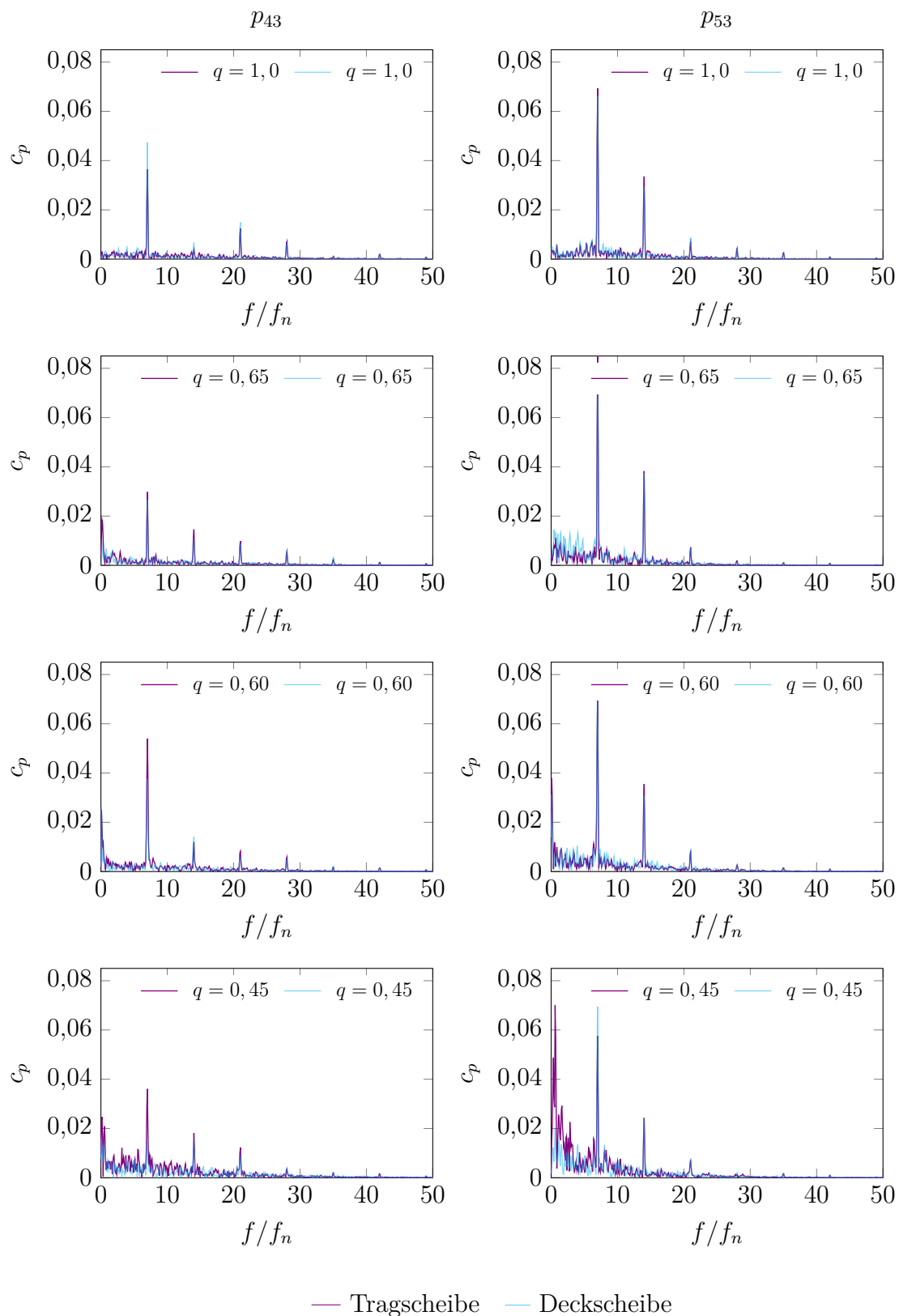


Abb. 6.26: Vergleich der numerischen Druckamplituden an Trag- und Deckscheibe der Variante *prog*

Kohärenzbetrachtung der Sensoren p_{43} und p_{45} zeigt, dass es sich hierbei um Rotating Stall handelt. Im Gegensatz hierzu zeigen die CFD Ergebnisse kein Anzeichen von Rotating Stall in besagtem Frequenzbereich. Die CFD Ergebnisse zeigen im Bereich $f/f_n < 7$ breitbandigere Druckpulsationen, als es für die experimentellen Daten der Fall ist. Dies kann ein Anzeichen dafür sein, dass auftretende Ablösungen und Wirbelgebiete instationären Charakters in den CFD Simulationen abgebildet werden, jedoch durch die Mittelung über die einzelnen Fenster in den experimentellen Ergebnissen nicht mehr sichtbar sind.

Für die Varianten mit nachgeschaltetem Leitrad kann festgehalten werden, dass unabhängig der Schrägabschnittsgestaltung und des untersuchten Volumenstroms die auftretenden Druckamplituden im engsten Querschnitt des Leitrades größer sind, als am Durchmesser des Leitradetrtritts. Ebenso ist der Unterschied der Druckamplituden der Schaufelpassierfrequenz und ihrer Harmonischen im engsten Querschnitt des Leitrades größer als am Leitradetrtritt. Im Auslegungsvolumenstrom und für Volumenströme größer der Kennlinieninstabilität überschätzen die CFD Simulationen in der Regel die auftretenden Druckamplituden für die Schaufelpassierfrequenz. Für die Varianten *deg* und *lin* ist zu erkennen, dass kurz vor Eintritt der Kennlinieninstabilität am Leitradetrtritt die Druckamplituden der ersten und zweiten Harmonischen deutlich ansteigen und die Druckamplitude der Schaufelpassierfrequenz übersteigen. Die Ergebnisse der CFD Simulationen zeigen dieses Phänomen hingegen nicht. Für den ausgewerteten Bereich der wieder stabilen Kennlinie zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Druckamplituden für die Schaufelpassierfrequenz und ihre erste Harmonische für Sensor p_{43} . Die zweite und dritte Harmonische wird von der CFD Simulation hingegen deutlich unterschätzt. Die Ergebnisse der CFD Simulation zeigen für die Variante *lin* für $q = 0,53$, ähnlich zur Variante *vnl*, eine niederfrequente Druckamplitude, die als Rotating Stall gewertet werden kann. Im dazugehörigen Experiment ist hingegen kein Anzeichen für Rotating Stall ersichtlich. In der Variante *prog* bildet sich, analog zum schaufellosen Diffusor, in Teillast $q \leq 0,65$ eine niederfrequente Druckamplitude aus, die mit sinkendem Volumenstrom weiter zunimmt. Im Gegensatz zur Variante *vnl* bildet sich mit zunehmender Teillast ein breitbandiges Amplitudenspektrum aus. Dies kann als Anzeichen dafür gesehen werden, dass neben Rotating Stall starke Ablösungen und Verwirbelungen auftreten. Auch in den CFD Simulationen wird ein vergleichbares Amplitudenspektrum abgebildet. Für den engsten Querschnitt des Leitrades weisen die Druckamplituden der CFD Simulationen allerdings deutlich größere Schwankungen auf, als es im Experiment der Fall ist. Eine Ursache hierfür kann, wie bereits zuvor erwähnt, an der Mittelung der experimentellen Daten über alle Fenster begründet liegen. Während die CFD Simulation instationäre Strömungszustände abbildet, werden diese durch die zeitliche Mittelung nivelliert.

Im Vergleich der drei Varianten zeigt sich, dass dieses niederfrequente, breitbandige Spektrum zunimmt, je langsamer der Flächenverlauf im vorderen Bereich des Schrägabschnitts wächst. Dies ist ein Anzeichen dafür, dass sich mit zunehmender Teillast die Wirbelgebiete durch Ablösungen und Turbulenzen für einen sich zunächst langsam öffnenden Schrägabschnitt vermehren. Eine mögliche Begründung hierfür liegt in der Betrachtung der Grenzschicht. Mit steigender Teillast nimmt die absolute Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt im Mittel ab. Der Schrägabschnitt des Leitrades sorgt für eine zusätzliche Verzögerung der Strömung und somit mit einer Aufdickung der Grenzschicht. Da die Variante *prog* am Ende des Schrägabschnitts den größten Flächenzuwachs aufweist und die Strömung im Schrägabschnitt stetig verzögert, steigt auch die Wahrscheinlichkeit der Strömungsablösung.

In den Abbildungen 6.23 - 6.26 werden für die CFD Ergebnisse die auftretenden dimensionslosen Druckpulsationen an Trag- und Deckscheibe miteinander verglichen. Für die Variante des schaufellosen Diffusors zeigen sich für die Messposition p_{53} nahezu keine Unterschiede in der Druckamplitude. Dies zeigt, dass sich am Durchmesser d_5 eine annähernd symmetrische Strömung eingestellt hat. An Position p_{43} sind im Auslegungspunkt größere Druckamplituden an der Deckscheibe als an der Tragscheibe zu beobachten. Mit zunehmender Teillast wechselt das Pulsationsverhalten, d.h. die Druckamplituden an der Tragscheibe sind größer als an der Deckscheibe. Im Fall der untersuchten Leitradvarianten zeigt sich qualitativ ein gleiches Verhalten zwischen Trag- und Deckscheibe. Im Auslegungspunkt sind an den Durchmessern d_4 und d_5 nur geringfügige Unterschiede der Druckpulsationen zwischen Trag- und Deckscheibe zu sehen. In Teillast treten am Durchmesser d_4 größere Druckamplituden für die Schaufelpassierfrequenz und ihrer Harmonischen an der Tragscheibe auf, wohingegen am Durchmesser d_5 mit zunehmender Teillast die Druckamplituden an der Deckscheibe deutlich signifikanter sind als an der Tragscheibe. Zwischen d_4 und d_5 findet also ein Wechsel der Scheibenseite mit größter Druckamplitude statt. Alle drei Varianten haben zudem gemein, dass im niederfrequenten Bereich ($f/f_n < 7$) an der Tragscheibe sowohl für den Durchmesser d_4 als auch für den Durchmesser d_5 deutlich höhere Druckamplitude auftreten als an der Deckscheibe. Dieses Verhalten lässt vermuten, dass instationäre Strömungsablösungen und Verwirbelungen ihren Ursprung an der Tragscheibe des Leitrades haben und zur Deckscheibe hin abgeschwächt werden. Zudem ist aus einem Vergleich der Varianten ersichtlich, dass die niederfrequenten Druckpulsationen zunehmen, je langsamer der Querschnittsflächenzuwachs zu Beginn des Schrägabschnittes ist.

6.3 Axialkraft

Hergt und Starke [47] zeigten in ihren Versuchen auf, dass mit Einsetzen einer Kennlinieninstabilität eine Änderung im Verlauf der Axialkraft einhergeht. Mit Hilfe der in Kapitel 3.2.2 vorgestellten Messeinrichtung erfolgte eine Axialkraftmessung für alle vier untersuchten Diffusorvarianten. Abbildung 6.27 zeigt einen Vergleich der Messergebnisse zur Axialkraft mit den entsprechenden Ergebnissen der CFD Simulation. Hierzu wird die Axialkraft als Funktion des spezifischen Volumenstroms abgebildet. Anhand der Abbildung ist zu erkennen, dass die Messergebnisse bei Verwendung eines Leitrades zwischen Auslegungspunkt und einsetzender Kennlinieninstabilität Verläufe aufweisen, die nicht mit den theoretischen Überlegungen zum Axialkraftverlauf übereinstimmen. Prinzipiell ist davon auszugehen, dass mit sinkendem Volumenstrom ein stetiger Anstieg der Axialkraft einhergeht. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die vier Messkurven im Bereich $0.65 \leq q \leq 1$ qualitativ identische Verläufe annehmen und quantitativ nahezu gleiche Werte aufweisen. Eine Möglichkeit für den auftretenden Verlauf kann nach Gülich [38] in einer asymmetrischen Position des Laufrades zum Leitrad liegen. Demnach würde der Axialkraftverlauf darauf schließen lassen, dass das Laufrad in Richtung Druckseite verschoben sein müsste. Eine mögliche Ursache für solch eine Verschiebung kann in den vorhandenen Fertigungstoleranzen der Modellpumpe liegen. Durch die Verschiebung in Richtung Druckseite wird die Rotation in den Radseitenräumen direkt beeinflusst, was sich unmittelbar auf den Axialkraftverlauf auswirkt. Da in den CFD Simulationen keine Fertigungstoleranzen auftreten und das Laufrad somit zentral zum Leitrad ausgerichtet ist, könnte dies eine mögliche Erklärung für die unterschiedlichen Axialkraftverläufe darstellen. Ebenso ist nicht ausgeschlossen, dass die kardanischen Ringe beim Anfahren der Pumpe verklemmen und sich erst nach

überschreiten einer benötigten Last lösen. Trotz einer Wiederholbarkeit der Messergebnisse sollten die experimentellen Verläufe in besagtem Bereich kritisch hinterfragt werden. Mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität stimmen für die Varianten *deg* und *prog* die Verläufe von CFD und Experiment qualitativ und quantitativ gut überein. Für die Variante *lin* weisen beide Kurven im instabilen Bereich der Förderhöhenkennlinie qualitativ eine gute Übereinstimmung auf. Sobald die Kennlinie sich wieder stabilisiert, nimmt die Messkurve erneut einen Verlauf an, der, wie im Bereich des Auslegungspunktes, theoretisch so nicht zu erwarten ist. Auch die Messergebnisse der Variante mit schaufellosem Diffusor deuten darauf hin, dass eine asymmetrische Position von Laufrad zu den Radscheiben vorliegen könnte.

Wie anhand der Simulationsergebnisse zu sehen ist, ändert sich im Bereich der Kennlinieninstabilität auch die Steigung der Axialkraftkurve, wobei Änderung der Steigung und einsetzende Instabilität nicht zwingend exakt zusammen fallen. Eine sprunghafte Änderung wie bei Hergt und Starke [47] ist in keinem der untersuchten Fälle festzustellen. Auf Grundlage der Änderung der Steigung lässt sich vermuten, dass sich ändernde Strömungsverhältnisse am Laufradaustritt einstellen, welche die Axialkraft direkt beeinflussen. Daher wird im Folgenden die Laufradaustrittsströmung anhand der durchgeführten CFD Simulationen genauer betrachtet, um einen möglichen Zusammenhang zwischen Axialkraftänderung und Rezirkulationsgebieten am Laufradaustritt herzustellen.

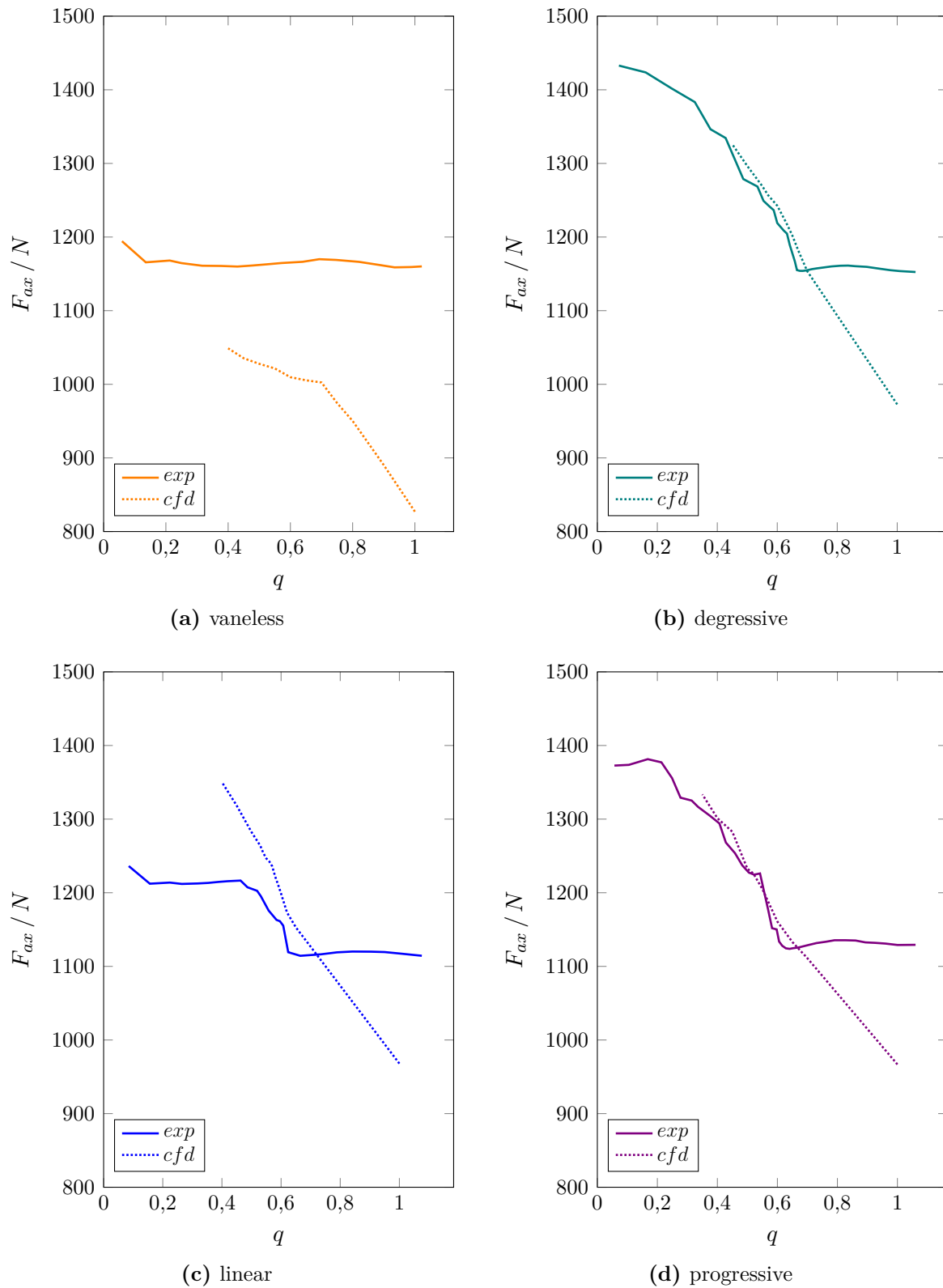


Abb. 6.27: Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Axialkraft

6.4 Pattern Switching

Nach Gülich [38, 37] bildet das sogenannte Pattern Switching die Ursache einer auftretenden Kennlinieninstabilität. Dabei wechselt das Rezirkulationsgebiet am Laufradaustritt von Trag- zu Deckscheibe oder umgekehrt. Der instabile Bereich der Kennlinie zeichnet sich demnach durch zwei Rezirkulationsgebiete an Trag- und Deckscheibe verbunden mit einem im Meridianschnitt betrachteten symmetrischen Abströmprofil am Laufradaustritt aus. In den stabilen Bereichen der Kennlinie liegt eine stark asymmetrische Abströmung mit einem ausgeprägten Rezirkulationsgebiet an Trag- oder Deckscheibe vor. In den in Kapitel 1 vorgestellten Arbeiten wird die Laufradabströmung zumeist zeitlich- und umfangsgemittelt ausgewertet, was mit einem großen Verlust an Information einhergeht.

Im Folgenden werden die numerischen Ergebnisse in Bezug auf ein mögliches Auftreten des Pattern Switching-Effekts in Verbindung mit der einsetzenden Kennlinieninstabilität ausgewertet. Hierzu werden aus den CFD Simulationen die Strömungsprofile am Laufradaustritt und im Leitrad zeitlich über die Umdrehungen 8 bis 16 gemittelt und als Konturplot dargestellt.

6.4.1 Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt

Abbildung 6.28 zeigt einen Konturplot der zeitlich gemittelten Strömung am Laufradaustritt. In schwarz dargestellt sind hierbei die Trag- und Deckscheibe des Laufrades, sowie die sieben Laufradschaufeln. In weiß dargestellt ist die Strömung mit positiver Meridiankomponenten, in grau die Strömung mit negativer Meridiankomponente, d.h. Rezirkulationsgebiete.

Für die Variante des schaufellosen Diffusors (vgl. Abbildung 6.29) bilden sich für spezifische Volumenströme $q \geq 0,8$ nahezu keine Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt aus, 6.29(a). Lediglich direkt an der Schaufelaußenseite sind minimale Rezirkulationsgebiete an den Übergängen von Schaufel zu Trag- bzw. Deckscheibe ersichtlich. Mit einer weiteren Reduktion des Volumenstroms bilden sich in jeder Passage zwei Rezirkulationsgebiete aus. Diese befinden sich jeweils im saugseitigen Bereich der Passage nahe Trag- und Deckscheibe, wobei das Rezirkulationsgebiet an der Deckscheibe stärker ausgeprägt ist als an der Tragscheibe, vgl. Abbildung 6.29 (b). Zwischen $q = 0,7$ und $q = 0,55$ wächst insbesondere das Rezirkulationsgebiet an der Deckscheibe an, bis es im zeitlichen Mittel in etwa 30% der

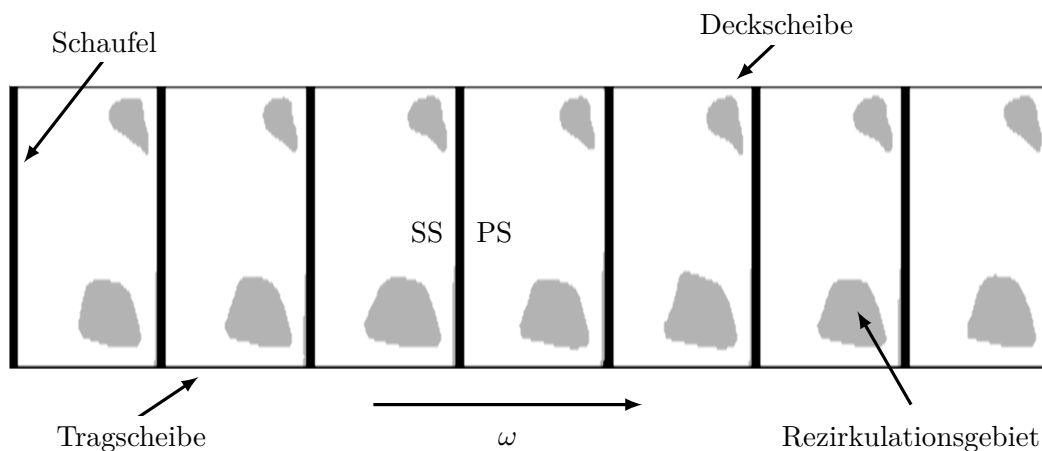


Abb. 6.28: Nomenklatur Rezirkulation am Laufradaustritt

axialen Erstreckung des Laufrades und ebenso ca. 30% der Passagenlänge einnimmt. Das Rezirkulationsgebiet an der Tragscheibe nimmt lediglich marginal zu. Für Volumenströme $q < 0,55$ nimmt das Rezirkulationsgebiet an der Tragscheibe langsam zu, während für jenes an der Deckscheibe keine Änderung ersichtlich ist. Es kann also gefolgert werden, dass sich in Teillast ein asymmetrisches Abströmprofil, gekennzeichnet durch unterschiedlich große Rezirkulationsgebiete an Trag und Deckscheibe, einstellt, wobei sich im saugseitigen Bereich der Passage zwei unterschiedlich große Rezirkulationsgebiete ausprägen.

Für den Fall *deg*, Abbildung 6.30, bildet sich in Teillast ($q = 0,7$) am Laufradaustritt zunächst ein Rezirkulationsgebiet im saugseitigen Bereich der Passage nahe der Tragscheibe aus. Mit zunehmender Teillast nimmt die Größe dieses Gebietes in Richtung der Passagedruckseite hin zu. In seiner axialen Erstreckung ändert sich die Größe lediglich marginal. Mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität bildet sich ein zweites Rückströmgebiet im Bereich der Deckscheibe aus. Dieses wächst im instabilen Bereich der Kennlinie ($0,60 < q < 0,65$) zunächst an, bevor es sich mit Wiedereinsetzen des stabilen Kennlinienbereichs ($q < 0,60$) zurück bildet.

Für die Varianten *lin* (Abbildung 6.31) und *prog* (Abbildung 6.32) stellt sich ein etwas anderes Verhalten ein. Zunächst bilden sich auch hier Rezirkulationsgebiete im Bereich der Tragscheibe aus. Für beide Fälle befinden sich die Rezirkulationsgebiete im saugseitigen Bereich der Passage. Im Gegensatz zur Variante *deg* bilden sich hier jedoch schon vor Eintritt der Kennlinieninstabilität zusätzliche Rezirkulationsgebiete im Bereich der Deckscheibe aus, bis sich mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität (Abbildung 6.31(c) bzw. Abbildung 6.32(d)) im Bereich der Passagensaugseite ein annähernd symmetrisches Abströmprofil, in Bezug auf die Größe der vorhandenen Rezirkulationsgebiete, einstellt. Im Bereich der jeweiligen Kennlinieninstabilität bildet sich das deckscheibenseitige Rezirkulationsgebiet wieder zurück bis es in sehr starker Teillast ((Abbildung 6.31(g) bzw. Abbildung 6.32(g)) nahezu vollständig verschwindet.

Zusammenfassend lässt sich aus dem Vergleich aller Varianten folgern, dass durch ein nachgeschaltetes Leitrad und die damit einhergehende Rotor-Stator Interaktion die Ausbildung der Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt in Position und Größe beeinflusst werden. Zusätzlich zeigen die CFD Ergebnisse, dass die Ausgestaltung des Schrägabschnitts einen Einfluss auf auftretende Rezirkulationsgebiete hat. Für die drei Varianten mit Leitrad lässt sich das von Gülich [38] beschriebene Wechseln der Rezirkulationsgebiete von Trag- zu Deckscheibe - oder umgekehrt nicht feststellen. Vielmehr kann von einer Änderung der Rezirkulationsgebiete gesprochen werden. Jedoch sei an dieser Stelle erneut darauf verwiesen, dass sich kein allgemein gültiges Verhalten der Rezirkulation am Laufradaustritt im Zusammenhang mit einer eintretenden Kennlinieninstabilität zeigen lässt, die Rezirkulation vielmehr von vielen Faktoren der Lauf- und Leitradgestaltung abhängt.

6.4.2 Geschwindigkeitsverteilung im Leitrad

Da die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt maßgeblichen Einfluss auf die Leitradströmung hat, sind in den Abbildung 6.33 - 6.36 die zeitliche gemittelten Geschwindigkeiten an den spans 0,05, 0,50 und 0,95 entdimensioniert über die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt dargestellt. Für die Variante des schaufellosen Diffusors (Abbildung 6.33) stellt sich für alle ausgewerteten Volumenströme eine qualitativ vergleichbare Geschwindigkeitsverteilung auf den einzelnen spans ein. Quantitativ zeigt sich ein erhöhter

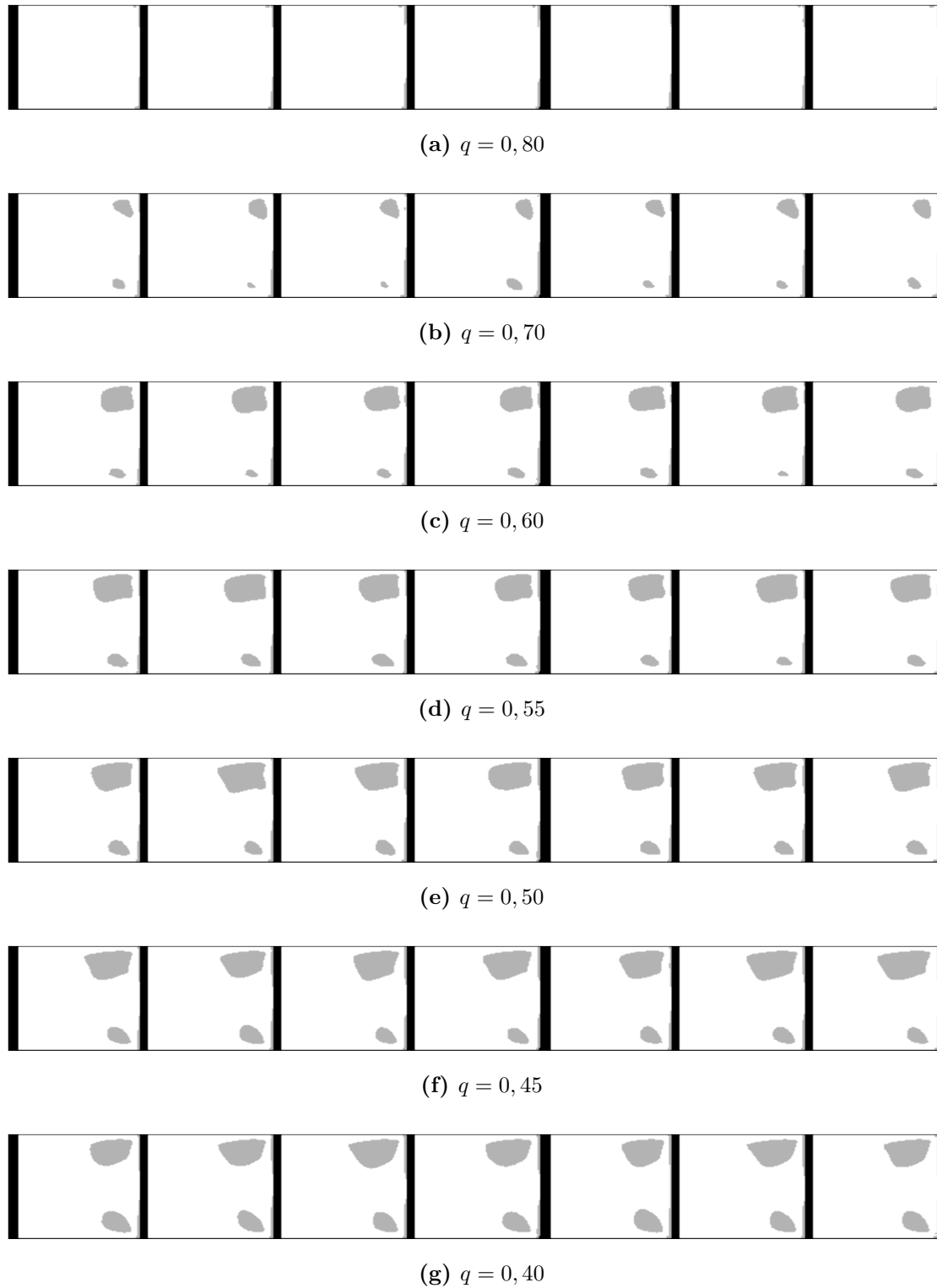


Abb. 6.29: Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante *vaneless*

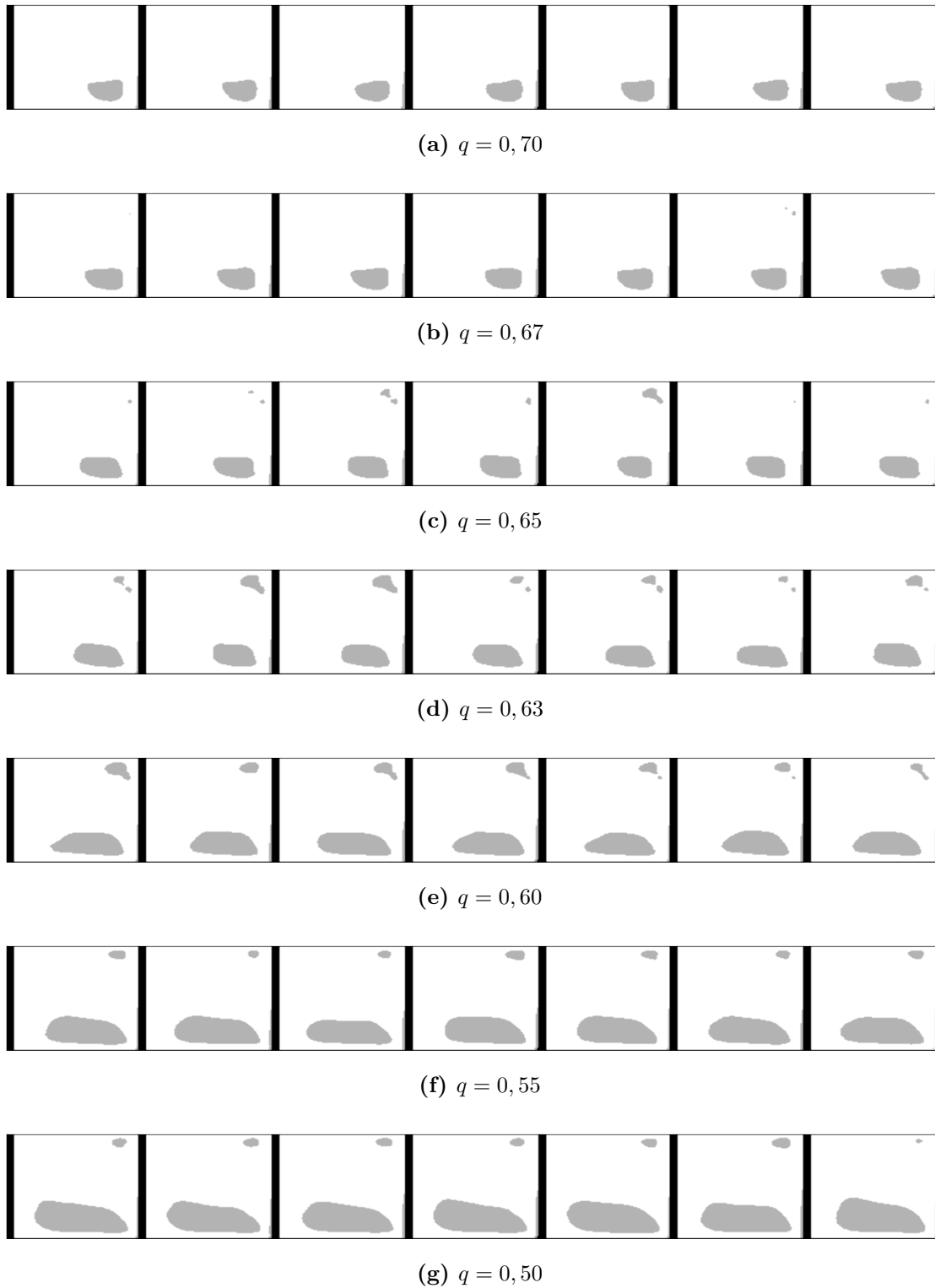


Abb. 6.30: Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante *deg*

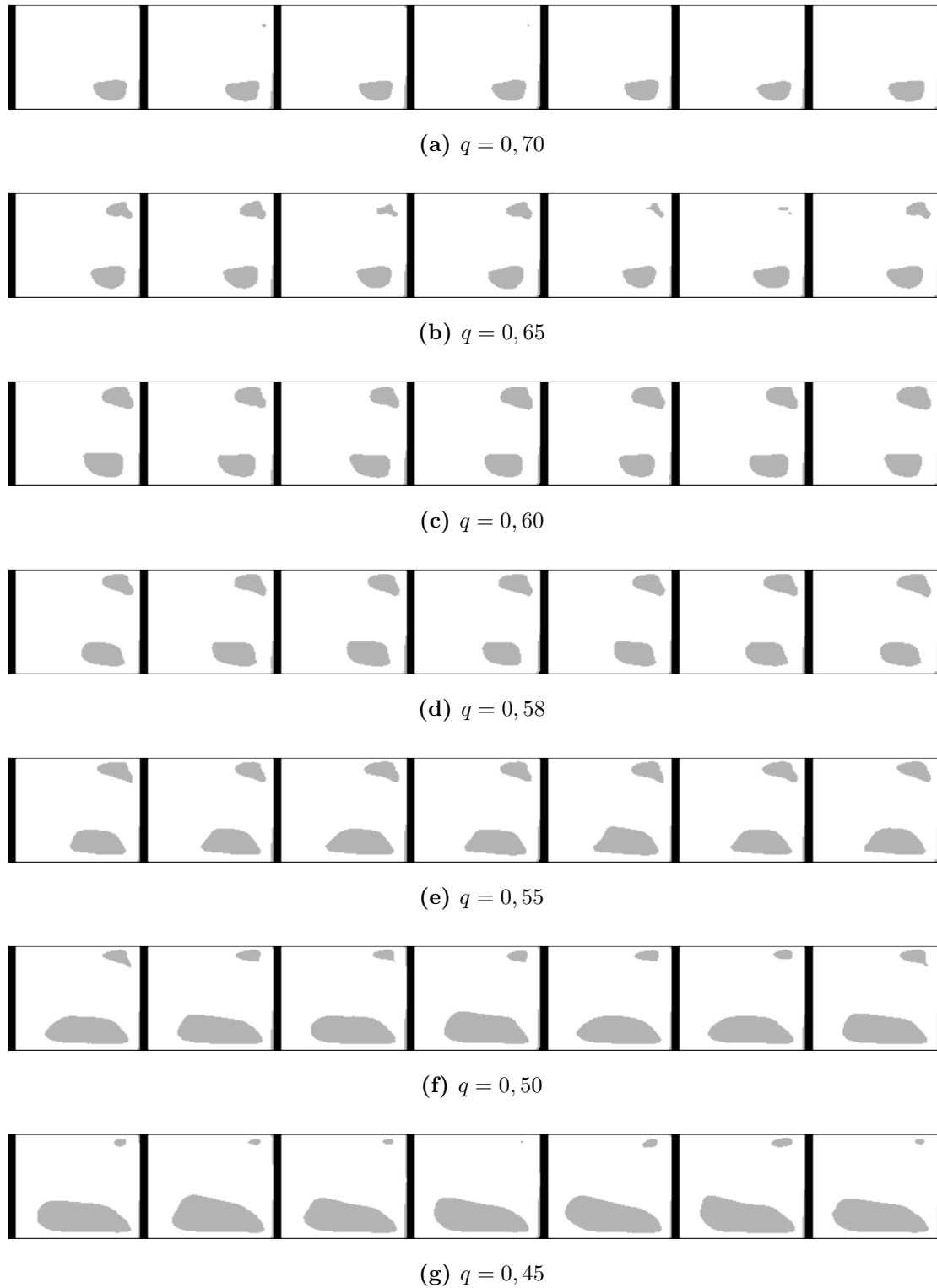


Abb. 6.31: Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante *lin*

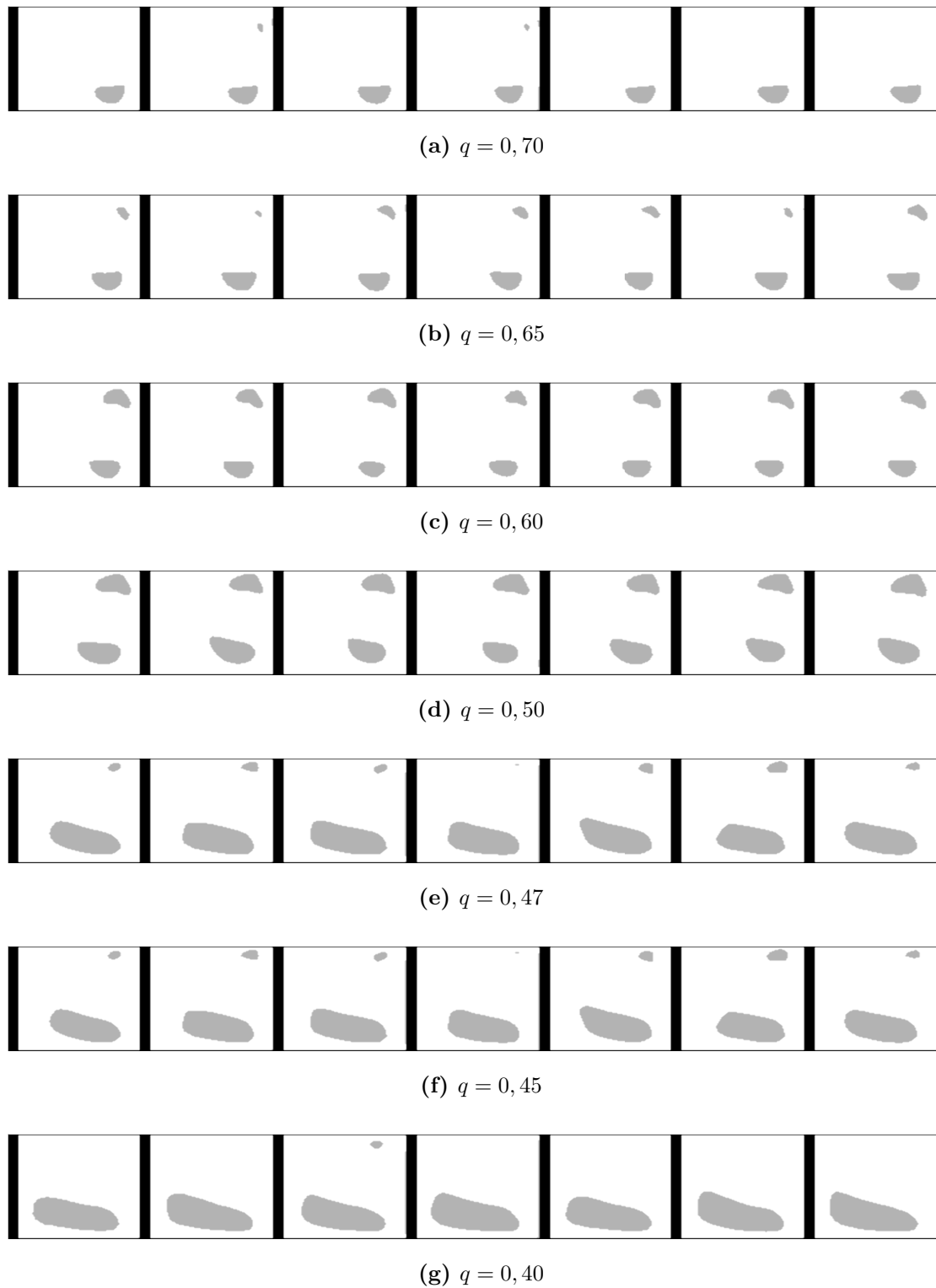


Abb. 6.32: Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt der Variante *prog*

Geschwindigkeitsverlauf für alle spans des spezifischen Volumenstroms $q = 0,60$ verglichen zum Auslegungsvolumenstrom. Mit zunehmender Teillast ist wiederum keine Änderung im Geschwindigkeitsverlauf zwischen den dargestellten Volumenströmen ersichtlich. Zusätzlich ist zu erkennen, dass sich im Mittenschnitt am Leitradeintritt eine größere Geschwindigkeitskomponente einstellt als nahe der Trag- und Deckscheibe. Durch die entstehenden Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt (s.o.) kommt es im mittleren Bereich zwischen den beiden Radscheiben zu einer höheren Abströmgeschwindigkeit als im Randbereich, was sich dementsprechend im Leitradeintritt fortsetzt. Die sich einsetzende Strömungsform ist schematisch in Abbildung 6.37 dargestellt und entspricht den Ergebnissen von Schrader [89].

Im Falle eines nachgeschalteten Leitrades stellt sich im Auslegungsvolumenstrom ein symmetrischer Geschwindigkeitsverlauf in jedem Leitradekanal ein. Alle drei Varianten haben gemein, dass die Strömung im Diffusorkanal im Bereich der Deckscheibe ($q = 0,95$) stärker verzögert als im Mittenschnitt und an der Tragscheibe. Im Bereich der Leitschaufeldruckseite kommt es an der Deckscheibe im hinteren Bereich eines jeden Diffusorkanals zu kleinen Ablösegebieten. In Teillast ist an den saugseitigen Leitschaufeleintrittskanten eine Geschwindigkeitsüberhöhung aufgrund des ansteigenden Inzidenzwinkels erkennbar. Im Fall der Variante *deg*, Abbildung 6.34, stellt sich bis zum Eintritt der Kennlinieninstabilität ein relativ rotationssymmetrische Geschwindigkeitsverteilung über die ausgewerteten Schnitte im Leitradeintritt ein. Die Strömungsgeschwindigkeit im Mittenschnitt ist am Leitradeintritt größer als an Trag- und Deckscheibe. Dementsprechend verzögert sie absolut gesehen etwas weniger als im Bereich der Radscheiben. Im hinteren Teil des Diffusorkanals zeichnen sich im Mittenschnitt Ablösegebiete an der Schaufeldruckseite ab. Gleiches gilt für Trag- und Deckscheibe. Mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität löst die Strömung im Bereich der Tragscheibe saugseitig an der Leitschaufeleintrittskante ab. Zusätzlich bildet sich ein weiteres Ablösegebiet an der Schaufelsaugseite im Bereich des engsten Querschnitts aus, was zu einer Einschnürung der Strömung führt. Im Gegensatz hierzu ist im Mittenschnitt und im Bereich der Deckscheibe keine Ablösung im Bereich des Schrägabschnitts erkennbar. Analog zum Auslegungsvolumenstrom weist der Mittenschnitt am Leitradeintritt die größten Geschwindigkeiten auf. Sinkt der Volumenstrom weiter, nehmen die Ablösegebiete im Schrägabschnitt an der Tragscheibe zu. Die Strömung verblockt stärker und es bildet sich stromab, im Bereich des engsten Querschnitts ein Totwassergebiet aus. Eine weitere starke Ablösung findet im Bereich kurz hinter der Leitschaufeleintrittskante statt. Auch hier bildet sich in allen Passagen ein Totwassergebiet aus. Zusätzlich ist ersichtlich, dass die gemittelten Strömungszustände in den einzelnen Leitradepassagen stärker variieren, was im instationären Strömungsverhalten in Teillast, verbunden mit den sich daraus ergebenden Wirbel- und Ablösegebieten, begründet ist. Im Bereich der Deckscheibe ist für keinen der untersuchten Volumenströme ein Ablösegebiet im Schrägabschnitt ersichtlich. Gleiches gilt für den Mittenschnitt. Auffällig ist, dass mit zunehmender Teillast die Strömungsgeschwindigkeiten am Leitradeintritt im Bereich der Deckscheibe stärker zunehmen als im Mittenschnitt und für $q = 0,45$ im Bereich der Deckscheibe am größten sind. Trotz ablösefreier Strömung im Schrägabschnitt wächst das Ablösegebiet an der Schaufelsaugseite des Diffusorkanals mit sinkendem Volumenstrom stetig an. Allgemein lässt sich festhalten, dass am Mittenschnitt für alle Volumenströme die geringsten Strömungsbilösungen auftreten. Für die Variante *lin* (Abbildung 6.35) stellt sich bis zum Einsetzen der Kennlinieninstabilität qualitativ ein vergleichbarer Geschwindigkeitsverlauf, wie zuvor beschrieben, ein. Jedoch bilden sich mit Eintreten der Kennlinieninstabilität schlagartig deutlich ausge-

prägtere Ablösegebiete an der Tragscheibe aus und die sich stromabwärts befindlichen Totwassergebiete sind deutlicher vorhanden. Hingegen löst die Strömung im vorderen Drittel des Schrägabschnitts im zeitlichen Mittel nicht ab. In Folge der Ablösungen vor dem engsten Querschnitt ist die Strömung im sich anschließenden Diffusorkanal gestört. Für Mittenschnitt und den Bereich der Deckscheibe ist das Geschwindigkeitsprofil vergleichbar zur Variante *deg*. Lediglich für $q = 0,45$ zeigt sich im Bereich der Tragscheibe eine weniger rotationssymmetrische Geschwindigkeitsverteilung in den Diffusorkanälen, als es in der zuvor beschriebenen Variante der Fall war.

Die Variante *prog*, Abbildung 6.36, weist in Teillast für $q = 0,60$ an den Radscheiben eine deutlich asymmetrischere Geschwindigkeitsverteilung als die anderen beiden Varianten auf. Während einzelne Kanäle in den dargestellten Schnitten nahezu vollständig verblockt sind, findet in anderen nur eine geringfügige Verzögerung der Strömung statt. Auch im Mittenschnitt sind in den Diffusorkanälen an den Schaufeldruckseiten deutliche Ablösegebiete ersichtlich. Für $q = 0,50$ stellt sich im zeitlichen Mittel, analog zu den zuvor beschriebenen Varianten, eine Ablösung an der Tragscheibe ein, welche zu einer Verblockung der Leitradpassagen am Ende des Schrägabschnitts führt. Daraus resultierend bildet sich im engsten Querschnitt ein Totwassergebiet aus. Es ist zu erkennen, dass die Strömung im Schrägabschnitt vor dem Totwassergebiet weniger stark verzögert als es in den anderen beiden untersuchten Leitradvarianten der Fall ist. Zusätzlich führt die Verblockung an der Tragscheibe zu einer Symmetrisierung der Strömung im Bereich der Deckscheibe. Die Strömung in den Diffusorkanälen löst stärker ab als für $q = 0,60$. Durch eine weitere Reduzierung des Volumenstroms beginnt die Strömung im mittleren Bereich des Schrägabschnitts von der Schaufelaußenseite abzulösen und es bildet sich für $q = 0,40$ ein weiteres Totwassergebiet im Schrägabschnitt aus. Hinzu kommt, dass die Asymmetrie der Strömung an der Deckscheibe erneut zunimmt. Es ist ersichtlich, dass für $q = 0,40$ einzelne Diffusorkanäle vollständig verblockt sind. Auch im Mittenschnitt zeigt sich ein asymmetrischeres Geschwindigkeitsprofil wie in den beiden zuvor beschriebenen Varianten. Anhand der Konturplots zur Geschwindigkeitsverteilung hat sich gezeigt, dass in Teillast Ablösegebiete im Schrägabschnitt auftreten, die weite Bereiche des Schrägabschnitts verblocken. Da die Laufradabströmung stark mit der Strömung im sich anschließenden Schrägabschnitt des Diffusors gekoppelt ist, stellt sich die Frage, wie sich die Rezirkulationen am Laufradaustritt und im Schrägabschnitt des Leitrades gegenseitig beeinflussen. Dabei gilt es folgendes zu unterscheiden: Die Rückströmung im beschauelten und unbeschauelten Diffusor lässt sich je nach geometrischer Position im Leitrad anhand unterschiedlicher Geschwindigkeitskomponenten definieren. Während im Bereich des Schrägabschnittes (für den Fall des beschauelten Diffusors) bzw. für Bereiche direkt hinter dem Laufrad eine negative radiale Strömungskomponente (c_r) die Abströmung im Laufrad beeinflusst und vermeintlich zu Rezirkulationsgebieten am Laufradaustritt führt ist dies für den Diffusorbereich des Leitrades nicht der Fall. Dort wird eine Rückströmung in der Regel durch eine negative Umfangskomponente (c_u) definiert.

Zunächst soll der Bereich des Schrägabschnitts, bzw. zwischen d_4 und d_5 genauer betrachtet werden, da dieser als signifikant für die Rezirkulation am Laufradaustritt angesehen wird. Hierzu wird die Strömung in negativer radialer Richtung durch eine Isofläche mit $c_r = -0,01$ m/s dargestellt. Dabei ist die Isofläche zur Visualisierung der Ausprägung des Rezirkulationsgebietes durch die axiale Position zwischen Deckscheibe und Tragscheibe eingefärbt.

Für den schaufellosen Diffusor zeigen sich im Mittel zwei über den vollen Umfang ausge-

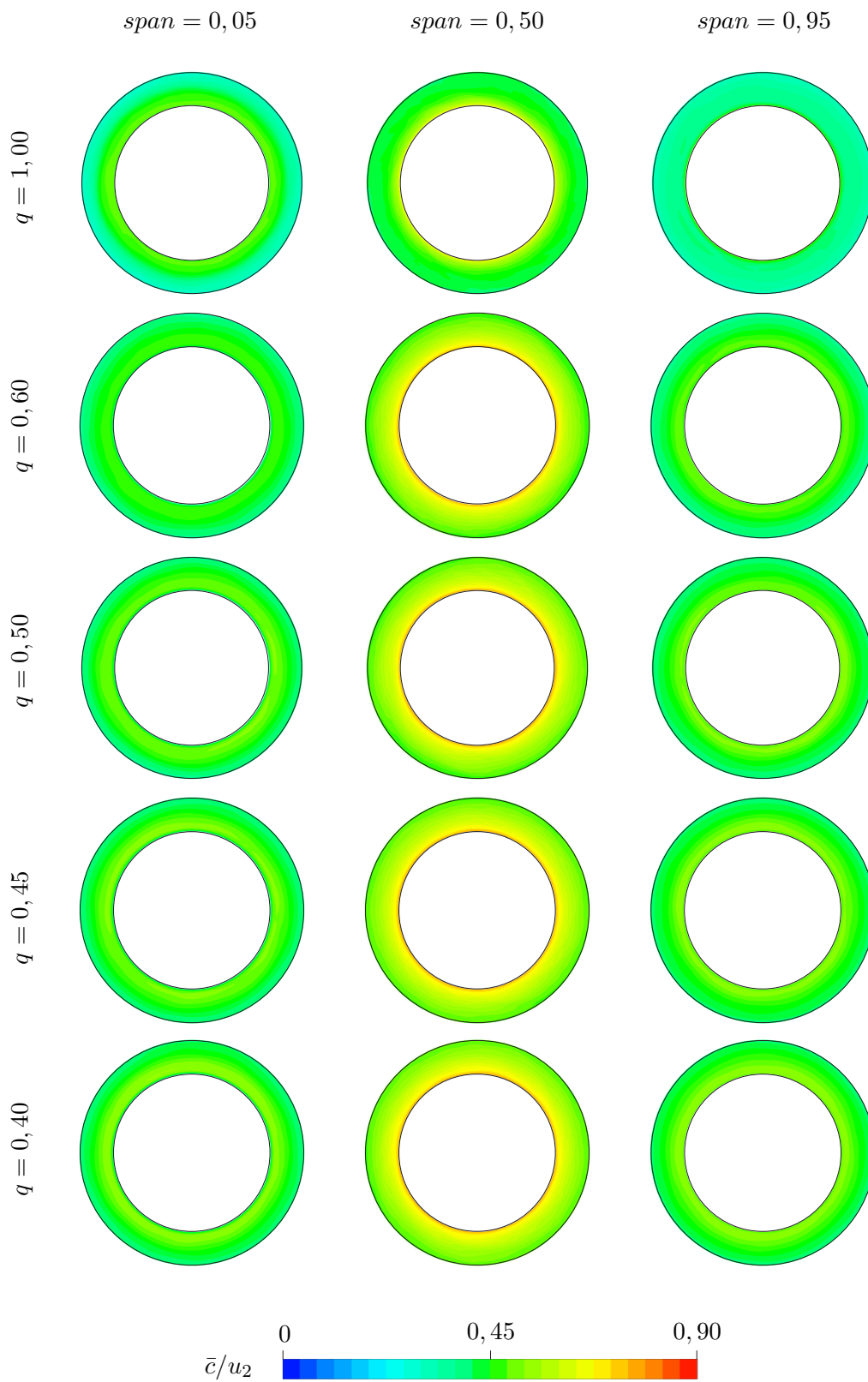


Abb. 6.33: Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des schaufello-
sen Diffusors

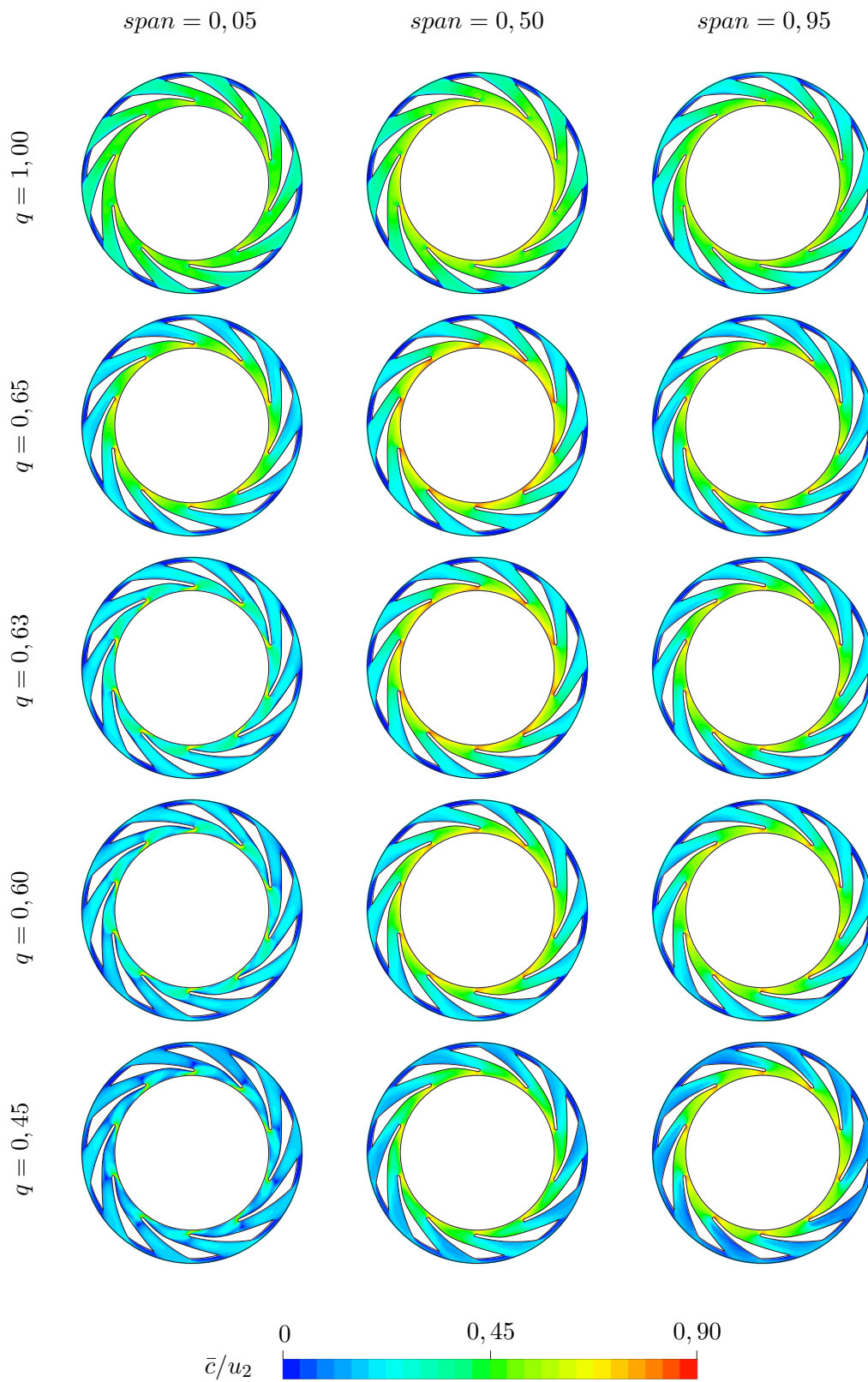


Abb. 6.34: Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante *deg*

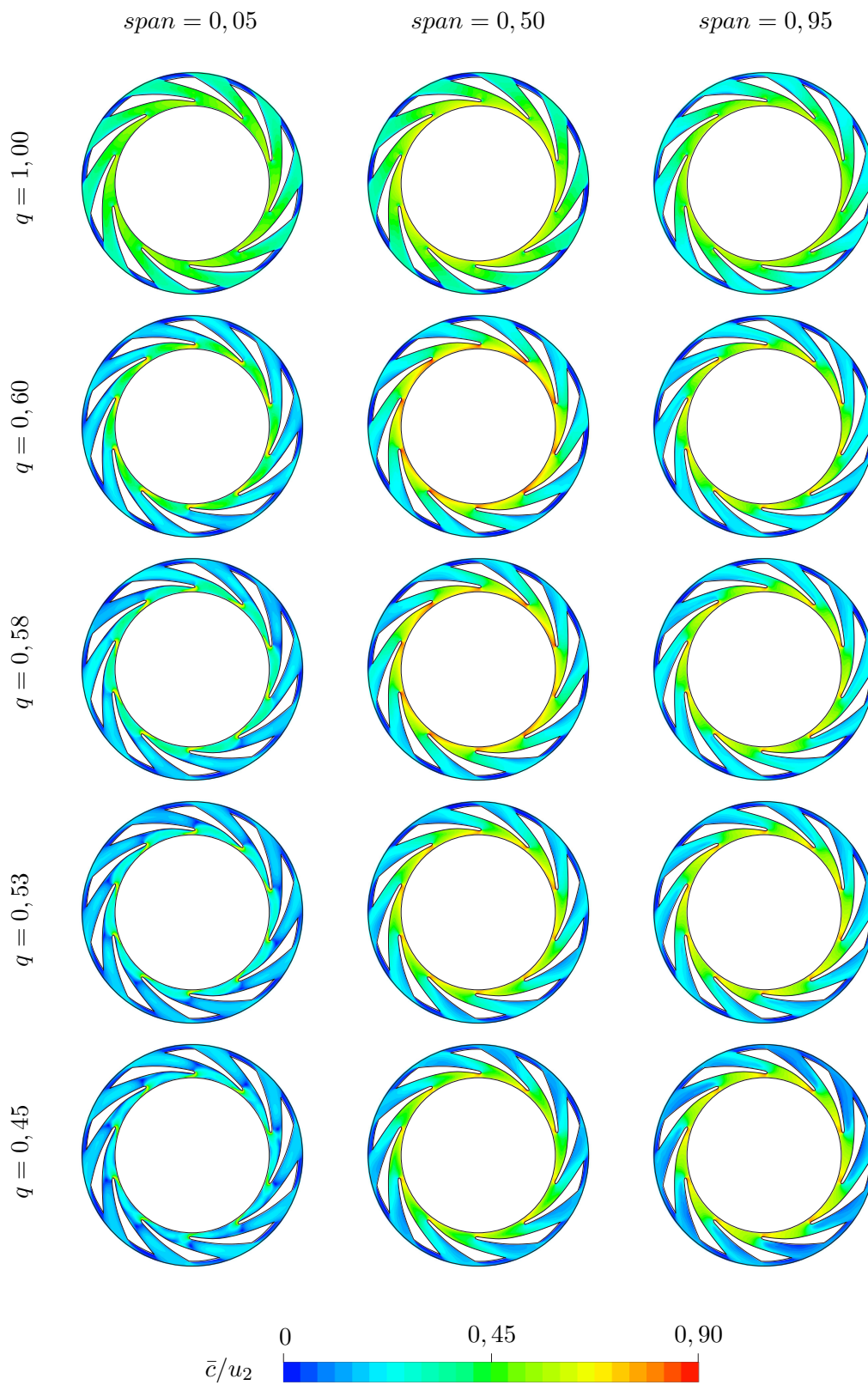


Abb. 6.35: Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante *lin*

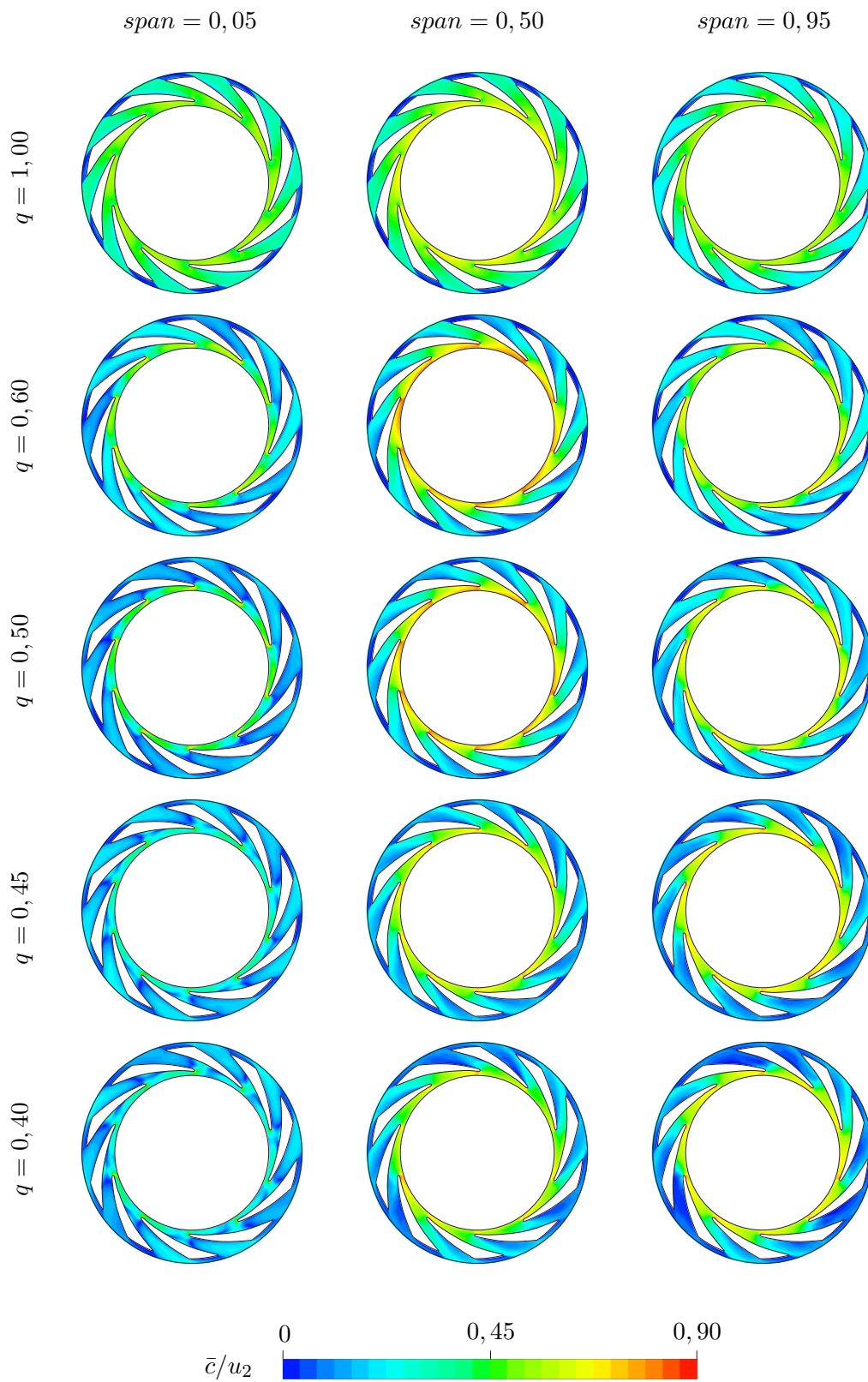


Abb. 6.36: Zeitlich gemittelte, dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung des Leitrades der Variante *prog*

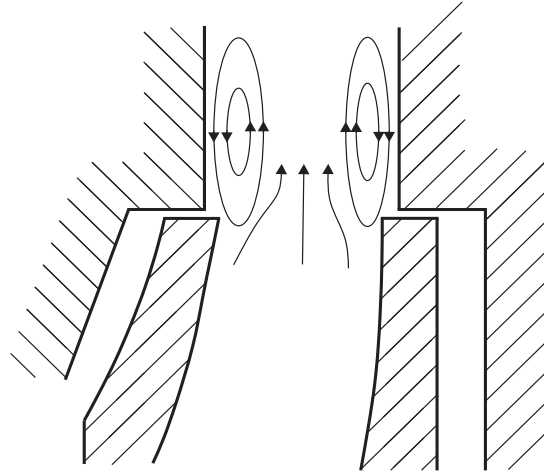


Abb. 6.37: Schematische Darstellung sich einstellender Rezirkulationsgebiete im schaufellosen Diffusor

prägte Rezirkulationsgebiete, die sich im Bereich der sprunghaften Querschnittserweiterung von b_2 auf b_3 ausbilden. Auftretende instationäre Strömungsphänomene, hervorgerufen durch Rezirkulationen am Laufradaustritt und der Nachlaufdelle hinter der Laufradschau-felaustrittskante, nivellieren sich durch die zeitliche Mittelung weg. Die Ursache dieser Rückströmgebiete liegt in den sich aufbauenden Druckgradienten im grenschichtnahen Bereich. Mit wachsendem Durchmesser nimmt der statische Druck entsprechend dem Drallsatz ($c_u \cdot r = const$) zu. Aufgrund der geltenden Haftbedingung nimmt die Strömungsgeschwindigkeit an der Trag- und Deckscheibe auf eine Geschwindigkeit von $c = 0$ m/s ab, wodurch der Grenzschicht ein radialer Druckgradient aufgeprägt wird. Dieser Druckgradient erzeugt an Trag- und Deckscheibe eine Rückströmung, sodass sich ein Doppelwirbel ausprägt. Abbildung 6.37 zeigt schematisch die sich einstellende gemittelte Strömungsverteilung im Bereich des Laufradaustritts und schaufellosen Difussoreintritts. Wie aus den zugehörigen Kennlinien ersichtlich (vgl. Abbildungen 6.1) haben die instationären Rezirkulationsgebiete im Diffusor keinen negativen Einfluss auf die Kennliniensteigung. Für die Varianten *lin*, *deg* und *prog* sind die zeitlich gemittelten Isoflächen mit $c_r = -0,01$ m/s in den Abbildungen 6.38 - 6.40 abgebildet. Im Bereich des Schrägabschnitts sind im Auslegungspunkt an der Trag- und Deckscheibe Strömung mit negativer radialer Komponente ersichtlich. Grundlage für diese Rezirkulationsgebiete bildet der sich einstellende Druckgradient gemäß Drallsatz analog zur schaufellosen Variante. Ein Vergleich der drei Varianten zeigt, dass die Größe dieser Rezirkulationsgebiete variiert. Grund hierfür ist der unterschiedliche Winkelverlauf im Schrägabschnitt verbunden mit den sich hierdurch einstellenden Druckgradienten. Die Strömung verzögert nicht mehr entsprechend dem Drallsatz, sondern entsprechend dem Winkelverlauf der Leitradschaufel im Schrägabschnitt. Für die Variante *deg* ist die Verzögerung im vorderen Bereich des Schrägabschnitts stärker als sie entsprechend dem Drallsatz auftreten würde für die Variante *prog* entsprechend kleiner. Dementsprechend bildet sich für die Variante *deg* das größte und für *prog* das kleinste Rezirkulationsgebiet aus. Zu beobachten ist, dass sich für die Varianten *lin* und *deg* unterschiedlich große Rezirkulationsgebiete an Trag- und Deckscheibe einstellen, wohingegen die Variante *prog* relative symmetrische Rezirkulationsgebiete aufweist. Mit sinkendem Volumenstrom bilden sich im zeitlichen Mittel Gebiete mit negativer radialer Geschwindigkeitskomponenten um die Leitschaufeleintrittskante. Sie prägen sich

von der Eintrittskante bis hin zum Laufradaustritt aus und nehmen sowohl in axialer Ausprägung als auch über den Umfang zu. Qualitativ stimmen Form und axiale Ausprägung mit den sich, in Abhängigkeit des Volumenstroms, ändernden Rezirkulationsgebieten am Laufradaustritt überein.

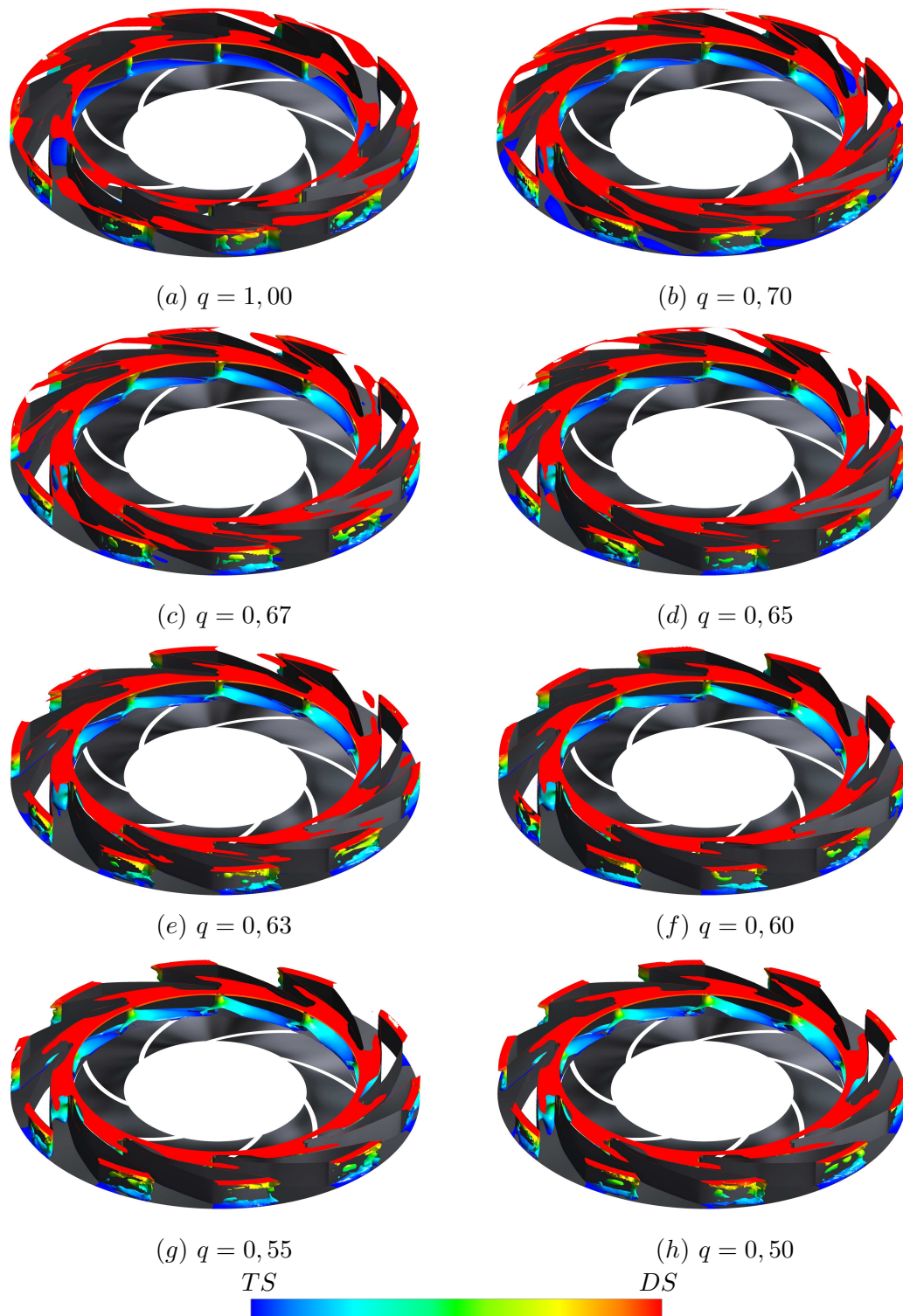


Abb. 6.38: Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante *deg*, dargestellt durch Isofläche mit $c_r = 0$

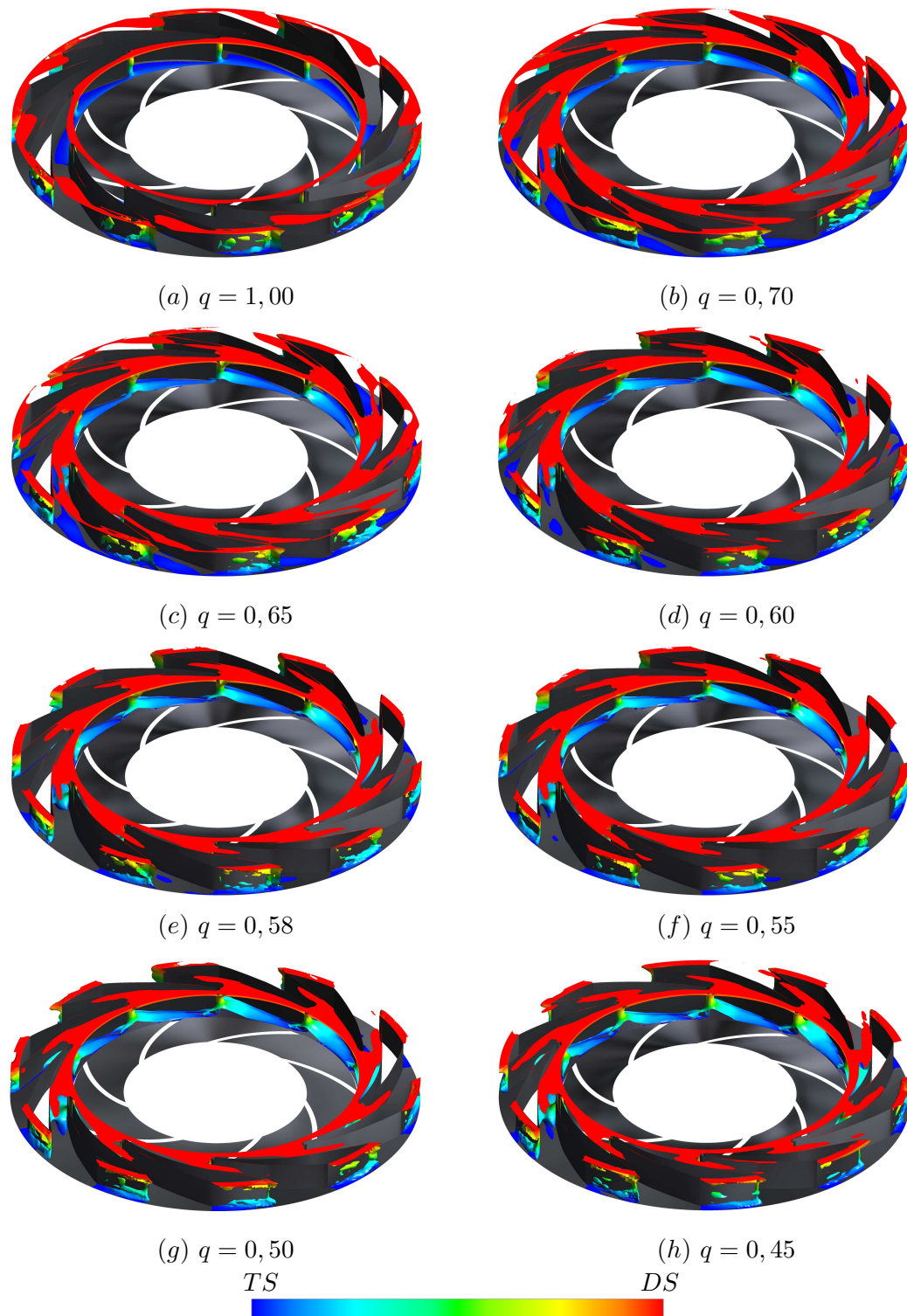


Abb. 6.39: Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante *lin*, dargestellt durch Isofläche mit $c_r = 0$

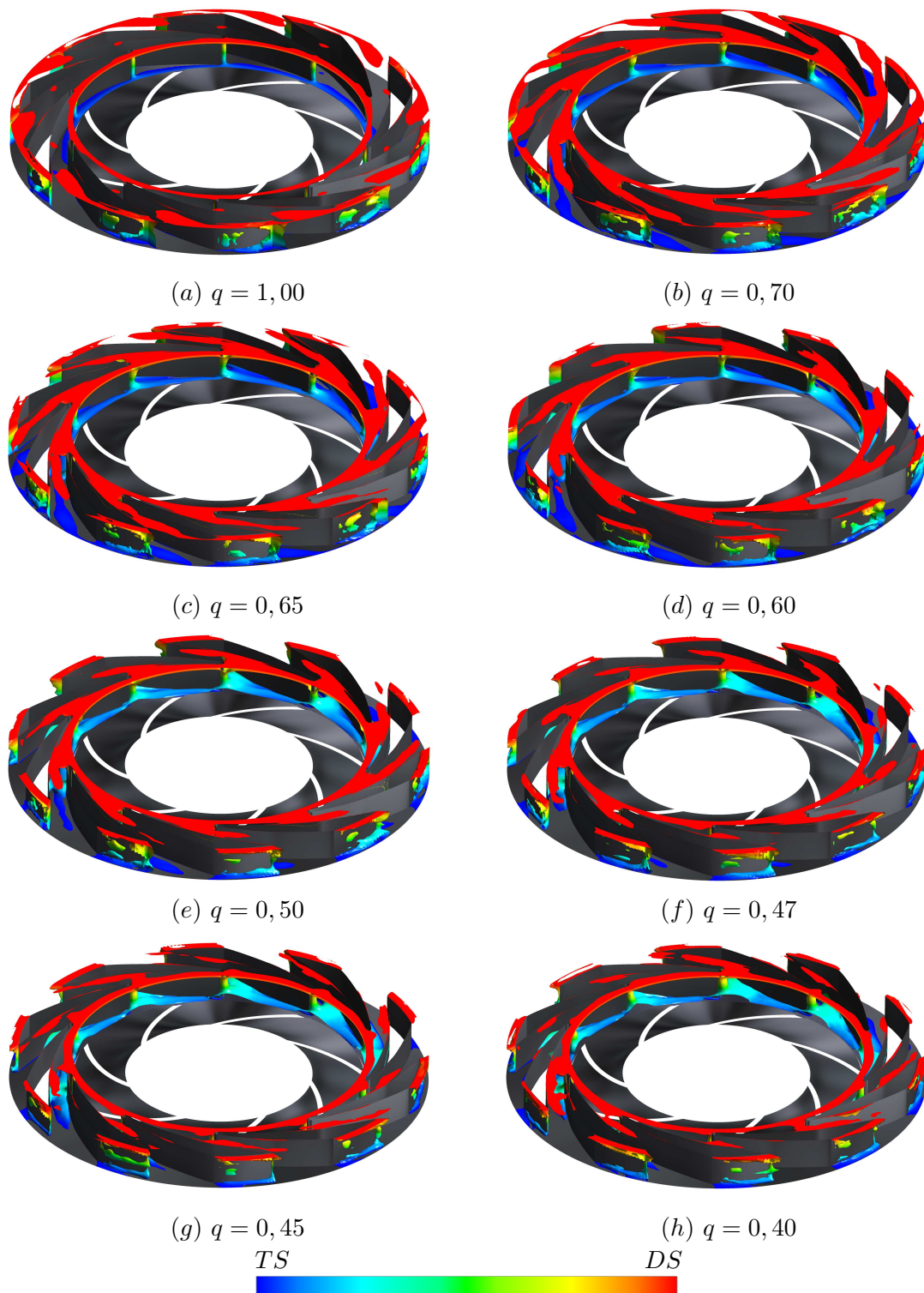


Abb. 6.40: Zeitlich gemittelte Rezirkulation der Variante *prog*, dargestellt durch Isofläche mit $c_r = 0$

6.5 Visualisierung der Sekundärströmungen im Leitrad

Wie im vorherigen Teil dieses Kapitels gesehen, hat die Schrägabschnittsgestaltung des Leitrades einen signifikanten Einfluss auf die Förderhöhenkennlinie. So zeigen sich Änderungen nicht nur im Druckaufbau des Schrägabschnitts, sondern auch in der Laufradabströmung. Aus diesem Grund werden nachfolgend verschiedene Sekundärströmungen im Leitrad visualisiert und anhand auftretender Wirbelstrukturen Erklärungsansätze für den unterschiedlichen Druckaufbau im Schrägabschnitt und auftretende Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt aufgezeigt.

6.5.1 Ablösungen im Bereich der Leitschaufeleintrittskante

Asymmetrische Laufradabströmungen in Teillast in Verbindung mit auftretender Rotor-Stator Interaktion führen zu Strömungsablösungen an der Leitschaufeleintrittskante. Abbildung 6.41 zeigt beispielhaft einen Ablösevorgang für $q = 0,60$ der Variante *deg* mithilfe der dimensionslosen Druckverteilung c_p . Dargestellt sind drei verschiedene Spans, um Ursprung und Ausprägung der Ablösezone zu untersuchen. Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass sich im ersten betrachteten Zeitschritt (erste Zeile) für $span = 0,10$ an der saugseitigen Leitschaufeleintrittskante auf 12 Uhr ein kleines Ablösegebiet gebildet hat, welches sich durch einen niedrigeren statischen Druckkoeffizienten c_p auszeichnet. An der zweiten sichtbaren Leitschaufeleintrittskante (11 Uhr) bildet sich gerade ein zweites Ablösegebiet aus. Im Mittenschnitt ($span = 0,50$) und für $span = 0,90$ ist an der linken Leitschaufeleintrittskanten eine Stelle niedrigen statischen Drucks auf der Schaufelsaugseite zu erkennen. Dieses Gebiet ergibt sich aus dem teillastinduzierten Anströmwinkel. Ein Ablösegebiet wie für $span = 0,10$ ist jedoch nicht ersichtlich. Der zeitliche Verlauf für $span = 0,10$ zeigt, dass sich das Ablösegebiet an der rechten Leitrad-schaufel stromab der Leitschaufeleintrittskante bewegt und von der Schaufeloberfläche ablöst. Im weiteren Verlauf schwächt das Ablösegebiet ab. Für die linke sichtbare Leitrad-schaufel wächst das Ablösegebiet im zeitlichen Verlauf zunächst an und wandert, analog zum rechten Ablösegebiet, stromab an der Schaufelsaugseite entlang. Mit Passieren der Laufradschaufel am Ablösegebiet teilt sich dies und es entstehen zwei separate Ablösegebiete. Während sich eines der beiden Gebiete schnell auflöst, wächst das andere zunächst noch einmal an, bevor es im weiteren Verlauf ebenfalls dissipiert. Im Gegensatz zu $span = 0,10$ weist $span = 0,50$ kleinere, und $span = 0,90$ keine Ablösegebiete auf. Im Mittenschnitt ist mit Passieren der Laufradschaufeln an den Leitrad-schaufeln zu erkennen, dass sich im Bereich der Leitschaufelsaugseite ein Gebiet niedrigeren statischen Drucks ausbildet. Dieses lässt sich durch die beim Vorbeilaufen der Laufradschaufel einsetzende Spaltströmung erklären: Wird der Spalt zwischen Laufradschaufel und Leitrad-schaufel minimal, wird die Strömung im entstehenden Spalt beschleunigt, was zu einem Abfall des statischen Drucks führt. Für den Schnitt $span = 0,90$ ist selbst bei Vorbeilaufen der Laufradschaufel an der Leitrad-schaufel kein Gebiet mit niedrigerem statischen Druckkoeffizienten erkennbar. Das zuvor beschriebene Phänomen zeigt das hochgradig instationäre Verhalten der Leitradströmung in Teillast und, dass sich im Leitrad durch asymmetrische Laufradabströmung lokale Ablösegebiete bilden.

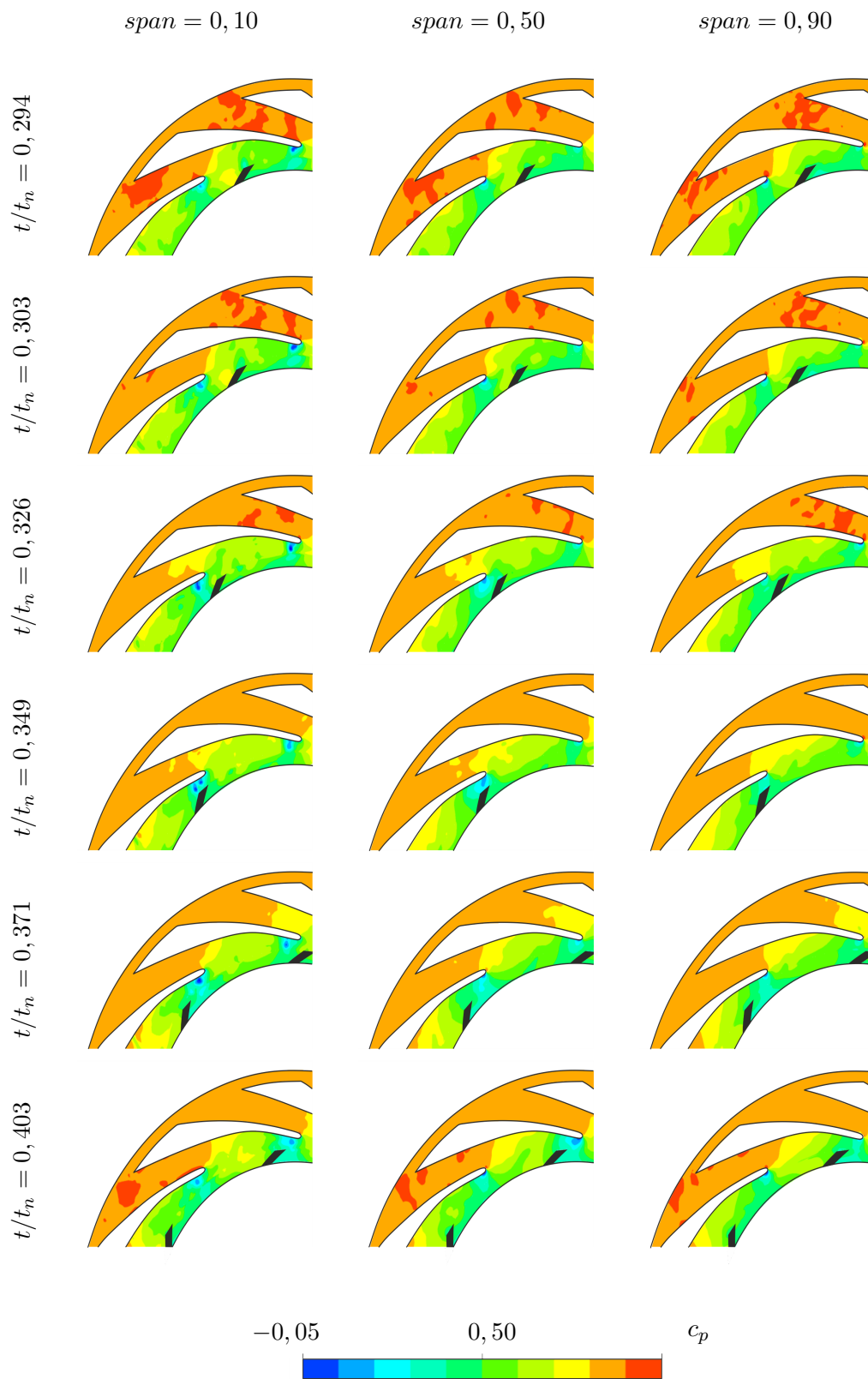


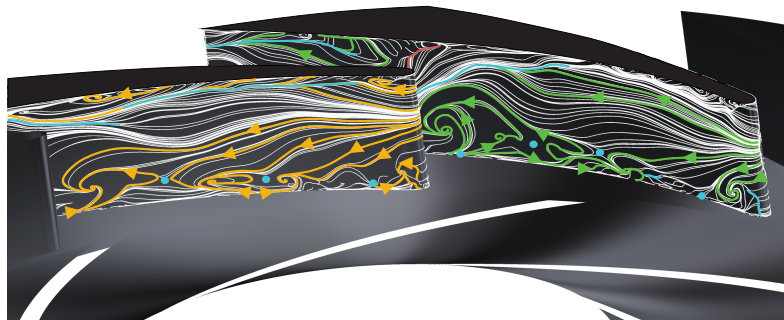
Abb. 6.41: Momentendarstellung einer Strömungsablösung am Leitschaufeleintritt der Variante *deg* für $q = 0,60$

6.5.2 Dreidimensionale Ablöselinien im Schrägabschnitt

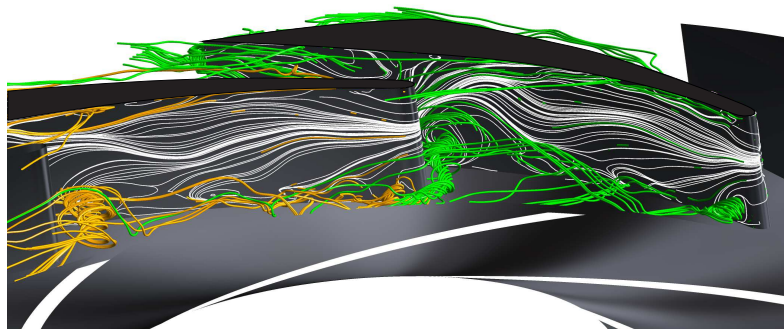
Wie in den vorherigen Abschnitten beschrieben, treten in Teillast ausgeprägte Sekundärströmungen auf. Diese Sekundärströmungen sind verantwortlich für auftretende Strömungsverluste und führen mitunter zu eintretenden Kennlinieninstabilitäten. Zur Visualisierung der Sekundärströmungen werden an zwei benachbarten Leitrad-schaufeln Oberflächenstromlinien und dreidimensionale Ablösestromlinien sowie dreidimensionale Ablösestromlinien von beiden Radscheiben dargestellt. Anhand der Oberflächenstromlinien lassen sich verschiedene Strömungstopologien, wie Anlegelinien, Ablöselinien, Sattelpunkte und Fokipunkte ablösender Wirbelgebiete ausmachen. Beispielhaft ist der Zusammenhang zwischen Oberflächenstromlinien und dreidimensionalen Ablösegebieten in den Abbildungen 6.42(a) und (b) dargestellt. Oberflächenstromlinien auf der Saugseite der Leitschaufel werden in weiß, Ablöselinien und Sattelpunkte in blau, Anlegelinien in rot dargestellt. Signifikante Stromlinien sind für die rechte Schaufel in grün, für die linke Schaufel in orange dargestellt, vgl. Abbildung 6.42(a). Die sich ergebenden dreidimensionalen Ablösegebiete sind in grün für die rechte Schaufel und in Orange für die linke Schaufel dargestellt 6.42(b). Zusätzlich werden Ablöselinien von der Tragscheibe in Magenta und von der Deckscheibe in Cyan abgebildet, vgl. Abbildung 6.42(c). Im Folgenden werden zunächst anhand der Variante *lin* Ablösungen und Wirbelgebiete aufgezeigt, die sich basierend auf dem vorherrschenden Volumenstrom ausbilden und unterschiedlich stark ausprägen. Entsprechende Abbildungen für die Varianten *deg* und *prog* sind in Anhang B zu finden.

Im Auslegungsvolumenstrom Q_{DP} liegt die Strömung am Leitschaufeleintritt an, vgl. Abbildung 6.43. Aufgrund der Rotor-Stator Interaktion ändert sich in jedem Zeitschritt die relative Position zwischen Laufradschaufel und Leitrad-schaufel in einer Passage. Aus den sich daraus resultierenden, veränderlichen Strömungszuständen bilden sich im Verlauf des Schrägabschnitts vereinzelte Ablöselinien und Wiederanlegelinien aus. Dabei strömt das Fluid im Schrägabschnitt von der Schaufelsaugseite an den Radscheiben zurück in Richtung Laufradaustritt. Wirbelbildungen sind weder auf der Schaufeloberfläche noch auf den Radscheiben vorhanden.

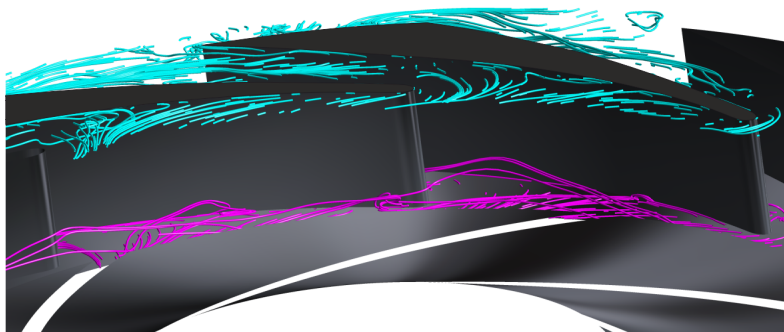
Bevor die Kennlinieninstabilität einsetzt ($q = 0,62$) bilden sich im Schrägabschnitt verschiedene Wirbelgebiete aus, die ein stochastischen Verhalten in ihrer Entstehung und Dissipation aufweisen. Ein Zusammenhang zur Schaufelstellung konnte auf Basis der ausgewerteten Daten nicht festgestellt werden. Die Wirbel bilden sich an den Ecken zwischen Radscheibe und Schaufelsaugseite aus und zwar sowohl für den Übergang an der Deck-, als auch an der Tragscheibe. Abbildung 6.44 zeigt verschiedene Stadien von Wirbelgebilden im Schrägabschnitt. Im Bereich der Leitschaufeleintrittskante der rechten Schaufel bildet sich ein Eckenwirbel am Übergang zwischen Tragscheibe und Schaufelsaugseite aus. Dabei kommt es sowohl an der Tragscheibe als auch an der Schaufelsaugseite zu Ablösegebieten, die je nach Zeitschritt unterschiedlich stark ausgeprägt sind und sich zu einem gemeinsamen Wirbel aufrollen. Nach seiner Ausbildung bewegt sich dieser Wirbel im zeitlichen Verlauf stromab und löst sich zumeist im ersten Drittel des Schrägabschnitts wieder auf, vgl. Abbildung 6.44(a). Wie in den Abbildungen 6.44(b) und (c) zu erkennen ist, ändert der Eckenwirbel am Schaufeleintritt der rechten Leitschaufel sowohl seine Position als auch seine Ausprägung. So dissipiert er in Abbildung 6.44(b) nahezu vollständig, während er in Abbildung 6.44(c) ca. 40% der Schaufelhöhe blockiert. Im hinteren Bereich des Schrägabschnitts bilden sich am Übergang zwischen Tragscheibe und Schaufelsaugseite weitere Wirbelgebiete aus. Diese Wirbel besitzen eine Strömungsrichtung senkrecht zur Schaufeloberfläche. In Anlehnung an Berten [8], Gülich [38] und Goltz et al. [41] werden



- (a) Beispielhafte Darstellung der Oberflächenstromlinien an der Leitschaufelsaugseite: Grün, Orange: Schematischer Verlauf der Oberflächenstromlinien auf der Schaufel; Blau: Sattelpunkte und Ablöselinien; Rot: Anlegelinie

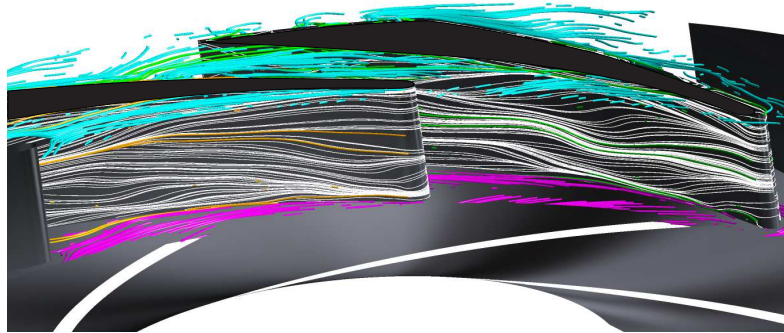


- (b) Beispielhafte Darstellung dreidimensionaler Strömungsablösungen an der Leitschaufelsaugseite: Grün: Ablösegebiete von rechter Schaufel; Orange: Ablösegebiete von linker Schaufel



- (c) Beispielhafte Darstellung dreidimensionaler Strömungsablösungen an den Radscheiben: Magenta: Ablösegebiete der Tragscheibe; Cyan: Ablösegebiete der Deckscheibe

Abb. 6.42: Notation 3D Stromlinien

(a) $t/t_n = 0,411$ **Abb. 6.43:** Momentanaufnahme der Ablöselinien im Leitrad der Variante *lin* für $q = 1,00$

diese Wirbel im Folgenden als Querkanalwirbel bezeichnet. Auch sie weisen keinen stationären Charakter auf, sondern bewegen sich sowohl stromab- als auch stromaufwärts. Der Querkanalwirbel wird im Gap B durch die Laufradströmung umgelenkt und strömt in Umfangsrichtung in einen der folgenden Leitradkanäle. Wie in Abbildung 6.44(b) zu erkennen ist, besitzen diese Querkanalwirbel eine stark ausgeprägte Wirbelstärke, sodass der Leitkanal an dieser Stelle verblockt und sich stromaufwärts befindliches Fluid über die ausgebildeten Querkanalwirbel schiebt. Position und Größe dieser Querkanalwirbel führen demnach zu unterschiedlichen Volumenströmen in den einzelnen Leitradpassagen. Für $q = 0,62$ bilden sich nicht nur im Bereich der Tragscheibe, sondern auch im Bereich der Deckscheibe Querkanalwirbel aus, wie an der linken Leitschaufel in Abbildung 6.44(a) ersichtlich. In allen Zeitschritten ist der engste Querschnitt in den beiden betrachteten Passagen im Bereich der Radscheiben nur geringfügig verblockt.

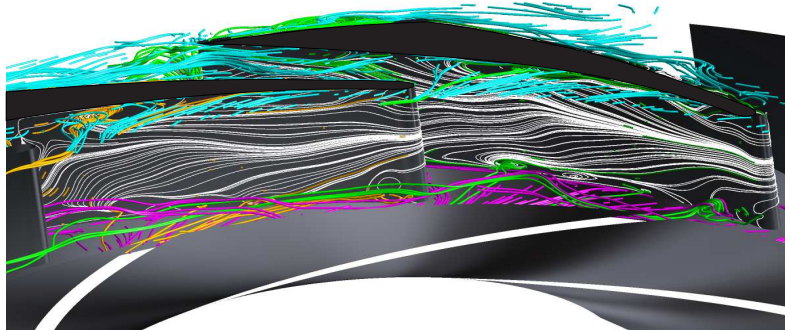
Mit zunehmender Teillast wachsen die Querkanalwirbel an der Leitschaufelaußenseite nahe der Tragscheibe vor dem engsten Querschnitt des Leitrades stetig an, wohingegen im Bereich nahe der Deckscheibe die Querkanalwirbel verschwinden. Die Verblockung des engsten Querschnitts fluktuiert auch für $q = 0,55$ weiterhin stark. Während die Stromlinien auf der Schaufeloberfläche der rechten Leitradpassage in Abbildung 6.45(b) ein stark ausgeprägtes Wirbelgebiet im Schrägabschnitt aufzeigen, zeigen die Oberflächenstromlinien der linken Leitradpassage in Abbildung 6.45(c) nahezu keine Verblockung im Bereich des engsten Querschnitts. Gleiches gilt für das Wirbelgebiet am Leitschaufeleintritt. Auch hier treten instationäre Wirbel auf, die den Leitschaufeleintritt bis zu einer Schaufelhöhe von ca. 50% blockieren und anschließend wieder vollständig dissipieren.

Für $q = 0,45$ (Abbildung 6.46) ist der Querkanalwirbel in den Leitradpassagen über eine ganze Umdrehung ausgeprägt. Die Position variiert je nach Zeitschritt, wobei sie vom Schrägabschnitt bis in den Diffusorkanal hinein variiert. An der rechten Leitschaufel ist zu erkennen, wie der zugehörige Querkanalwirbel in Richtung Laufradaustritt strömt und durch die Laufradströmung um die linke Leitschaufeleintrittskante umgelenkt wird. Der Querkanalwirbel strömt dann durch die linke dargestellte Leitschaufelpassage ab. Im zeitlichen Verlauf kann er jedoch auch im Gap B weiter zirkulieren und erst in einer späteren Leitschaufelpassage abgeführt werden. Querkanalwirbel im deckscheibennahen Bereich sind für diesen Volumenstrom vollständig verschwunden. Demgegenüber bilden sich, wie in

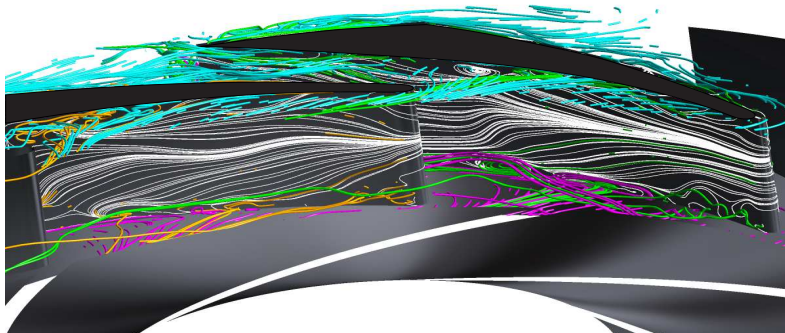
Abbildung 6.46(c) Strömungszustände aus, in denen das Fluid an der Schaufeldruckseite und der Deckscheibe im Diffusorkanal ablöst, im Bereich zwischen Schaufelsaugseite der rechten Schaufel und Deckscheibe im Diffusorkanal rückströmt und in die nachfolgende linke Leitschaufelpassage hinein strömt. Dort strömt das abgelöste Fluid in Richtung Mittenschnitt und rollt sich im linken Querkanalwirbel auf. In dieser Abbildung ist zu erkennen, dass sich der Querkanalwirbel aus abgelöster Strömung aller dargestellten Komponenten zusammensetzt.

Die Auswertung der Abbildungen 6.43 - 6.46 zeigt, dass sich mit zunehmender Teillast ein hoch komplexes dreidimensionales Strömungsgebiet im Leitrad ausbildet. Die sich ausbildenden Querkanalwirbel führen zu Verblockungen der Leitradpassagen sowie zu auftretenden Verlusten im Schrägabschnitt, die den statischen Druckaufbau behindern. Es zeigt sich, dass sich die Ausbildung der Querkanalwirbel und deren radscheibenseitige Position mit den Rezirkulationsgebieten am Laufradaustritt qualitativ deckt.

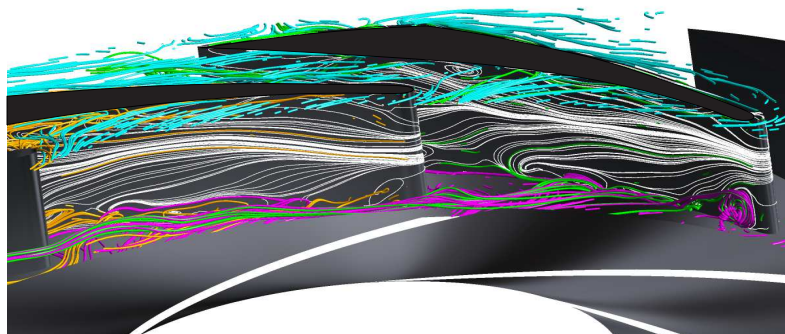
Um den Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf die Wirbelbildung im Schrägabschnitt zu bewerten, ist in Abbildung 6.47 ein Vergleich der Ablösegebiete im Schrägabschnitt für $q = 0,45$ dargestellt. Es zeigt sich, dass ein sich zu Beginn schnell öffnender Schrägabschnitt dazu neigt, dass sich die Querkanalwirbel im vorderen Drittel des Schrägabschnitts ausbilden, vgl. Abbildung 6.47(a). Im Bereich des engsten Querschnitts ist hingegen kein stark ausgebildeter Querkanalwirbel erkennbar. Im Gegensatz dazu zeigt die Variante *prog* (Abbildung 6.47(c)) ein gegensätzliches Verhalten: Im Bereich der Leitschaufeleintrittskanten sind nur schwache Querkanalwirbel zu sehen, wohingegen der Querkanalwirbel vor dem engsten Querschnitt und damit auch die Verblockung des Diffusorkanaleintritts signifikant stärker ausgeprägt ist. In der Variante *lin* (Abbildung 6.47(b)) stellt sich eine Mischung aus den beiden zuvor beschriebenen Varianten ein. Es ist ein ausgeprägter Querkanalwirbel am engsten Querschnitt und Querkanalwirbel am Leitschaufeleintritt zu sehen, wobei beide jeweils schwächer ausgeprägt sind als deren Äquivalent in den zuvor beschriebenen Varianten.



(a) $t/t_n = 0,411$



(b) $t/t_n = 0,443$



(c) $t/t_n = 0,7514$

Abb. 6.44: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *lin* für $q = 0,62$

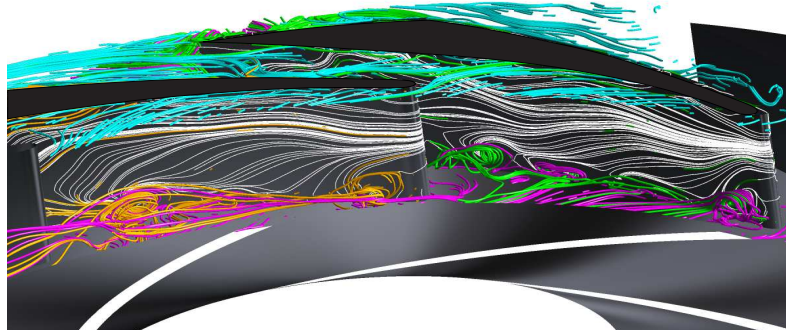
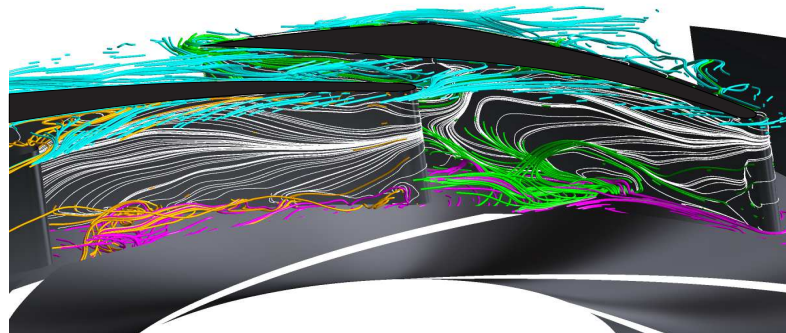
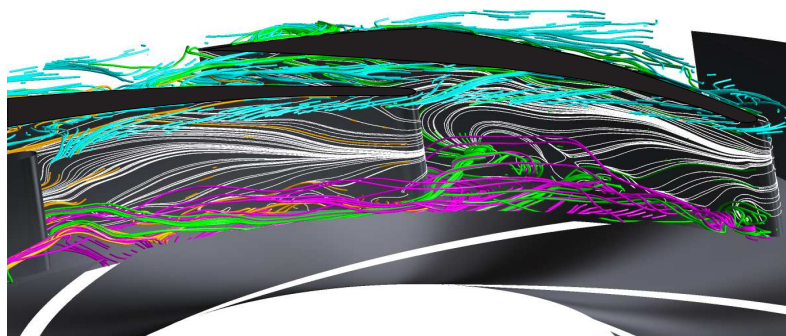
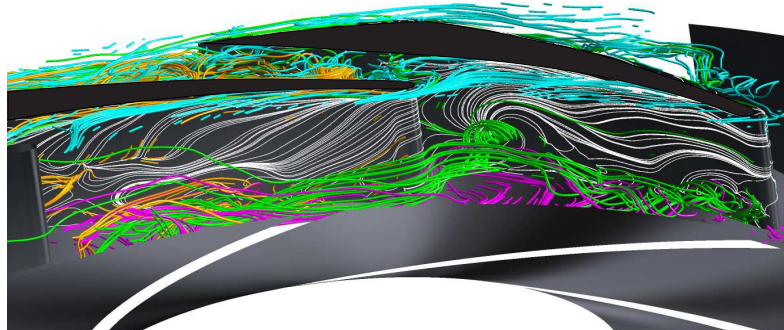
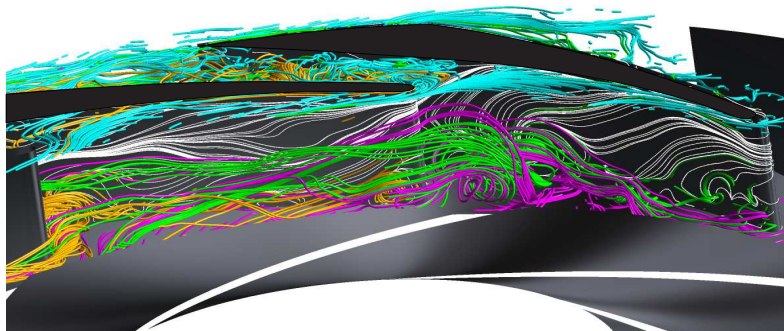
(a) $t/t_n = 0,377$ (b) $t/t_n = 0,734$ (c) $t/t_n = 1,000$

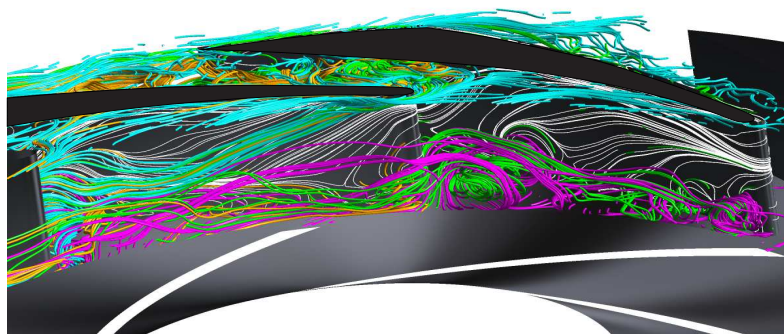
Abb. 6.45: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *lin* für $q = 0,55$



(a) $t/t_n = 0,377$



(b) $t/t_n = 0,734$



(c) $t/t_n = 1,000$

Abb. 6.46: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *lin* für $q = 0,45$

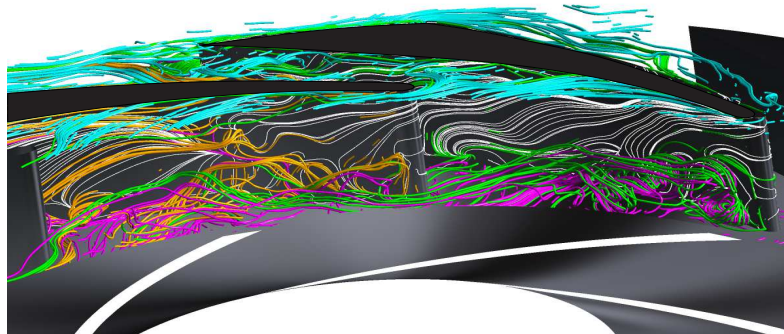
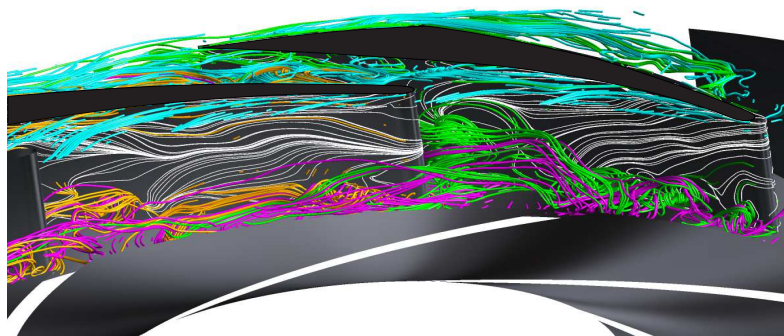
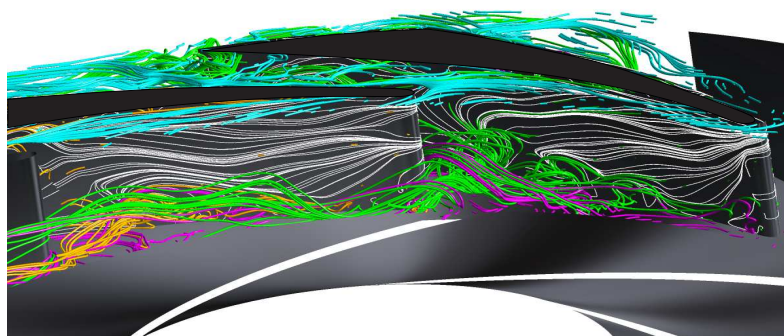
(a) Variante *deg*(b) Variante *lin*(c) Variante *prog*

Abb. 6.47: Vergleich charakteristisch auftretender Querkanalwirbel in Abhängigkeit der ausgeführten Leitradvariante

6.6 Verlustbetrachtung

Zur Bewertung der im Schrägabschnitt entstehenden Verluste findet das in Kapitel 2.5 beschriebene Verlustmodell Anwendung. Anhand des in Abbildung 6.48 abgebildeten Konturplots eines Zeitschrittes lassen sich die Verluste den zuvor beschriebenen Strömungsphänomenen qualitativ zuordnen. In Kanal zehn zeigt sich ein ausgebildeter Querkanalwirbel im Schrägabschnitt des Leitrades. Das Wirbelzentrum zeichnet sich dabei durch ein lokales Maximum der Dissipationsverluste aus. In Kanal eins ist der Diffusoreintritt des Leitrades im gezeigten Span verblockt. Hier kann vermutet werden, dass der Querkanalwirbel bis zum engsten Querschnitt vorgedrungen ist und gerade beginnt sich wieder aufzulösen. Durch die Verblockung muss die Strömung an der Leitschaufeleintrittskante der Folgepassage vorbeiströmen, was dort im Gap B zu erhöhten Strömungsverlusten führt. In der dritten Leitradpassage ist ein abgelöster Eckenwirbel zu erkennen, der vom Leitschaufeleintritt beginnend mit fortschreitender Zeit in den Schrägabschnitt des Leitrades wandert. An der Saugseite der Leitschaufeleintrittskante von Kanal neun lassen sich die durch Fehlströmung in Teillast hervorgerufenen Verluste sehen. Da der Laufradabströmwinkel (α_2) mit zunehmender Teillast kleiner wird, wandert der Staupunkt auf die Leitschaufeldruckseite und die Strömung löst saugseitig ab. Aufgrund des sich durch die ungleichförmige Laufradaustrittsströmung ändernden Winkels α_2 ist die Ablösung zeitlich und räumlich unterschiedlich stark ausgeprägt. Dies hat nicht nur einen Einfluss auf die Ablösungen an der Leitschaufeleintrittskante, sondern führt in den einzelnen Schaufelpassagen des Leitrades zu stark variierenden Verlusten. So weist Passage sieben, abgesehen von Verlusten an der Leitschaufeleintrittskante, nur sehr geringe Verluste auf, während die Verluste in Passage fünf auch im Diffusorbereich des Leitrades deutlich stärker ausgeprägt sind. Zusammenfassend lässt sich anhand dieser Abbildung gut das hochgradig instationäre Strömungsverhalten im Leitrad erkennen. Es zeigt sich, dass im Schrägabschnitt der Hauptanteil der Verluste entsteht.

Zur Quantifizierung der entstehenden Verluste werden in der Schaufelpassage von Kanal eins elf Ebenen zwischen Leitrad-eintrittskante und engstem Querschnitt äquidistant entlang der Schaufelsaugseite angeordnet. Die Ebenen erstrecken sich senkrecht zur Schaufeloberfläche über die gesamte Leitradbreite (b_3) bis zum Laufradaustrittsdurchmesser d_2 . Abbildung 6.49 zeigt die Anordnung der räumlichen Positionen jeder zweiten Auswerteebene.

In Abbildung 6.50(a) - (c) sind die zeitlich- und massenstromgemittelten Verluste der einzelnen Auswerteebenen für jeweils vier Volumenströme abgebildet. Aus den Abbildungen lassen sich folgende Ergebnisse ableiten: Im Bereich des Leitrad-eintritts treten unabhängig vom untersuchten Volumenstrom und von der Schrägabschnittsgestaltung die größten Verluste auf. Verantwortlich hierfür ist die, durch Rotor-Stator Interaktion verursachte, instationäre Strömungsstruktur. Vermutlich ist die Größe der Verluste an der Leitschaufel abhängig vom Gap B - dem Abstand zwischen Leitschaufeleintrittskantendurchmesser d_4 und dem Laufradaußendurchmesser d_2 . Es zeigt sich, dass die Variante *deg* am Leitschaufeleintritt die größten Verluste aufweist und die Verluste über die Variante *lin* hin zu *prog* abnehmen. Dies gilt sowohl für den Auslegungsvolumenstrom als auch tendenziell für die übrigen, ausgewertete Volumenströme. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Beobachtungen zu Ablösephänomenen nahe der Leitschaufeleintrittskante. Sie sind für die Variante *deg* am stärksten und für die Variante *prog* am schwächsten ausgeprägt. Im Verlauf des Schrägabschnittes nehmen die Verluste exponentiell ab, wobei der Abfall der Verluste für die Variante *deg* am stärksten, und für die Variante *prog* am schwächsten ausfällt. Im Bereich vor dem engsten Querschnitt ($m'_{LE} \approx 0.9$) wachsen mit steigender

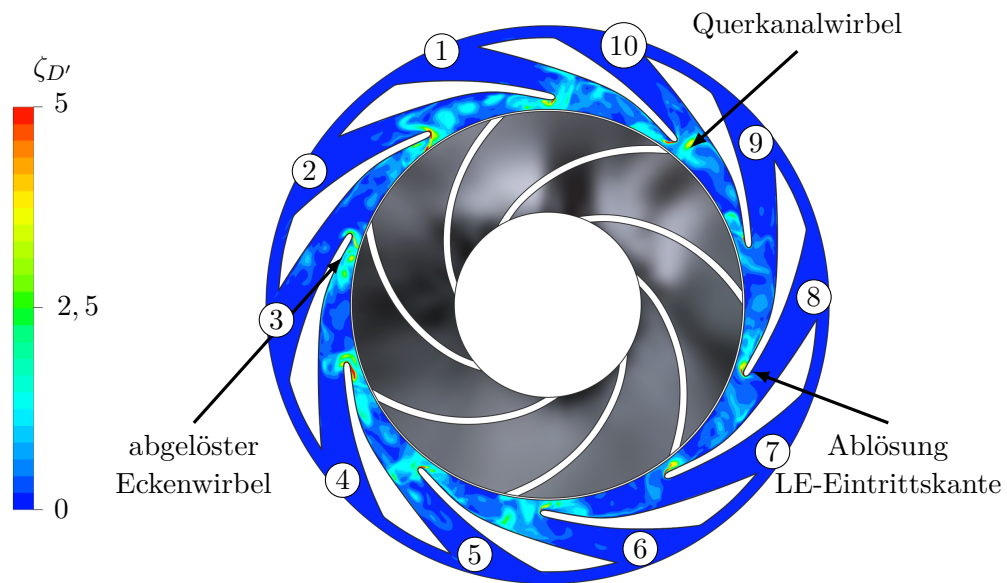


Abb. 6.48: Momentaufnahme des turbulenten Verlustkoeffizienten $\zeta_{D'}$ am Span 0,05 der Variante *deg* für $q = 0,55$

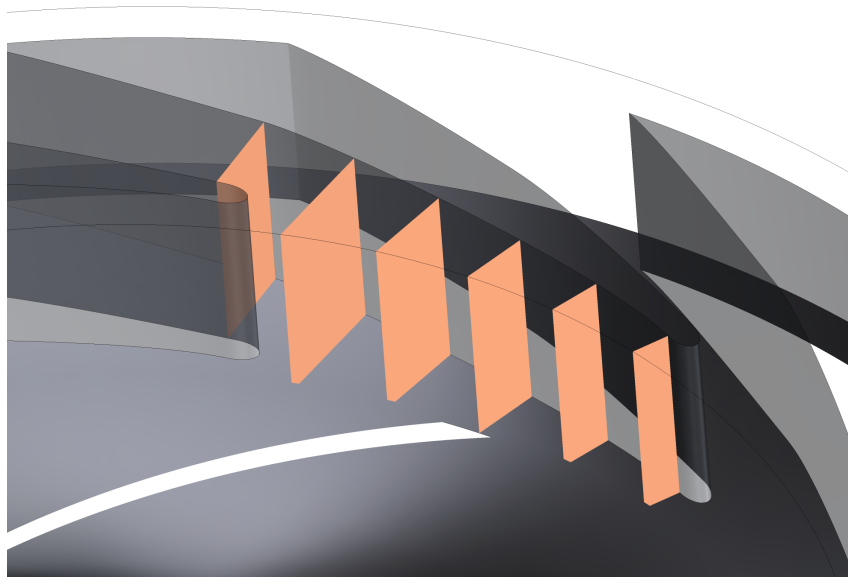


Abb. 6.49: Auswerteebenen zur zeitlichen gemittelten Verlustbetrachtung mit Hilfe des turbulenten Verlustkoeffizienten $\zeta_{D'}$

Teillast die Strömungsverluste stark an. Ein Vergleich der Varianten zeigt zusätzlich, dass die Strömungsverluste in diesem Bereich für die Variante *prog* signifikant stärker ansteigen, als es für die Variante *deg* der Fall ist. Die Ursache dieses Anstiegs liegt vermutlich im auftretenden Querkanalwirbel, der im Fall *prog* deutlich stärker ausgeprägt ist als in der Variante *deg*, vgl. Kapitel 6.5.2.

Abbildung 6.50(d) zeigt die Totalverluste im Schrägabschnitt, berechnet durch Integration der Einzelverluste über die Auswerteebenen für jeden Volumenstrom. Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass im Auslegungspunkt die Gesamtverluste im Schrägabschnitt nur sehr gering voneinander abweichen. Kurz vor dem Eintritt der Kennlinieninstabilität und über die Instabilität hinaus nehmen der Verluste sichtbar zu. Auffällig ist, dass die Variante *lin* und *prog* in Teillast nahezu die gleichen Verluste erzeugen, die Verluste der Variante *deg* jedoch am größten sind. Werden die soeben beschriebenen Ergebnisse mit den numerischen Förderhöhenkennlinien in Verbindung gesetzt, zeigt sich, dass die Variante *deg* für die in Abbildung 6.50(d) ausgewerteten Volumenströme eine niedrigere Förderhöhe als die Varianten *prog* und *lin* erzielt. Dies gilt insbesondere in Teillast. Die Verluste von *prog* und *lin* liegen nahezu auf der gleichen gedachten Verlustpolare, was sich mit den CFD Ergebnissen zur Förderhöhe deckt.

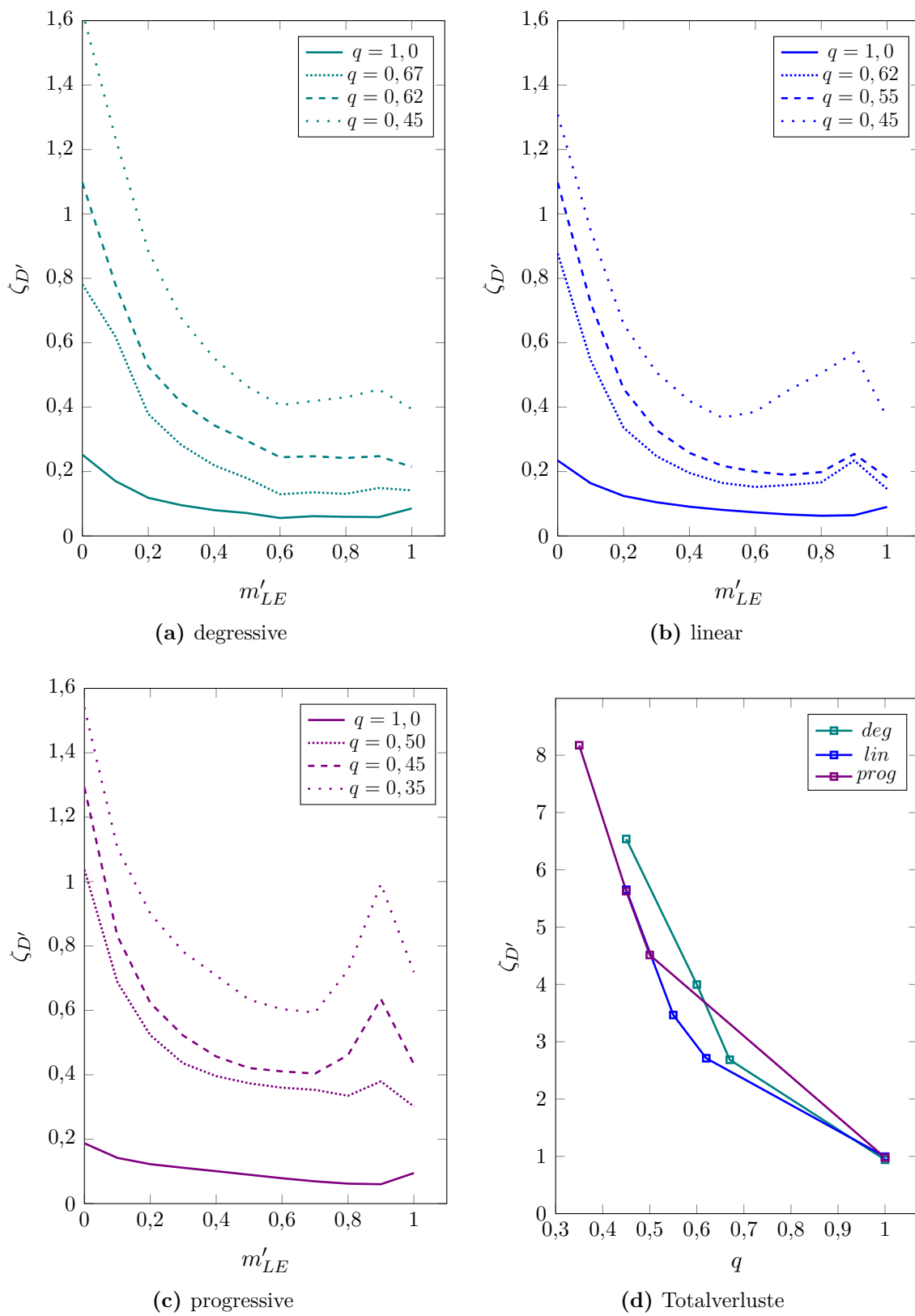


Abb. 6.50: Zeitlich gemittelte Verluste im Schrägabschnitt des Leitrades

7 Diskussion

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass sich Laufradabströmung und Leitradströmung stark gegenseitig beeinflussen. Aus den Ergebnissen zur Rezirkulation am Laufradaustritt mit nachgeschaltetem schaufellosen Diffusor zeigt sich, dass das untersuchte Laufrad, ohne Beeinflussung der Laufradabströmung durch ein nachgeschaltetes Leitrad zu einem relativ symmetrischen Abströmprofil neigt. Sowohl im Bereich der Trag- als auch der Deckscheibe bilden sich in Teillast im Bereich der passagensaugseite Rezirkulationsgebiete aus, wobei jenes auf der Deckscheibe etwas stärker ausgeprägt ist als das Äquivalent auf der Tragscheibe. Ein switching Effekt ist für den Fall des schaufellosen Diffusors nicht erkennbar.

Bei einem nachgeschalteten Leitrad tritt in allen Fällen zunächst ein Rezirkulationsgebiet im saugseitigen Bereich der Laufradschaufelpassage nahe der Tragscheibe auf. Dieses ist auch bei Ausbildung eines zweiten, sich nahe der Deckscheibe befindlichen Ablösegebietes stets das stärker Ausgeprägte. Durch die daraus resultierende ungleichförmige Strömungsverteilung im Bereich der Tragscheibe verbunden mit einer im Mittel niedrigeren Geschwindigkeitskomponente, beginnt die Strömung an der Leitschaufelaußenseite im Bereich der Tragscheibe zuerst abzulösen. Infolge dessen bilden sich Querkanalwirbel aus, die senkrecht zur Schaufeloberfläche den Strömungskanal teilweise verblocken. Diese Wirbel besitzen eine negative radiale Geschwindigkeitskomponente und leiten Fluid mit einem hohen statischen Druckanteil zurück in Richtung Laufradaustritt. Es lässt sich vermuten, dass dieser Querkanalwirbel dazu führt, dass sich das Rezirkulationsgebiet am Laufradaustritt an der Tragscheibe im zeitlichen Mittel vergrößert und die Strömung im Laufrad in Richtung Deckscheibe umgelenkt wird. Hierdurch findet eine Gesundung der deckscheibenseitigen Strömung am Laufradaustritt statt, und das zugehörige Rezirkulationsgebiet verschwindet. Werden die Position der auftretenden Querkanalwirbel der drei untersuchten Varianten mit der Größe der Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt in Verbindung gebracht, so lässt sich vermuten, dass auftretende Querkanalwirbel nahe der Leitschaufeleintrittskante die Rezirkulation am Laufradaustritt begünstigen.

Zugleich haben die experimentellen Ergebnisse gezeigt, dass sich mit einsetzender Kennlinieninstabilität ein Teillastwirbel ausbildet. Dessen Ausprägung ist unabhängig von der Schrägabschnittsgestaltung im Leitrad.

Auf Grundlage der Ergebnisse lässt sich die Schlussfolgerung aufstellen, dass das Leitrad als Ursache einer eintretenden Kennlinieninstabilität gesehen werden kann. Ebenso sind sich ändernde Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt eine Folge von Ablösungen und eintretenden Querkanalwirbeln im Schrägabschnitt des Leitrades. Dies lässt sich dadurch bekräftigen, dass sich im Fall des unbeschaufelten Diffusors keine qualitative Änderung der Rezirkulationsgebiete am Laufradaustritt eingestellt hat. Da mit einsetzender Kennlinieninstabilität auch ein Einsetzen des Teillastwirbels einhergeht, lassen sich Teillastwirbel und Laufradaustrittsrezirkulation nicht unabhängig voneinander betrachten. Somit muss auch die Ursache einer auftretenden Kennlinieninstabilität als ganzheitliches Problem der verwendeten Hydraulik betrachtet werden. Zwar wird eine Kennlinieninstabilität durch

Verwendung eines Leitrades induziert, jedoch hat dieses auch Auswirkungen auf die Lauffrad-eintrittsströmung sowie die Strömung im Radseitenraum.

Zusätzlich gilt es zu klären, ob eine instabile Komponentenkennlinie im Bereich des Schrägabschnitts unabhängig der spezifischen Drehzahl auftritt, und diese gegebenenfalls für kleinere spezifische Drehzahlen lediglich durch die übrigen Komponentenkennlinien kompensiert wird. Ist dies der Fall, so gilt es zu untersuchen, inwieweit sich die Ursache der instabilen Komponentenkennlinie über den Schrägabschnitt für unterschiedliche spezifische Drehzahlen unterscheiden. Darauf aufbauend kann dann die Frage geklärt werden, welche Änderungen in der Leitradgestaltung möglich sind, um die Ursache der instabilen Kennlinie zu beheben.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung im Leitrad auf eine auftretende Kennlinieninstabilität wurde an einer einstufigen Modellpumpe mit spezifischer Drehzahl $n_q \approx 34$ anhand experimenteller und numerischer Methoden untersucht. Hierzu wurde ein lehrstuhlinternes Programm zum Entwurf von Leiträdern mit Hilfe von B-Splines entwickelt. Durch die Verwendung einzelner B-Splines für Schrägabschnitt und Diffusorkanal konnte sichergestellt werden, dass eine Variation des Schrägabschnitts bei gleichbleibender Diffusorgeometrie gewährleistet blieb. Neben drei verschiedenen Schrägabschnitt -Designs diente eine Variante mit schaufellosem Diffusor als Referenz zur Bestimmung des Strömungsverhaltens.

Während die Variante mit schaufellosem Diffusor keine Kennlinieninstabilität aufweist, besitzen die drei untersuchten Leitradvarianten eine ausgeprägte Kennlinieninstabilität in Form eines Sattels. Es konnte aufgezeigt werden, dass die Schrägabschnittsgestaltung sowohl einen Einfluss auf den Volumenstrom bei Einsetzen der Kennlinieninstabilität als auch auf die Kennlinieninstabilität an sich hat. So besitzt ein Schrägabschnitt, bei dem der Querschnittsflächenverlauf zunächst schnell und im weiteren Verlauf immer langsamer zunimmt den Vorteil, dass die Kennlinieninstabilität deutlich schwächer ausgeprägt ist als bei einem konträren Verlauf der Querschnittsflächenzunahme. Jedoch setzt die Kennlinieninstabilität in diesem Fall bei einem Volumenstrom näher am Auslegungsvolumenstrom ein, was zu einer größeren Begrenzung des Betriebsbereichs führt. Auch konnte gezeigt werden, dass ein verbautes Leitrad die Druckpulsationen, hervorgerufen durch Rotor-Stator Interaktion, im Vergleich zum schaufellosen Diffusor deutlich erhöht. Die Druckpulsationen im engsten Querschnitt des Leitrades sind größer als am Leitrad Eintrittsdurchmesser und steigen mit Einsetzen der Kennlinieninstabilität weiter an.

Die Validierung der numerischen Ergebnisse erfolgte anhand gemessener Kennlinien und in Form der Druckpulsationsauswertung im Frequenzspektrum. Basierend auf der guten Übereinstimmung zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen wurden die Strömungssimulationen hinsichtlich Sekundärströmungen, Rezirkulation am Laufradaustritt und im Leitrad sowie Verlustentstehung im Schrägabschnitt ausgewertet. So konnte aufgezeigt werden, dass die Kombination aus Laufrad und schaufellosem Diffusor in Teillast zu einem symmetrischen Abströmprofil mit Rezirkulationsgebieten nahe Trag- und Deckscheibe führt. Wird dem Laufrad hingegen ein Leitrad nachgeschaltet, ändert sich das Abströmprofil des Laufrades signifikant. So kommt es, je nach Position auf der Kennlinie, zu einem Wechsel zwischen asymmetrischem und symmetrischem Abströmprofil. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Schrägabschnittsgestaltung des Leitrades einen Einfluss auf die auftretenden Rezirkulation am Laufradaustritt hat. Im Bereich des Schrägabschnitts treten in Teillast Querkanaalwirbel auf, die sich an der Leitschaufelaußenseite bilden und senkrecht zur Leitschaufeloberfläche in Richtung Laufradaustritt zurückströmen. Diese Querkanaalwirbel weisen ein hochgradig instationäres Verhalten auf und finden Ihre Ursache in einer komplexen dreidimensionalen Grenzschichtströmung. In Abhängigkeit der Schrägabschnittsgestaltung treten die Querkanaalwirbel vermehrt im vorderen, respektive

hinteren Teil des Schrägabschnitts auf. Die Auswertung der entstehenden Verluste auf Basis eines Entropieansatzes zeigen, dass die auftretenden Querkanalwirbel als eine maßgebliche Quelle der Verluste und damit einhergehend mit einem Abfall der Kennlinie ausgemacht werden können.

Die erzielten Ergebnisse zur Strömungstopologie beruhen im Rahmen dieser Arbeit auf numerischen Ergebnissen. Eine Validierung der auftretenden Querkanalwirbel in Form, Größe und Position mit Hilfe von PIV bzw. LDA Messungen kann an dieser Stelle sinnvoll sein. Die numerischen Ergebnisse zeigen im Bereich des Schrägabschnitts auftretende Eckenwirbel. Da im numerischen Modell die Kantenverrundung zwischen Leitschaufeln und Trag- bzw. Deckscheibe vernachlässigt wurde, steht die Frage im Raum welchen Einfluss diese auf die sich einstellenden Verwirbelungen haben. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass die durchgeführten Simulationen unter der Annahme hydraulisch glatter Oberflächen durchgeführt wurden. Auch hat das verwendete Turbulenzmodell Einfluss auf die sich ausprägenden Wirbelgebiete, was einen Abgleich der numerischen Ergebnisse mit experimentellen Untersuchungen als sinnvoll erscheinen lässt.

Eine weitere Fragestellung betrifft die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf weitere Hydrauliken. Da die Modellpumpe auf eine drallfreie Anströmung ausgelegt wurde, Repetierstufen in einer Gliedergehäusepumpe jedoch zumeist mit Drall beaufschlagt sind, stellt sich die Frage, inwiefern die Gestaltung der Laufradschaufeln am Eintritt die qualitative Kennlinienform in Abhängigkeit der Schrägabschnittsgestaltung verändert. Zudem zeigten die experimentellen Ergebnisse eine Abhängigkeit zwischen Einsetzen der Kennlinieninstabilität und Auftreten des Teillastwirbels. Das untersuchte Laufrad hat eine sehr kurze Umschlingung und ist damit hoch belastet. Daher ist es sinnvoll den Einfluss weniger stark belasteter Laufräder mit größerer Umschlingung auf sich einstellende Kennlinieninstabilitäten zu untersuchen. Für den Druckaufbau im Leitrad konnte der Zusammenhang zwischen den gegensätzlichen Verläufen im Schrägabschnitt und im Diffusorkanal bestätigt werden. Diesen Zusammenhang gilt es weiter zu untersuchen. So stellt sich die Frage welchen Einfluss Leiträder mit sehr geringer bis keiner Überdeckung auf den Druckaufbau des Schrägabschnitts und damit auf eine mögliche Kennlinieninstabilität haben. Da die instationären Strömungszustände im Schrägabschnitt als maßgeblich für eine auftretende Kennlinieninstabilität anzusehen sind, ist die weitere Untersuchung der Schrägabschnittsgestaltung sinnvoll. So steht beispielsweise die Frage im Raum welchen Einfluss die Ausführung von Splitterbeschaufelungen haben, da hierdurch die Größe des Schrägabschnitts signifikant verändert wird. Weiter ist der Einfluss der Leitschaufelauslegung zu diskutieren. Radial ausströmende Leiträder können in Hinblick auf die Druckerzeugung optimiert und mit einem Schaufelprofil, ähnlich zu axialen Schaufelprofilen, versehen werden. Den Einfluss der sich daraus ergebenden Strömungstopologien auf sich ausbildende Querkanalwirbel und die Stabilität der Förderhöhenkennlinie kann ein weiteres Untersuchungskriterium darstellen. Im Rahmen dieser Arbeit konnte ein Einfluss der Schrägabschnittsgestaltung auf die Kennlinieninstabilität aufgezeigt werden. Es wurde gezeigt, dass die entstehenden Querkanalwirbel einen großen Einfluss sowohl auf die Verlustentstehung im Schrägabschnitt haben und zudem im Zusammenhang mit der Laufradabströmung stehen. Strömungstopologisch ist die Entstehung dieser Wirbel noch nicht vollständig verstanden. Daher bieten sich weiterführende Untersuchungen zur Entstehung und Ausprägung der Querkanalwirbel an.

Literaturverzeichnis

- [1] ARNDT, N. ; ACOSTA, A. J. ; BRENNEN, C. E. ; CAUGHEY, T. K.: Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump. In: *Journal of Turbomachinery* 111 (1989), Juli, S. 213–221
- [2] ARNDT, N. ; ACOSTA, A. J. ; BRENNEN, C. E. ; CAUGHEY, T. K.: Experimental Investigation of Rotor-Stator Interaction in a Centrifugal Pump With Several Vaned Diffusers. In: *Journal of Turbomachinery* 112 (1990), Januar, S. 99–108
- [3] ASME, V&V 20-2009: *Standard for Verification and Validation in Computational Fluids Dynamics and Heat Transfer*. 2009
- [4] BACKSTRÖM, T. W.: A Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers. In: *Journal of Turbomachinery* 128 (2006), August, Nr. 1, S. 1–10
- [5] BAUM, A. ; BÖHLE, M.: Numerical Analysis of the Flow Patterns Causing the Performance Curve Instability of a High Specific Speed Centrifugal Pump. In: *Proceedings of the 4. International Rotating Equipment Conference*. Wiesbaden, Deutschland, 2019
- [6] BERTEN, S.: *Hydrodynamics of High-Specific Power Pumps for Off-Design Operating Conditions*, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Dissertation, 2010
- [7] BERTEN, S. ; DUPONT, P. ; FARAHT, M. ; AVELLAN, F.: Rotor-Stator Interaction Induced Pressure Fluctuations: CFD and Hydroacoustic Simulations in the Stationary Components of a Multistage Centrifugal Pump. In: *Proceedings of the 5. Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, San Diego, USA* (2007)
- [8] BERTEN, S. ; FARHAT, M. ; DUPONT, P.: Investigation of Cavitating Flow Phenomena in a High Energy Pump Diffuser at Part-Load Operation. In: *Proceedings of the 3. International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Deutschland* (2012)
- [9] BERTEN, S. ; HENTSCHEL, S. ; KIESELBACH, K. ; DUPONT, P.: Experimental and Numerical Analysis of Pressure Pulsations and Mechanical Deformations in a Centrifugal Pump Impeller. In: *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference*, 2011
- [10] BÖHLE, M. ; FLEDER, A. ; MOHR, M.: Study of the Losses in Fluid Machinery with Help of Entropy. In: *Proceedings of the 16. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii*, 2016
- [11] BOLLETER, U.: Blade Passage Tones of Centrifugal Pumps. In: *Vibrations* 4 (1988), Nr. 3, S. 8–13
- [12] BRAUN, O.: *Part Load Flow in Radial Centrifugal Pumps*, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Dissertation, 2009
- [13] BRENNEN, C. E.: *Hydrodynamics of Pumps*. Oxford University Press, 1994. – ISBN 0-933283-07-5

- [14] BREUGELMANS, F. A. E. ; SEN, M.: Prerotation and Fluid Recirculation in the Suction Pipe of Centrifugal Pumps. In: *Proceedings of the 11. Turbomachinery Symposium, Texas, USA*, 1982
- [15] BUSEMANN, A.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. In: *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 8 (1928), S. 372–384
- [16] BYSKOV, R. K. ; JACOBSEN, C. B. ; PEDERSEN, N.: Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions—Part II: Large Eddy Simulations. In: *ASME Journal of Fluids Engineering* 125 (2003), Nr. 1, S. 73–83
- [17] BÉZIER, P.E.: *Numerical Control: Mathematics and Applications*. John Wiley, New York, 1972. – ISBN 978–0471071952
- [18] CELIK, I. B. ; GHIA, U. ; ROACHE, P. J. ; REITAS, C. J. ; COLEMAN, H. ; RAAD, P. E.: Procedure for Estimating and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. In: *Journal of Fluids Engineering* 130 (2008), Nr. 7
- [19] COOLEY, J. W. ; TUKEY, J. W.: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series. In: *Mathematics of Computation* 19 (1965), Nr. 90, S. 297–301
- [20] COX, M. G.: The Numerical Evaluation of B-Splines. In: *IMA Journal of Applied Mathematics* 10 (1972), Nr. 2, S. 134–149
- [21] DE BOOR, C.: On Calculating with B-Splines. In: *Journal of Approximation Theory* 6 (1972), S. 50–62
- [22] DIXON, S. L. ; HALL, C. A.: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, Elsevier Inc., 2010. – ISBN 978–0124159549
- [23] DRING, R. P. ; HARDIN, L. W. ; JOSLYN, H. D. ; WAGNER, J. H.: *Research on Turbine Rotor-Stator Aerodynamic Interaction and Rotor Negative Incidence Stall*, United Technologies Research Center, Forschungsbericht (AFWAL-TR-81-2114), 1981
- [24] EISELE, K. ; ZHANG, Z. ; CASEY, M. V. ; GÜLICH, J. ; SCHACHENMANN, A.: Flow Analysis in a Pump Diffuser - Part 1: LDA and PTV Measurements of the Unsteady Flow. In: *Journal of Fluids Engineering* 119 (1997), S. 968–977
- [25] ENNOURI, M. ; KANFOUDI, H. ; BEL HADJ TAHER, A. ; ZGOLLI, R.: Numerical Flow Simulation and Cavitation Prediction in a Centrifugal Pump Using an SST-SAS Turbulence Model. In: *Journal of Applied Fluid Mechanics* 12 (2019), Nr. 1, S. 25–39
- [26] FARIN, G. E. ; HOSCHECK, J. ; KIM, M.-S.: *Handbook of computer aided geometric design*. Elsevier, Amsterdam, 2002. – ISBN 0–444–51104–0
- [27] FENG, J.: *Numerical and Experimental Investigations on Rotor-Stator Interaction in Radial Diffuser Pumps*, Universität Duisburg-Essen, Dissertation, 2008
- [28] FENG, J. ; BENRA, F. ; DOHMEN, H. J.: Investigation of Periodically Unsteady Flow in a Radial Pump by CFD Simulations and LDV Measurements. In: *Journal of Turbomachinery* 133 (2011), S. 011004–1–011004–11
- [29] FERZIGER, J. H. ; PERIĆ, M.: *Numerische Strömungsmechanik, 2. aktualisierte Auflage*. Springer Berlin-Heidelberg, 2008. – ISBN 978–3–662–46543–1

- [30] FIGLIOLA, R. S. ; E., Beasley D.: *Theory and Design for Mechanical Measurements*. John Wiley and Sons, 2011. – ISBN 978–1118881279
- [31] FLEDER, A.: *Numerische und Experimentelle Untersuchung des Einflusses Wichtiger Geometrieparameter auf die Performance einer Seitenkanalpumpe*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2015
- [32] FLORJANCIC, S. ; FREI, A.: Dynamic Loadings on Pumps - Causes for Vibrations. In: *Proceedings of the 10. International Pump Users Symposium, Texas, USA* (1993)
- [33] FRANKE, G. ; FISHER, R. ; POWEL, C. ; SEIDEL, U. ; KOUTNIK, J.: On Pressure Mode Shapes Arising from Rotor/Stator Interactions. In: *Sound and Vibration* (2005), März, S. 1–5
- [34] FURUKAWA, A. ; TAKAHARA, H. ; NAKAGAWA, T. ; ONO, Y.: Pressure Fluctuation in a Vaned Diffuser Downstream from a Centrifugal Pump Impeller. In: *International Journal of Rotating Machinery* 9 (2003), S. 285–292
- [35] GILES, M. B.: Calculation of Unsteady Wake/Rotor Interaction. In: *Journal of Propulsion and Power* 4 (1988), Nr. 4, S. 356–362
- [36] GÜLICH, J. F.: Influence of Interaction of Different Components on Hydraulic Pump Performance and Cavitation. In: *Electric Power Research Institute (EPRI) Forschungsbericht* (EPRI CS-5857) (1987)
- [37] GÜLICH, J. F.: Untersuchungen zur Sattelförmigen Kennlinien-Instabilität von Kreiselpumpen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 61 (1995), S. 93–105
- [38] GÜLICH, J. F.: *Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb, 5. Auflage*. Springer Vieweg Verlag, Berlin, 2020. – ISBN 978–3–662–59785–9
- [39] GÜLICH, J. F. ; EGGER, R.: *Part-Load Flow and Hydraulic Stability of Centrifugal Pumps*, Energy Power Research Institute (EPRI), Forschungsbericht (EPRI TR-100219), 1992
- [40] GÜLICH, J. F. ; FLORJANCIC, D. ; PACE, S. E.: Influence of Flow Between Impeller and Casing on Part-Load Performance of Centrifugal Pumps. In: *Proceedings of the ASME Fed 81*, 1989, S. 227–235
- [41] GOLTZ, I. ; KOSYNA, G. ; STARK, U. ; SAATHOFF, H. ; BROSS, S.: Stall Inception Phenomena in a Single-Stage Axial-Flow Pump. In: *Journal of Power and Energy* 217 (2003), Nr. 4, S. 471–479
- [42] GUGGENBERGER, M.: *Experimentelle Untersuchung der Strömungsmuster eines Francis-Turbinenmodells im Teillastbetrieb des Pumpenquadranten*, Technische Universität Graz, Diss., 2018
- [43] GUGGENBERGER, M. ; SENN, F. ; JABERG, H. ; GEHRER, M. A. S. A. Sallaberger ; WIDMER, C.: Experimental Analysis of the Flow Pattern of a Pump Turbine Model in Pump Mode. In: *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2016
- [44] HAGMEYER, E.: *Messungen des Druckverlaufes über Lauf- und Leitschaufel einer Kreiselpumpe innerhalb und außerhalb des Gebietes der Kavitation*, Technische Hochschule Braunschweig, Diss., 1932

- [45] HARRIS, C. M. ; PIERSOL, A. G.: *Harris' Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill, 2002. – ISBN 0–07–137081–1
- [46] HERGT, P. ; JABERG, H.: Die Abströmung von Radiallaufrädern bei Teillast und ihr Zusammenhang mit der Vollastinstabilität. (1989), Nr. 26
- [47] HERGT, P. ; STARKE, J.: Flow Patterns Causing Instabilities in the Performance Curves of Centrifugal Pumps with Vaned Diffusers. In: *Proceedings of the 2. International Pump Symposium, Texas, USA*. Houston, USA, 1985
- [48] HERWIG, H. ; KOCK, F.: Direct and Indirect Methods for Calculating Entropy Generation Rates in Turbulent Convective Heat Transfer Problems. In: *Heat Mass Transfer* 43 (2007), S. 207–215
- [49] HÖLLER, S. ; JABERG, G. ; BENIGNI, H. ; KIM, J. J.: Cavitation Optimization of a Variabel Pitch Mixed Flow Pump for Cooling Water by Numerical Methods and Test Rig Verification. In: *Proceedings of the 4. International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Deutschland*, 2016
- [50] HÖLLER, S. ; JABERG, G. ; BENIGNI, H. ; KIM, J. J.: Low Specific Speed Mixed Flow API Pump for Single and Multistage Usage - Multi-Objective Design Challenge. In: *Proceedings of the 4. International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Deutschland*, 2016
- [51] HOFFMANN, Karl: *Anwendung der Wheatstoneschen Brückenschaltung*. HBM, 1973
- [52] HOSCHEK, J. ; LASSER, D.: *Fundamentals of Computer Aided Geometric Design*. A. K. Peters, Ltd, Natick, MA, USA, 1993. – ISBN 978–1568810072
- [53] ISO, DIN E.: *9906 Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfungen - Klassen 1, 2 und 3*. 2013
- [54] JAPIKSE, D. ; MARSCHER, W. D. ; FURST, R. B.: *Centrifugal Pump Design and Performance*. Concepts ETI, Inc., 1997. – ISBN 978–0933283091
- [55] KANKI, H. ; KAWATA, Z. ; KAWATANI, T.: Experimental Research on the Hydraulic Excitation Force on the Pump Shaft. In: *ASME Paper* (1981), Nr. 81-DET-71
- [56] KAUPERT, K. A.: *Unsteady Flow Fields in a High Specific Speed Centrifugal Pump*, Eidgenössische Technische Universität Zürich, Dissertation, 1997
- [57] KIM, J.: *Influence of Meridional Width on Head-Curve Instability and Pump Performance*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2021
- [58] KOCK, F. ; HERWIG, H.: Local Entropy Production in Turbulent Shear Flows: A High Reynolds Number Model with Wall Functions. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), S. 2205–2215
- [59] KOCK, F. ; HERWIG, H.: Entropy Production Calculation for Turbulent Shear Flows and their Implementation in CFD Codes. In: *International Journal in Heat and Fluid Flow* 26 (2005), S. 672–680
- [60] KRÄMER, S.: *Entwurf von Beschaufelungen Hydraulischer Maschinen mit Hilfe Neuronaler Netze*, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [61] LEWIS, R.: *Turbomachinery Performance Analysis*. Butterworth-Heinemann, 1996. – ISBN 978–0340631911

- [62] LI, X. ; ZHU, Z. ; CHEN, X.: Experimental and Numerical Investigations of Head-Flow Curve Instability of a Single-Stage Centrifugal Pump with Volute Casing. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2016, S. 633–647
- [63] LUCIUS, A.: *Numerische Simulation Instationärer Strömungsvorgänge in Pumpen und Ventilatoren Radialer Bauart*, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 2013
- [64] LUCIUS, A ; BRENNER, G: Unsteady CFD Simulations of a Pump in Part Load Conditions Using Scale-Adaptive Simulation. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 31 (2010), Nr. 6, S. 1113–1118
- [65] MAKAY, E.: *Centrifugal Pump Hydraulic Instability*, Electric Power Research Institute, Forschungsbericht (EPRI CS-1445), 1980
- [66] MAKAY, E. ; SZAMODY, O.: *Survey of Feed Pump Outages*, Electric Power Research Institute, Forschungsbericht (EPRI FP-754), 1978
- [67] MENGDEHL, T. ; PALAMARCHUK, E. ; GERLACH, A. ; JACOBSEN, C. B. ; THAMSEN, P. U.: Influencing the Part Load Recirculation of a Centrifugal Pump and Avoiding an Instability of the Performance Curve Thereby. In: *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference*. Soul, Koera, 2015
- [68] MENTER, F. R.: Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. In: *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 32 (1994), Nr. 8, S. 1598–1605
- [69] MENTER, F. R. ; KUNTZ, M. ; BENDER, R.: A Scale-Adaptive Simulation Model for Turbulent Flow Prediction. In: *41. Aerospace Science Meeting and Exhibit, Reno, USA*, 2003
- [70] MESCHKAT, S.: *Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen Instationärer Rotor-Stator Wechselwirkungen auf das Betriebsverhalten einer Spiralgehäusepumpe*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2004
- [71] MOHR, M.: *A Design Procedure for Inducers with Arbitrary Shape*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2020
- [72] MORTENSEN, M. E.: *Geometric Modeling*. John Wiley and Sons, Inc., 2nd edition, 1997. – ISBN 978-0831132989
- [73] MÖSER, M.: *Digitale Signalverarbeitung in der Messtechnik*. Springer Vieweg Verlag, Berlin und Heidelberg, 2018. – ISBN 978-3-662-56613-8
- [74] NEUMANN, B.: *The Interaction Between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*. London : Mechanical Engineering Publications Unlimited, 1991. – ISBN 978-0852987551
- [75] NÜLL, W. von d.: *Untersuchungen am umlaufenden Kreiselpumpenrade über Arbeitsübertragung und Hohlraumbildung*, Technische Hochschule Braunschweig, Diss., 1935
- [76] PALAMARCHUK, E.: *Numerical Investigations on Improving the Head Curve Stability of a Radial Pump by Influencing the Part Load Recirculation*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2019

- [77] PALAMARCHUK, E. ; MENGDEHL, T. ; THAMSE, P. U.: Remarks on the Recirculation at the Outlet of a Radial Impeller Near Shut-Off. In: *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Summer Division 2018, Montreal, Kanada*, 2018
- [78] PALAMARCHUK, E. ; MENGDEHL, T. ; ZHARKOVSKY, A. ; U., Thamsen P.: Influence of the Impeller Outlet Recirculation on the Head Curve Instability. In: *Proceedings of the 4. International Rotating Equipment Conference, Wiesbaden, Deutschland*, 2019
- [79] PEDERSEN, N. ; LARSEN, P. S. ; JACOBSEN, C. B.: Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions—Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements. In: *ASME Journal of Fluids Engineering* 125 (2003), Nr. 1, S. 61–72
- [80] PFLEIDERER, C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, 5. Auflage. Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1961. – ISBN 978–3–642–48170–3
- [81] PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H.: *Strömungsmaschinen*, 7. Auflage. Springer, Berlin, Heidelberg, 2013. – ISBN 978–3540221739
- [82] PIEGL, L. ; TILLER, W.: *The NURBS Book*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1997. – ISBN 3–540–61545–8
- [83] PRUNIÈRES, R. ; INOUE, Y. ; NAGAHARA, T.: Investigation of the Flow Field and Performance of a Centrifugal Pump at Part Load. In: *28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2016
- [84] PRUNIÈRES, R. ; KATO, C.: Flow Field and Performance Analysis of a Centrifugal Pump During Unstable Operating Conditions. In: *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, USA*, 2019
- [85] RAN, H. ; LUO, X. ; WANG, D.: Numerical Simulation of Instability Characteristics in Pump Turbines. In: *Proceedings of the 16. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii*. Honolulu, Hawaii, 2016
- [86] SANO, T. ; NAKAMURA, Y. ; YOSHIDA, Y. ; TSUJIMOTO, Y.: Alternate Blade Stall and Rotating Stall in a Vaned Diffuser. In: *JSME International Journal Series B* 45 (2002), Nr. 4, S. 810–819
- [87] SCHILL, J. H.: Turbine-Driven High Powered Boiler Feed Pumps. In: *Third International Conference on Pumps and Fans*. Tsinghua University Beijing, Oktober 1998
- [88] SCHLICHTING, H. ; GERSTEN, K. ; KRAUSE, E.: *Grenzschicht-Theorie*. 10. überarbeitete Auflage. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2006. – ISBN 978–3–540–23004–5
- [89] SCHRADER, H.: *Messungen an Leitschaufeln von Kreiselpumpen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1938
- [90] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*, 7., aktualisierte Auflage. Hanser Verlag, 2021. – ISBN 978–3–446–46824–4
- [91] SINHA, M. ; PINARBASI, A. ; KATZ, J.: The Flow Structure During Onset and Developed States of Rotating Stall Within a Vaned Diffuser of a Centrifugal Pump. In: *Journal of Fluids Engineering* 123 (2001), S. 490–499

- [92] SPENCE, R. ; AMARAL-TEIXEIRA, J.: Investigation into Pressure Pulsations in a Centrifugal Pump Using Numerical Methods Supported by Industrial Tests. In: *Computers and Fluids* 37 (2008), S. 690–704
- [93] SPENCE, R. ; AMARAL-TEIXEIRA, J.: A CFD Parametric Study of Geometrical Variations on the Pressure Pulsations and Performance Characteristics of a Centrifugal Pump. In: *Computers and Fluids* 38 (2009), S. 1243–1257
- [94] STEPANOFF, A. J.: *Radial- und Axialpumpen - Theorie, Entwurf, Anwendung*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1959. – ISBN 978-3-662-23128-9
- [95] STOFFEL, B.: Experimentelle Untersuchungen zur Räumlichen und Zeitlichen Struktur der Teillast-Rezirkulationen bei Kreiselpumpen. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 55 (1989), Nr. 5, S. 149–152
- [96] TRAUTMANN, C.: *Auslegung Zentraler Entlastungseinrichtungen zur Axialschubkompensation und Rotordynamische Beurteilung an einer Mehrstufigen Hochdruck-Gliederpumpe*, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2004
- [97] TROSKOLAŃSKI, A. ; LAZARKIEWICZ, S.: *Kreiselpumpen - Berechnung und Konstruktion, 3. Auflage*. Birkhäuser Verlag, 2014. – ISBN 978-3-0348-5907-3
- [98] UBALDI, M. ; ZUNINO, P.: Experimental Investigation of the Stalled Flow in a Centrifugal Pump-Turbine with Vaned Diffuser. In: *Proceedings of the ASME 1990 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Brüssel, Belgien* (1990)
- [99] VERMUNT, E. M. A. ; BRUURS, K. A. J. ; VAN DER SCHOOT, M. S. ; VAN ESCH, B. P. M.: Part Load Instability and Rotating Stall in a Multistage Low Specific Speed Pump. In: *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2020
- [100] WANG, H. ; TSUKAMOTO, H.: Fundamental Analysis on Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump by Vortex Method. In: *Journal of Fluids Engineering* 123 (2001), S. 737–747
- [101] WESCHE, W.: *Experimentelle Untersuchungen am Leitrad einer Radialen Kreiselpumpe*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1989
- [102] WESCHE, W.: *Radiale Kreiselpumpen Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten, 2. aktualisierte und erweiterte Auflage*. Springer-Vieweg, Berlin, 2016. – ISBN 978-3-662-48911-6
- [103] WIESNER, F.: A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers. In: *Journal of Engineering and Power* 89 (1967), Nr. 4, S. 558–572
- [104] YEDIDIAH, S.: *Centrifugal Pump User's Guidebook Problems and Solutions*. New York : Springer Science and Business Media, 1996. – ISBN 978-1-4612-8516-8

A Auswertung Netzstudie

Tab. A.1: Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie mit Hilfe der GCI-Methode

	$\Psi_{LA}^{q=0,65}$	$\Psi_{LA}^{q=0,60}$	$\Psi_{LA}^{q=0,55}$	$\Psi_{LA+LE}^{q=0,65}$	$\Psi_{LA+LE}^{q=0,60}$	$\Psi_{LA+LE}^{q=0,55}$	$\Psi_{St}^{q=0,65}$	$\Psi_{St}^{q=0,60}$	$\Psi_{ST}^{q=0,55}$
p	2,176	3,453	7,552	7,008	5,923	4,346	3,477	2,449	3,173
e_a^{12}	(%) 0,584	(%) 0,405	(%) 0,175	(%) 0,059	(%) 0,142	(%) 0,278	(%) 0,182	(%) 0,523	(%) 0,449
e_a^{31}	(%) 1,237	(%) 1,324	(%) 2,325	(%) 0,645	(%) 1,072	(%) 1,231	(%) 0,595	(%) 1,203	(%) 1,336
e_{ext}^{12}	(%) 0,526	(%) 0,179	(%) 0,014	(%) 0,006	(%) 0,021	(%) 0,081	(%) 0,079	(%) 0,401	(%) 0,228
e_{ext}^{32}	(%) 1,12	(%) 0,591	(%) 0,194	(%) 0,066	(%) 0,166	(%) 0,364	(%) 0,444	(%) 0,92	(%) 0,685
GCI^{21}	(%) 0,661	(%) 0,224	(%) 0,018	(%) 0,007	(%) 0,027	(%) 0,101	(%) 0,099	(%) 0,499	(%) 0,286
GCI^{32}	(%) 1,416	(%) 0,743	(%) 0,243	(%) 0,082	(%) 0,207	(%) 0,457	(%) 0,330	(%) 1,161	(%) 0,863

B Fehleranalyse

Jegliche Form von durchgeführten Messungen und Simulationen enthalten Fehler. Für die durchgeführten CFD-Simulationen lassen sich die entstehenden Fehler in drei Unterkategorien aufteilen: Modellfehler entstehen beispielsweise bei der Ableitung des Nassvolumens aus der realen Geometrie und dem verwendeten Turbulenzmodell. Im Bereich der Strömungsmaschinen ist ein typischer Modellfehler die Nichtberücksichtigung der Kantenverrundung zwischen Laufrad- bzw. Leitrad-schaufeln und den zugehörigen Radscheiben. Diskretisierungsfehler entstehen durch die Vernetzung des Nassvolumens und beinhalten die Abweichung zwischen exakter Lösung der Erhaltungsgleichungen und der exakten Lösung des diskretisierten Gleichungssystems. Iterationsfehler beschreiben die Abweichung zwischen genauer Lösung und iterativer Lösung des Gleichungssystems. [29]

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentelle Untersuchungen wurden nach DIN EN ISO 9906:2012 durchgeführt [53]. Demnach weist jede Messgröße x eine zufällige und eine systematische Messunsicherheit auf. Die zufällige Messunsicherheit $u_{x,r}$ lässt sich durch statistische Messmethoden abschätzen und durch eine erhöhte Anzahl an Messungen reduzieren, während die systematische Messunsicherheit $u_{x,s}$ auf die Genauigkeitsangaben des Herstellers zurück geht. Die Gesamtunsicherheit u_x dieser Messgröße ergibt sich zu:

$$u_x = \sqrt{u_{x,r}^2 + u_{x,s}^2} \quad (\text{B.1})$$

Der arithmetische Mittelwert \bar{x} einer Messgröße ergibt sich auf Basis der Anzahl an vorhandenen Messwerten N ;

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (\text{B.2})$$

Die zugehörige Standardabweichung s berechnet sich aus:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{B.3})$$

Nach DIN EN ISO 9906:2012 [53] berechnet sich die zufällige Messunsicherheit aus der Standardunsicherheit einer Messgröße mit Hilfe der Gleichungen (B.2) und (B.3) zu:

$$u_{x,r} = \frac{t \cdot s}{\sqrt{N}} \quad (\text{B.4})$$

Dabei beschreibt t die Student t-Verteilung des zurande gezogenen Vertrauensintervalls und hängt von der Anzahl der vorhandenen Messwerte ab. Nach DIN EN ISO 9906:2012 wird in der Regel ein 95% Vertrauensintervall betrachtet. Für die in dieser Arbeit durchge-

fürten Messreihen ergibt sich ein daraus ein Wert von $t = 1,960$. Der Relativwert der Messunsicherheit ergibt sich dann zu:

$$e_r = \frac{u_{x,r}}{\bar{x}} \quad (\text{B.5})$$

Die systematischen Messunsicherheiten werden als Relativwert $u_{x,s}^*$ des zugehörigen Sensorbereichs Δx angegeben. Die Relativwerte der verwendeten Sensorik sind in Kapitel 3 aufgeführt. Die systematische Messunsicherheit $u_{x,s}$ ergibt sich aus dem Produkt aus Relativwert und Sensorbereich zu:

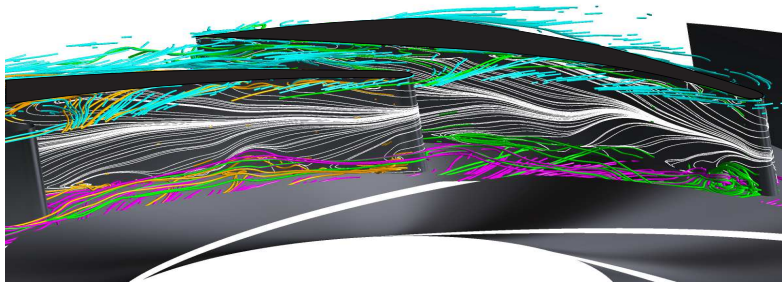
$$u_{x,s} = u_{x,s}^* \cdot \Delta x \quad (\text{B.6})$$

Da sich einige Auswertegrößen aus mehreren, separaten Messgrößen zusammensetzen lässt sich die zugehörige Messunsicherheit durch die kombinierte Messunsicherheit der Einzelgrößen mit Hilfe der Fehlerfortpflanzung berechnen. Dabei gilt:

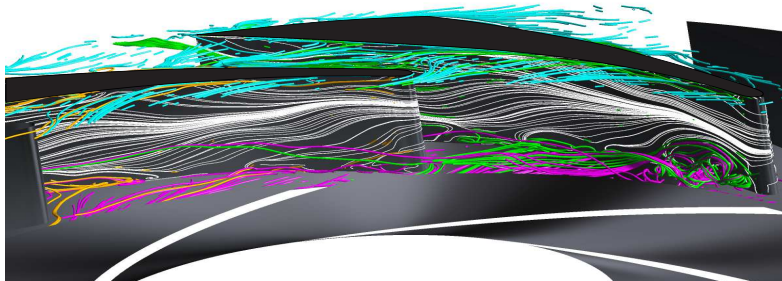
$$u_{ges,r} = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial \chi_j} u(\chi_j) \right)^2} \quad (\text{B.7})$$

wobei f die Funktion der zur berechnenden Größe in Abhängigkeit der einzelnen Messgröße χ_j ist.

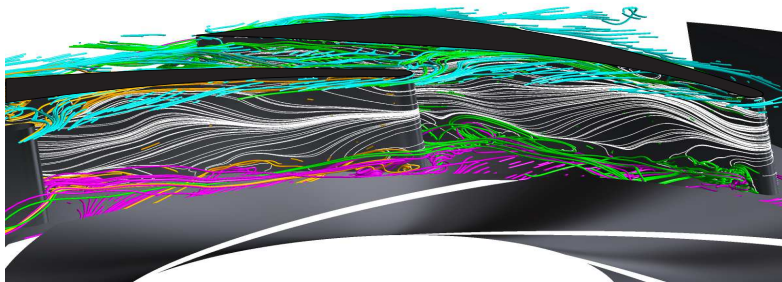
C Ablöselinien der Varianten *deg* und *prog*



(a) $t/t_n = 0,031$

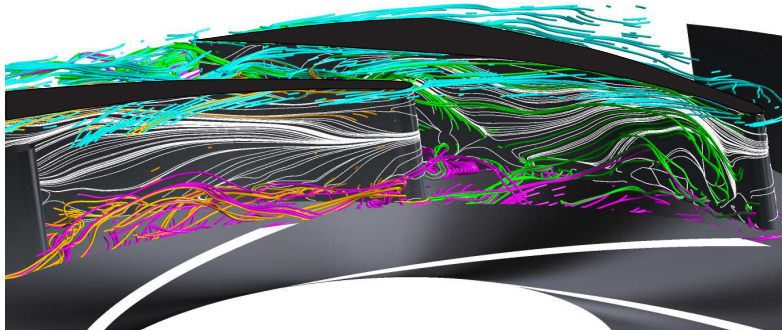


(b) $t/t_n = 0,503$

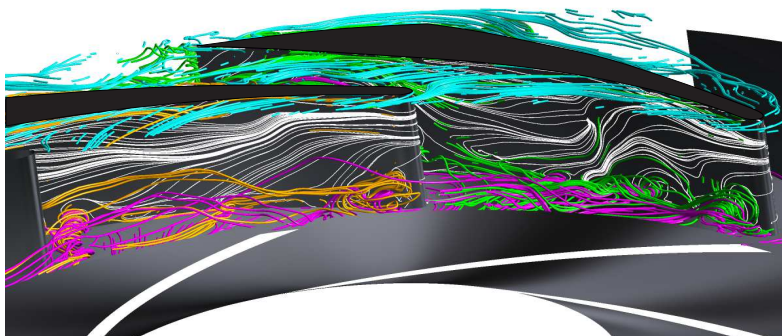


(c) $t/t_n = 0,877$

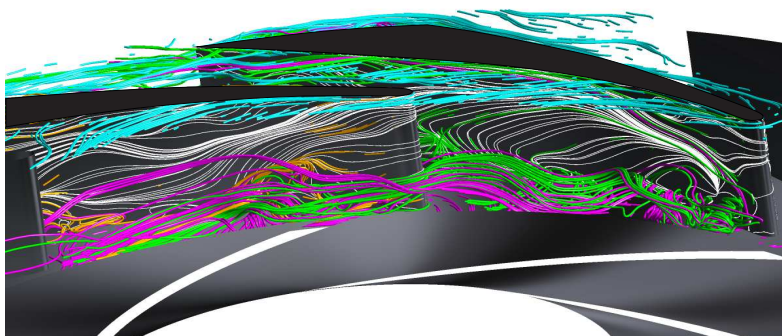
Abb. C.1: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *deg* für $q = 0,67$



(a) $t/t_n = 0,0829$

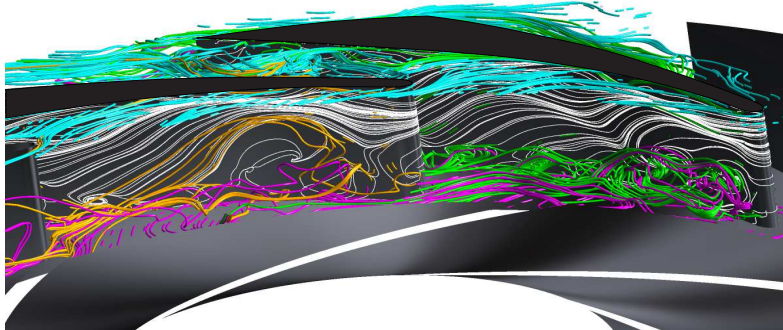


(b) $t/t_n = 0,226$

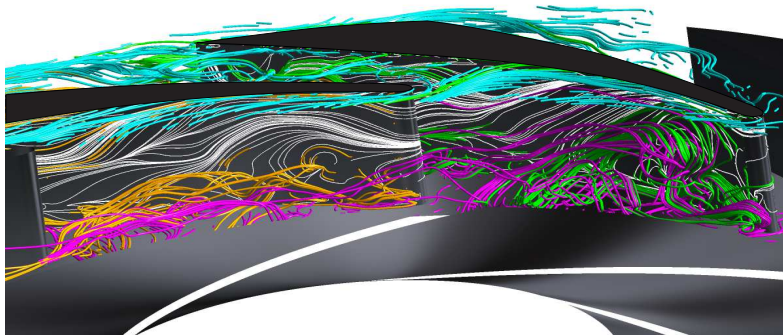


(c) $t/t_n = 0,360$

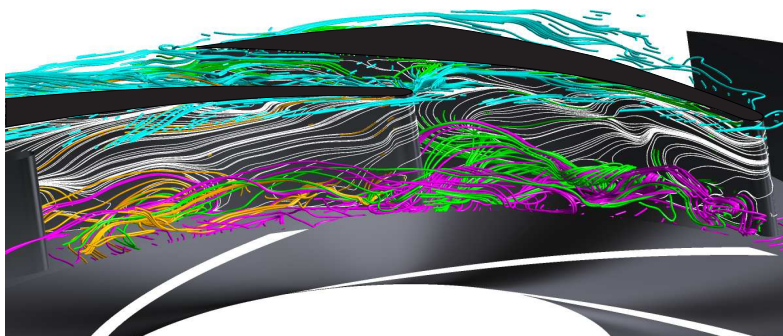
Abb. C.2: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *deg* für $q = 0,60$



(a) $t/t_n = 0,160$

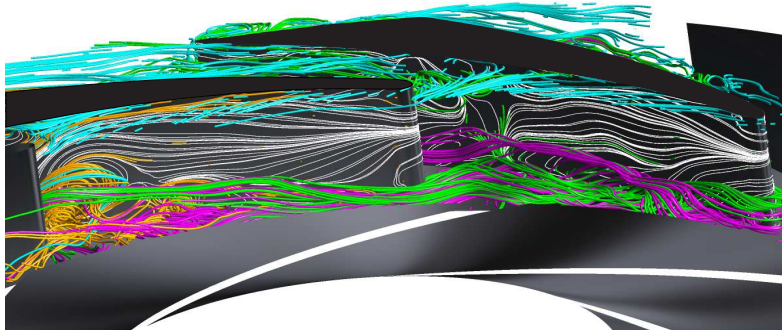


(b) $t/t_n = 0,326$

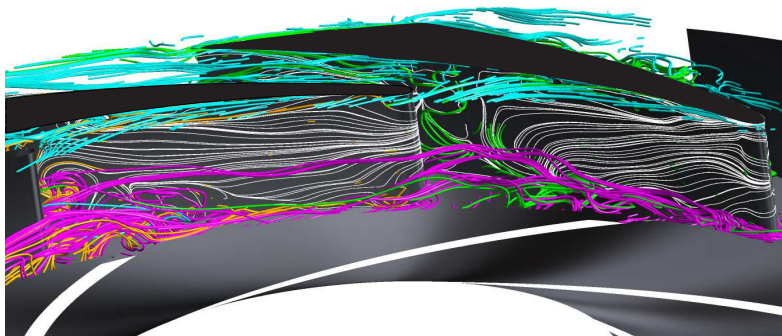


(c) $t/t_n = 0,509$

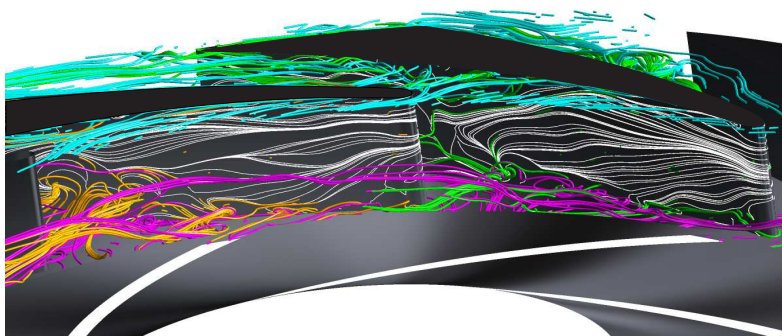
Abb. C.3: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *deg* für $q = 0,45$



(a) $t/t_n = 0,029$

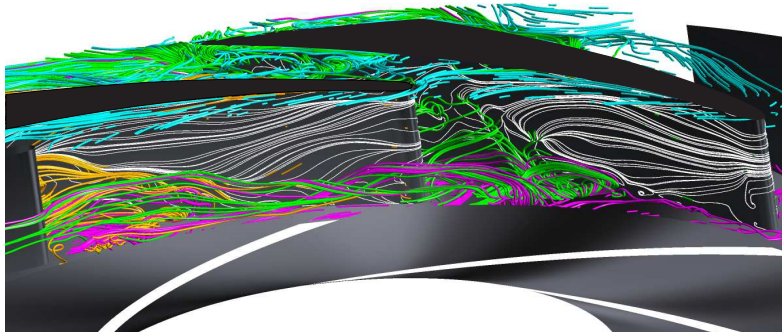


(b) $t/t_n = 0,131$

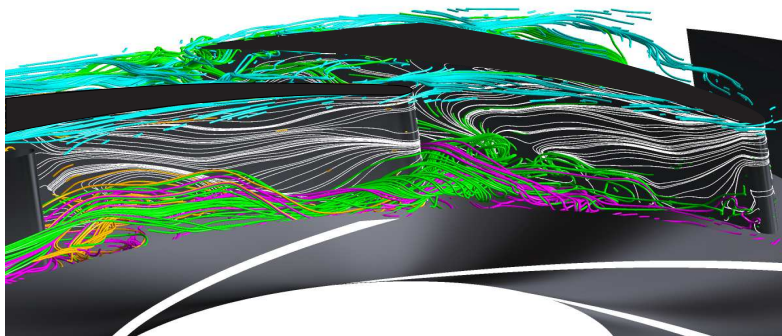


(c) $t/t_n = 0,243$

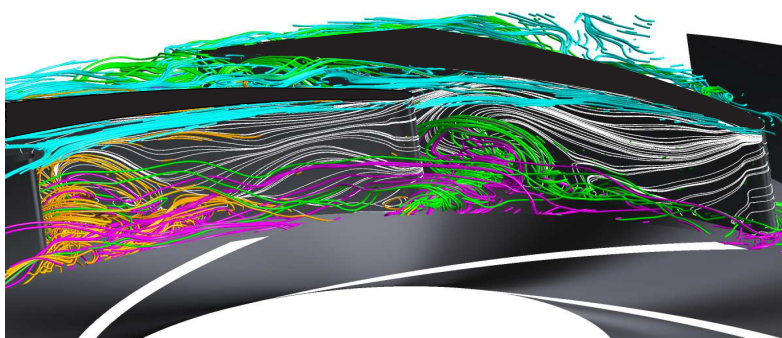
Abb. C.4: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *prog* für $q = 0,50$



(a) $t/t_n = 0,214$

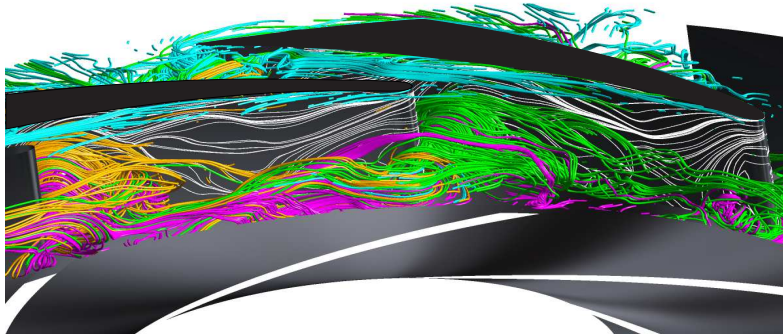


(b) $t/t_n = 0,483$

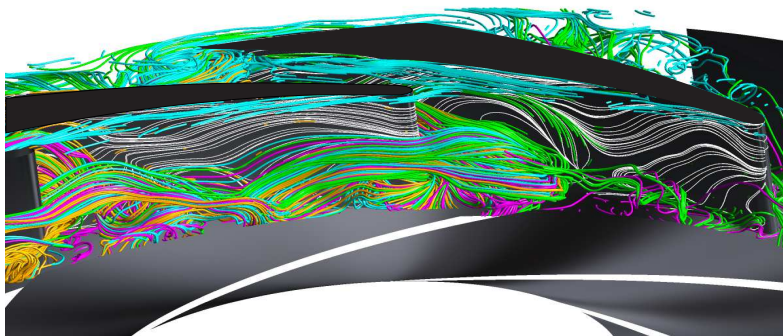


(c) $t/t_n = 0,663$

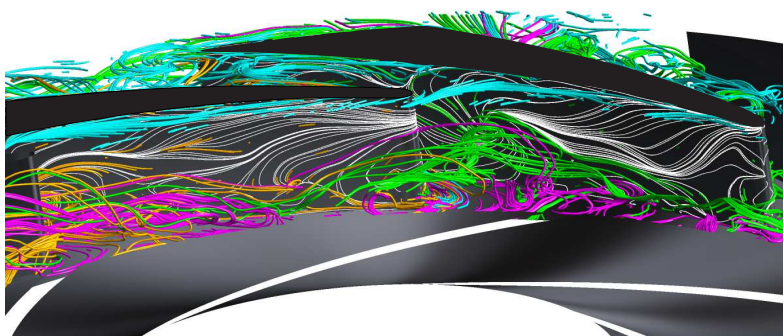
Abb. C.5: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *prog* für $q = 0,45$



(a) $t/t_n = 0,014$



(b) $t/t_n = 0,169$



(c) $t/t_n = 0,297$

Abb. C.6: Momentanaufnahmen der Ablöselinien im Leitrad der Variante *prog* für $q = 0,35$

Betreute Arbeiten

P. Schworm	Untersuchung zur Reynoldsunabhängigkeit einer Einlaufkammerströmung	BA 2019
D. Senter	Spannungsanalyse im Laufrad einer Kreiselpumpe	SA 2019
S. Song	Numerische Untersuchungen zur Performance einer einstufigen Kreiselpumpe mit Doppelspirale	BA 2020
E. Hillenmeier	Entwicklung eines Programms zur Parametrisierung von Geometrieparametern eines Kreiselpumpenlaufrades	BA 2021
L. Seemann, J. Steinbach	Modellierung dynamischer Drucklasten auf Radscheiben von Kreiselpumpen	SA 2022
C. Effen	Numerische Untersuchungen zum Einfluss des Schaufelaustrittswinkels auf Performance und Druckpulsationen einer Spiralgehäusepumpe	SA 2012
S. Richter	Numerische Untersuchungen zum Einfluss der Spiralgehäuseform auf die Performance einer Kreiselpumpe	SA 2022
J. Ludorf	Hydraulische Auslegung eines bzgl. EEI optimierten Laufrades für eine Heizungsumwälzpumpe	BA 2022
X. Zhang	Untersuchung des Einflusses der Erhöhung der Drehzahl bei Heizungsumwälzpumpen	BA 2022
D. Luchini	Numerische Untersuchungen zu Performance und Druckpulsationen an einer Repetierstufe einer Kesselspeisepumpe	SA 2022
D. Luchini	Numerische Untersuchungen zur strukturmechanischen Belastung eines Gliedergehäusepumpen-Laufrades	SA 2022
L. Seemann	Experimentelle Untersuchung verschiedener Leiträder an einer radialen Kreiselpumpe	SA 2023
A. Schatull	Numerische Untersuchung zur Kennlinieninstabilität einer Kreiselpumpe	SA 2023

T. Schwarz Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Ein- MA 2023
fluss der Laufradschaufelgestaltung auf die Verlustentste-
hung im Spiralgehäuse

Lebenslauf

Beruflicher Werdegang

10/2023 - heute	Entwicklungsingenieur Hydraulik KSB SE & Co. KGaA, Frankenthal
10/2017 - 09/2023	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen (SAM), Rheinland Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
10/2014 - 02/2015	Industriepraktikum Bosch Rexroth AG, Homburg
11/2006 - 07/2007	Zivildienst AWO, Karlsruhe

Ausbildung

08/2017	Abschluss: Master of Science Wirtschaftsingenieurwesen (M. Sc.)
04/2016 - 09/2016	Auslandsaufenthalt Jiangnan Universität Wuhan, China
10/2014 - 08/2017	Technische Universität Kaiserslautern Master Studium Wirtschaftsingenieurwesen
09/2014	Abschluss: Bachelor of Science Wirtschaftsingenieurwesen (B. Sc.)
10/2009 - 09/2015	Technische Universität Kaiserslautern Bachelor Studium Wirtschaftsingenieurwesen
10/2007 - 03/2009	Karlsruher Institut für Technologie (KIT) Diplomstudium Physik
03/2006	Allgemeine Hochschulreife
08/1997 - 03/2006	Gymnasium am Rittersberg, Kaiserslautern

