





Untersuchung nicht-achsensymmetrischer Seitenwandkonturen  
zur Reduzierung von Sekundärströmungen in  
Hochdruck-Dampfturbinen

Von der  
Fakultät für Maschinenbau  
der  
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation

von  
Dipl.-Ing. Thomas Kwitschinski  
geboren am 24. August 1982 in Hannover

2020

**Schlagwörter:**

Seitenwandkonturierung, Sekundärströmungen, Turbine

**Keywords:**

Endwall Contouring, Secondary Flow, Turbine

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Berend Denkena

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

2. Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Schatz

Tag der mündlichen Prüfung: 18. September 2020

# Zusammenfassung

Auch wenn insbesondere in den Industrieländern der Anteil erneuerbarer Energien zunimmt, kommen zur Elektrizitätserzeugung weiterhin konventionelle Kraftwerke mit Dampfturbinen als Generatorantrieb zum Einsatz. Darüber hinaus finden Dampfturbinen auch bei der regenerativen Stromerzeugung z.B. mittels Biomasse, Geo- oder Solarthermie Anwendung. Um dabei einen effizienten Energiewandlungsprozess zu ermöglichen, ist ein hoher Wirkungsgrad eines der wesentlichen Auslegungskriterien für Dampfturbinen. Im Hochdruckteil von Dampfturbinen tragen die Sekundärströmungen einen wesentlichen Anteil zu den wirkungsgradmindernden Verlusten bei. In Flugtriebwerksturbinen setzen einige Hersteller nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturierung zur Reduzierung der Sekundärströmungen ein. Diese reduzieren den Querdruckgradienten in der Schaufelpassage, die für Sekundärströmungen treibende Kraft. In Dampfturbinen hat sich dieses Gestaltungselement noch nicht bis zur Einsatzreife durchgesetzt. Dies ist einerseits auf die Unterschiede im Auslegungsprozess zwischen Triebwerks- und Dampfturbinen, andererseits auf die bei modernen Triebwerken deutlich höhere aerodynamischen Profilbelastung und damit tendenziell stärkeren Sekundärströmungen zurückzuführen. In der vorliegenden Arbeit werden zwei vom Industriepartner ausgelegte, 7-stufige, für Hochdruckdampfturbinen typische Beschaukelungen sowohl experimentell, als auch mittels CFD untersucht. Die Konfigurationen unterscheiden sich ausschließlich darin, dass eine Beschaukelung eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur aufweist, wie sie im Rahmen des konventionellen Auslegungsprozesses ohne zu große Mehraufwände eingebracht werden kann. Die andere Beschaukelung weist keine Konturierung auf und dient als Referenz. Im Rahmen dieser Arbeit werden zunächst Maßnahmen zur Verbesserung der Regel- und Messgenauigkeit vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit notwendig waren, um den Prüfstand für das Herausmessen der aus anderen Arbeiten zur Seitenwandkonturierung bekannten Wirkungsgradverbesserung zu qualifizieren. Die Entwicklung und der Einsatz einer verstellbaren Kammsonde im Turbinendiffusor zeigt, dass hierdurch die Messgüte der Austrittsbedingungen bei stark drallbehafteter Abströmung verbessert wird. Durch eine neue Prüfstandsregelung kann die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse im Vergleich zu einer vorherigen Messkampagne deutlich verbessert werden. Die Untersuchung der Seitenwandkontur zeigt sowohl experimentell, als auch numerisch, dass die eingesetzte Geometrie bei wenigen Schaufelreihen zu einer Reduzierung der Sekundärströmungen führt. Insgesamt nimmt der Wirkungsgrad durch die Kontur ab. Die detaillierten CFD-Untersuchungen zeigen, dass die gewählte Kontur insbesondere unmittelbar am Beginn der Schaufelpassagen durch ihre konvexe Form die vom einströmenden Kavitätenfluid hervorgerufenen Ablöseblasen verstärkt. Im weiteren Passagenverlauf führt die Kontur nur an wenigen Seitenwänden zu einer Reduzierung des Querdruckgradienten.



# Abstract

Even though in industrialized countries there is an increasing portion of renewable energies, conventional power plants with steam turbines as generator drive application will still be in use. In addition steam turbines are also used for electricity production from renewable energy sources like due to biomass, solarthermal or geothermal heat. For an efficient energy conversion process, for steam turbines a high efficiency is an essential design criterion. For high pressure turbines secondary flows are one of the most important loss mechanisms. Non-axisymmetric endwall contouring has become a well known method for reducing secondary flow in turbines of aero engines. Due to this geometries the cross passage pressure gradient is reduced, the main force that drives the secondary force. In steam turbines this method has not yet become established to industrial maturity. The reasons for that are differences in the design process of steam turbines and turbines for aero engines on the one hand, and on the other hand the stronger secondary flows in aero engines do to a higher profile loading. In this thesis, two seven stage turbines with typical high pressure steam turbine blading and designed by an industrial turbine manufacture are investigated experimentally on a test stand as well as numerically with computational fluid dynamics methods. One of the bladings has non-axisymmetric endwalls.





# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik an der Leibniz Universität Hannover. Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter, Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume, für die Betreuung dieser Arbeit. Die Gespräche und fachlichen Diskussionen sowie die gewährten Freiräume haben sehr zu ihrem Gelingen beigetragen. Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Schatz danke ich für die Übernahme des Korreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Berend Denkena für die Übernahme des Vorsitzes in meinem Promotionsverfahren.

Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie danke ich für die Förderung des Projekts im Rahmen der AG Turbo. Der Siemens AG als Projektpartner danke ich für die Stellung der untersuchten Turbinenbeschaukelungen. Besonderer Dank gilt hier Herrn Peter Gerkens, der mit Rat und Tat zur Entstehung dieser Forschungsarbeit beigetragen hat.

Ich bedanke mich herzlich bei meinen ehemaligen Kollegen vom Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik. Das angenehme Arbeitsklima, der fachliche Austausch und die im Versuchsfeld unabdingbare tatkräftige Unterstützung sowie die abendlichen Laufrunden und Fußballabende haben dazu beigetragen, insbesondere auch Rückschläge wie längere Anlagenausfälle durchzustehen. Hier bedanke ich mich besonders bei Michael Henke, meinem Kollegen am Turbinenprüfstand, der bei den Messkampagnen ohne zögern zahlreiche Schichten übernommen und maßgeblich dazu beigetragen hat, dass der „Hobel“ wieder rollt. Aber auch Jan Siemann, Thorsten Sextro und Benedikt Ernst bin ich dafür dankbar, dass mir ihre Tür stets offen stand. Herrn Dr.-Ing. Joachim Runkel danke ich besonders dafür, dass er als Oberingenieur des Instituts stets eine Möglichkeit gefunden hat, auch die finanziellen Mittel für die Behebung altersbedingter Anlagenschäden bereitzustellen. Um so mehr freut es mich, dass das Institut am neuen Standort mittlerweile über eine moderne Prüfstandsinfrastruktur verfügt. Besondere Freude hat mir auch die Zusammenarbeit mit dem technischen Werkstatt- und Versuchspersonal bereitet. Ohne deren Tatkraft und hohe Einsatzbereitschaft inkl. gemeinsamer Nachschichten wäre mir diese Arbeit nicht möglich gewesen. Besonderer Dank gilt daher Sven Christian, Bert Erbe, Andre Hruschka, Christian Kropp, Timo Lastinger, Welf-Thure von Lueder, Igor Mamryk und Heiner Selle. Mein Dank gilt auch den Studenten, die mich mit ihren Abschlussarbeiten und als wissenschaftliche Hilfskräfte unterstützt haben. Stellvertretend danke ich Simon Bittner und Dennis Gustav, die mich fast über die gesamte Projektlaufzeit begleitet haben.

Besonders herzlich danke ich meinen Eltern und meiner Schwester, die mich über meinen gesamten Lebensweg unterstützt und gefördert haben. Ihr stetiger liebevoller Rückhalt hat mir die notwendige Kraft gegeben. Ebenso danke ich meiner Lebensgefährtin Jewgenia für ihren liebevollen Rückhalt, der es mir insbesondere in der Schlussphase der Dissertation ermöglicht hat, diese parallel zu meiner neuen Arbeitsstelle fertig zu stellen.

Hannover, im September 2020

Thomas Kwitschinski

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	v
Formelzeichen	vii
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung</b>	<b>5</b>
2.1 Entstehung von Sekundärströmungen . . . . .	5
2.2 Einflussfaktoren auf die Ausbildung der Sekundärströmungen . . . . .	11
2.2.1 Mach-Zahl-Einfluss . . . . .	11
2.2.2 Reynolds-Zahl-Einfluss . . . . .	11
2.2.3 Einfluss der Profilbelastung und deren Verteilung über das Schaufelblatt . . . . .	12
2.2.4 Einfluss des Teilungsverhältnisses . . . . .	14
2.2.5 Einfluss inzidenzbehafteter Profil-Zuströmung . . . . .	14
2.2.6 Kavitäteneinfluss . . . . .	17
2.3 Kriterien für die Bewertung von Sekundärströmungen . . . . .	18
2.4 Maßnahmen zur Reduzierung von Sekundärströmungen . . . . .	20
2.4.1 3D-Profilgestaltung . . . . .	20
2.4.2 Fillet-Radius . . . . .	22
2.4.3 Seitenwandkonturierung . . . . .	24
<b>3 Motivation und Zielsetzung</b>	<b>37</b>
<b>4 Versuchsturbine, Versuchsmethodik und Messtechnik</b>	<b>41</b>
4.1 Axialturbinenprüfstand des TFD . . . . .	41
4.1.1 Luftversorgung und Turbinenprüfstand . . . . .	41
4.1.2 7-stufige Turbinenkonfigurationen . . . . .	42
4.2 Versuchsmethodik . . . . .	45
4.3 Messtechnik . . . . .	49
4.3.1 Messdatenerfassung . . . . .	49
4.3.2 Sensorik zur Erfassung globaler Betriebsdaten . . . . .	51
4.3.3 Pneumatische Sondenmesstechnik . . . . .	52
4.3.4 Kalibrierung der eingesetzten Mehr-Loch-Sonden . . . . .	55
4.3.5 Messunsicherheiten . . . . .	57

<b>5</b>	<b>Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen</b>	<b>59</b>
5.1	Vorstudie zum Einfluss der Filletberücksichtigung . . . . .	59
5.1.1	Vorbemerkungen . . . . .	59
5.1.2	Beschreibung der Testfälle, Netztopologie, Randbedingungen und CFD-Berechnungen . . . . .	60
5.1.3	Einfluss der Fillet-Varianten auf das Stufenkennfeld . . . . .	62
5.1.4	Einfluss der Fillet-Varianten auf die Sekundärströmungen . . . . .	63
5.2	Numerisches Modell der 7-stufigen Turbine . . . . .	66
<b>6</b>	<b>Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse</b>	<b>69</b>
6.1	Betrachtung des globalen Betriebsverhaltens . . . . .	69
6.1.1	Bewertung des gemessenen Kennfelds der Referenzbeschaufelung .	69
6.1.2	Kennfeldbewertung der SWK-Konfiguration . . . . .	72
6.1.3	Reproduzierbarkeitsbetrachtung . . . . .	73
6.1.4	Einfluss der Kammsondenausrichtung auf die Kenngrößen . . . . .	78
6.2	Charakteristik der einzelnen Turbinenstufen . . . . .	80
6.3	Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast . . . . .	82
6.3.1	Umfangsgemittelte Ergebnisse in den Messebenen . . . . .	83
6.3.2	Ergebnisse der Flächentraversierungen . . . . .	93
6.3.3	Numerische Untersuchung zum Einfluss der geänderten Schaufel- teilung . . . . .	97
<b>7</b>	<b>Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse</b>	<b>101</b>
7.1	Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast) . . . . .	101
7.2	Ergebnisse innerhalb ausgewählter Schaufelpassagen (Nennlast) . . . . .	113
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerungen</b>	<b>117</b>
<b>9</b>	<b>Ausblick</b>	<b>119</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>121</b>
<b>A</b>	<b>Anhang Numerische Strömungssimulation</b>	<b>139</b>
	<b>Wissenschaftlicher Werdegang</b>	<b>141</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Aktuelle und prognostizierte Strom-Jahresproduktion sowie Anteil der Energieträger an der Erzeugung nach Siemens AG (2017) . . . . .	2
1.2	Leistungsanteile der Teilturbinen einer Siemens-Turbine SST-6000 für ein typisches Dampfkraftwerk (vgl. Deckers 2014), Foto: Siemens AG (2015)	3
1.3	Relativer Anteil der Strömungsverluste typischer Hoch- und Mitteldruck-Dampfturbinenbeschaufelungen nach Oeynhausen et al. (1996) . . . . .	4
2.1	Sekundärströmungen nach Langston (1980) . . . . .	6
2.2	Hufeisenwirbelsystem auf Basis von Eckerle und Langston (1987) und Hunt et al. (1978) . . . . .	7
2.3	Charakteristische Stromlinien auf Seitenwand und Profilsaugseite nach Sieverding (1985), Jabbari et al. (1992) und Benner et al. (2003) . . . . .	10
2.4	Darstellung der Interaktion von Kavitationsströmung und Hauptströmung hinter einer Schaufelpassage nach Pfau et al. (2001) . . . . .	18
2.7	Zusammenfassung der Reduzierung von <i>SKEH</i> und Verlusten für Studien zur SWK-Auslegung nach Gregory-Smith et al. (2008) . . . . .	34
3.1	Versuchsturbinen mit Seitenwandkonturierung im Smith-Diagramm nach Smith (1965) im Vergleich zur 7-stufigen TFD/ Siemens-Konfiguration . . . . .	38
4.1	Versuchsanlage, bestehend aus Luftversorgung und Turbinenprüfstand . . . . .	43
4.2	7-stufige Forschungsturbine der Siemens AG auf dem Prüfstand des TFD . . . . .	44
4.3	Bilanzraum mit Ein- und Austritts- sowie Traversierebenen für Kennfeld- bzw. Strömungsfeldmessungen . . . . .	49
4.4	Struktur des Messdatenerfassungssystems der Turbine . . . . .	50
4.5	Anströmwinkel aller untersuchten Betriebspunkte, mit Messbereich bei starrem Kammsondeneinbau in axialer Richtung (links) und erweiterter Messbereich bei verstellbaren Kammsonden (rechts) . . . . .	53
4.6	Instrumentierungsschema der in der Austrittsbilanzebene positionierten Kammsonden . . . . .	53
4.7	Kammsonden zur Bestimmung der Turbinenaustrittsbedingungen, Einbausituation in unterer Diffusorhälfte (links), Detailaufnahme (rechts) . . . . .	54
4.8	Definition der Geschwindigkeitsdreiecke . . . . .	55
4.9	Eingesetzte 5-Loch-Sonden mit Bohrungsbezeichnung . . . . .	57
5.1	CAD-Modell der ersten Leitschaufel mit 3D-Fillet (grün) . . . . .	60
5.2	Berechnetes Kontrollvolumen (links) und schematische Darstellung der Filletmodellierung bei regelmäßigen Filletvarianten (rechts) . . . . .	61

## Abbildungsverzeichnis

5.3	Dimensionsloser Wandabstand $y^+$ der ersten Stufe mit realem Fillet . . .	62
5.4	Einfluss der Filletvariante auf integrale Kenngrößen der Turbinenstufe . .	63
5.5	Umfangsgemittelte, radiale Verteilung von Ma-Zahl (links), absolutem (mittig) und relativem Abströmwinkel (rechts) hinter LE 1 . . . . .	65
5.6	Umfangsgemittelte, radiale Verteilung von relativer Ma-Zahl (links), absolutem (mittig) und relativem Abströmwinkel (rechts) hinter LA 1 . . . .	65
5.7	Numerisches Modell der 7-stufigen Luftturbine . . . . .	66
6.1	Turbinenkennfeld der Referenzbeschaufelung . . . . .	71
6.2	Kennfeld der Referenzbeschaufelung für verschiedene Betriebsdrehzahlen	72
6.3	Kennfeldvergleich zwischen Referenz und SWK (Messungen und CFD) .	74
6.4	Reproduzierbarkeitsbetrachtung der reduzierten Drehzahl am Referenzpunkt über alle Messkampagnen . . . . .	76
6.5	Reproduzierbarkeitsbetrachtung des reduzierten Massenstroms am Referenzpunkt über alle Messkampagnen . . . . .	76
6.6	Reproduzierbarkeitsbetrachtung des Druckverhältnisses am Referenzpunkt über alle Messkampagnen . . . . .	77
6.7	Reproduzierbarkeitsbetrachtung der thermischen Leistung am Referenzpunkt über alle Messkampagnen . . . . .	77
6.8	Reproduzierbarkeitsbetrachtung des isentropen Wirkungsgrads am Referenzpunkt über alle Messkampagnen . . . . .	78
6.9	Einfluss der Kammsondenausrichtung auf die Bestimmung von Austrittsbedingungen und Kennfeldgrößen . . . . .	80
6.10	Charakteristische Stufenverläufe der 7-stufigen Versuchsturbine . . . . .	82
6.11	Absolute Abströmwinkel $\alpha$ der Leitreihen . . . . .	89
6.12	Relative Abströmwinkel $\beta$ der Leitreihen . . . . .	90
6.13	Absolute Abströmwinkel $\alpha$ der Laufreihen . . . . .	91
6.14	Relative Abströmwinkel $\beta$ der Laufreihen . . . . .	92
6.15	Austritts-Mach-Zahl ME51 (Nennlast) . . . . .	95
6.16	Austritts-Mach-Zahl ME71 (Nennlast) . . . . .	96
6.17	Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Stufencharakteristik . . .	97
6.18	Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Abströmung der Leitreihen 4 - 7 (relativ und absolut) . . . . .	99
6.19	Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Abströmung der Laufreihen 4 - 7 (relativ und absolut) . . . . .	100
7.1	Modell des Vorderkantenwirbelsystems bei Leitreihen infolge starker Sekundärströmungen in der stromauf gelegenen Laufreihe . . . . .	104
7.2	SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Leitreihen (E243) bei Nennlast	109
7.3	SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Leitreihen (E2431) bei Nennlast	110
7.4	SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Laufreihen (E243) bei Nennlast	111
7.5	SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Laufreihen (E2431) bei Nennlast	112
7.6	Statische Druckverteilung und Stromlinien am Gehäuse, LE2 (Nennlast)	114
7.7	Statische Druckverteilung und Stromlinien an der Nabe, LE2 (Nennlast)	115

7.8	Statische Druckverteilung und Stromlinien am Gehäuse, LA4 (Nennlast)	116
7.9	Statische Druckverteilung und Stromlinien an der Nabe, LA4 (Nennlast)	116
A.1	Vorderkantenwirbel am Stator 2 dargestellt mithilfe des Lambda2-Kriteriums durch Kob (2015) . . . . .	139





# Tabellenverzeichnis

- 2.1 Technologie-Reifegrade (TRG) nach Taremi et al. (2013) verallgemeinert 25
- 4.1 Charakteristische Kenngrößen der 7-stufigen Turbinenbeschaufelung . . . 44
- 4.2 Bezeichnung der untersuchten Turbinenkonfigurationen . . . . . 45
- 4.3 Versuchsmatrix für die Untersuchung der Turbinenbeschaufelung (K =  
Kennfeld-, **S** = Strömungsfeld-, **R** = Referenzpunktmessungen, grau hinterlegt = zusätzlich CFD-Simulation ) . . . . . 46



# Formelzeichen

## Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
$A$	$\text{m}^2$	Fläche	
$AR$	–	Seitenverhältnis (Aspect Ratio)	$\frac{H}{t}$
$a$	$\text{m/s}$	Schallgeschwindigkeit	
$c$	$\text{m/s}$	Betrag der Absolutgeschwindigkeit	
$c_{\text{ax}}$	$\text{m/s}$	Betrag der Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit	
$c_i$	$\text{m/s}$	Geschwindigkeitsvektor	
$c_p$	$\text{J/kgK}$	spezifische isobare Wärmekapazität	
$c_r$	$\text{m/s}$	Betrag der Radialkomponente der Absolutgeschwindigkeit	
$c_u$	$\text{m/s}$	Betrag der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit	
$c_v$	$\text{J/kgK}$	spezifische isochore Wärmekapazität	
$d$	$\text{m}$	Durchmesser	
$g_i$	$\text{m/s}^2$	Vektor der Erdbeschleunigung	
$H$	$\text{m}$	Schaufelhöhe	
$H$	$\text{m/s}^2$	Helicity	
$h$	$\text{kJ/kgK}$	spezifische Enthalpie	
$i$	$^\circ$	Inzidenzwinkel	
$K$	–	Konfidenzintervall	
$k$	$\text{m}^2/\text{s}^2$	spezifische turbulente kinetische Energie	
$l$	$\text{m}$	Sehnenlänge des Profils	Abb. 4.8
$l_{\text{ax}}$	$\text{m}$	Axiale Sehnenlänge des Profils	Abb. 4.8
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom	
$M$	$\text{Nm}$	Drehmoment	
$Ma$	–	Mach-Zahl	$c/a$
$Ma_u$	–	Umfangs-Mach-Zahl	$u_{st}/a_t$
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl	
$P$	$\text{W}$	Leistung	
$PAC$	–	Nickwinkelkoeffizient (Pitch Angle Coefficient)	Gl. (4.21)
$p$	$\text{Pa}$	Druck	

Formelzeichen

$Q$	–	Qualitätsparameter nach Marchal (1980)	Gl. (2.3)
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom	
$R_R$	–	Stufen-Reaktionsgrad	$\frac{\Delta h_{is,Rotor}}{\Delta h_{is,Stufe}}$
$R_0$	J/kgK	universelle Gaskonstante	
$R_s$	J/kgK	spezifische Gaskonstante	
Re	–	Reynolds-Zahl	$cl\rho/\mu$
$r$	m	radiale Koordinate des Zylinderkoordinatensystems	
$SKE$	$m^2/s^2$	Sekundäre kinetische Energie	
$T_p$	–	Teilung	
$T$	K	statische Temperatur	
$T_t$	K	Totaltemperatur	
$TPC$	–	Totaldruckkoeffizient (Total Pressure Coefficient)	Gl. (4.23)
$Tu$	–	Turbulenzgrad	
$u$	m/s	Betrag der Umfangsgeschwindigkeit	
$u_{St}$	m/s	mittlere Stufen-Umfangsgeschwindigkeit	
$u_T$	m/s	mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine	
$V$	$m^3$	Volumen	
$w$	m/s	Betrag der Relativgeschwindigkeit	
$x_i$	m	Vektor der kartesischen Koordinaten	
$x, y, z$	m	kartesische Koordinaten	
$x_{ax}$	m	Axiale Koordinate	
$x_\theta$	m	Umfangskoordinate des Zylinderkoordinatensystems	
$YAC$	–	Gierwinkelkoeffizient (Yaw Angle Coefficient)	Gl. (4.20)
$y^+$	–	dimensionsloser Wandabstand	$\frac{u_\tau n \rho}{\mu}$
$z$	–	Schaufelzahl	
$Z$	–	Stufenzahl	
$Zw$	–	Zweifel-Zahl	

## Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Definition
$\alpha$	°	Gierwinkel der Absolutgeschwindigkeit	Abb.4.8
$\beta$	°	Gierwinkel der Relativgeschwindigkeit	Abb.4.8
$\beta_S$	°	Staffelungswinkel	
$\gamma$	°	Nickwinkel der Absolutgeschwindigkeit	
$\Delta$	—	Differenz	
$\Delta\beta$	°	aerodynamische Umlenkung	
$\zeta$	—	Totaldruckverlustbeiwert	
$\eta$	—	Turbinenwirkungsgrad	
$\kappa$	—	Isentropenexponent	
$\mu$	Pa s	dynamische Viskosität	
$\mu_T$	Pa s	Wirbelviskosität	
$\nu$	$\frac{m^2}{s}$	kinematische Viskosität	$\frac{\mu}{\rho}$
$\Pi$	-	Druckverhältnis	
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte	
$\rho_h$		Reaktionsgrad	
$\phi$	—	Lieferzahl oder Durchflusszahl	$\frac{c_{2,ax}}{u_2}$
$\psi$	—	Leistungszahl	$\frac{\Delta h_t}{(u)^2/2}$
$\psi_{is}$	—	Druckzahl	$\frac{\Delta h_{t,is}}{(u)^2/2}$
$\psi^*$	—	Belastungszahl	$\frac{\Delta h_t}{(u)^2}$
$\Omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit	
$\omega_i$	1/s	Vorticity Vektor	
$\omega_{i,sw}$	m/s <sup>2</sup>	Streamwise Vorticity Vektor	

## Subskripte, tiefgestellte Indizes

Index	Bedeutung
$\infty$	Größe der ungestörten Außenströmung oder der Zuströmung
1	Einströmrand; stromaufwärts der Schaufelreihe
2	Ausströmrand; stromabwärts der Schaufelreihe
A	Austrittszustand
ADP	Größe des aerodynamischen Auslegungspunkts

## Formelzeichen

ax	Axialkomponente
DS	Druckseite des Profils
E	Eintrittszustand
ges	gesamt
HK	Hinterkante des Profils
is	isentrop
korr	korrigierte Größe
MS	Mittenschnitt
m	konservativ gemittelte Größe
max	Maximalwert
min	Minimalwert
num	numerisch
P	Profil
p	polytrop
r	in radialer Richtung
red	Mach-Zahl-ähnlich reduzierte Größe
ref	Referenzgröße
rel	relative Größe
SS	Saugseite des Profils
s	statische Größen
sec	sekundärer Wirbel
t	totale Größe
tert	tertiärer Wirbel
th	thermodynamisch, theoretisch
u	in Umfangsrichtung
VK	Vorderkante des Profils
w	Wand

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ADP	Aerodynamischer Auslegungspunkt ( <b>A</b> erodynamic <b>D</b> esign <b>P</b> oint)
AVDR	<b>A</b> xial <b>V</b> elocity <b>D</b> ensity <b>R</b> atio
CAD	<b>C</b> omputer <b>A</b> ided <b>D</b> esign

CFD	<b>C</b> omputational <b>F</b> luid <b>D</b> ynamics
CV	Eckenwirbel ( <b>C</b> orner <b>V</b> ortex)
DKW	<b>D</b> ampfkraftwerk
DL	Staulinie ( <b>D</b> am <b>L</b> ine)
DS	<b>D</b> ruckseite
DT	<b>D</b> ampfturbine
EEG	<b>E</b> rneuerbare <b>E</b> nergien <b>G</b> esetz
HDT	<b>H</b> ochdruckturbine
HGK	<b>H</b> ochgeschwindigkeits- <b>K</b> alibrierkanal
HK	<b>H</b> interkante des Profils
HV	Hufeisenwirbel <b>H</b> orseshoe <b>V</b> ortex des Profils
ISA	<b>I</b> nternationale <b>S</b> tandard <b>A</b> tmosphäre
LA	<b>L</b> aufschaufel
LCV	Eckenwirbel an der Profilverderkante( <b>L</b> eading <b>E</b> dge <b>C</b> orner <b>V</b> ortex
LE	<b>L</b> eitschaufel
MDT	<b>M</b> itteldruckturbine
ME	<b>M</b> esseebene
NDT	<b>N</b> iederdruckturbine
PV	Kanalwirbel ( <b>P</b> assage <b>V</b> ortex)
RB	<b>R</b> andbedingung
SK	<b>S</b> chraubenkompressor
SS	<b>S</b> augseite
St	<b>S</b> tufe
SW	<b>S</b> eitenwand
SWK	<b>S</b> eitenwandkontur
TFD	Institut für <b>T</b> urbomaschinen und <b>F</b> luid- <b>D</b> ynamik der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
VK	<b>V</b> orderkante des Profils

*Formelzeichen*



# 1 Einleitung

Nach Prognosen der Vereinten Nationen wird die Weltbevölkerung von ca. 7,7 Mrd. im Jahr 2019 auf ca. 8,6 Mrd. im Jahr 2030 und ca. 9,7 Mrd. in 2050 ansteigen (UN 2019). Außerdem geht die Internationale Energieagentur von einem hohen Wirtschaftswachstum in den sogenannten Schwellenländern wie z.B. China und Indien aus. Daher wird für die kommenden Jahrzehnte mit einem Anstieg der weltweiten Energienachfrage gerechnet (IEA 2016). Wie in Abbildung 1.1 (links) dargestellt, geht eine Studie von Siemens AG (2017) davon aus, dass die Stromerzeugungsleistung bis 2030 gegenüber 2011 um ca. 68 % ansteigen wird. Der Studie folgend, wird diese Leistung nicht allein durch erneuerbare Energien gedeckt werden können. Daher kommt fossil befeuerten und nuklearen Kraftwerken weiterhin ein bedeutender Anteil an der Stromerzeugung zu. Um die daraus resultierenden Belastungen der Umwelt und einen nachfragebedingten Anstieg der Energiekosten gering zu halten, ist eine weitere Effizienzsteigerung bei der Energieerzeugung notwendig. Erschwerend kommt in der Bundesrepublik Deutschland hinzu, dass die geänderten politischen Rahmenbedingungen mit dem Erneuerbare Energien Gesetz (EEG) regenerativ erzeugtem Strom Vorrang bei der Netzeinspeisung einräumen. Da die z.B. durch Wind- und Solarkraft bereitgestellte Leistung jedoch witterungsbedingt starke tages- und jahreszeitliche Volatilität aufweist und somit nicht der Stromnachfrage folgen kann, müssen Kraftwerksleistungen bereitgestellt werden, die die sogenannte Residuallast decken. Trotz eines starken Ausbaus erneuerbarer Energien, müssen Mangels noch nicht verfügbarer Speichertechnologien auch in absehbarer Zukunft, wie Abbildung 1.1 (rechts) zeigt, konventionelle Kraftwerke zum Einsatz kommen. Darüber hinaus kommen Dampfturbinen aber auch bei der Stromerzeugung aus regenerativen Energien, wie z.B. bei Geothermie, Biomasse und solarthermischen Kraftwerken zum Einsatz, so dass sie nach Deckers (2014) bei ca. 70 % der Energieerzeugung eingesetzt werden. Um dabei einen möglichst effizienten und ressourcenschonenden Kraftwerksbetrieb zu ermöglichen, ist die weitere Wirkungsgradsteigerung der Kraftwerkskomponenten notwendig.

Die Leistung von Dampfturbinen reicht von kompakten Anlagen mit ca. 45 kW-12 MW zur Abwärmenutzung, über Industriedampfturbinen (2 MW-250 MW) bis zu den klassischen Kraftwerksturbinen (90 MW-1,900 MW). Wie in Deckers (2014) dargestellt, entfallen bei einem in konventionellen Dampfkraftwerken (DKW) zum Einsatz kommenden Turbosatz ca. 30 % des Leistungsanteils zum Antrieb des Generators auf die Hochdruckturbinen (HDT). Die restlichen 70 % werden je nach Turbosatz-Design entweder vollständig von einer kombinierten Mittel- (MDT) und Niederdruckturbinen (NDT) zur Verfügung gestellt oder teilen sich, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, als separate Teilturbinen mit ca. 40 % auf die MDT und 30 % auf die NDT auf.

Innerhalb der Beschauelung kommt es dabei zu aerodynamischen Verlusten, die sich nach Ainley und Mathieson (1955) in die sogenannten Profil-, Spalt- und Sekundär-

# 1 Einleitung

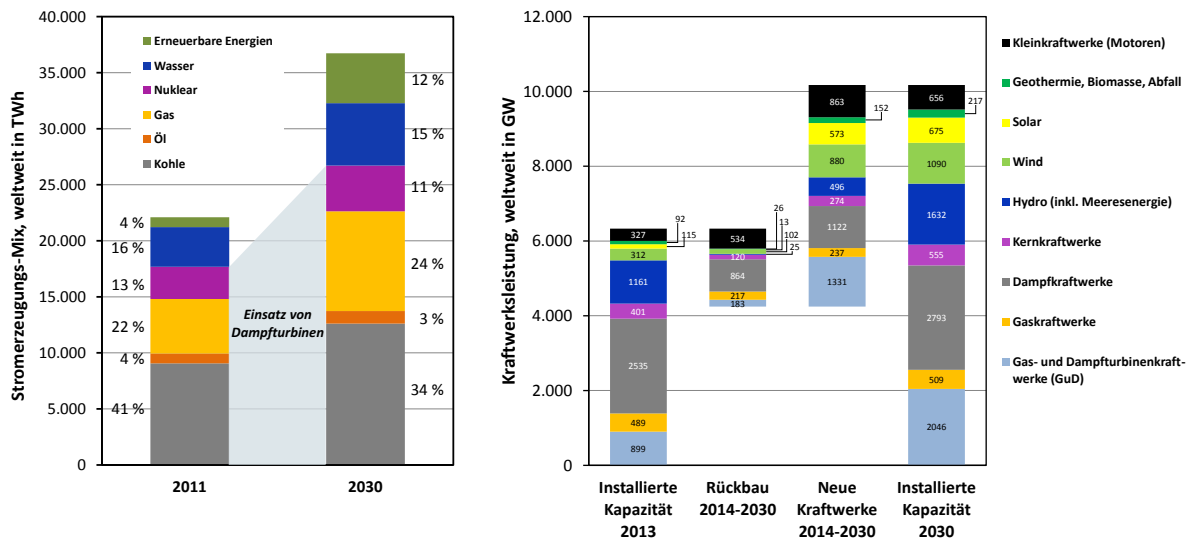


Abbildung 1.1: Aktuelle und prognostizierte Strom-Jahresproduktion sowie Anteil der Energieträger an der Erzeugung nach Siemens AG (2017)

strömungsverluste aufteilen lassen. Profilverluste entstehen, wie von Denton (1993) beschrieben, in der Grenzschicht eines umströmten Profils fernab der Seitenwände. Dagegen entstehen die Sekundärströmungsverluste bei der Umlenkung der Seitenwandgrenzschichten an Nabe und Gehäuse in der Schaufelpassage. Als Spaltverlust wird der Anteil bezeichnet, der durch das Überströmen frei endender Schaufeln oder durch das Durchströmen von Kavitäten am Leistungsumsatz in der Beschauflung verloren geht. Diese Verlustmechanismen interagieren in Abhängigkeit von Art und Bauweise der Maschine und können daher nur in seltenen Fällen vollständig unabhängig voneinander betrachtet werden. Insbesondere in Hochdruckturbinen-Beschauflungen mit einem kleinen Höhen-Seiten-Verhältnis tragen die Sekundärströmungsverluste, wie in Abbildung 1.3 dargestellt, erheblich zum Gesamtverlust bei. Nach Sharma und Butler (1987) beträgt der Anteil der Sekundärströmungsverluste an den aerodynamischen Gesamtverlusten 30% bis 50%. Daher erfolgten seit den 1950er Jahren umfangreiche Studien, zunächst insbesondere zur Ableitung von Verlust-Korrelationen für die Auslegung mittels 1D- und 2D-Verfahren, später zunehmend zum physikalischen Verständnis der wirkenden Mechanismen zur Ausbildung und Ausprägung der Sekundärströmungen, sowie der diese beeinflussenden Faktoren mit dem Ziel, auf Grundlage dessen möglichst verlustarme Beschauflungen auszulegen.

Ein Designelement zur Reduzierung von Sekundärströmungen ist die nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturierung (SWK) deren Einsatz beginnend mit der Arbeit von Rose (1994) intensiv untersucht wurde. Ziel der SWK ist nach Harvey und Rose (2000) die Verringerung des für die Entstehung der Sekundärströmungen maßgeblichen Querdrukgradienten an den Seitenwänden der Schaufelpassagen. Im Flugtriebwerksbau hat sich die SWK als effektives Mittel zur Reduzierung der Sekundärströmungen erwiesen und ist daher bereits in Serientriebwerken integriert. Grund hierfür ist, dass in den letzten Jahren zur Reduzierung des Triebwerksgewichts die Schaufelzahl eines Gitters sowie

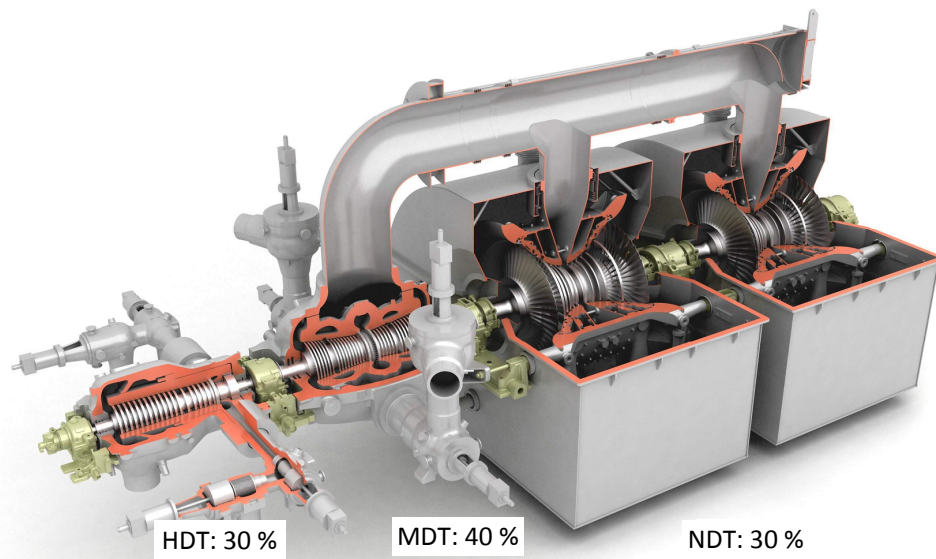


Abbildung 1.2: Leistungsanteile der Teilturbinen einer Siemens-Turbine SST-6000 für ein typisches Dampfkraftwerk (vgl. Deckers 2014), Foto: Siemens AG (2015)

auch die Gesamtstufenanzahl reduziert wurde. Um jedoch die gleiche Turbinenleistung zur Verfügung stellen zu können, kommen in den verbleibenden Schaufelgittern sogenannte High-Lift- und Ultra-High-Lift-Profile mit einer höheren Profilbelastung zum Einsatz (Gier et al. 2010, Praisner et al. 2013). Da diese jedoch stärkere Sekundärströmungsverluste hervorrufen, sollen nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturen diesem Effekt entgegenwirken und damit Wirkungsgradeinbußen mindestens kompensieren.

Da, wie eingangs gezeigt, eine weitere Effektivitätssteigerung der Stromerzeugung aus konventionellen Kraftwerken notwendig ist, muss auch der Wirkungsgrad der dort eingesetzten Dampfturbinen erhöht werden. Ziel ist es daher, zu untersuchen, ob die bei Triebwerksturbinen erfolgreiche Seitenwandkonturierung auch für die Wirkungsgradsteigerung von Dampfturbinen erschlossen werden kann. Eine eins-zu-eins-Übertragung ist hier jedoch nicht möglich. Da das Gewicht bei Kraftwerks-Dampfturbinen bisher eine eher untergeordnete Rolle einnimmt, wird die Beschaukelung bei diesen mit einer geringeren Profilbelastung ausgelegt, um Sekundärströmungen auf einem niedrigen Niveau zu halten und um einen hohen Wirkungsgrad für einen breiten Betriebsbereich zu erzielen. Darüber hinaus weichen der Auslegungsprozess von Flugtriebwerken und Dampfturbinen erheblich voneinander ab, was die Übertragbarkeit der vornehmlich für Triebwerke entwickelten, bisherigen Auslegungsmethodik von Seitenwandkonturen in die Auslegungskette für Dampfturbinen erschwert. Daher erfolgte im Rahmen einer Studie der Siemens AG zusammen mit der Universität Cambridge, UK die Ableitung von Auslegungsregeln für eine HDT-typische Beschaukelung (Lintz et al. 2011, 2013).

Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle und numerische Untersuchung einer HDT-typischen Versuchsturbinen mit einer auf jenen Auslegungsregeln basierenden Seitenwandkontur. Die Ergebnisse werden mit denen einer unkonturierten Referenz verglichen, um

## 1 Einleitung

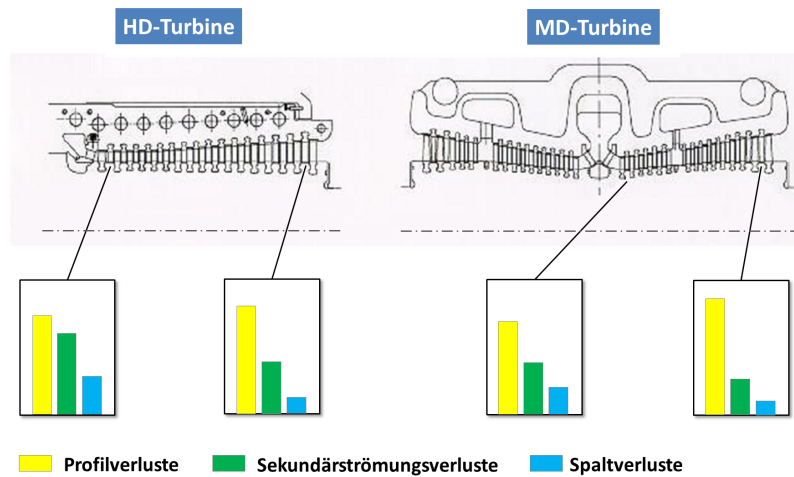


Abbildung 1.3: Relativer Anteil der Strömungsverluste typischer Hoch- und Mitteldruck-Dampfturbinenbeschaukelungen nach Oeynhausen et al. (1996)

die Funktionsfähigkeit der Auslegungsmethode sowie die Übertragbarkeit einer Konturierung auf die HDT-typische Beschaukelung zu überprüfen. Dabei wird die Turbine sowohl hinsichtlich des Kennfeldverhaltens, als auch hinsichtlich der lokal durch die Kontur hervorgerufenen physikalischen Effekte untersucht.

Im folgenden Kapitel 2 werden zunächst typische Ausprägungen der Sekundärströmungen erläutert und die physikalischen Effekte beschrieben, die zu deren Ausbildung führen. Darauf aufbauend werden verschiedene Methoden zur Sekundärströmungsbeeinflussung in einem kurzen Überblick dargestellt, um anschließend auf die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Methode der Seitenwandkonturierung ausführlich einzugehen. Aus den in Kapitel 1 und 2 dargestellten Rahmenbedingungen, d.h. der Technologiereife der Seitenwandkonturierung sowie den Herausforderungen für deren Anwendung in Dampfturbinen, werden in Kapitel 3 die Motivation und Zielsetzung für diese Arbeit herausgestellt. Die Beschreibung der untersuchten Turbine und die dabei angewendete Versuchsmethodik und Messtechnik folgen in Kapitel 4 und die Vorgehensweise für die detaillierte numerische Untersuchung der Turbine in Kapitel 5. In Kapitel 6 werden die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchungen für die unkonturierte und konturierte Beschaukelung gegenübergestellt und der Einfluss der Seitenwandkonturierung bewertet. Eine detailliertere, rein numerische Betrachtung an nicht in der Turbine mit der Messtechnik erreichbaren Positionen erfolgt in Kapitel 7, um die wirkenden physikalischen Effekte über die zuvor erfolgte Bewertungsmöglichkeit hinaus zu erweitern. Die Arbeit schließt mit den aus den Ergebnissen abgeleiteten Schlussfolgerungen und einem Ausblick.

# 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

## 2.1 Entstehung von Sekundärströmungen

Wie von Niehuis et al. (1990) dargestellt, existiert in der Literatur keine eindeutige Definition des Terminus technicus „Sekundärströmungen“. Grundlegend ist zunächst die Definition einer Primärströmung. In einer geraden Schaufelkaskade mit prismatischem Profil und großem Höhen-Seiten-Verhältnis wird häufig die Strömung bei halber Schaufelhöhe als Primärströmung betrachtet. Auf Grundlage dieser Definition lässt sich, wie bei Ingram (2003) dargestellt, der Strömungsvektor an einem beliebigen Ort der Passage in einen Primärströmungsvektor und einen dazu orthogonalen Störanteil, die Sekundärströmung aufteilen. Eine Übertragung dieser Definition auf reale Maschinengeometrien mit stehenden und rotierenden Ringgittern, divergenten Seitenwänden und heutzutage häufig dreidimensionalen Schaufeln ist jedoch nicht möglich. In dieser Arbeit wird die von Germain et al. (2007) gewählte Definition verwendet, nach der alle durch das Vorhandensein der Seitenwände hervorgerufenen Strömungsphänomene als Sekundärströmungen bezeichnet werden. Diese bilden sich durch Interaktion der seitenwandnahen Grenzschichtströmung mit der Beschauelung aus und stellen ein komplexes System mehrerer interagierender Wirbel mit stark dreidimensionalem Charakter dar, wobei zwischen diesen Wirbeln nichtlineare Zusammenhänge bestehen (vgl. Duden 2000). Den Ausführungen von Eymann (2001) folgend, ist daher eine Einzelbetrachtung der Phänomene aus physikalischer Sicht nicht zulässig. Um jedoch deren Entstehung, Intensität, Form sowie Lage dar- und gegenüberzustellen, hat sich die Zerlegung in Einzelphänomene in der Literatur etabliert. Die Forschungsarbeiten zu Sekundärströmungen in Turbomaschinen reichen bis in die Anfänge der 1950er Jahre zurück. Sieverding (1985) fasst bis dato wesentliche Forschungsergebnisse in seiner Veröffentlichung zusammen und Langston (2001) führt diesen Überblick bis 2001 fort. Diesen zufolge sind die bei der Betrachtung von Sekundärströmungen im Bezug auf ihre Intensität dominierenden Einzelphänomene der Hufeisen-, Kanal-, Ecken- und Hinterkantenwirbel. Zusätzlich treten bei Schaufelreihen ohne Übergangsradius vom Schaufelprofil zur Seitenwand (Fillet) Eckenwirbel auf. Eine Prinzipdarstellung zum Auftreten der Sekundärströmungen in einer Turbinenschauelpassage zeigt Abbildung 2.1. Im Folgenden werden die Einzelphänomene näher beschrieben. Dabei werden zur Bezeichnung charakteristischer Stromlinien und Punkte an Wänden die Abkürzungen nach Sieverding (1985) verwendet.

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

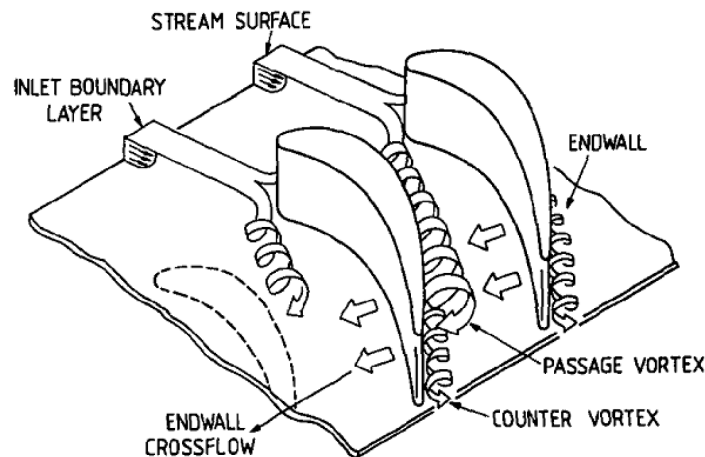


Abbildung 2.1: Sekundärströmungen nach Langston (1980)

Durch Aufstauen der Zuströmungsgrenzschicht bildet sich nach Zess und Thole (2002) in der Staulinie (DL) an der Schaufelvorderkante ein sogenannter Hufeisenwirbel HV. Ursächlich hierfür ist der in der Grenzschicht zur Seitenwand abnehmende dynamische Druck bei gleichzeitigem Vorliegen eines radial konstanten statischen Drucks. Das daraus resultierende Totaldruckprofil führt beim Aufstau an der Vorderkante zur Ausbildung eines zur Seitenwand gerichteten statischen Druckgradienten. Hierdurch strömt Fluid aus dem äußeren Grenzschichtbereich zur Seitenwand und bildet beim Zurückströmen einen Wirbel aus. Dieser Wirbel teilt sich entlang der Staulinie in zwei Wirbeläste, von denen einer auf der Saug- ( $HV_s$ ) und der andere auf der Druckseite ( $HV_p$ ) des Profils in die jeweilige Schaufelpassage eintritt.

Aufbauend auf diesem grundsätzlichen Verständnis zur Ausbildung des Hufeisenwirbels erfolgten in der Vergangenheit zahlreiche detaillierte Studien zur Wirbelbildung beim Aufstau einer Grenzschichtströmung. Eckerle und Langston (1987) untersuchten die Entstehung des Hufeisenwirbels vereinfacht an einem umströmten Zylinder (vgl. Abbildung 2.2). Die Visualisierung der seitenwandnahen Strömung mit Hilfe von Ölanstrichbildern zeigt stromauf vom Zylinder die Ausbildung einer Ablöselinie  $S_1$ , von einigen Autoren auch als Bifukationslinie bezeichnet (Niehuis et al. 1990), an der die Ablösung der Seitenwandgrenzschicht eintritt. Am Schnittpunkt der Ablöselinie  $S_1$  mit der Staulinie DL befindet sich ein Sattelpunkt  $A_1$ , an dem sich sowohl die Zuströmungsgrenzschicht als auch das von der Zylindervorderkante zurückströmende Fluid teilt. Deutlich näher am Zylinder befindet sich ebenfalls auf der Staulinie ein Wiederanlegepunkt  $R_1$ . Dieses Ölanstrichbild, das die Wandschubspannungen darstellt, konnte auch von Abdulla et al. (1991) und Pierce und Harsh (1988) für symmetrische Profile nachgewiesen werden, wobei spätere Messungen von Pierce und Nath (1990) und Pierce und Shin (1992) das Vorliegen eines weiteren deutlich kleineren, gegensinnig zum Hufeisenwirbel rotierenden Eckenwirbels LCV unmittelbar an der Vorderkante nachweisen. Der Eckenwirbel entsteht nach Praisner und Smith (2006b) durch das unmittelbar an der Profilverkante herabströmende Fluid. Dieses bildet dabei eine Grenzschicht aus. Ähnlich

dem zur eigentlichen Hufeisenwirbelbildung führenden Effekt kommt es beim Auftreffen dieser Grenzschichtströmung auf die Seitenwand zur Ausbildung eines zur Profilvorderkante gerichteten statischen Druckgradienten, der als treibende Kraft zur Ausbildung des Eckenwirbels LCV führt. Auch dieser umströmt die Vorderkante unter Bildung eines druck- ( $LCV_p$ ) und saugseitigen ( $LCV_s$ ) Ästes.

Weitere Studien zeigen, dass es zusätzlich zu diesem Zweiwirbelsystem zur Ausbildung weiterer, diesem vorgelagerter Wirbel kommen kann. So führten Praisner und Smith (2006a) und Praisner und Smith (2006b) experimentelle Untersuchungen zur Wirbelbildung und dem damit verbundenen Wärmeübergang im Vorderkantenbereich eines symmetrischen Profils durch. Die zeitlich hochauflösenden optischen Strömungsfeldmessungen mittels Particle Image Velocimetry (PIV) zeigen bei zeitlicher Mittelung für die Ebene in Staupunkttrichtung das in Abbildung 2.2 dargestellte, bereits von Hunt et al. (1978) und Ishii und Honami (1986) für stumpfe Körper und Agui und Andreopoulos (1992) für einen Zylinder beschriebene, komplexe Vierwirbelsystem. Neben dem für das Zweiwirbelsystem beschriebenen Hufeisen- und Eckenwirbel beobachten sie einen gegensinnig rotierenden Sekundär- ( $HV_{sec}$ ) und gleichsinnig rotierenden Tertiärwirbel ( $HV_{tert}$ ). Der Sekundärwirbel entsteht aus wandfernerem Fluid, das an der Profilvorderkante durch den Druckgradienten herab und unter dem Hufeisenwirbel hindurch stromauf strömt. Der Tertiärwirbel wird zum einen direkt aus der Zuströmungsgrenzschicht, zum anderen aus den Sekundärwirbel überströmendem Fluid der Rückströmung gespeist (Praisner und Smith 2006a,b). Wie in der Abbildung dargestellt, liegen ergänzend zum Zweiwirbelsystem jeweils ein zusätzlicher Ablöse- und Wiederanlegepunkt ( $S_2$ ,  $R_2$ ) vor. Georgiou et al. (2015) können dieses komplexe Hufeisenwirbelsystem vor einem symmetrischen Profil in guter Übereinstimmung mit ihren Messungen auch mittels stationärer RANS-Simulationen berechnen. Ursächlich für die gute Vorhersage ist den Autoren zufolge die hohe Netzauflösung im Vorderkantenbereich sowie ein geringer dimensionsloser Wandabstand von  $y^+ < 1$  in Verbindung mit dem Shear-Stress-Turbulenzmodell (SST) von Menter (1994).

Wie unter anderem von Sieverding (1985), Jabbari et al. (1992) und Wang et al. (1997) beschrieben, ist dieses Hufeisenwirbelsystem auch bei Turbinenkaskaden zu beobachten. In Abbildung 2.3 sind die begrenzenden Stromlinien mit den durch diese gebildeten charakteristischen Strömungsbereichen auf der Seitenwand (rechts) und der Saugseite (links) für eine Turbinenkaskade dargestellt. Die Nummerierung der Bereiche orientiert sich an Jabbari et al. (1992). Die beim Aufstau an der Profilvorderkante gebildeten Wirbel des Hufeisenwirbelsystems treten als saug- und druckseitige Äste in die jeweiligen Passagen ein. Der Verlauf der Wirbel ist im Seitenwandbereich durch die Ablöse- (S) und Wiederanlege-Stromlinien (R) gekennzeichnet. Wie von Sieverding (1985) beschrieben, erfolgt entlang der Linie  $S_2$  ein Ablösen des Hufeisenwirbels HV und entlang der stromauf befindlichen Linie  $S_1$  ein Ablösen der Zuströmungsgrenzschicht vor dem Tertiärwirbel  $HV_{tert}$ . Die Linie  $R_2$  kennzeichnet das Wiederanlegen des zurückströmenden Fluids und der Punkt  $R_1$  das Wiederanlegen des Tertiärwirbels. Der Sekundärwirbel verläuft zwischen den Linien  $R_1$  und  $S_2$  (Jabbari et al. 1992). Aus dem Verlauf der Linien wird ersichtlich, dass diese bei Eintritt in die Schaufelpassage nicht der freien Passagenströmung folgen, sondern einen Querströmungsanteil aufweisen. Ursächlich hierfür

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

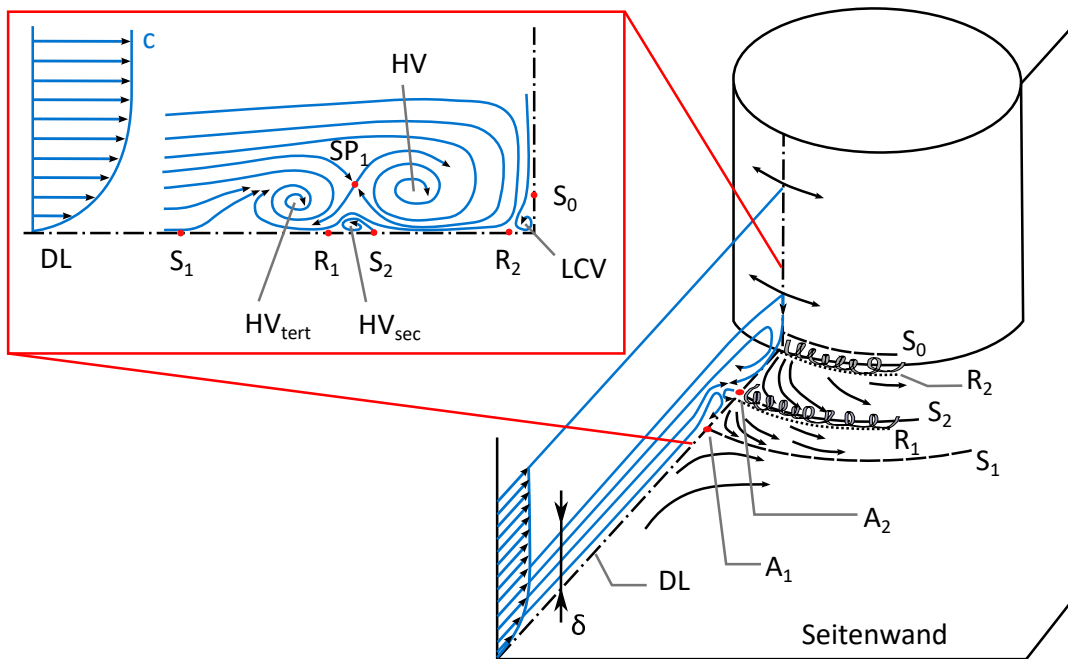


Abbildung 2.2: Hufeisenwirbelsystem auf Basis von Eckerle und Langston (1987) und Hunt et al. (1978)

ist die Umlenkung der Seitenwandgrenzschicht in der Schaufelpassage. Bei Betrachtung des Kräftegleichgewichts für eine gekrümmte Strömung ergibt sich die Impulsgleichung normal zur Strömungsrichtung nach Lampart (2009) zu

$$\frac{\rho c^2}{R} = \frac{\partial p}{\partial n}. \quad (2.1)$$

Dabei ist  $c$  die Strömungsgeschwindigkeit,  $R$  der Radius der Stromlinienkrümmung,  $p$  der Druck und  $n$  die Koordinate in Normalenrichtung. In der Passagenmitte ist die Strömungsgeschwindigkeit und der Druckgradient über die radiale Höhe konstant. Innerhalb der Seitenwandgrenzschicht nimmt die Strömungsgeschwindigkeit zur Seitenwand hin jedoch ab. Hieraus wird ersichtlich, dass bei unverändertem Druckgradienten der Krümmungsradius abnimmt. Eine Querströmung zur Saugseite ist im Seitenwandbereich die Folge. Aus Kontinuitätsgründen strömt wandferneres Fluid zur Druckseite nach, so dass sich der sogenannte Kanalwirbel bildet. Durch die wandnahe Querströmung werden auch die Hufeisenwirbeläste sowie die damit verbundenen Ablöse- und Wiederanlegelinien im vorderen Schaufelbereich zur Saugseite transportiert. Nach Sieverding (1985) und Benner et al. (1997) treffen die beiden saugseitigen Ablöselinien  $S_{1,s}$  und  $S_{2,s}$  bereits vor dem Erreichen der Saugseite aufeinander und interagieren, so dass im folgenden Verlauf lediglich eine Ablöselinie auf die Saugseite trifft. In diesem Gebiet wird das wandnahe Fluid durch den Hufeisenwirbelast  $HV_s$  aufgerollt. Nach dem Auftreffen auf die Saugseite bewegt sich dieser mit zugehöriger Ablöselinie  $S_{2,s}$  im weiteren Profilverlauf auf der Saugseite anliegend radial Richtung Kanalmitte. Treibende Kraft für die radiale Verlagerung ist nach Benner et al. (2003) die Passagenquerströmung, die, wie aus dem



Verschwinden der Ablöselinie  $S_{2,s}$  auf der Profilsaugseite zu schließen ist, im weiteren Verlauf und mit der Bildung des Kanalwirbels PV, diesen in Umfangsrichtung zur Passagenmitte transportiert. Dagegen beobachten Jabbari et al. (1992) ein nacheinander Auftreffen der Ablöselinien  $S_{1,s}$  und  $S_{2,s}$  auf die Saugseite. Den saugseitigen Eckenwirbelast  $LCV_s$  können Brennan et al. (2003) im weiteren Verlauf nicht mehr beobachten, so dass sich vermuten lässt, dass dieser dissipiert ist. Die druckseitigen begrenzenden Stromlinien  $S_{1,p}$  und  $S_{2,p}$  verlaufen durch den Querdruckgradienten zur Saugseite des benachbarten Profils. Bei deren Auftreffen auf die Saugseite können nach Sieverding (1985) in Abhängigkeit von der Profilbelastung und einem damit verbundenen flachen oder steilen Auftreffwinkel der Stromlinien unterschiedliche Effekte auftreten. Ein steiler Winkel führt zur Bildung des saugseitigen Eckenwirbels  $CV_s$  am Schnittpunkt von  $S_{1,p}$  und der Saugseite mit zugehöriger Ablöselinie  $S_3$ . Ursächlich ist ein ähnlich der Hufeisenwirbelbildung an der Profilverderrkante vorliegender Aufstauereffekt. Die Ablöselinie  $S_{2,p}$  ist anschließend nicht mehr zu beobachten. Bei einem flachen Auftreffen der Linien wird die Ablöselinie  $S_{2,p}$  umgelenkt und verläuft entlang der Saugseite bis zur Austrittsebene der Passage. Hier tritt der Eckenwirbel bei sehr schwacher Querströmung nicht auf. Benner et al. (1997) beobachten dagegen bei ihren Untersuchungen, dass die Ablöselinie  $S_3$  bereits beim Auftreffen der vereinigten saugseitigen Ablöselinien  $S_{1,s}$  und  $S_{2,s}$  auf die Saugseite auftritt. Im Gebiet III strömt, abgegrenzt durch die beiden Staupunktlinien Fluid aus der freien Zuströmungsgrenzschicht in die Passage und zwischen den Ablöselinien  $S_{2,s}$  und  $S_{1,p}$  auf die Profilsaugseite, verstärkt den Hufeisenwirbel und transportiert diesen radial in Richtung Kanalmitte. Basieren die zuvor geschilderten Ergebnisse im Wesentlichen auf der Untersuchung typischer HDT-Profile, so untersuchten Hodson und Dominy (1987b) eine NDT-Kaskade bei einer Austritts-Reynolds-Zahl von  $Re_2 = 2,9 \cdot 10^5$  und einer Austritts-Mach-Zahl  $Ma_2 = 0,7$ . Auch hier vereinigen sich die Ablöselinien  $S_{1,s}$  und  $S_{2,s}$  bereits vor dem Auftreffen auf die Saugseite. War bei den bis dato durchgeführten Untersuchungen meist nach einer kurzen Lauflänge das Verschwinden der Ablöselinie  $S_{2,s}$  auf der Saugseite aufgrund einer Verlagerung des Hufeisenwirbelasts  $HV_s$  zur Kanalmitte zu beobachten, so zeigen die von ihnen durchgeführten Ölanstrichbilder eine  $S_{2,s}$ -Linie bis zur Profil-Hinterkante. Nach dem Vorbeilaufen an einer geschlossenen Ablöseblase auf dem Profil ist diese lediglich etwas schwächer ausgeprägt. Daraus schließen die Autoren, dass im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen der saugseitige Hufeisenwirbelast  $HV_s$  nicht in Umfangsrichtung in die Kanalmitte transportiert wird, sondern an der Saugseite verbleibt. Außerdem beobachten sie bereits beim Auftreffen der Linie  $S_{1,s}$  auf die Saugseite das am Auftreten der Linie  $S_3$  zu erkennende Entstehen des Eckenwirbels, wogegen bei den Untersuchungen an HDT-Profilen dieser meist erst beim Auftreffen der Linie  $S_{1,p}$  entsteht. Sie stellen fest, dass der druckseitige Hufeisenwirbelast bereits während des durch den Querdruckgradienten hervorgerufenen Verlaufs zur Saugseite der Nachbarschaufel Teil des Kanalwirbels wird und somit eine Trennung der beiden Wirbel im weiteren Verlauf der Passage nicht mehr möglich ist. Stromab der Ablöselinie  $S_{2,p}$  bildet sich eine neue, durch den Querdruckgradienten zur Saugseite strömende Grenzschicht, die infolge eines relativ steilen Auftreffwinkels auf die Profilsaugseite zu einer Verstärkung des Kanalwirbels führt. Dies führt zu einer Verlagerung der Ablöselinie  $S_3$  und der Wiederanlegelinie  $R_3$  Richtung Kanalmitte. Wie von Gold-

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

stein und Spores (1988) beschrieben, versetzt der druckseitige Hufeisenwirbel in die Passage einströmendes, niederenergetisches, wandnahes Fluid in Rotation, so dass dieses den Hufeisenwirbel weiter speist. Der dadurch stärker werdende Wirbel wird als Kanalwirbel PV bezeichnet. Nach dem Auftreffen auf der Saugseite strömt er, an der Saugseite entlang. Hinter diesem sich quer durch die Passage bewegenden, die Seitenwandgrenzschicht auflösenden Wirbel strömt Fluid zum Teil von der Druckseite nach und bildet eine neue Grenzschicht. Dieses Fluid wird wiederum durch den Querdruckgradienten zur Saugseite transportiert, löst an der Linie  $S_3$  ab und strömt nach dem Wiederanlegen an der Linie  $R_3$  radial an der Saugseite entlang. Da dieses Fluid gleichen Drehsinn wie der Kanalwirbel aufweist, wird dieser durch das an der Linie  $S_3$  ablösende Fluid weiter gespeist und wächst an. Benner et al. (2003) beobachten, dass das aus dem Bereich III der Seitenwand zwischen den Linien  $S_4$  und  $S_5$  an der Saugseite strömende Fluid wiederum Wirbel bildet. Dazu trägt bei, dass die unmittelbare Profilgrenzschicht durch das an dieser radial entlang strömende Fluid des Kanalwirbels ebenfalls eine Scherung in radialer Richtung erfährt und einen an der Linie  $S_4$  ablösenden und sich an der Linie  $R_4$  wieder anlegenden Wirbel  $SSV_1$  bildet. Dieser weist einen dem Kanalwirbel entgegengesetzten Drehsinn auf. Im Bereich zwischen den Linien  $S_5$  und  $R_4$  vermuten sie einen weiteren, jedoch sehr schwachen Wirbel  $SSV_2$ . Hinter einem Schaufelprofil treffen die saugseitige und druckseitige Passage mit dem jeweils zugehörigen Kanalwirbel wieder zusammen. Dadurch treffen zwei wirbelbehaftete Strömungsfelder zusammen. Durch Scherung entsteht der sogenannte Hinterkantenwirbel TFV, der entgegengesetzt zum Kanalwirbel dreht.

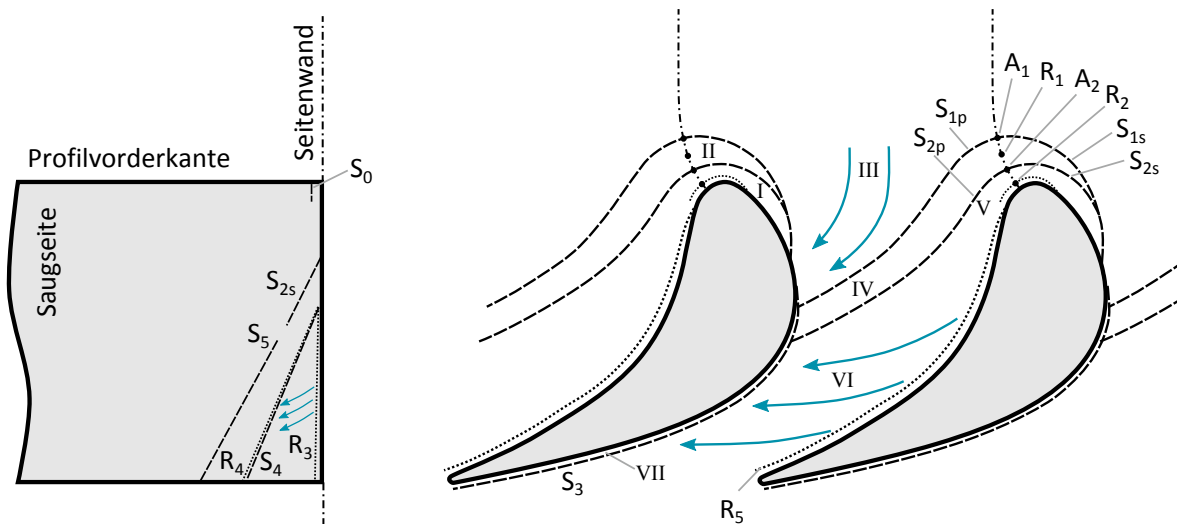


Abbildung 2.3: Charakteristische Stromlinien auf Seitenwand und Profilsaugseite nach Sieverding (1985), Jabbari et al. (1992) und Benner et al. (2003)

Erfolgte die bisherige Darstellung unter der Annahme eines stationären Strömungsverhaltens, so zeigen die Untersuchungen von Praisner und Smith (2006a), dass das Hufeisenwirbelsystem an der Profilvorderkante jedoch einen instationär quasi-periodischen Charakter aufweist, der durch zwei Moden gekennzeichnet ist. Der erste Mode entspricht

der in Abbildung 2.2 dargestellten Wirbelstruktur und liegt zu 80 Prozent der Periodendauer vor. Der Übergang zum zweiten Mode erfolgt in dem Moment, in dem das zurückströmende Fluid nicht mehr zum Teil auch den Tertiär-, sondern nur noch den Hufeisen- und Sekundärwirbel speist. Durch eine verstärkte Interaktion der beiden Wirbel wird der Sekundärwirbel von der Wand weg transportiert und Fluid aus der freien Zuströmung strömt in das zuvor vom Sekundärwirbel ausgefüllte Gebiet. Während dieses Prozesses beobachteten die Autoren außerdem eine axiale Lageänderung des Hufeisenwirbels. Dieser bimodale Charakter wird auch durch die von Sabatino und Smith (2009) vorgenommene Bestimmung der Aufenthaltswahrscheinlichkeit des Hufeisenwirbels gestützt.

## 2.2 Einflussfaktoren auf die Ausbildung der Sekundärströmungen

Im folgenden werden Faktoren betrachtet, die Einfluss auf die Ausbildung von Sekundärströmungen haben. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass diese Faktoren selten unabhängig voneinander sind. So führt eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit sowohl zur Änderung der Mach-Zahl als auch der Reynolds-Zahl, solange kein weiterer Parameter verändert wird. Ein weiteres Beispiel für gegenseitige Abhängigkeit ist die Belastungsverteilung über das Schaufelblatt, die sich infolge Inzidenz verändert.

### 2.2.1 Mach-Zahl-Einfluss

Perdichizzi (1990) untersuchte den Kompressibilitätseinfluss auf die Sekundärströmungen in einer transsonischen Turbinenkaskade für einen Mach-Zahl-Bereich von  $Ma_{2,is} = 0,2 - 1,55$ . Dabei ist mit zunehmender Mach-Zahl eine Verlagerung des Kanalwirbels sowie des lokalen Maximums des Totaldruckverlustbeiwerts zur Seitenwand zu beobachten. Die sekundärströmungsbedingte Mehr- und Minderumlekung im Seitenwandbereich nimmt ab. Perdichizzi (1990) führt dies auf die mit steigender Mach-Zahl gegenüber den sekundären Geschwindigkeitskomponenten gestiegene primäre Strömungsgeschwindigkeit zurück. Die Position des Hinterkantenwirbels verhält sich dagegen weitgehend unabhängig von der Mach-Zahl. Die über die Austrittsfläche gemittelten Sekundärströmungsverluste zeigen für  $Ma_{2,is} \leq 0,5$  kaum eine Abhängigkeit von der Mach-Zahl, da in diesem Bereich Kompressibilitätseffekte gering sind. Steigt die Mach-Zahl weiter an, beobachten sie bis  $Ma_{2,is} = 0,9$  eine Zunahme und im anschließenden transsonischen Bereich bis  $Ma_{2,is} = 1,2$  wieder eine Abnahme der Sekundärströmungsverluste. Bei weiterer Zunahme der Mach-Zahl nehmen die Verluste wieder zu. Auch Vázquez et al. (2006) beobachten im Mach-Zahl-Bereich von  $Ma_{2,is} = 0,5 - 0,9$  eine deutliche Abhängigkeit der sekundärströmungsbedingten Verluste. Mit sinkender Mach-Zahl verschiebt sich die aerodynamische Profilbelastung im Seitenwandbereich stromauf. Dadurch nimmt der Querdruckgradient im vorderen Bereich der Passage zu. Dies verstärkt das Aufrollen der Seitenwandgrenzschicht im druckseitigen Hufeisenwirbelast, der wiederum den Kern des im weiteren Passagenverlauf entstehenden und damit starken Kanalwirbels bildet. Vázquez et al. (2006) beobachten mit zunehmender Mach-Zahl ebenso wie Perdichizzi

(1990) eine größere radiale Ausdehnung der nicht von Sekundärströmungen beeinflussten 2-dimensionalen Strömung. Auch ihre Untersuchungen zeigen eine Verlagerung des Kanalwirbels zur Seitenwand, während die radiale Position des Hinterkantenwirbel von der Mach-Zahl weitestgehend unabhängig ist.

### 2.2.2 Reynolds-Zahl-Einfluss

Hodson und Dominy (1987a) untersuchen den Einfluss der Reynolds-Zahl auf Sekundärströmungen für ein NDT-Rotorprofil. Die Austritts-Reynolds-Zahl im Auslegungspunkte beträgt  $Re_{2, is} = 2,9 \cdot 10^5$ . Bei Halbierung der Reynolds-Zahl beobachten sie eine gegenüber dem Auslegungspunkt größere saugseitige Ablöseblase und infolge dessen, dessen stärkere Wechselwirkung mit den Sekundärströmungen. So endet die Ablöselinie des saugseitigen Hufeisenwirbelastes bei niedrigerer Reynold-Zahl in der saugseitigen Ablöseblase des Profils, was sie auf den in dieser niedrigeren statischen Druck zurückführen. Traversierungen stromab zeigen anhand des Druckverlustbeiwerts und sekundärer Strömungsvektoren für niedrigere Reynolds-Zahl schwächere Sekundärströmungen infolge eines schnelleren Zerfalls. Infolge schwächerer Sekundärströmungen ist der Nachlauf bei niedriger Reynolds-Zahl weniger verformt. Die Lage der Wirbelzentren verändert sich nicht. Bei Verdoppelung der Reynolds-Zahl kommt es aufgrund der nahezu vollständig turbulenten Profilgrenzschicht und dem damit verbundenen größeren Impuls des wandnahen Fluids zu keiner saugseitigen Ablöseblase. Die Sekundärströmungen treten dadurch nicht mit einer Ablöseblase in Wechselwirkung. Der saugseitige Hufeisenwirbelast verläuft daher bis zur Profilhinterkante. Die Sekundärströmungsgebiete sind bei höherer Reynolds-Zahl stärker ausgeprägt. Aufgrund der größeren Scherwirkung ist auch die Mittellinie des Nachlaufs stärker verformt. Die Wirbelzentren verlagern sich jedoch, wie auch ähnliche Untersuchungen von Vázquez et al. (2006) zeigen, nicht. Umfangsgemittelter Verlustbeiwert und Abströmwinkelverteilung zeigen in Übereinstimmung mit Vázquez et al. (2006), dass die radiale Ausdehnung des durch Sekundärströmungen beeinflussten Bereichs mit zunehmender Reynolds-Zahl abnimmt. Für die wandnahe Mehrumlenkung tritt keine Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl auf. Dagegen nimmt die wandfernere Minderumlenkung im Bereich des Kanalwirbels mit größerer Reynolds-Zahl zu. Ursächlich sind den Autoren zufolge der stärkere Kanal- und Hinterkantenwirbel. Die integral über die Austrittsfläche gemittelten Sekundärströmungsverluste nehmen proportional zu  $Re_{2, is}^{-0,15}$  mit zunehmender Reynolds-Zahl ab. Die Untersuchungen von Vázquez et al. (2006) zeigen noch eine etwas geringer Abhängigkeit der Sekundärströmungsverluste von der Reynolds-Zahl und weisen auf den Unterschied zu den klassischen Verlustkorrelationen (z.B. (Ainley und Mathieson 1955) mit  $Re_{2, is}^{-0,2}$ ) hin. Vázquez et al. (2006) stellen bei ihren Untersuchungen einen gegenüber der Mach-Zahl geringeren Einfluss der Reynols-Zahl auf sekundärströmungsbedingte Verluste fest.

### 2.2.3 Einfluss der Profilbelastung und deren Verteilung über das Schaufelblatt

Wie Benner et al. (2003) zusammengefasst haben, wird die Stärke der Sekundärströmungen hinter einer Schaufelpassage einerseits vom Absolutwert der Profilbelastung und andererseits von der Verteilung der Profilbelastung entlang der Sehnenlänge stark beeinflusst. Im Allgemeinen führt eine höhere Profilbelastung durch den damit zunehmenden Querdruckgradienten nach Zorić et al. (2007a) zu stärkeren Sekundärströmungen. Auch Taremi et al. (2010) zeigen, dass es durch eine erhöhte Profilbelastung bei gleichbleibender Belastungsverteilung zu erhöhten Sekundärströmungen kommt. Als charakteristische, dimensionslose Größe für die Profilbelastung wird in der Literatur häufig die Zweifel-Zahl (Zweifel 1945) herangezogen die nach Gier et al. (2010) die tatsächliche zur idealen Profilbelastung ins Verhältnis setzt und gemäß Gl. (2.2) definiert werden kann.

$$Zw = 2 \frac{T}{l_{ax}} \cos^2(90^\circ - \beta_2) (\tan(90^\circ - \beta_2) - \tan(90^\circ - \beta_1)) \quad (2.2)$$

Nach Gier et al. (2010) lassen sich Turbinenprofile anhand der über die Zweifel-Zahl beschriebenen Belastung in konventionelle ( $Zw \leq 1$ ), High-Lift- ( $1 < Zw \leq 1,1$ ) und Ultra High-Lift-Profilen ( $Zw > 1$ ) einteilen. Den Einfluss der Belastungsverteilung über das Schaufelprofil auf Sekundärströmungen untersuchen z.B. Weiss und Fottner (1995), Benner et al. (2003) und Zorić et al. (2007a). Zorić et al. (2007a) vergleichen ein Basis-Design mit einer Zweifel-Zahl von  $Zw = 1,08$  (Pack B) mit im vorderen (Pack D-F) sowie im hinteren Profilbereich (Pack D-A) stärker belasteten NDT-Profilen mit einer Zweifel-Zahl von  $Zw = 1,37$ . Sie beobachten für das im vorderen Bereich gegenüber dem Basis-Design stärker belastete Profil Pack D-F eine stärkere Ausbildung der Sekundärströmungen und führen dies auf den größeren Querdruckgradienten stromauf der Profilsaugspitze zurück. Das im hinteren Bereich stärker belastete Profil Pack D-A weist insgesamt ähnliche Sekundärströmungsverluste wie das Basis-Design Pack B auf. Die zu vorhergehenden Untersuchungen vergleichsweise hohen Verluste des Basis-Designs begründen die Autoren mit einer gegenüber dem Pack D-A weiter stromab gelegenen geschlossenen Ablöseblase. Sie vermuten mit zunehmender axialer Position eine stärkere Interaktion der Ablöseblase mit den Sekundärströmungen. Damit bestätigen diese Untersuchungen die Beobachtungen von Weiss und Fottner (1995) und Benner et al. (2003), wonach eine Stromaufverlagerung der Profilbelastung stärkere Sekundärströmungen zur Folge hat. Ursächlich hierfür ist den Autoren zufolge die Zunahme des Querdruckgradienten im vorderen Profilbereich. Dieser, auf die relativ dicke Zuströmungsgrenzschicht wirkende, hohe Druckgradient hat eine starke Querströmung bereits am Beginn der Schaufelpassage zur Folge. Bei einem im hinteren Bereich stärker belasteten Profil wirkt der maximale Querdruckgradient auf die hinter der Aböselinie  $S_{2p}$  neu gebildete und infolge dessen relativ dünne Seitenwandgrenzschicht. Eine schwächere im Kanalwirbel aufgehende Querströmung resultiert. Als Beurteilungskriterium, wie stark ein Profil aufgrund der Verteilung der aerodynamischen Belastung über das Profil zur Ausbildung von Sekundärströmungen neigt, kann der von Marchal (1980) eingeführte und bei Sieverding (1985) international veröffentlichte Qualitätsparameter  $Q$  herangezo-

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

gen werden. Ausgehend von der Erkenntnis, dass die Zunahme des Querdruckgradienten sowie eine Stromaufverlagerung der Profilbelastung stärkere Sekundärströmungen hervorruft, definiert sich der Qualitätsparameter wie in Gl. (2.3) beschrieben zu

$$Q = \left(1 - \frac{x_{\min}}{l_{\text{ax}}}\right) \left(\frac{l_{\text{ax}}}{T^*} \cdot \frac{\Delta p_{\max}}{\frac{1}{2}\rho c_m^2}\right)^{1,25}. \quad (2.3)$$

Der erste Term gibt durch die Berücksichtigung der axialen Position des Druckminimums  $x_{\min}$  auf der Saugseite (Saugspitze) einen Anhaltswert für die Druckverteilung. Der zweite Term setzt die maximale Druckdifferenz  $\Delta p_{\max}$  in der Passage ins Verhältnis zum zugehörigen, zum Profil tangentialen Abstand  $T^*$  von Saug- und Druckseite. Der mittlere dynamische Druck zwischen Ein- und Austritt der Passage dient der dimensionslosen Betrachtung.

Weiss und Fottner (1995), Benner et al. (2003) und Zorić et al. (2007a) ermitteln für die von ihnen untersuchten Profile diesen Qualitätsparameter  $Q$ . Sie stellen übereinstimmend fest, dass die Profile, die einen großen Wert für  $Q$  aufweisen front-loaded sind und relative hohe, aft-loaded-Profilen mit kleinerem  $Q$  dagegen geringere Sekundärströmungsverluste aufweisen. Knezevici (2011) führte die Untersuchungen von Zorić et al. (2007a) für ein weiteres, etwas modifiziertes front-loaded-Profil fort. Der zugehörige Qualitätsparameter war größer als bei den Profilen von Zorić et al. (2007a). Daher erwartet Knezevici (2011) auch höhere Sekundärströmungsverluste. Jedoch waren die Sekundärströmungsverluste relativ niedrig.

### 2.2.4 Einfluss des Teilungsverhältnisses

Hodson und Dominy (1987b) und Perdichizzi und Dossena (1993) untersuchten den Einfluss des Teilungsverhältnisses  $T/l$  auf die Sekundärströmungen in einem typischen NDT- bzw. HDT-Profil. Die Vergrößerung des Teilungsverhältnisses führt über das gesamte Schaufelblatt und somit auch im Seitenwandbereich zu einer Erhöhung der Profilbelastung. Die Stärke von Kanal- und Hinterkantenwirbel nehmen zu. Beide Wirbelgebiete verlagern sich radial in Richtung der Kanalmitte. Am Austritt der Schaufelpassage zeigt sich eine Zunahme der in Umfangsrichtung gemittelten Mehrumlenkung unmittelbar an der Seitenwand. Die Minderumlenkung bei ca. 20 % Kanalhöhe nimmt ebenfalls zu. Bei einer Reduzierung des Teilungsverhältnisses beobachten sie ein entgegengesetztes Verhalten. Nach Perdichizzi und Dossena (1993) ist die Lage des Staupunktes weitestgehend unabhängig vom Teilungsverhältnis  $T/l$ .

### 2.2.5 Einfluss inzidenzbehafteter Profil-Zuströmung

Wird eine Turbine durch Veränderung des Massenstroms oder der Rotordrehzahl abseits des Auslegungspunktes betrieben, weichen die Geschwindigkeitsdreiecke der Zuströmung zu den jeweiligen Schaufelreihen vom Auslegungsfall ab. Diese vom Auslegungs-Inzidenzwinkel  $i = 0^\circ$  abweichende Zuströmung führt sowohl zu veränderten Profil- (Ainley und Mathieson 1955, Denton 1993) als auch Sekundärströmungsverlusten. Eine der ersten detaillierten Untersuchungen zum Inzidenzeinfluss auf die Ausbildung von

## 2.2 Einflussfaktoren auf die Ausbildung der Sekundärströmungen

Sekundärströmungen erfolgte durch Hodson und Dominy (1987a). Sie führten Kaskadenuntersuchungen eines NDT-Profiles bei einer Reynolds-Zahl von  $Re_{2, is} = 2,9 \cdot 10^5$  für den Auslegungsfall sowie bei druck- ( $i = +9^\circ$ ) und saugseitiger ( $i = -20^\circ$ ) Fehlanströmung durch. Hierbei beobachten sie für positive Inzidenz einen Anstieg der Profilbelastung gegenüber dem Auslegungsfall. Der daraus resultierende höhere Querdruckgradient im Vorderkantenbereich führt auf der Seitenwand zu einer Stromaufverlagerung des Auftreffpunkts der druckseitigen Ablöselinie  $S_{1,p}$  auf die Saugseite des benachbarten Profils. Die auf der Saugseite befindlichen Ablöselinien  $S_{2,s}$  und  $S_4$  verlagern sich nach Hodson und Dominy (1987b) bei positiver Inzidenz radial zur Kanalmitte. Dies geht einher mit der Zunahme der hinter der Kaskade gemessenen Wirbelstärke von Kanal- und Hinterkantenwirbel. Die Verlagerung der auf der Staulinie befindlichen Ablösepunkte  $A_1$  und  $A_2$  ist sehr gering und stellt, wie die Autoren betonen, einen Unterschied zu den Ergebnissen von Langston (1980) dar, der eine HDT-Rotorkaskade betrachtet. Bei saugseitiger Fehlanströmung beobachten Hodson und Dominy (1987b) eine abnehmende Profilbelastung im Vorderkantenbereich bei gleichzeitigem Auftreten einer druckseitigen Ablöseblase im vorderen Profilbereich. Der Ablösepunkt  $A_1$  verlagert sich zur Saugseite, die Sekundärströmungen sind aufgrund der geringeren Umlenkung gegenüber dem Auslegungsfall abgeschwächt, wobei die Wirbelstärke des Kanalwirbels stärker abnimmt als diejenige des Hinterkantenwirbels (50 % gegenüber 25 % des Betrags vom inzidenzfreien Fall). Insgesamt führt der positive Inzidenzfall zu einer Zunahme der Sekundärströmungsverluste um 50 %, der negative Inzidenzfall zu einer Abnahme auf 50 % derjenigen des Auslegungsfalls.

Yamamoto und Nouse (1988) untersuchten eine HDT-Rotor-Kaskade für einen Inzidenzbereich von  $i = +7,2^\circ$  bis  $i = -53,5^\circ$  und führten dabei unter anderem umfangreiche Strömungsfeldmessungen innerhalb der Schaufelpassage durch. Hier zeigte sich, im Gegensatz zu Hodson und Dominy (1987a), nicht nur bei saug-, sondern auch bei druckseitiger Fehlanströmung eine deutliche Verlagerung der Staulinie an der Profilverderrkante zur Kanalmitte. Bei druckseitiger und geringfügig saugseitiger Fehlanströmung interagiert der druckseitige Hufeisenwirbel infolge des großen Querdruckgradienten im Vorderkantenbereich stark mit dem aus der Querströmung hervorgehenden Kanalwirbel. Dessen Stärke nimmt nach Yamamoto und Nouse (1988) bereits im vorderen Passagenbereich stark zu und das Wirbelzentrum bewegt sich radial von der Seitenwand weg. Mit zunehmend negativer Inzidenz entsteht über die gesamte Schaufelhöhe an der Vorderkante eine geschlossene druckseitige Ablöseblase. Im Seitenwandbereich ist in Übereinstimmung mit Hodson und Dominy (1987a) eine starke Abnahme der Sekundärströmungen zu beobachten. Der Querdruckgradient im vorderen Passagenbereich nimmt stark ab und der Kanalwirbel bildet sich infolgedessen zunehmend schwächer aus. Die Ablöselinie  $S_4$  auf der Profilsaugseite verlagert sich unmittelbar zur Seitenwand, so dass auf dieser Profelseite nahezu eine zweidimensionale Strömung vorliegt. Ab einem Inzidenzwinkel von  $i = -43,3^\circ$  vermuten die Autoren, dass der druckseitige Hufeisenwirbel gegenüber einem zunehmend schwächeren Kanalwirbel den dominierenden Effekt darstellt. Die im Auslegungsfall übliche, rasche Verlagerung zur Profilsaugseite erfolgt mit abnehmendem Inzidenzwinkel zunehmend später. Bei stark negativer Inzidenz tritt dieser ohne auf die Profilsaugseite zu treffen aus der Passage aus. Auch für die Interaktion des saugseitigen

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Hufeisenwirbelast mit dem Kanalwirbel ist eine starke Inzidenz-Abhängigkeit zu beobachten. Lässt sich dieser bei moderater Inzidenz ca. bis zur halben axialen Sehnenlänge lokalisieren, so ist dieser bei stark negativer Inzidenz auch noch am Passagenaustritt separat nachzuweisen. Insbesondere bei starker Inzidenz beobachten Yamamoto und Nouse (1988) eine deutliche Interaktion der Ablöseblase mit dem druckseitigen Hufeisenwirbelast. Im weiteren Passagenverlauf breiten sich die durch die Ablöseblase hervorgerufenen Verluste Richtung Passagenmitte aus. Durch das druckseitige Wirbelgebiet von druckseitigem Hufeisenwirbelast und schwach ausgeprägtem Kanalwirbel wird energiereicheres Fluid aus der Passage zur Ecke zwischen Seitenwand und Profildruckseite transportiert. Gleichzeitig befördert dieser Wirbel das im Eckenbereich befindliche, energiearme Fluid der Ablöseblase vom Profil zur Seitenwand. Dadurch wird der abgelöste Bereich auf dem Profil im Eckenbereich verringert. Wird im Auslegungfall das energiearme Grenzschichtfluid zunächst durch den druckseitigen Hufeisenwirbelast und den Kanalwirbel fast vollständig zur Saugseite transportiert, verbleibt bei negativer Inzidenz infolge des geringen Querdruckgradienten das energiearme Grenzschichtfluid an der Seitenwand und erklärt die dort am Passagenaustritt erhöhten Verluste. Die Untersuchungen von Perdicchizzi und Dossena (1993) erfolgten an einer HDT-Stator-Kaskade für einen gegenüber Yamamoto und Nouse (1988) insbesondere in positiver Richtung erweiterten Inzidenzbereich von  $i = +3^\circ$  bis  $i = -60^\circ$ . Mit zunehmend positiver Inzidenz beobachten die Autoren, wie Yamamoto und Nouse (1988) und, wiederum im Gegensatz zu Hodson und Dominy (1987a), die Verlagerung der Ablöselinien auf der Seitenwand sowohl stromauf als auch zur Kanalmitte. Daher lässt sich vermuten, dass die sehr schlanke, einen kleinen Profilverdickungsradius aufweisende Geometrie des NDT-Profiles von Hodson und Dominy (1987a) für die geringe Verlagerung der Staulinie ursächlich ist. Für einen Inzidenzwinkel von  $i = +35^\circ$  beobachten Perdicchizzi und Dossena (1993) einen Anstieg der Wirbelstärke des Kanalwirbels um das 2,5-fache. Im Gegensatz zu Hodson und Dominy (1987a) ändert sich die Wirbelstärke des Hinterkantenwirbels mit positiver Inzidenz kaum.

Benner et al. (1997) führten Kaskaden-Untersuchungen für Niederdruckturbinenprofile bei einer Re-Zahl von  $Re_1 = 3 \cdot 10^5$  für den Auslegungsfall ( $i = 0^\circ$ ) sowie für eine druckseitige Fehlanströmung von  $i = +10^\circ$  bzw.  $i = +20^\circ$  durch. Hierbei beobachten sie mit zunehmender Inzidenz sowohl für den Mittenschnitt, als auch für den Seitenwandbereich eine Verschiebung der Profildruckverteilung in Richtung Profilverdickung. Hieraus resultiert eine veränderte Wanddruckverteilung im Bereich der Profilverdickung. Wie bei Langston (1980) und entgegen den Beobachtungen von Hodson und Dominy (1987b) verschiebt sich die charakteristische Staulinie DL zur Druckseite und damit zur Passagenmitte. Damit einher geht eine erhöhte Versperrung der Grenzschichtströmung, die wiederum zu einer Stromaufverlagerung der Ablöselinien führt. Der Auftreffpunkt der Ablöselinie  $S_{1,p}$  des druckseitigen Hufeisenwirbelastes verlagert sich mit zunehmender Inzidenz ebenfalls stromauf. Daher nimmt das Gebiet, in dem Grenzschichtfluid zwischen den Stromlinien  $S_{2,s}$  und  $S_{1,p}$  an der Saugseite hinauf strömt, ab. Ihre Untersuchungen zeigen hingegen, dass mehr Grenzschichtfluid dem saugseitigen Hufeisenwirbel zuströmt und hier die Wirbelbildung verstärkt. Auch der druckseitige Hufeisenwirbelast und der hieraus hervorgehende Kanalwirbel sind stärker ausgeprägt. Stromab der Ablöselinie



## 2.2 Einflussfaktoren auf die Ausbildung der Sekundärströmungen

$S_{2,s}$  beobachten sie eine stärkere Passagenquerströmung. Da der Querdruckgradient in diesem Bereich, wie eingangs beschrieben, abnimmt, führen die Autoren dies auf den verstärkten Kanalwirbel als dominierenden Effekt zurück. Auf der Saugseite ist ebenfalls eine Verlagerung der Ablöselinie  $S_4$  stromauf sowie radial Richtung Kanalmitte zu beobachten. Die saugseitige Ablöselinie kann mit zunehmender Inzidenz nicht mehr auf der Saugseite beobachtet werden. Sie vermuten entweder eine Abschwächung infolge einer verstärkten Streckung des Wirbels oder infolge des stärkeren Kanalwirbels die Verlagerung des Wirbels in die Passagenmitte. Die Ablöselinie  $S_5$  verläuft für  $i = +10^\circ$  im vorderen Profildbereich zunächst parallel zur Ablöselinie  $S_4$  und steigt im hinteren Profildbereich infolge des zunehmenden Kanalwirbels stärker Richtung Profilmitt an. Bei einem Inzidenzwinkel von  $i = +20^\circ$  ist die Ablöselinie  $S_5$  nicht mehr zu beobachten. Dies führen sie darauf zurück, dass zwischen den Ablöselinien  $S_{2,s}$  und  $S_{1,p}$  kaum noch Fluid an der Saugseite aufsteigt und an dieser entlang transportiert wird.

Zorić et al. (2007b) untersuchen den Inzidenzeinfluss auf die Sekundärströmungen eines im Vergleich zu einem Basis-Design (PAK-B) im vorderen (PAKD-F) bzw. im hinteren Profildbereich (PAKD-A) stärker belasteten NDT-Profiles. Ersteres weist eine Zweifel-Zahl von  $Zw = 1,08$  auf, bei letzteren beträgt diese  $Zw = 1,37$ . Für das Basis-Design beobachten sie bei positiver Inzidenz die radiale Verlagerung und Ausdehnung des Kanalwirbels in Richtung Kanalmitte. Bei negativer Inzidenz verlagert sich der Kanalwirbel zur Seitenwand. Auf Position und Stärke des Hinterkantenwirbels zeigt sich kein Einfluss des Inzidenzwinkels. Beim PAKD-F-Profil führt eine druckseitige Fehlströmung zu einem Strömungsabriss mit offener Ablöseblase auf der Profilsaugseite, so dass sich für diesen Fall kaum Sekundärströmungsgebiete beobachten lassen. Für das im vorderen Profildbereich stärker belastete Profil treten bei positiver Inzidenz gegenüber dem PAKD-B stärkere Sekundärströmungsgebiete auf.

### 2.2.6 Kavitäteneinfluss

Um die Relativbewegung zwischen rotierenden und stehenden Komponenten zu ermöglichen, weisen die Leit- und Laufschaufeln in der einfachsten konstruktiven Ausführung zum Rotor- bzw. Gehäuse einen Radialspalt auf. Aufgrund des Druckunterschieds zwischen Druck- und Saugseite kommt es in diesem Bereich zum Überströmen der Schaufelspitzen. Dies ist mit Verlusten verbunden. Um die aerodynamischen Verluste zu reduzieren, können die Schaufelreihen mit Deckbändern versehen werden. Der entstehende Ringkanal zwischen Deckband und Gehäuse, auch als Kavität bezeichnet, wird zur Reduzierung des durch diesen strömenden und somit nicht zum Leistungsumsatz der Beschaukelung beitragenden Massenstroms üblicherweise als Kamm-Nut-Labyrinth ausgeführt. Ein Nachteil von Deckbändern ist der höhere Masseanteil an der Schaufelspitze, der die Fliehkraftbeanspruchung der Rotorschaukeln deutlich erhöht. Daher werden Deckbandbeschaukelungen typischerweise bei HD-, MD- und in den ersten Stufen von ND-Turbinen eingesetzt. Da im Rahmen dieser Arbeit eine HD-typische Deckbandbeschaukelung untersucht wurde, wird im Folgenden näher auf den Einfluss der Kavitäten auf Sekundärströmungen eingegangen.

Eine gute Zusammenfassung der Forschungsergebnisse zum Kavitäteneinfluss auf die

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Sekundärströmungen in Turbinen findet sich bei Biester et al. (2011). Demnach erfährt die Kavitätenströmung im Gegensatz zur Hauptströmung durch die Schaufelpassage keine Umlenkung. Beim Wiedereintritt des Leckagemassenstroms in die Hauptströmung weisen beide Massenströme daher einen unterschiedlichen Impuls und unterschiedliche Strömungsrichtungen auf. Infolge dessen treten Mischungsverluste auf. Wie die experimentellen Untersuchungen von Pfau et al. (2001) zeigen, wird die Druckverteilung am Kavitätenein- und austritt von der Kernströmung beeinflusst. Am Eintritt in die Kavität kommt es infolge des Aufstaus der Strömung an der Profilverderrkante zu einem Anstieg des statischen Drucks und somit zu einer „Modulation“ des Druckfeldes in Umfangsrichtung. Des Weiteren strömt ein Teil des Fluids der Grenzschicht in die Kavität ein und nimmt somit nicht an der Sekundärströmungsbildung in der nachfolgenden Schaufelreihe teil, wodurch die Sekundärströmungsverluste vermindert werden. In der Austrittsebene der Kavität wirkt sich der zwischen Druck- und Saugseite in der Hauptströmung vorliegende Querdruckgradient aus, so dass ebenfalls ein in Umfangsrichtung periodischer Verlauf des statischen Drucks auftritt. Infolge dessen tritt nach Biester et al. (2011) saugseitig mehr Fluid aus der Kavität in die Hauptströmung ein als an der Druckseite. Pfau et al. (2001) beobachten sogar das Eintreten von druckseitigem Fluid aus der Hauptströmung in die Austrittskammer der Kavität. Die aus dem Ein- und Austreten von Fluid in bzw. aus der Kavität resultierende Rotationsbewegung ist gleichsinnig zur Rotation des Kanalwirbels. Daher verstärken sich beide Mechanismen wie in Abbildung 2.4 dargestellt gegenseitig. Wie Fakhari et al. (2009) und Pau et al. (2007) zeigen, kommt es infolge dessen zu verstärkter Mehr- und Minderumlenkung, so dass die nachfolgende Schaufelreihe im Wandbereich unter größerer Inzidenz angeströmt wird.

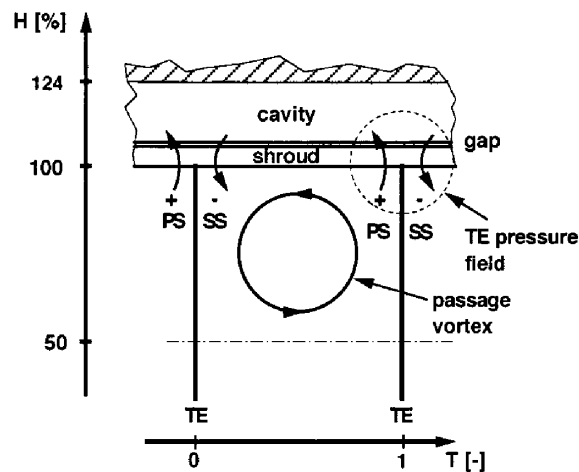


Abbildung 2.4: Darstellung der Interaktion von Kavitätenströmung und Hauptströmung hinter einer Schaufelpassage nach Pfau et al. (2001)

Rosic et al. (2006) untersuchten den Einfluss der Berücksichtigung der Kavitäten im numerischen Modell auf die Ausbildung der Sekundärströmungen in einer 3-stufigen HDT-typischen Beschauung. Der Vergleich mit den Messergebnissen zeigt, dass die Leckageströmung bei den HD-typischen geringen Seitenverhältnissen nicht nur die Strö-

mung im Seitenwandbereich, sondern durch deren Einfluss auf die radiale Ausbreitung der Sekundärströmungen ebenso die Strömung in der Kanalmitte beeinflusst. Die Autoren leiten daraus ab, dass zum Erzielen einer guten Übereinstimmung der numerischen Ergebnisse mit dem realen Kenn- und Strömungsfeld eine dreidimensionale Modellierung der Kavitätenströmung im Gesamtmodell der CFD-Simulation berücksichtigt werden sollte.

## 2.3 Kriterien für die Bewertung von Sekundärströmungen

Da im Rahmen dieser Arbeit der Einfluss von Seitenwandkonturen auf die Sekundärströmungen untersucht wird, werden im Folgenden diese bewertende Kriterien vorgestellt. Gregory-Smith et al. (1988) verwendet die Wirbelstärke in Strömungsrichtung (engl. Streamwise Vorticity) bei der Untersuchung von Verlusten durch Sekundärströmungen. Die hier vorgestellte Herleitung entspricht der dort vorgestellten Definition. Die Wirbelstärke (engl. Vorticity) in einem Punkt  $i$  des Strömungsfeldes berechnet sich dementsprechend als Rotation des lokalen Geschwindigkeitsvektors durch

$$\vec{\omega}_i = \text{rot } \vec{c}_i = \nabla \times \vec{c}_i \quad (2.4)$$

Bei kartesischem Koordinatensystem  $x, y, z$  entsprechen die einzelnen Komponenten der Wirbelstärke

$$\omega_{i,x} = \frac{\partial c_z}{\partial y} - \frac{\partial c_y}{\partial z}, \quad (2.5)$$

$$\omega_{i,y} = \frac{\partial c_x}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial x}, \quad (2.6)$$

$$\omega_{i,z} = \frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y}. \quad (2.7)$$

Durch Bildung des Skalarprodukts der Wirbelstärke mit dem lokalen Vektor der Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich die sogenannte Helicity

$$H_i = \vec{\omega}_i \cdot \vec{c}_i, \quad (2.8)$$

die entsprechend Reising (2010) den Fluß der Wirbelstärke in Strömungsrichtung beschreibt. Die Wirbelstärke in Strömungsrichtung, die sogenannte Streamwise Vorticity berechnet sich durch

$$\vec{\omega}_{i,sw} = \frac{H_i}{|\vec{c}_i|} \quad (2.9)$$

und ist gemäß Pöhler (2013) die Projektion des Wirbelstärkenvektors auf den lokalen Strömungsvektor.

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Eine weitere, häufig verwendete Größe zur Bewertung von Sekundärströmungen ist die sekundäre kinetische Energie  $SKE$  bzw. dessen Skalarprodukt mit der Helicity  $H$ . Dabei stellt die  $SKE$  nach Brennan et al. (2001) den Energieanteil der Strömung dar, der senkrecht zur idealen Strömungsrichtung weist und die derjenigen der reibungsfreien Strömung entspricht. Corral und Gisbert (2005) definieren die dimensionslose Form der  $SKE$  in einem Punkt des Strömungsfeldes entsprechend:

$$SKE_i = \frac{(\vec{c}_i - \vec{c}_{pi})^2}{\vec{c}_{avg}^2} \quad (2.10)$$

Dabei ist  $\vec{c}_i$  die lokale Geschwindigkeit im Punkt  $i$ ,  $\vec{c}_{avg}$  die über die Betrachtungsebene Massenstrom-gemittelte Geschwindigkeit und

$$\vec{c}_{pi} = \frac{\vec{c}_i \cdot \vec{c}_m}{\vec{c}_m^2} \cdot \vec{c}_m \quad (2.11)$$

die Projektion  $\vec{c}_{pi}$  des lokalen Geschwindigkeitsvektors  $\vec{c}_i$  auf die in Umfangsrichtung Massenstrom-gemittelte Geschwindigkeit  $\vec{c}_m$ . Da jedoch auch im Nachlauf eine hohe  $SKE$  auftritt, das Ziel jedoch ein Bewertungskriterium für wirbelbehaftete Gebiete ist, betrachten Brennan et al. (2001) bei ihren Untersuchungen das Produkt der  $SKE$  mit der dimensionslosen Helicity gemäß

$$SKEH_i = SKE_i \cdot H_i \quad (2.12)$$

Die dimensionslose Form der Helicity wird Corral und Gisbert (2005) entsprechend zu

$$H_i = \frac{|\vec{c}_i \cdot \vec{\omega}_i|}{\vec{c}_m^2/l} \quad (2.13)$$

definiert. Hierbei ist  $\vec{\omega}_i$  die lokale Wirbelstärke gemäß Gl (2.4) und  $l$  die als charakteristische Länge verwendete Sehnenlänge des Profils. Ein weiterer Vorteil ist, dass die  $SKE$  durch das Produkt mit der Helicity  $H$  ein von der Rotationsrichtung abhängiges Vorzeichen erhält.

## 2.4 Maßnahmen zur Reduzierung von Sekundärströmungen

Nachdem in den vorhergehenden Abschnitten detailliert auf das Auftreten und die allgemeine Gestalt von Sekundärströmungen, Einflussfaktoren für deren Ausprägung und Bewertungsfaktoren eingegangen wurde, sollen im Folgenden gestalterische Maßnahmen beschrieben werden, die zur Reduzierung der Sekundärströmungen eingesetzt werden. Hierzu sind in der Vergangenheit verschiedene Ansätze untersucht worden. Sie lassen sich in passive und aktive Maßnahmen wie folgt unterteilen:

- passive Maßnahmen
  - 3D-Profilgestaltung
  - Fillet-Radien
  - Grenzschichtzäune (z.B. Aunapu et al. 2000, Kumar und Govardhan 2014)
  - Splitters (Clark et al. 2016)
  - Seitenwandkonturierung
- aktive Maßnahmen
  - Grenzschichtabsaugung (z.B. Bloxham und Bons 2010)
  - Einblasung (z.B. Biesinger 1993, Benton et al. 2013, 2014)

Da die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten beiden Beschauelungen dreidimensional gestaltete Profile mit relativ großen Filletradien aufweisen, werden diese Gestaltungselemente in den Abschnitten 2.4.1 und 2.4.2 näher beschrieben. Als Mittel zur Sekundärströmungsreduzierung kommt in dieser Arbeit eine nicht-achsensymmetrische Seitenwandkontur zum Einsatz. Ein ausführlicher Überblick zu bisherigen Arbeiten dieser Methode wird in Abschnitt 2.4.3 gegeben.

### 2.4.1 3D-Profilgestaltung

Die dreidimensionale Gestaltung von Turbinenprofilen durch Neigung der radialen Auffädellungsline, das sogenannte non-radial stacking des Profils, hat sich über die letzten drei Jahrzehnte als effektives Mittel zur Beeinflussung der radialen Verteilung der Profilbelastung, der Verluste und des Reaktionsgrads erwiesen. Neigt sich die Auffädellungsline in eine Umfangsrichtung wird dies als Lean bezeichnet. Der Lean ist positiv, wenn die Druckseite mit der Nabe einen spitzen Winkel  $\leq 90^\circ$  bildet (Shieh 2003). Die Wirkungsweise des Lean beruht nach Hourmouziadis und Hübner (1985) auf dem radialen Gleichgewicht:

$$\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_s}{\partial r}}_i = \underbrace{\frac{c_u^2}{r}}_{ii} + \underbrace{\frac{c_m^2}{r_m} \cos(\epsilon)}_{iii} - \underbrace{c_m \frac{\partial c_m}{\partial m} \sin(\epsilon)}_{iv} + \underbrace{F_r}_v \quad (2.14)$$

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Dabei ist  $m$  die Koordinate in Stromlinienrichtung,  $r_m$  der Krümmungsradius und  $\epsilon$  der Neigungswinkel der Stromlinie. Gleichung 2.14 beschreibt, dass der radiale statische Druckgradient  $i$  in der Strömung gleich der Summe aus der auf ein Fluidteilchen wirkenden Zentripetalbeschleunigung  $ii$ , zwei aus der Krümmung der Stromlinie hervorgehenden Anteilen  $iii$  und  $iv$  und einem Anteil aus der Radialkomponente der Schaufelkraft ist (Walker 1988). Bei radial gerichteten Profilen ist  $F_r = 0$ . Ein Lean bewirkt dagegen eine radiale Kraft  $F_r \neq 0$  und beeinflusst dadurch den radialen Druckgradienten in der Schaufelpassage. Bei positivem Lean wird  $F_r$  negativ, so dass der radiale Druckgradient abnimmt und der Absolutdruck an der Nabe zu- und am Gehäuse abnimmt. Hourmouziadis und Hübner (1985) und Harrison (1992) zeigen, dass durch den Lean die Verluste an der Nabe ab- und am Gehäuse zunehmen. Sie führen dies einerseits auf eine veränderte Stromlinienkrümmung zurück. Außerdem zeigt die Profildruckverteilung nabenseitig eine Entlastung und gehäuseseitig eine Zunahme der aerodynamischen Belastung. Beim sogenannten Compound Lean bzw. Bow ist die Auffädellingslinie gekrümmt und weist an Nabe und Gehäuse einen positiven Lean auf. Die Kaskadenuntersuchungen von Harrison (1992) für ein gerades und gekrümmtes Profil zeigen eine Reduzierung der Verluste an beiden Seitenwänden infolge der mit dem Bow abnehmenden Profilbelastung. In der Kanalmitte nimmt der statische Druck ab und infolgedessen die Profilbelastung zu, was sich in einer breiteren Nachlaufdüse in der Abströmung zeigt. In Summe können sie keine Änderung der Gitterverluste feststellen. Die umfangsgemittelten radialen Abströmungswinkel variieren mit Bow jedoch infolge geringer Mehr- und Minderumlenkung weniger. Eine homogenere Anströmung für eine nachfolgende Schaufelreihe und somit ein erhöhter Stufenwirkungsgrad ist den Autoren zufolge dadurch möglich. Auch die Untersuchungen von Rosic und Xu (2008) an einer Versuchsturbine mit geraden und gekrümmten HDT-typischen Profilen mit großem Nabe-Gehäuse-Verhältnis zeigen für Bow-Beschaukelung eine Abnahme des statischen Drucks im Mittenschnitt. Strömungsgeschwindigkeit und Belastung des Profilsbereichs und infolge dessen der Profilverlust steigen. Die Profilbelastung im Naben- und Gehäusebereich wird dagegen reduziert. Die Totaldruckverluste im Gehäusebereich nehmen ab. Die radiale Lage der Verlustzentren bleibt jedoch ebenso wie der integrale Totaldruckverlust der Schaufelreihe unbeeinflusst. In Bezug auf die Ausprägung der Sekundärströmungen zeigt sich, dass der Kanalwirbel durch den Bow leicht abgeschwächt wird. Dagegen nimmt die Intensität und Ausdehnung der Hinterkantenwirbel infolge des größeren radialen Druckgradienten deutlich zu. Die Autoren schlussfolgern, dass die aus bisherigen Untersuchungen bekannten Wirkungsgradsteigerungen bei mehrstufigen Maschinen infolge Bow nicht ausschließlich auf eine verbesserte Strömung der Einzelpassagen zurückzuführen sind. Die Ebenfalls durchgeführte Untersuchung in einer 2-stufigen Turbine mit und ohne Kavitätenströmung zeigt, dass die Wirkungsgradverbesserung durch das Einbringen eines Bows erst in Verbindung mit der Kavitätenströmung auftritt. Dies führen die Autoren auf die Interaktion des bei der Bow-Beschaukelung verstärkten Hinterkantenwirbels der Statorreihe mit der wiedereintretenden, gegensinnig wirbelbehafteten Kavitätenströmung zurück. Hieraus resultiert eine wesentlich homogenere Abströmung hinter den Rotorreihen. Sie schlussfolgern, dass die Wirkungsgradverbesserung infolge Bow nicht auf daraus resultierende Verlustreduzierung der Schaufelpassage selbst, sondern durch deren Einfluss auf eine

verbesserte Zuströmung der nachfolgenden Schaufelreihe zurückzuführen ist.

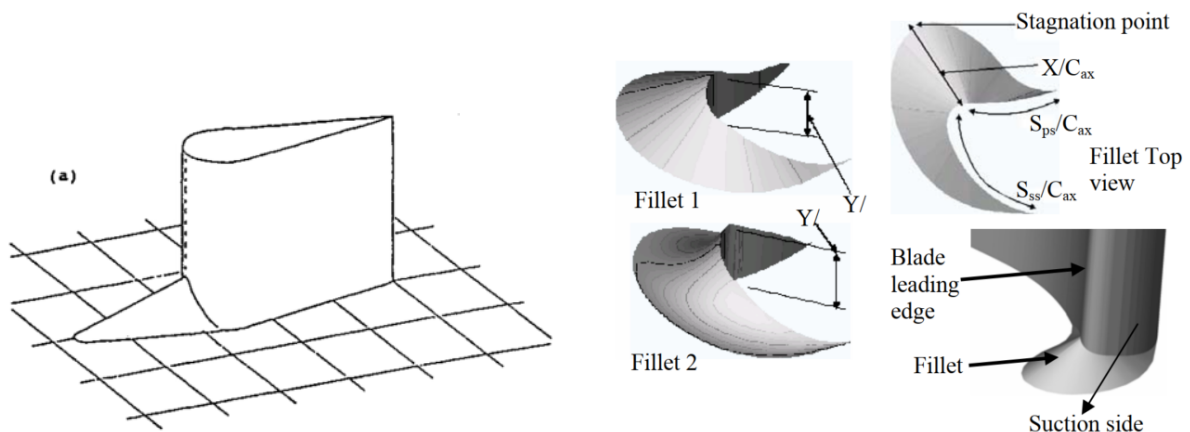
### 2.4.2 Fillet-Radius

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, kommt es an der Vorderkante umströmter Körper am Übergangsbereich zur Seitenwand durch die Wechselwirkung des vom Körper induzierten Druckfeldes mit der Grenzschicht zur Ausbildung eines Hufeisenwirbelsystems. In der Technik tritt dieses Phänomen neben den hier gezeigten Schaufelgittern z.B. beim Übergang des Turms zum Hauptkörper eines U-Boots auf. Die Wirbel führen bei diesen durch den Transport energiereicheren Fluids der freien Strömung zur Seitenwand zur Erhöhung des Strömungswiderstands, durch ihr instationäres Verhalten zu einer erhöhten Geräuschsignatur und zu negativen Effekten bei der Interaktion mit dem Antriebspropeller. In Turbomaschinen trägt der Hufeisenwirbel zur Verlustgenerierung bei und kann insbesondere bei der ersten Leitschaukelreihe infolge des Transports heißen Fluids zur Seitenwand und durch seinen unmittelbaren Einfluss auf den Wärmeübergang zur Überschreitung zulässiger thermischer Belastungsgrenzen führen. Daher erfolgten in der Vergangenheit zahlreiche Studien zum Zweck einer wirbelreduzierenden geometrischen Gestaltung des Übergangsbereichs. Darüber hinaus weisen Turbinenbeschaukelungen meist einen Übergangsradius zwischen Profil und Seitenwand auf, um die Kerbwirkung aufgrund der mechanischen Beanspruchung in zulässigen Grenzen zu halten. Devenport et al. (1990) verglichen die Wirbelbildung an einem symmetrischen Profil mit elliptischer Vorderkante ohne und mit einem sowohl zum Profil als auch zur Seitenwand tangentialen, konstanten und vollständig um das Profil umlaufenden Übergangsradius (auch als Fillet bezeichnet). Anhand der Verlagerung der Ablöselinien beobachteten sie die Stromaufverlagerung des Hufeisenwirbels infolge des Fillets und schlussfolgern, dass der Fillet wie eine lokale Vergrößerung der effektiven Profilquerschnittsfläche mit verstärktem Potentialeffekt wirkt. Dagegen führt ein lediglich an der Vorderkante implementierter, spitz zulaufender Fillet (Abbildung 2.5a) zu einer vollständigen Vermeidung der Grenzschichtablösung an der Vorderkante. Auch das in Abschnitt 2.1 beschriebene instationäre, bimodale Verhalten kann bei diesem Fillet nicht beobachtet werden, so dass von einer starken Verringerung des Hufeisenwirbels ausgegangen wird. Die an der Seitenwand gemessene Druckverteilung zeigt, dass der an der Vorderkante auf der Seitenwand auftretende stromauf gerichtete Druckgradient durch den Filletradius reduziert wird. Außerdem wird die Scherung der Grenzschicht reduziert. Einen Einfluss der Grenzschichtdicke konnten sie für die beiden untersuchten Dicken bei keiner Geometrievariante feststellen.

Auf diesen Erkenntnissen aufbauend, untersuchten Zess und Thole (2002) zunächst numerisch verschiedene lediglich im Bereich der Profilverkante implementierte, linear ansteigende Fillets. Hierbei erzielten sie für einen Fillet der zur Profilverkante bis zur Höhe der Grenzschichtdicke ansteigt (vgl. auch Kvasnak et al. 2002) und auf der Seitenwand am weitesten Punkt zwei Grenzschichtdicken stromauf reicht, die besten Ergebnisse. Die anschließenden experimentellen Untersuchungen dieser Geometrie in einem ebenen Gitterwindkanal zeigen eine Beschleunigung der Grenzschichtströmung infolge des Fillets an der Profilverkante. Die aus der Beschleunigung resultierende

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Kraft wirkt dem Druckgradienten und somit der treibenden Kraft für ein Aufrollen der Grenzschicht entgegen. Die Bildung des Hufeisenwirbels wird verhindert. Die Ausbildung des Kanalwirbels verschiebt sich weiter stromab und nimmt an Stärke ab. Des Weiteren beobachten sie eine starke Reduzierung der turbulenten kinetischen Energie (TKE) sowohl an der Profilverderrkante, als auch im weiteren Verlauf der Schaufelpassage sowie die Reduzierung der Streamwise Vorticity. Becz et al. (2003) und Becz et al. (2004) zeigen sowohl numerisch, als auch experimentell, dass auch der Totaldruckverlust durch einen Vorderkanten-Fillet reduziert werden kann. Lethander et al. (2003) erreichen durch die Implementierung eines aus einer numerischen Optimierung hervorgegangenen und von Zess und Wagner (2004) patentierten Vorderkanten-Fillet sowohl die Reduzierung der Sekundärströmungen und damit der aerodynamischen Verluste, als auch eine geringere thermische Belastung sowohl im Filletbereich, als auch in der sich anschließenden Schaufelpassage. Dies ist darauf zurückzuführen, dass heißeres Fluid aus der Kernströmung durch die reduzierten Wirbel nicht mehr in dem Maße zur Seitenwand transportiert wird und dass der Fillet in gewissem Maß sogar kälteres wandnahes Fluid auf wandfernere Bereiche der Schaufeloberfläche transportiert. Mahmood et al. (2005) und Mahmood und Acharya (2007) vergleichen wie bei Zess und Wagner (2004) linear ansteigende mit elliptisch in der Staulinie ansteigenden Vorderkanten-Fillets (Abbildung 2.5b). Die radiale Höhe entspricht dabei der Grenzschichtdicke. Alle untersuchten Fillet-Varianten reduzieren den Hufeisenwirbel. Auch Stärke und Ausdehnung des Kanalwirbels am Passagenaustritt verringern sich durch die Fillets. Außerdem verlagert sich der Kanalwirbel stärker zur Saugseite. Die auf den gleichen Fillets beruhende Untersuchung von Saha et al. (2006) zeigt außerdem eine Abnahme des Querdruckgradienten sowie der Wandschubspannungen im vorderen Bereich der Passagenseitenwand.



(a) Von Devenport et al. (1992) untersuchter Fillet nach Devenport et al. (1992)

(b) Von Mahmood et al. (2005) und Saha et al. (2006) (Quelle) untersuchte Fillets

Alle bisher beschriebenen Untersuchungen erfolgten in einem ebenen Gitterwindkanal mit zylindrischen Profilen. Der aus Festigkeitsgründen in Turbinen meist vorhandene vollständig umlaufende Fillet wurde hier meist vernachlässigt. Saha et al. (2012) implementieren einen auf den Auslegungskriterien von Mahmood et al. (2005) beruhenden, linear ansteigenden Vorderkanten-Fillet in eine Ringgitterkaskade. Das dabei verwendete



te Profil entspricht demjenigen der Eintrittsleitschaufelreihe der HDT einer aktuellen Gasturbine mit verwundenem Profil, an der Nabe positivem Lean, achsensymmetrischer Seitenwandkontur und vollständig um das Profil umlaufendem Filletradius. Die von Saha et al. (2012), Saha (2014) und Saha et al. (2014) beschriebenen Ergebnisse zeigen im Vergleich zu den vorangegangenen Untersuchungen nur sehr geringen Einfluss der Filletmodifikation an der Profilvorderkante. Die Autoren stellen global keine Reduzierung der Verluste für die Leitschaufelreihe fest. Auch lokal beobachten sie nur vergleichsweise geringe Unterschiede im Strömungsfeld. So hat sich der Kanalwirbel hinter der Leitreihe durch den Vorderkanten-Fillet um 3 % radial zur Kanalmitte verlagert. Die radiale Verteilung der Abströmwinkel zeigt an der Nabe bis zu einer Höhe von 15 % eine leichte Zu-, und radial anschließend bis zu einer Höhe von 30 % eine leichte Abnahme des Abströmwinkels. Über die gesamte Abströmfläche integral betrachtet, ergibt sich jedoch keine Änderung. Die radiale Betrachtung des Verlustkoeffizienten für die kinetische Energie zeigt ein ähnliches Verhalten.

### 2.4.3 Seitenwandkonturierung

Soweit dem Autor bekannt, stellen Dejc und Zarjankin (1960) erstmals eine Studie zur Reduzierung von Gitterverlusten durch Konturierung der Seitenwände öffentlich vor. Dieser achsensymmetrische Ansatz wird in zahlreichen, folgenden Studien (z.B. Morris und Hoare 1975, Kopper et al. 1980, Boletis 1985, Atkins 1985) zur Konturierung der ersten Leitschaufelreihe von HDT-typischen Beschaukelungen erfolgreich zur Verlustreduzierung eingesetzt, wobei diese nicht auf die Reduzierung der Sekundärströmungsverluste begrenzt sind. Schnaus und Fottner (1997) und Duden et al. (1999) erzielten bei Kaskadenuntersuchungen des z.B. im Triebwerk PW 2037 im Mittenschnitt eingesetzten NDT-Rotorprofils T160D durch achsensymmetrische Konturierung die Reduzierung der durch Sekundärströmungen hervorgerufenen Abweichungen vom Ziel-Abströmwinkel, eine radiale Verlagerung dieser Gebiete zu den Seitenwänden sowie eine Verringerung der Sekundärströmungsverluste. Da die Autoren jedoch bei der Konturierung die Gesamtbelastung der Schaufelreihe gegenüber der unkonturierten Referenz konstant halten, führt die konturbedingte Entlastung der Randzonen zu einer höheren Belastung in der Kanalmitte. Die damit verbundenen, erhöhten Profilverluste wiegen die reduzierten Sekundärströmungsverluste auf, so dass die Gesamtverluste unverändert bleiben.

Handelt es sich bei den bisher beschriebenen Untersuchungen vorwiegend um Gasturbinentypische Beschaukelungen (stationär oder Flugtriebwerk), so legt Moser et al. (2011) gehäusesseitige achsensymmetrische Konturen für das Leitrad einer Dampfturbinen-Regelstufe aus. Diese weist gegenüber anderen untersuchten Beschaukelungen eine sehr geringe Streckung von  $H/l = 0,25$  auf. Bei den numerischen Untersuchungen sind schwächere und seitenwandnähere Kanalwirbel zu beobachten. Dies führt zu einer homogeneren radialen Verteilung der Abströmwinkel und damit einer verbesserten Zuströmung für die nachfolgende Laufreihe. Für die Gesamtstufe ergibt sich mit Konturierung bei Nennlast sowohl numerisch als auch experimentell (Moser et al. 2013) ein erhöhter Wirkungsgrad und eine gesteigerte Leistung. Die Sensitivität gegenüber vom Nennlastfall abweichenden Betriebspunkten nimmt jedoch zu, so dass der Wirkungsgrad bei starker Teillast im Vergleich

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

zum unkonturierten Leitkranz stärker abnimmt.

Im Folgenden wird der technologische Stand der im Fokus dieser Arbeit stehenden nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturierung zusammengefasst. Die Reihenfolge der Darstellung orientiert sich dabei an den von Taremi et al. (2013) beschriebenen Technologie-Reifegraden, wie sie beim Flugtriebwerkshersteller Pratt & Whitney definiert werden. Sie stellen die typischen Schritte auf dem Weg zur Einführung neuer Beschauelungstechnologien von der Idee bis zum marktverfügbaren Flugtriebwerk dar, werden hier jedoch zur Übertragbarkeit auf Turbomaschinen insgesamt in einigen Punkte verallgemeinert.

Tabelle 2.1: Technologie-Reifegrade (TRG) nach Taremi et al. (2013) verallgemeinert

TRG	Beschreibung	Beispiel
0	Technologisches Konzept	Seitenwandkonturierung
1	Realisierbarkeits- und analytische Studien	Euler-Rechnungen
2	Numerische Untersuchungen	3D-CFD Rechnungen
3	1. Stufe exp. Untersuchungen	Niedergeschwindigkeits-Kaskade
4	2. Stufe exp. Untersuchungen	Hochgeschwindigkeits-Kaskade oder Ringkaskade
5	3. Stufe exp. Untersuchungen	rotierender Prüfstand
6	Reale Testmaschine	Prototyp
7	Markteinführung	-

### Kaskadenuntersuchungen nicht-achsensymmetrischer Seitenwandkonturen

Erste Auslegungen nicht-achsensymmetrischer Seitenwandkonturen z.B. durch Morris und Hoare (1975) und Atkins (1987) führten zur Zunahme der Sekundärströmungsverluste. Ziel der nicht-achsensymmetrischen Konturierung von Rose (1994) war nicht die Verlustreduzierung innerhalb der Schaufelpassage, sondern die Reduzierung der, durch die hinter der Leitreihe an der Nabe eintretende Rotorscheibenkühlluft hervorgerufenen Verluste. Die numerischen Untersuchungen einer HDT-typischen Statorreihe zeigen, dass die Kontur zu einer 70 %igen Abnahme der ungleichförmigen statischen Druckverteilung im Nabenbereich hinter der Ringkaskade führt. Dies würde eine Reduzierung des Druckniveaus des dort in den Schaufelpfad eintretenden Kühlluftmassenstroms ermöglichen. Darüber hinaus führt die Kontur an der Nabe zu in Umfangsrichtung homogenen Abströmwinkeln, so dass Rose (1994) durch die für die nachfolgende Rotorreihe verbesserte Anströmung eine geringe Zunahme des Stufenwirkungsgrads vermutet. Die anschließenden experimentellen Kaskaden-Untersuchungen durch Hartland et al. (1998)

## 2.4 Maßnahmen zur Reduzierung von Sekundärströmungen

im Niedergeschwindigkeits-Gitterwindkanal der Universität Durham bestätigten die von Rose (1994) vorhergesagte homogenere Druckverteilung an der Nabe stromab der Profilhinterkante. Hinsichtlich der Sekundärströmungen erkennen die Autoren keine Abweichungen zur unkonturierten Referenz, auch wenn die Verluste leicht ansteigen. Auf diesen Erkenntnissen aufbauend, entwickeln Harvey und Rose (2000) ein Auslegungsverfahren für nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturen, deren Zweck die Beeinflussung des Wanddrucks zur Reduzierung der Sekundärströmungen ist. Daher beziehen sie, im Gegensatz zu Rose (1994), den gesamten Seitenwandbereich der Passage sowie den Ein- und Austrittsbereich stromauf und stromab in die Konturierung ein. In Abschnitt 2.4.3 wird das Verfahren von Harvey und Rose (2000) näher beschrieben. Die Auslegungsrechnungen mittels CFD sagen für die konturierte Kaskade P1 eine Reduzierung des Querdruckgradienten im vorderen Bereich der Passage sowie der Sekundärströmungen und der durch diese hervorgerufenen Mehr- und Minderumlenkung hinter der Passage voraus. Die sekundäre kinetischen Energie nimmt ab, wogegen der Gesamtverlust geringfügig ansteigt. Die von Hartland et al. (2000) veröffentlichten Messungen bestätigen die positiven Ergebnisse der CFD und zeigen, von diesen abweichend, auch für den Gesamtverlust eine Abnahme um  $\Delta\zeta = -20\%$ . Im Gegensatz zu dieser Kaskade ist die von Gregory-Smith et al. (2001) mit dem Verfahren von Harvey und Rose (2000) ausgelegt Seitenwand P2 auf den Passagenbereich zwischen Profilverder- und -hinterkante begrenzt. Dadurch weist die Kontur an der Profilverderkante eine stärkere konkave Gestalt auf. Diese Veröffentlichung und diejenige von Ingram et al. (2005) zeigen, dass beide Konturen zu einer deutlichen Reduzierung der SKE und der Verluste führen, wobei die Kontur P2 geringfügig höhere Reduzierungen liefert. Weitere SWK-Geometrien mit identischem Schaufelprofil aber einem auf der Krümmung der Profelsehne beruhenden Auslegungsverfahren (siehe Abschnitt 2.4.3) erfolgen durch Hartland und Gregory-Smith (2002). Die numerischen Untersuchungen zeigen eine Reduzierung der sekundären kinetischen Energie um  $\Delta SKE = -61\%$  und der Sekundärströmungsverluste um  $\Delta\zeta_{\text{sek}} = -6\%$ . Auf Grundlage der Untersuchungen von Hartland et al. (2000) ziehen die Autoren den Schluss, dass auch Messungen auf eine Verlustreduktion führen würden und dass die von ihnen auf Grundlage der Profelsehne entwickelte SWK zur erfolgreichen Konturgestaltung geeignet sei.

Bagshaw et al. (2008a) kombinieren nicht-achsensymmetrische Seitenwandkonturen mit der 3D-Profildgestaltung zur Reduzierung der Verluste in der schon in vorherigen Untersuchungen verwendeten HDT-typischen Kaskade der Universität Durham. Dessen Ansatz ist nicht allein auf die Reduzierung der Sekundärströmungen begrenzt. Vielmehr ist es Ziel, die Profilverluste durch Entlastung des mittleren Profilbereichs mittels „Reverse Compound Lean“ zu reduzieren sowie durch Indizierung eines radialen Druckgradienten die Sekundärströmungen näher zu den Seitenwänden zu verlagern und damit den von Sekundärströmungen unbeeinflussten radiale Kanalbereich zu vergrößern. Dieses Design-Element führt jedoch zu einer zunehmenden Profilbelastung im Seitenwandbereich. Damit verbundenen, zunehmenden Sekundärströmungen soll mittels einer im Seitenwandbereich stromauf verlängerten Profelsehne („Sweep“) sowie mittels Seitenwandkonturierung entgegengewirkt werden, so dass es insgesamt zu einer Abnahme der Verluste kommt. Das stromauf verlängerte Profil dient dabei der lokalen aerodynami-

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

schen Entlastung der Profilvorderkante. Das Designelement „Sweep“ wird manuell ausgelegt, wogegen die anschließende Auslegung der SWK durch automatische Optimierung in Verbindung mit CFD-Simulationen erfolgt. Die Messergebnisse von Bagshaw et al. (2008b) und Gregory-Smith et al. (2008) zeigen, dass die Kombination der beiden Gestaltungselemente zu einer stärkeren Reduzierung der Gesamtverluste um  $\Delta\zeta = -16\%$ , bei deutlicher Reduzierung der Sekundärströmungsverluste, führt. Weitere Verlustreduktionen halten die Autoren durch Einbeziehung der 3D-Profilerstellung in die automatische Optimierung für möglich.

Die Entwicklung einer derartigen Prozesskette zur Schaufelreihenauslegung mit kombinierter 3D-Profil- und -Seitenwandgestaltung unter Verwendung voll-automatischer Optimierungsverfahren und CFD-Simulationen führen Nagel et al. (2001) in einer Serie von Forschungsarbeiten mit dem auf Niederdruckturbinen spezialisierten TriebwerksHersteller MTU Aero Engines GmbH durch. Als Testfallreferenz wird das bereits bei den am Anfang dieses Abschnitts vorgestellten Untersuchungen zur achsensymmetrischen Konturierung verwendete Profil T106D eingesetzt. Hierbei handelt es sich um ein im hinteren Profilbereich stärker belastetes Profil (aft-loaded). Das Ergebnis des in Abschnitt 2.4.3 ausführlicher dargestellten Auslegungsverfahrens ist ein komplexes 3D-Gitter (T106Dopt), das zu einer flussgemittelten Verlustreduzierung um  $-22\%$  gegenüber der Referenz führt.

Beginnend mit Praisner et al. (2007) führte auch der Triebwerksbauer Pratt & Whitney intensive Untersuchungen zur Implementierung von Seitenwandkonturen in Niederdruckturbinen durch. Als Basis dienten die von Zorić (2006), hinsichtlich der bei diesen auftretenden Sekundärströmungen untersuchten Profile Pack B, Pack D-A und Pack D-F (siehe Abschnitt 2.2.3). Bei den Gitterwindkanaluntersuchungen erzielten sie durch Konturierung beim High-Lift Profil Pack B ( $Z_w = 1,08$ ) eine gemessene Reduzierung der Verluste um  $10\%$  (CFD:  $4\%$ ). Für die beiden gleichstark belasteten Ultra High-Lift Profile ( $Z_w = 1,37$ ) nehmen die Verluste beim front-loaded Profil Pack D-F um  $25\%$  (CFD:  $12\%$ ) und damit stärker ab, als beim aft-loaded Profil Pack D-A, bei dem sich, den CFD-Simulationen zufolge, die Verluste um  $5\%$  reduzieren. Im Gegensatz zum konturierten Pack B - Profil (Knezevici et al. 2008) führt die SWK beim Pack D-F dazu, dass der Kanalwirbel und der druckseitige Hufeisenwirbel sich nicht (wie bei der unkonturierten Variante) zu einem starken Wirbel vereinigen, sondern als zwei getrennte schwächere Wirbel auftreten (Knezevici et al. 2009). Dies ist den Autoren zufolge vorteilhaft, da die dissipativen Verluste bei schwächeren Wirbeln ebenfalls schwächer ausfallen und da weniger druckseitiges Fluid zur Saugseite transportiert wird.

Erfolgt die zuvor beschriebenen Untersuchungen an Niedergeschwindigkeits-Kaskaden, so legen Taremi (2013) und Taremi et al. (2013) mit dem von Praisner et al. (2007) entwickelten Verfahren eine SWK für zwei unterschiedlich belastete transsonische HDT-Profilen SL1 ( $Z_w = 0,75$ ) und SL2 ( $Z_w = 0,97$ ) aus. Die CFD-Berechnungen ergeben für das schwächere Sekundärströmungen aufweisende SL1 eine Verlustreduktion von  $3\%$  und für das Profil SL2 von  $7\%$  durch Konturierung. Dies ist mit einer Reduzierung der Mehr- und Minderumlenkung verbunden. Deren Maxima/ Minima verlagern sich infolge der SWK stärker zu den Seitenwänden. Die Messergebnisse zeigen dagegen für das schwächer belastete Profil eine nur sehr geringe Reduzierung der Massenstrom-gemittelten

Verluste. Unmittelbar an der Seitenwand ist sogar ein Anstieg der Verluste zu beobachten. Dagegen führt die SWK beim Profil SL2 zu einer deutlichen Verlustreduzierung von 5%. Auch der bei dem Profil SL1 auftretende Verlustanstieg an der Seitenwand tritt hier nicht auf.

### Nicht-achsensymmetrische SWK in Versuchsturbinen

Aufbauend auf den zuvor durchgeführten Kaskadenuntersuchungen an der Universität Durham legten Brennan et al. (2001) die SWK der Leit- und Laufreihe der 1-stufigen Hochdruckturbinen des Flugtriebwerks Trent 500 aus. Durch die SWK vergrößern sich die überströmten Seitenwände z.B. bei der Leitreihe um +0,5%. Die experimentellen Untersuchungen dieser Konfiguration durch Rose et al. (2001) auf einem Kaltluft-Komponentenprüfstand ergeben eine Zunahme des Stufenwirkungsgrads um  $\Delta\eta = +0,59\% \pm 0,25\%$  und übertreffen die CFD-Auslegung damit um +0,19%. Die auf der CFD basierenden Wirkungsgradverbesserungen bei Konturierung jeweils nur einer Schaufelreihe betragen bei konturierter Leitreihe  $\Delta\eta = +0,24\%$  und bei konturierter Laufreihe  $\Delta\eta = +0,16\%$ . Harvey et al. (2002) erweitern die Versuchsturbinen um die auf einer zweiten Welle laufende Mitteldruckturbinen (MDT) des Triebwerks Trent 500 und veröffentlichen erstmals Untersuchungen einer SWK-Konfiguration in einer mehrstufigen Turbinen. Durch Konturierung der MDT erzielen die Autoren im kombinierten Betrieb eine Steigerung des MDT-Stufenwirkungsgrads von  $\Delta\eta = +0,9\% \pm 0,4\%$ . Sowohl bei der HDT, als auch bei der MDT bewirkt die Konturierung an den Seitenwänden eine Entlastung der Profile im vorderen und mittleren Bereich, so dass sich die Belastungsverteilung zur Profilhinterkante verschiebt (aft-loaded Profil). Dieser Einfluss stimmt mit den, in Abschnitt 2.2.3 zusammengefassten Erkenntnissen zum allgemeinen Einfluss der Profildruckverteilung, sowie mit den zuvor beschriebenen Kaskadenuntersuchungen überein. Bei, vom Auslegungsfall abweichenden Betriebsbedingungen, zeigen die Hochdruck- und Mitteldruckstufe ein unterschiedliches Betriebsverhalten infolge Konturierung. Hat die Kontur bei der HDT bei konstanter Nennlast-Stufenarbeit und höherer Drehzahl (niedrigere Leistungszahl, negative Inzidenz) kaum Einfluss auf den Wirkungsgrad, so zeigt sich bei niedrigerer Drehzahl (höhere Leistungszahl, positive Inzidenz) eine gegenüber Nennlast nochmals erhöhte Wirkungsgradverbesserung durch die SWK. Die Untersuchungen der MDT zeigen dagegen ein gegenteiliges Betriebsverhalten. Daher sollte, Harvey et al. (2002) entsprechend, bereits bei der SWK-Auslegung deren Einfluss auf das Kennfeld insgesamt berücksichtigt werden.

Ebenfalls auf Grundlage der Kaskadenuntersuchungen an der Universität Durham, übertrugen Snedden et al. (2009) deren generisches Verfahren zur SWK-Auslegung auf die Rotornabe einer 1 1/2-stufigen Versuchsturbinen. Um eine ähnliche Konturgestalt zu ermöglichen, wurde das Profil der Kaskadenuntersuchungen für den Nabenschnitt der Rotorschaukel übernommen. Sie erzielen bei den Experimenten für Nennlast eine Wirkungsgradsteigerung der Rotorreihe von  $\Delta\eta_{LA,tt} = +0,4\%$  und für die Gesamtstufe von  $\Delta\eta = +0,5\%$ . Bei abnehmender Schaufelbelastung mit einem Inzidenzwinkel von  $i = -5^\circ$  wird durch die SWK nur noch eine geringe Zunahme des Rotor-Wirkungsgrads um  $\Delta\eta_{LA,tt} = +0,1\%$  erzielt. Bei gegenüber Nennlast erhöhter Belastung mit  $i = +5^\circ$  führt

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

die SWK dagegen zu einer Abnahme des Rotor-Wirkungsgrads um  $\Delta\eta_{LA,tt} = -0,5\%$ . Dieses Ergebnis weicht damit von den Beobachtungen von Harvey et al. (2002) ab.

Auch die Fa. MTU Aero Engines führte, aufbauend auf den im vorherigen Abschnitt geschilderten Kaskadenuntersuchungen, die Implementierung von Seitenwandkonturen für eine Versuchsturbine durch. Germain et al. (2008) beschreibt die auf dem Verfahren von Nagel et al. (2001) basierende, leicht modifizierte SWK-Auslegung für die 1 1/2-stufige HDT-typische Forschungsturbine "Lisa" der ETH Zürich. Der Vergleich mit der Referenz (Konfiguration Behr et al. 2006) zeigt nach Schüpbach et al. (2008) die Verbesserung des Wirkungsgrads um  $\Delta\eta = +1\%$ . Dies ist einerseits auf eine Abnahme der „Streamwise Vorticity“ in den Kanalwirbeln zurückzuführen. Einen deutlich stärkeren Anteil hat den Autoren zufolge aber die starke Abnahme der „Trailing Sheet Vorticity“ im Nachlauf der Leitreihe, die um  $-50\%$  reduziert werden kann. Die homogenere Abströmung der Leitreihe mit SWK wirkt sich, den instationären Untersuchungen nach, auf eine geringere Rotor-Stator-Wechselwirkung aus.

Pöhler et al. (2010) und Pöhler et al. (2011) legen Seitenwandkonturen für den Stator einer 1 1/2-stufigen Kaltluft-Turbine mit NDT-ähnlicher Beschauung aus. Hierbei erzielen sie eine Reduzierung der Sekundärströmungsverluste, jedoch führt eine nach der Konturierung auftretende Ablöseblase auf der Profilsaugseite in diesem Bereich zu erhöhten Verlusten. Daraus schlussfolgern sie, dass eine Seitenwandkonturierung bereits parallel zur Profilauslegung erfolgen sollte, um die gegenseitige Beeinflussung zu berücksichtigen. In einer folgenden Studie vergleichen Pöhler et al. (2014) und Niewoehner et al. (2014) die unkonturierte Referenz mit drei Varianten mit 3D-Gestaltungselementen. Variante 1 weist eine nicht-achsensymmetrische SWK, Variante zwei ein Bow-Design der Profile und Variante drei eine Kombination der vorherigen Varianten auf. Sie erzielen durch alle Varianten eine Wirkungsgradsteigerung im Auslegungspunkt, die insbesondere auf eine homogenere Zuströmung der Rotorreihe zurückgeführt wird.

Turgut und Camci (2011) konturieren mit dem in Abschnitt 2.4.3 vorgestellten Verfahren die Leitreihe der Flugtriebwerks-ähnlichen HDT-Stufe des AFTRF-Prüfstands der Pennsylvania State University und untersuchen acht verschiedene Geometrievarianten numerisch. Dabei erzielen die Autoren die stärkste Reduzierung des Massenstromgemittelten Totaldruckverlustbeiwerts um  $\Delta\zeta = -3,2\%$  mit einer Kontur, die sich über die Profilvorderkante hinaus stromauf erstreckt.

Eine von bisher untersuchten Konturgeometrien deutlich abweichende SWK untersuchen Schwab et al. (2013). Ziel ist die Entwicklung einer Kontur für Hoch- und Mitteldruck-Dampfturbinen. Da die Kontur auch als nachträglich, z.B. im Rahmen von Revisionen, einzubringendes Element dienen können soll, sind die Autoren bei der Auslegung auf Konturen beschränkt, die durch Materialabtrag von der Basisbeschauung realisiert werden können. Die Kontur verläuft axial von der Vorder- zur Hinterkante parabolisch und in Umfangsrichtung von der Druckseite aus kontinuierlich abfallend, um am tiefsten Punkt, einer Sprungfunktion gleich, wieder auf den Radius der unkonturierten Referenz anzusteigen. Neben der bei allen Konturierungen erwünschten Reduzierung des Querdruckgradienten, soll die, der Schaufelkrümmung folgende Stufe auch einer Strömungsführung dienen. Im Nennlastfall messen die Autoren eine Wirkungsgradsteigerung um  $\Delta\eta = +0,34\%$ . Im Gehäusebereich beobachten sie eine deutlich homogenere

Verteilung der umfangsgemittelten Abströmwinkel durch die SWK und schließen daher auf einen schwächeren Kanalwirbel. Nabenseitig nimmt die Mehrumlenkung infolge der SWK zu. Eine leichte radiale Verschiebung des Maximums zur Kanalmitte tritt auf. Bei einem Betriebspunkt mit deutlich erhöhter Leistungszahl nimmt der Wirkungsgrad um  $\Delta\eta = -0,21\%$  ab. Bei einer leichten Abnahme der gehäuseseitigen Abströmwinkelvariation nimmt diese an der Nabe zu.

Im Rahmen von Voruntersuchungen der Fa. Siemens AG und des Whittle Laboratory der Universität Cambridge, UK für die Auslegung der in dieser Dissertation untersuchten SWK, führten Lintz et al. (2013) Untersuchungen an einer 3-stufigen Versuchsturbine durch. Hierbei handelt es sich um eine HDT-typische Beschaukelung, wie sie in Dampfturbinen zum Einsatz kommt. Auf Grundlage von Sensitivitätsstudien (Lintz et al. 2011) legen die Autoren eine SWK für die zweite Statorreihe aus. Die Reihe weist bereits bei der unkonturierten Referenz Bow auf. Naben- und gehäuseseitiger Profilschnitt sind sehr ähnlich, so dass die SWK an beiden Seitenwänden ähnlich ist. Die Kontur besteht beidseitig aus einer Kanalerweiterung („Tal“) im vorderen Passagenbereich an der Saugseite. Die CFD-Berechnungen ergeben eine Reduzierung der sekundären kinetischen Energie um  $\Delta\text{SKE} = -25\%$ . Jedoch wird für den Stufenwirkungsgrad lediglich eine geringe Wirkungsgradverbesserung unterhalb  $\Delta\eta = +0,1\%$  berechnet. Die gemessene Reduzierung der SKE beträgt bei zu vernachlässigender Kavitätenströmung (abgedichtet)  $\Delta\text{SKE} = -10\%$ . Werden die Abdichtungen der Kavitäten des stromauf befindlichen Rotors jedoch entfernt, nehmen die gehäuseseitigen Sekundärströmungen deutlich zu. Ursächlich hierfür ist Lintz et al. (2013) zufolge die stark negative Inzidenz mit der das aus der Kavität austretende Fluid im Gehäusebereich in die Leitreihe einströmt. Dadurch weist die wandnahe Strömung bereits beim Eintritt eine starke Querströmung auf. Dadurch ist den Autoren zufolge der Querdruckgradient nicht mehr die dominierende Kraft für das Aufrollen der Seitenwandgrenzschicht zum Kanalwirbel. Da die Seitenwandkonturierung jedoch diesen physikalischen Mechanismus beeinflusst, könne diese bei der stark Inzidenz-behafteten Querströmung nur sehr begrenzt zielführend wirken.

### **Einfluss ein- oder austretender Sekundärmassenströme auf die SWK**

Wurden die Untersuchungen von Schüpbach et al. (2008) und Germain et al. (2008) am ETH-Turbinenprüfstand „Lisa“ noch an einer HDT-Beschaukelung durchgeführt, so erfolgte die Konturierung bei Jenny et al. (2011) mit einer stärker an einer NDT orientierten Laufreihe inkl. Deckband. Schwerpunkt dieser Arbeiten war die Untersuchung der Interaktion zwischen Rotorscheibenkühlluft und Sekundärströmungen der konturierten Beschaukelung unter besonderer Beachtung instationärer Effekte. Dabei wurde neben der Kavitätenströmung erstmals die eintretende Rotorscheibenkühlluft bei der SWK-Auslegung der Rotorreihe berücksichtigt. Die Konturierung beschränkt sich dadurch nicht auf die Schaufelpassage, sondern reicht bis zur Eintrittskante der Kavität. Die SWK bewirkt beim Nennmassenstrom der Kühlluft eine Wirkungsgradsteigerung um  $\Delta\eta = +0,75\%$ . Durch Variation der Kühlluftmenge stellen sie fest, dass der Wirkungsgrad bei beiden Konfigurationen mit dessen Massenstrom abnimmt. Die Sensitivität des Wirkungsgrads gegenüber dem eintretenden Kühlluftmassenstrom wird jedoch durch

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

die SWK um 30 % reduziert. Für beide Konfigurationen nimmt mit vor der Rotorreihe eintretender Kühlluft die Stärke des hinter dem Rotor gemessenen nabenseitigen Kanalwirbels, sowie dessen radiale Verlagerung zur Kanalmitte zu. Jedoch ist dieser Effekt für die SWK-Konfiguration geringer ausgeprägt.

Regina et al. (2012) führen ähnliche Untersuchungen an einer HDT-typischen Beschau felung auf dem Turbinenprüfstand „Lisa“ durch. Die SWK-Auslegung durch die Fa. Siemens AG (Bereich Gssturbine) erfolgte ohne Fillet-Radien und Kavitäten. Durch die SWK erzielen sie nach Regina et al. (2014) im Auslegungspunkt ohne Kühlluft eintritt eine Wirkungsgradsteigerung von  $\Delta\eta = +0,2\%$ . Bei einströmender Rotorscheibenkühlluft an der Nabe vor der Laufreihe beobachten sie für beide Konfigurationen eine Abnahme des Wirkungsgrads. Jedoch nimmt dieser, im Gegensatz zur SWK von Jenny et al. (2011) für die konturierte Beschau felung mit steigendem Kühlluftmassenstrom stärker ab, als bei der Referenz, so dass die SWK-Konfiguration ab einem gewissen Kühlmassenstrom einen niedrigeren Wirkungsgrad aufweist. Im Teillastbetrieb (niedrigere Leistungszahl) ändert sich der Wirkungsgrad für die SWK stärker, als für die Referenz (höhere Sensitivität). Bei einer Leistungszahl über dem Nennlastpunkt liegen den Autoren für die Referenz keine Messdaten vor. Jedoch vermuten sie aus dem Ergebnisvergleich mit einer dritten, ebenfalls unkonturierten Beschau felung, dass die Sensitivität des Wirkungsgrades für die SWK bei höherer Leistungszahl niedriger ist als bei der Referenz. Unter dieser Annahme ist bei allen Konfigurationen im gemessenen Betriebsbereich die Sensitivität des Wirkungsgrades gegenüber einer abnehmenden Leistungszahl niedriger als gegenüber einer zunehmenden Leistungszahl.

### **Einfluss fertigungs- und montagebedingter Stufen auf die SWK**

Basierend auf der seitenwandkonturierten Variante von Pöhler et al. (2014) untersuchen Kluxen et al. (2014) und Kluxen et al. (2016) den Einfluss von auf Fertigungsungenauigkeiten zurückzuführenden radialen Stufen an den Seitenwänden auf die Wirksamkeit der SWK. Auf Grundlage der numerischen Ergebnisse beobachten die Autoren durch die Stufen hervorgerufene Ablöseblasen, Wirbelbildung und, durch dessen Interaktion mit den „klassischen“ Sekundärströmungen, die Zunahme der Sekundärströmungsverluste. Dies führt sowohl bei der unkonturierten Referenz, als auch bei der SWK-Konfiguration zu einer Abnahme des Wirkungsgrads. Bei einer Stufenhöhe von 5,5 % der Kanalhöhe nimmt der Wirkungsgrad um  $\Delta\eta = -1,15\%$  ab. Die Ergebnisse von stationärer und instationärer CFD-Simulation zeigen diesbezüglich keine Unterschiede. Bei einer Stufe in Umfangsrichtung vor der Statorpassage kommt es in diesem Bereich zu einer Abnahme des Drucks gegenüber einer glatten Seitenwand, so dass Fluid von der Druck- und Saugseite in dieses abgelöste Strömungsgebiet strömt und mit den „klassischen“ Sekundärströmungen interagiert. Der negative Einfluss von Stufen innerhalb der Schau felpassage, hervorgerufen dort, wo die zu einem Kranz montierten Einzelschaufeln aneinander stoßen, fallen nach Kluxen et al. (2016) umso größer aus, je dichter diese an der Saugseite gelegen sind. Bei in Maschinenachsenrichtung bogenförmiger Ausführung der fertigungs- oder montagebedingten Stufe fallen die Verluste um so geringer aus, je flacher die Querströmung auf die Stufe trifft.



## Auslegungsverfahren und Geometrien

Wie von Panchal et al. (2011) zusammengefasst, kommen drei Verfahren zur Definition nicht-achsensymmetrischer Seitenwandkonturen zum Einsatz. Nach Kenntnis des Autors dieser Arbeit sind seit dessen Veröffentlichung keine hiervon wesentlich abweichenden Methoden beschrieben worden. Die Verfahren lassen sich einteilen in:

1. Kurvenkombinationsmethode: Kombination analytischer Funktionen in umfangs- und Axialrichtung z.B. durch Multiplikation
2. Direkte Flächenmodifikationsmethode
3. Hybride Methode

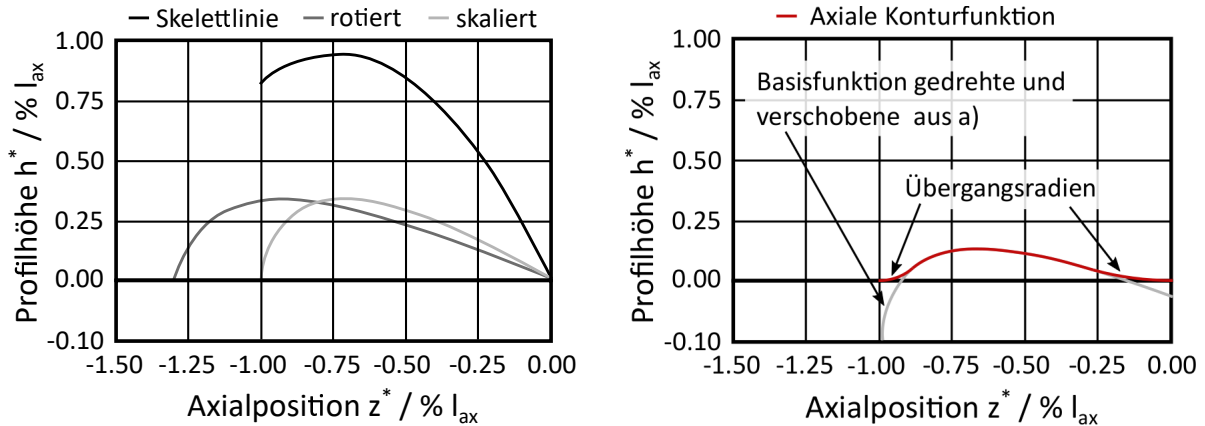
Bei Harvey und Rose (2000) ergibt sich die Geometriedefinition der Kontur mittels der hybriden Methode. In axialer Richtung werden Non-Uniform Rational B-Splines mit sechs radial verschiebbaren Kontrollpunkten verwendet. Die zusätzlichen Endpunkte der Kurven bleiben der unkonturierten Kontur entsprechend fixiert. In Umfangsrichtung werden diese durch Kurven, die über die ersten drei Terme einer Fourier-Reihe beschrieben werden, verbunden. Die Kontur kann dabei über die Profilver- und -hinterkante hinaus reichen.

Rose (1994) und Hartland et al. (1998) verwenden die Kombinationsmethode, um wie im obigen Abschnitt zu den Kaskadenuntersuchungen beschrieben, den statischen Druck hinter der Profilhinterkante im Bereich der Kavität zu vergleichmäßigen. Hartland und Gregory-Smith (2002) legen Seitenwandkonturen mittels der Kombinationsmethode aus. Sie legen zugrunde, dass der die Sekundärströmungen treibende Querdruckgradient im Wesentlichen durch die Krümmung der Schaufelpassage und damit durch die Form der Profil-Skelettlinie bestimmt wird. Daher halten sie die Abbildung dieser Kurve auf der Seitenwand für geeignet, um den Querdruckgradienten zu reduzieren. Abbildung 2.6a zeigt, wie die Autoren die Geometrie der Skelettlinie durch rotieren um die Profilhinterkante und skalieren auf die axiale Sehne in eine neue Funktion  $h^*(z)$  umwandeln. Diese beschreibt eine Höhenänderung  $h^*$  in Abhängigkeit von der Axialposition  $z$  und ist die erste analytische Funktion zur Beschreibung der Seitenwandkontur. Für die Erzeugung einer nicht-achsensymmetrischen Kontur ist nun eine weitere Funktion (bei Nagel und Baier (2005) Formfunktion genannt) notwendig. Diese dient der Modulation der Axialkontur in Abhängigkeit von der Umfangsposition  $y$ . Sie verwenden dazu die Halbwelle einer Kosinusfunktion, so dass an der Profilsaugseite eine Vertiefung und an der Profildruckseite eine Erhebung entsteht. In der Mitte der Schaufelpassage befindet sich der Nulldurchgang der Kosinusfunktion. Die Multiplikation dieser beiden Funktionen entsprechend Gl. 2.15 beschreibt die Höhenänderung  $h(y, z)$  der nicht-achsensymmetrischen SWK gegenüber der unkonturierten Seitenwand.

$$h(y, z) = -h^*(z) \cdot \cos\left(\pi \frac{y - y_{\text{skl}}}{T}\right) \quad (2.15)$$

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

Um einen glatten Übergang der Kontur mit den unkonturierten Bereichen stromauf und stromab zu erhalten, verwenden sie am Anfang und Ende der Axialfunktion Übergangsradien (vgl. Abbildung 2.6b). Hartland und Gregory-Smith (2002) generiert auf Grundlage dieser axialen Basisfunktion zwei weitere SWKs durch Veränderung des Rotationswinkels für die Skelettlinie und Anpassung der Übergangsgeometrien (Radius, parabolischer Übergang).



(a) Ableitung der axialen Basisfunktion aus der Skelettlinie nach Hartland und Gregory-Smith (2002)

(b) Bsp. für die Modifikation der Basisfunktion nach Hartland und Gregory-Smith (2002)

Nagel et al. (2001) definieren die Seitenwandkontur über die Kombination von insgesamt drei Kurven zunächst als ebene Rechteckfläche. In axialer Richtung kommen auf der Saug- und Druckseite zwei voneinander unabhängige, sogenannte Abklingkurven zum Einsatz, die aus jeweils zwei Basis-Splinekurven 1. und 2. Ordnung stetig zusammengesetzt sind. In Umfangsrichtung werden diese über eine als Formfunktion bezeichnete Kosinus-Funktion verbunden. Im Gegensatz zu Hartland und Gregory-Smith (2002) kann neben einer halben Periode auch eine ganze Periode gewählt werden. Anschließend wird diese Rechteckfläche auf die Seitenwand der Schaufelpassage projiziert. Der zur Konturierung freigegebene Bereich ist durch Begrenzung auf 3 % bis 97 % der axialen Sehnenlänge auf die Schaufelpassage beschränkt. Die Auslegung erfolgt mittels eines vollautomatischen numerischen Optimierungsverfahrens. Auch Saha und Acharya (2008) verwenden die Kurvenkombinationsmethode und untersuchen den Einfluss verschiedener Funktionen auf die resultierende SWK.

Die direkte Flächenmodellierungsmethode wird erstmals von Praisner et al. (2007) zur SWK-Erstellung beschrieben. Der Vorteil gegenüber der Kurvenkombinationsmethode besteht darin, dass nicht bereits durch die Funktionen eine gewisse Form vorgegeben ist. Dabei wird die Fläche in beiden Richtungen durch zweidimensionale kubische Splines definiert. Die Kontur entsteht durch radiale Auslenkung von auf der Ebene platzierten Kontrollpunkten. Die Randpunkte in Umfangsrichtung befinden sich auf der Skelettlinie der beiden die Passage begrenzenden Profile. Eine von den Autoren durchgeführte Studie zum Einfluss der Punkteanzahl auf die Geometrie zeigte bei einer Matrix aus 5 x 5 äquidistanten Punkten ein für die untersuchte NDT-Beschauflung gutes Ergebnis in

der Abwägung zwischen Sekundärströmungsreduzierung und Geometriekomplexität hinsichtlich Fertigbarkeit. Lintz et al. (2011) verwenden ein ähnliches Verfahren und stellen dabei fest, dass bei Verwendung der *SKEH* als Optimierungsziel bei einer 4 x 4 Kontrollpunktematrix eine deutlich andere Kontur entsteht, als bei einer 5 x 4 Matrix. Sie verweisen auf weitere, nicht in der Arbeit veröffentlichte Sensitivitätsstudien mit höherer Kontrollpunkteanzahl, die diese hohe Abhängigkeit der entstehenden SWK-Geometrie von deren Anzahl bestätigen. Bei Verwendung der Profilbelastung unmittelbar an der Seitenwand als Optimierungsziel zeigt sich ein geringerer Einfluss der Kontrollpunkteanzahl. Sie begründen dies damit, dass die *SKEH* durch verschiedene SWK-Konturen in ähnlicher Größe reduziert werden kann, dies jedoch nicht zu einer Verlustreduzierung in gleicher Größe führen muss. Hierzu sei auf den nachfolgenden Abschnitt (Zielgrößen für die SWK-Auslegung) verwiesen.

### Zielgrößen für die SWK-Auslegung

Wie z.B. von Nagel et al. (2001), Panchal (2011), Lintz et al. (2011) oder Shahpar et al. (2014) beschrieben, kommen zur Auslegung von Seitenwandkonturen heutzutage meist automatische Optimierungsverfahren zum Einsatz. Dabei steuert der Optimierer eine Vielzahl von CFD-Simulationen mit geänderten SWK-Varianten so lange, bis ein im Rahmen der Randbedingungen bestmögliches Ergebnis für eine Bewertungsgröße erreicht ist. Daher gilt es bei der Optimierung eine Bewertungsgröße zu definieren, die das eigentliche Ziel der Optimierung bestmöglich beschreibt. Oberstes Ziel aller diesen Themenkomplex umfassenden Arbeiten ist die Wirkungsgradsteigerung der Turbine durch die Reduzierung der sekundärströmungsbedingten Verluste. Wie Lintz et al. (2011) zusammenfassen, zeigen sowohl frühere, als auch aktuellere Arbeiten Defizite der CFD-Berechnung bei der verlässlichen Berechnung des Wirkungsgrads. Daher haben zahlreiche Arbeiten den Einfluss anderer Bewertungsgrößen untersucht, aus deren Reduzierung bzw. Steigerung bei den Auslegungsrechnungen verlässlicher auf eine tatsächliche, gemessene Wirkungsgradsteigerung durch die ausgelegt SWK geschlossen werden kann. Harvey und Rose (2000) verwenden eine homogenere Abströmwinkelverteilung als Zielparameter für die Optimierung, da diese ihren Angaben zufolge bei den CFD-Rechnungen eine bessere Übereinstimmung mit Messungen gezeigt haben und eine reduzierte Mehr- und Minderumlenkung auf schwächere Sekundärströmungen schließen lässt. Auf Grundlage der Validierungen von Harvey und Rose (2000) und Hartland et al. (2000) und deren Ergebnissen, dass die berechneten Verluste keine verlässliche Übereinstimmung mit der CFD liefern, diese jedoch hinsichtlich der *SKE*, der Mehr- und Minderumlenkung und des Wanddrucks gute Übereinstimmungen zeigen, verwenden Brennan et al. (2001) die *SKEH* und die Winkelabweichung als Zielparameter. Die *SKEH* stellt dabei, wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, eine Bewertungsgröße für die Stärke der Sekundärströmungen dar. Aus Abbildung 2.7 wird ersichtlich, dass die von Gregory-Smith et al. (2008) zusammengefassten Ergebnisse von Seitenwandkonturvarianten, die im Gitterwindkanal der Universität Durham untersucht wurden, bei Verlustreduzierung auch eine Reduzierung der *SKEH* zeigten. Die umgekehrte Schlussfolgerung lässt sich daraus jedoch nicht zwangsläufig ziehen. So wird mit der SWK P3 zwar eine deutliche Reduzierung der

## 2 Sekundärströmungen und deren Reduzierung durch Seitenwandkonturierung

*SKEH* erzielt, jedoch kommt es zu einer leichten Zunahme der Verluste, da diese sehr stark ausgeprägte Kontur zu Strömungsablösung auf der Seitenwand führt. Eine weitere grundsätzliche Ursache für die Zunahme der Verluste trotz Abnahme der *SKEH* sehen sie in der bei Konturierung auftretenden größeren benetzten Oberfläche.

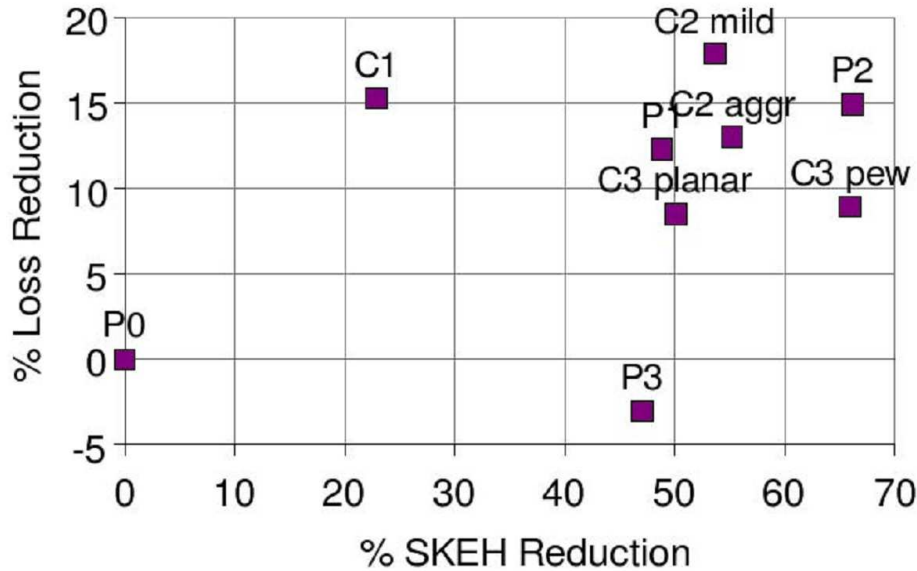


Abbildung 2.7: Zusammenfassung der Reduzierung von *SKEH* und Verlusten für Studien zur SWK-Auslegung nach Gregory-Smith et al. (2008)

Praisner et al. (2007) und Taremi (2013) setzen den Massenstrom-gemittelten Totaldruckverlust über die Schaufelreihe bei der SWK-Optimierung für NDT bzw. transsonische HDT-Profilen ein. Nagel et al. (2001) verwenden die Kombination mehrerer Bewertungsgrößen, die über eine Zielfunktion zu einem sogenannten Zielfunktionswert zusammengesetzt werden. Die Bewertungsgrößen können dabei mit unterschiedlicher Gewichtung zum Gesamtwert beitragen. So geht bei Nagel (2004) der Massenstrom-gemittelte Totaldruckverlustbeiwert mit 85%, die Differenz der Maxima des Abströmwinkels in Umfangsrichtung mit 2%, der Betrag der Differenz des integralen Abströmwinkels von 3D- und sekundärströmungsfreier 2D-Lösung in der S2 Ebene mit 7% und die *SKE* mit 6% in den Zielfunktionswert ein. Da die *SKE* nach Nagel (2004) sehr sensitiv auf Geometrieänderung reagiert, hat sie bei kleinen Geometrieänderungen jedoch einen starken Einfluss auf den Zielfunktionswert. Pöhler et al. (2014) verwenden den Stufenwirkungsgrad als Zielfunktion bei der automatischen Optimierung. Dabei stellen Sie fest, dass es trotz Erhöhung des Stufenwirkungsgrads zu einer Zunahme der Wirbelstärke der Sekundärströmungen und Verluste in der Statorreihe kommt. Dies ist auf eine verbesserte Anströmung der Rotorreihe zurückzuführen, dessen Wirkungsgradgewinn über der Wirkungsgradverschlechterung der Leitreihe liegt.

### 3 Motivation und Zielsetzung

Die vorherigen Abschnitte haben einen Überblick über die bisherigen Arbeiten zur Erforschung von Seitenwandkonturen zur Reduzierung von Sekundärströmungen in Turbomaschinen gegeben. Dabei zeigt sich, dass sich dieses Technologieelement, ausgehend von numerischen Simulationen, über Kaskadenuntersuchungen, rotierende Versuchsturbinen, bis hin zu Demonstrationstriebwerken (Schweitzer et al. 2006) als wirksames Mittel zur Reduzierung von Sekundärströmungen erwiesen hat. Wie University of Durham (2017) für das Triebwerk Trent 500 („performance improvement package“), González et al. (2006) für das Triebwerk Trent 900 und Inozemtsev et al. (2012) für das Triebwerk PW 6000 berichten, hat das Technologieelement SWK die in Abbildung 2.1 beschriebenen Technologie-Reifegrade bei unterschiedlichen Flugtriebwerksherstellern unter Mitwirkung zahlreicher Forschungseinrichtungen erfolgreich bis zum marktverfügbaren Produkt durchlaufen. Aktuelle Forschungsarbeiten zur weiteren Verbesserung von SKWs erfolgten z.B. hinsichtlich verbesserter Auslegungsmethoden, eines höheren Geometrie-Detaillierungsgrads (z.B. durch Einbeziehung von Kavitäten oder Kühlluftmassenströmen) und der Berücksichtigung von instationären Effekten. Auch wenn aus dem Vorhandensein veröffentlichter Forschungsarbeiten in einem Bereich noch nicht zwangsläufig auf das nicht Vorhandensein von Forschungsarbeiten zu SWKs in anderen Bereichen geschlossen werden kann, so ist doch auffällig, dass Untersuchungen zu nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturen in der überwiegenden Anzahl zu Triebwerksturbinen veröffentlicht sind. In deutlich geringerem Umfang sind dem Autor dieser Arbeit dagegen Arbeiten zu SWK-Turbinenbeschaukelungen für stationäre, schwere Gasturbinen oder Dampfturbinen bekannt. Weisen Flugtriebwerks- und stationäre Gasturbinenbeschaukelungen noch relativ ähnliche Strömungsbedingungen auf, so weichen diese bei Dampfturbinen in einigen Punkten deutlich ab. Wie von González et al. (2006) beschrieben, nimmt der relative Einfluss der Sekundärströmungsverluste an den aerodynamischen Gesamtverlusten mit zunehmender Leistungszahl  $\Psi$  zu. In Abbildung 3.1 sind die dem Autor bekannten Turbinen, an denen Studien zur Seitenwandkonturierung durchgeführt wurden, soweit in öffentlichen Quellen verfügbar, anhand der Stufenkenngrößen Leistungszahl und Lieferzahl in das sogenannte Smith-Diagramm eingetragen. Die zugrunde liegenden Definitionen sind in Abschnitt 6.2 dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die Leistungszahl der Versuchsturbinen für Triebwerks-ähnliche Hochdruck- und Mitteldruckturbinen mit  $\Psi > 3$  deutlich oberhalb derjenigen von in Dampfkraftwerken eingesetzten Hochdruckdampfturbinen (Simon et al. 1997) und entsprechenden Versuchsturbinen mit  $2 < \Psi < 3$  liegt. Ein wesentlicher Grund für diesen Unterschied ist, dass bei Flugtriebwerken ein geringes Gewicht ein viel bedeutenderes Auslegungskriterium ist als bei stationären Kraftwerksturbinen. Wie Haselbach et al. (2002), Gier et al. (2010) und Praisner et al. (2013) beispielhaft für drei verschiedene Triebwerks-

### 3 Motivation und Zielsetzung

hersteller zeigen, sind diese bestrebt, Turbinen mit möglichst geringer Schaufelzahl zu entwickeln. Infolge einer bei verringerter Schaufelzahl vergrößerten Teilung (siehe Abschnitt 2.2.4) und eines bei verringerter Stufenanzahl erhöhten Stufendruckverhältnisses, weisen die Profile bei unveränderter Leistung der Gesamtturbine eine höhere Belastung auf. Da damit die Stärke der Sekundärströmungen zunimmt, begannen ab Mitte der 1990er Jahre verstärkte Bemühungen, diese z.B. mittels Seitenwandkonturen zu reduzieren und damit weiterhin einen hohen Turbinenwirkungsgrad zu erzielen. Da sich SKWs bei Triebwerken als zielführendes Mittel erwiesen haben und auch bei Kraftwerksturbinen aus wirtschaftlichen und ökologischen Gründen der Brennstoffeinsatz pro erzeugte Kilowattstunde Strom reduziert werden soll (vgl. Kapitel 1), hat dies in den letzten Jahren auch bei Dampfturbinenherstellern das Interesse geweckt, über diese Technologie den Wirkungsgrad ihrer Turbinen zu steigern. Vor diesem Hintergrund hat die Fa. General Electric (ehemals Alstom Power) in Kooperation mit dem Institut für Kraftwerkstechnik, Gas- und Dampfturbinen der RWTH Aachen (Schwab et al. 2013) und herstellerunabhängig das TPFL der Texas A & M Universität, USA (Schobeiri und Lu 2011, 2014) SKW-Untersuchungen an Hochdruck-Dampfturbinen-typischen Versuchsturbinen durchgeführt. Auch die Fa. Siemens AG hat mit den von Lintz et al. (2011) und Lintz et al. (2013) veröffentlichten Arbeiten erste Untersuchungen zur Konturauslegung zusammen mit dem Whittle Laboratory der Universität Cambridge, UK, wie in Abschnitt 2.4.3 beschrieben, durchgeführt. Darüber hinaus sind dem Autor dieser Arbeit keine weiteren Arbeiten zur Implementierung und Untersuchung an einer Versuchsturbine mit Hochdruck-Dampfturbinen-typischer Beschauelung bekannt.

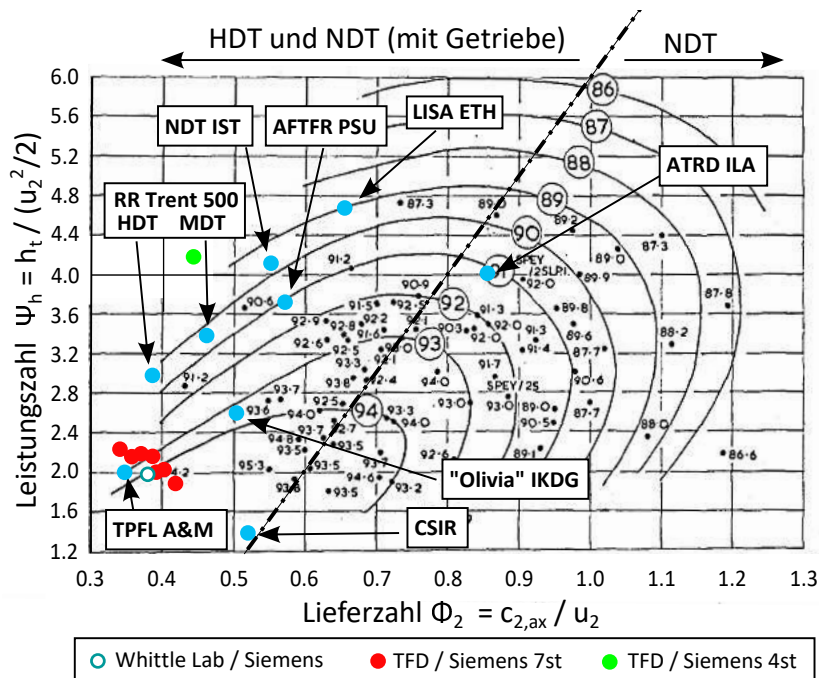


Abbildung 3.1: Versuchsturbinen mit Seitenwandkonturierung im Smith-Diagramm nach Smith (1965) im Vergleich zur 7-stufigen TFD/ Siemens-Konfiguration

Neben Unterschieden in der aerodynamischen Belastung von Triebwerks- und Dampfturbinen ergibt sich für die Übertragung der SWK-Technologie auf Dampfturbinen noch eine weitere Herausforderung. Bei Flugtriebwerken und stationären Gasturbinen handelt es sich um Serienprodukte, bei denen der Entwicklungsprozess einmal für viele baugleiche Maschinen durchlaufen wird. Die Entwicklungsphase für ein derartiges Triebwerk nimmt mehrere Jahre in Anspruch. Dabei erfolgt nach Rick (2013) für die aero-mechanische Entwicklung zunächst der Vorentwurf mittels 1D-Mittenschnitt- und 2D-Ringraumberechnungen (S2-Ebene). Daran schließt sich das 2D-Schaufeldesign (S1-Ebene) an. Es folgt eine detaillierte Optimierung mittels 3D-CFD-Rechnungen, angefangen mit den Einzelgittern, über den Stufenverbund, bis zur Gesamtturbine inklusive Kavitäten. In diese 3D-Optimierungsphase lassen sich die in Abschnitt 2.4.3 beschriebenen aktuellen Auslegungsverfahren sehr gut einbinden, da auch diese auf 3D-CFD-Berechnungen basieren. Anschließend werden Prototypen erprobt, bevor das Triebwerk nach der Zulassung in die Serienfertigung geht.

Kraftwerksdampfturbinen sind dagegen Einzelprodukte, da ein Kraftwerk entsprechend den individuellen Anforderungen des Kraftwerksbetreibers gebaut wird. Bei einem Neubau definiert dieser die gewünschte elektrische Leistung und die für Prozessdampf oder Fernwärme zur Verfügung zu stellende Wärmeleistung. Auf Basis dieser Daten legt ein Kraftwerksbauer den thermodynamischen Kreisprozess aus. Das daraus hervorgehende Anlagendesign liefert die Randbedingungen für die Teilanlagen. Unter der Angabe dieser Randbedingungen wird anschließend auch der Dampfturbosatz ausgeschrieben. Als Vorgabe für den Turbinenbauer sind dies, unter den für die Beschauelung relevanten Randbedingungen, eintrittsseitig Frischdampfdruck, -temperatur und -massenstrom sowie austrittsseitig der Kondensatordruck. Aus der Anzahl der Zwischenüberhitzungen, der Vorwärmstufen sowie weiterer möglicher Entnahmen für Prozessdampf resultiert wiederum die Anzahl der Anzapfungen und die an diesen Stellen zur Verfügung zu stellenden Dampfzustände und -mengen. Daher muss der Turbinenhersteller den Schaufelpfad jeder Turbine individuell auslegen.

Ein Auslegungsprozess, bei dem die Turbine vollständig bis hin zur Optimierung mittels 3D-CFD-Berechnungen ausgelegt wird, ist für Kraftwerksdampfturbinen nicht wirtschaftlich. Hier erfolgt die Auslegung für die HDT, MDT und vorderen Stufen der NDT vollständig über die numerisch Optimierung mittels 1D-Rechnungen im Mitten-, Naben- und Gehäuseschnitt. Ein 2D-Throughflow-Berechnungsprogramm (S2-Ebene) dient der Optimierung der zuvor vom System ausgewählten radialen Profilschnitte. Bei der Auslegung greift das Auslegungssystem auf eine Datenbank zurück in der unter vielen anderen Daten die Profildfamilie(n) sowie die für die standardisierten Gehäusefamilien zulässigen Schaufelpfadlängen hinterlegt sind. Ausführlich beschrieben wird dieses Auslegungssystem der Siemens AG, das den aero-mechanischen CAE-Prozess mit den nachfolgenden CAD- und CAM-Programmen so koppelt, dass Fertigungszeichnungen und Schaufelfräsprogramme nach Abschluss der Schaufelpfadauslegung generiert werden, von Deckers et al. (2001). Lediglich die Endstufen der NDT werden nicht auftragsspezifisch mittels 3D-CFD-Berechnungen ausgelegt. Um Seitenwandkonturen auch für Dampfturbinen erschließen zu können, waren daher Auslegungsregeln aufzustellen, die auf Grundlage der Ergebnisse der 1D- und 2D-Rechnung, sowie der Beschauelungsgeometrie Lage und

### *3 Motivation und Zielsetzung*

Form der Kontur definieren. Auch wenn dies von Lintz et al. (2011) und Lintz et al. (2013) nicht veröffentlicht ist, war dies ein weiteres Ziel der Voruntersuchungen am Whittle Laboratory.

Auf Grundlage der aus deren Arbeiten zusammen mit der Siemens AG abgeleiteten Auslegungsregeln wurde für diese Arbeit eine Seitenwandkontur für eine 7-stufige Forschungsturbine Binner und Seume (2014) ausgelegt. Die Auslegung erfolgte über die zuvor beschriebene Standardauslegungskette des Industriepartners, so dass die Beschau felung dem aktuellen technologischen Stand entspricht. Ziel dieser Arbeit ist, die seiten wandkonturierte Beschau felung im Vergleich mit der unkonturierten Konfiguration mit identischen Profilen experimentell zu untersuchen und damit die Auslegung zu validieren. Darüber hinaus erfolgen umfangreiche numerische CFD-Simulationen, um auch an messtechnisch nicht zugänglichen Stellen der Beschau felung durch die Seitenwandkontur wirkende physikalische Effekte in die Gesamtbewertung der Konturierung einbeziehen zu können.



# 4 Versuchsturbinen, Versuchsmethodik und Messtechnik

## 4.1 Axialturbinenprüfstand des TFD

In diesem Abschnitt erfolgt die Beschreibung der Versuchsanlage. Im ersten Abschnitt wird die Luftversorgung des Prüfstands erläutert. Sie dient der Medienversorgung des gesamten Prüffelds des Instituts und liefert damit auch die Betriebsluft des Turbinenprüfstands. Der Prüfstand, auf dem unterschiedlichste Turbinenkonfigurationen (hinsichtlich Stufenzahl, HDT, NDT) eingerüstet werden können, wird ebenfalls beschrieben. Anschließend wird im zweiten Abschnitt die in dieser Arbeit auf dem Prüfstand untersuchte Turbinenbeschaufelung detailliert beschrieben.

### 4.1.1 Luftversorgung und Turbinenprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen wurden am Axialturbinenprüfstand des Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH) durchgeführt. Ein Fließschema der Versuchsanlage ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Luft für den im offenen Kreislauf betriebenen Prüfstand wird durch ein mit Mikrofiltern ausgestattetes Ansaughaus aus der freien Atmosphäre angesaugt und durch drei im Parallelbetrieb arbeitende Schraubenverdichter verdichtet. Diese stellen in einem Förderstromverhältnis von etwa 1:2:3 am Turbineneintritt einen maximalen Massenstrom von 9,5 kg/s und einen maximalen Absolutdruck von 3,3 bar zur Verfügung. Die Verdichter SK31 und SK50 werden dabei mit konstanter Drehzahl von Drehstrom-Asynchronmotoren angetrieben, während der SK40 über einen Gleichstrommotor drehzahlvariabel betrieben werden kann. Nach der Verdichtung strömt die Luft durch das Rohrleitungssystem der Luftversorgung durch das Schnellschlussventil des Turbinenprüfstands. Daran schließt sich zur Gewährleistung homogener Turbineneintrittsbedingungen eine 18 m lange Einlaufstrecke an. In diese ist zur Massenstrombestimmung ca. 10 Rohrdurchmesser stromauf des Turbineneintritts ein kalibriertes Venturirohr integriert. Anschließend tritt die Luft axial in die Turbine ein. Hierbei handelt es sich gemäß DIN 4304 um eine zweischalige Turbine. Das druckhaltende Außengehäuse ist nach DIN 4305-1 als Axialflanschgehäuse (axiale Teilfuge) mit radialem Abströmgehäuse in Grauguss ausgeführt. In das Außengehäuse werden konfigurationsabhängige, geteilte Innenringe eingelegt, die die Außenkontur des Strömungskanals bilden und die Leitbeschaufelung tragen.

Der Rotor ist gleitgelagert, wobei sich das Loslager innerhalb eines von sechs Streben getragenen Lagersterns am Turbineneinlauf und das Radial-Axiallager vom Diffusorinnenring umschlossen an der Turbinenabtriebsseite befindet. Das über die Turbine nahezu auf atmosphärische Bedingungen entspannte Fluid wird über das Abströmgehäuse und einen Austrittsschalldämpfer wieder der Umgebung zugeführt. Die mechanische Turbinenleistung wird über ein Turbogetriebe und eine 1,3 MW Gleichstrom-Pendelmaschine nach der Umrichtung wieder ins Wechselstromnetz eingespeist. Die Betriebsbedingungen der Turbine werden über den Massenstrom und die Drehzahl eingestellt. Die Massenstromregelung erfolgt über drei Bypassventile, ein manuelles (1.11) zur groben Einstellung sowie zwei elektrische mit einem mittleren (1.12) bzw. kleinen Regelbereich (1.51) zur Feineinstellung. Dadurch, dass die Pendelmaschine als Generator und Motor betrieben werden kann, ist eine kontinuierliche Drehzahländerung möglich. Während des Projekts erfolgte die Erweiterung der durch manuelle Eingriffe des Fahrpersonals bedienten Prüfstandsregelung durch eine automatische Betriebspunktstabilisierung. Der gewünschte Betriebspunkt wird dazu nur noch „grob“ angefahren. Anschließend wird die auf die gewünschten Betriebsparameter eingestellte, automatische Regelung aktiviert. Diese stellt daraufhin die Größen red. Drehzahl und red. Massenstrom innerhalb der Regelgenauigkeit ( $n_{\text{red}} = 6300 \text{ min}^{-1} \pm 30 \text{ min}^{-1}$ ,  $\dot{m}_{\text{red}} = 5,75 \text{ kg/s} \pm 0,02 \text{ kg/s}$ ) ein und hält den Betriebspunkt stabil. Die Betriebsüberwachung des Prüfstands mit, bei Grenzwertüberschreitungen auflaufenden Meldungen und automatisch ablaufenden Abschalt Szenarien, erfolgt auf Basis der im Jahr 1974 eingeführten analogen Elektrik. Zusätzlich wurde im Jahr 2006 die digitale Betriebsüberwachung Argus der Fa. IfTA eingeführt, die dem Prüfstandspersonal dem Stand der Technik gemäße, zusätzliche Betriebsinformationen, wie Lagertemperaturen, Gehäuseschwingungen, Wellenbahnen, etc. in verschiedenster Form (z.B. Absolutwerte, Schwinggeschwindigkeiten, Frequenzspektren) in Echtzeit zur Bewertung des Betriebszustands zur Verfügung stellt. Gleichzeitig werden diese Daten gespeichert und können für spätere Detail- oder Trendanalysen sowie zur Dokumentation von Inbetriebnahmen genutzt werden.

### 4.1.2 7-stufige Turbinenkonfigurationen

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Hochdruck-Dampfturbinen-typische, 7-stufige Beschau felung weist, wie bei Herzog et al. (2007) beschrieben, ein dreidimensionales Profildesign auf und ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Der Reaktionsgrad ( $r \simeq 0,5$ ) und die Leistungszahl variieren von Stufe zu Stufe, wie prinzipiell von Pfitzinger et al. (2003) beschrieben. Die charakteristischen Größen der Turbine sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Die Turbine ist als Deckbandbeschau felung für Leit- sowie Laufschaufeln mit vierreihigem Kamm-Nut-Labyrinth ausgeführt. Abweichend dazu weist die Rotor-Kavität der dritten Stufe durch das Ende des ersten Leitschaufelträgers bauraumbedingt lediglich 2 Dichtspitzen auf. Der Rotor ist als Trommelläufer ausgeführt, auf dem die Laufschaufeln mit Hammerfüßen in Umfangsnuten befestigt sind. Der Nabendurchmesser ist über alle Stufen konstant, der Gehäusedurchmesser nimmt stromab zu. Diese Beschau felung stellt die Referenzkonfiguration für die Untersuchungen dar und wird, wie in Tabelle 4.2 aufgeführt, in der Arbeit mit dem Kürzel E243 bezeichnet. Darüber hinaus listet die

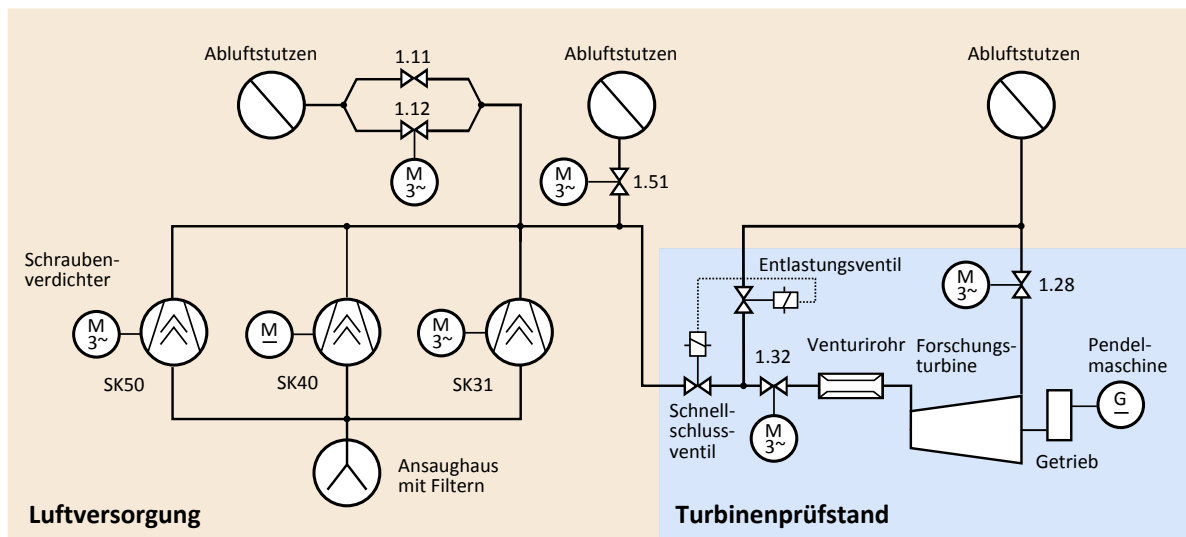


Abbildung 4.1: Versuchsanlage, bestehend aus Luftversorgung und Turbinenprüfstand

Tabelle alle weiteren in der Arbeit untersuchten Konfigurationen auf.

Im Vergleich zur Referenzkonfiguration E243 ist die SWK-Beschaufelung E2431 mit einer nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkontur versehen. Außerdem wurde in der letzten Stufe eine sogenannte Wide-Pitch-Beschaufelung mit einer höheren Teilung durch die Siemens AG eingebaut. Bei der Auslegung wurde auf gleiche Abströmwinkel dieser Stufe geachtet. Die Seitenwandkontur entspricht qualitativ der von Lintz et al. (2013) beschriebenen Kontur. Sie weist im vorderen Passagenbereich an der Saugseite ausschließlich konkave Geometrien („Tal“) auf. Die Kontur erstreckt sich dabei maximal von der Profilvorderkante bis zur Engstelle (Throat). Letzteres gewährleistet gleichbleibende Schluckfähigkeit. Für die Konturtiefe stellt die Deckbanddicke eine limitierende Größe dar.

In den vorangegangenen AG-Turbo-Vorhaben hatte sich gezeigt, dass der an die Beschaufelung anschließende Diffusor bei Teillast zu Ablösung neigt. Da in der oberen Diffusorhälfte jedoch zwei Kammsonden zur Bestimmung der Turbinenaustrittsbedingungen untergebracht sind, konnte es bei kritischen Betriebspunkten zur Verfälschung der gemessenen Austrittsbedingungen kommen. Aufbauend auf dieser Erkenntnis erfolgt im Rahmen dieser Arbeit die Neuauslegung eines angepassten Diffusors, der durch eine eher düsenförmige Querschnittsflächenänderung zum Diffusoraustritt einen deutlich breiteren, ablösefreien Betriebsbereich ermöglicht. Zusätzlich erfolgte die Implementierung einer verbesserten Instrumentierung zur Bestimmung der Austrittsbedingungen (vgl. Abschnitt 4.3).

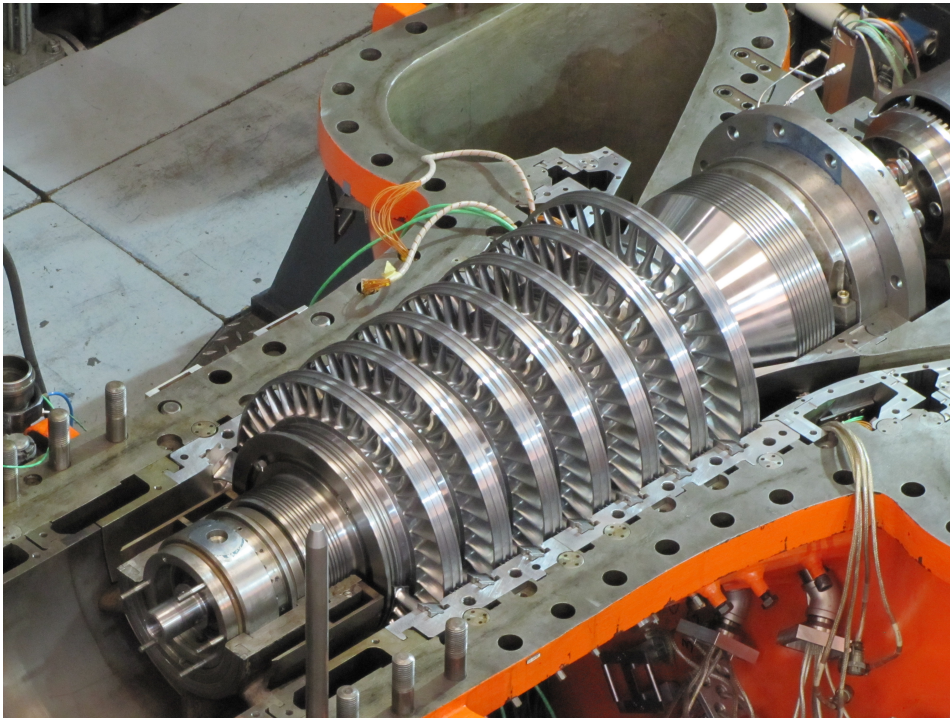


Abbildung 4.2: 7-stufige Forschungsturbine der Siemens AG auf dem Prüfstand des TFD

Tabelle 4.1: Charakteristische Kenngrößen der 7-stufigen Turbinenbeschauelung

	Einheit	Wert
<b>Geometrische Kenngrößen</b>		
Stufenzahl		7
Schaufelanzahl je Schaufelreihe		36 - 42
konstanter Nabendurchmesser	mm	320
Gehäusedurchmesser	mm	420 - 480
<b>aerodynamische Kenngrößen (Auslegungspunkt)</b>		
Drehzahl	$\text{min}^{-1}$	6300
Massenstrom	kg/s	5,75
Druckverhältnis		3,27
Eintrittstemperatur	$^{\circ}\text{C}$	153,3
Austrittstemperatur	$^{\circ}\text{C}$	47,1

Tabelle 4.2: Bezeichnung der untersuchten Turbinenkonfigurationen

Konfigurations- kürzel	Beschreibung	Untersuchungsmethode	
		Numerik	Experiment
E243	7-stufige Referenzkonfiguration	X	X
E243st1_F0	1. Stufe E243 mit 0 mm Fillet	X	-
E243st1_F1,5	1. Stufe E243 mit 1,5 mm Fillet	X	-
E243st1_F3	1. Stufe E243 mit 3 mm Fillet	X	-
E243st1_F5	1. Stufe E243 mit 5 mm Fillet	X	-
E243st1_F3D	1. Stufe E243 mit 5 mm 3D-Fillet	X	-
E2431	7-stufige SWK-Konfiguration	X	X
E2431_noWP	E2431 ohne Wide-Pitch in 7. Stufe	X	-

## 4.2 Versuchsmethodik

Ziel der Messungen war die Untersuchung der Ausbildung von Sekundärströmungen in einer dem Stand der Technik entsprechenden Dampfturbinenbeschaufelung (Referenzbeschaufelung E243) und der anschließende Vergleich mit einer zur Sekundärströmungsreduktion mit einer nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkontur versehenen, im Folgenden als SWK-Beschaufelung bezeichneten Turbine E2431 (vgl. Abschnitt 4.1.2). In Tabelle 4.3 ist die Versuchsmatrix für die experimentellen Untersuchungen dargestellt. Sie zeigt die in Abhängigkeit von reduzierter Drehzahl und reduziertem Massenstrom gemessenen Betriebspunkte. An mit einem „K“ gekennzeichneten Punkten erfolgen ausschließlich Kennfeldmessungen. Zur Bestimmung der Kennfeldgrößen werden an der Ein- und Austrittsmessebene der Totaldruck, der statische Druck und die Totaltemperatur gemessen. Detaillierte stationäre Strömungsfeldmessungen zwischen den Schaufelreihen erfolgen an den mit „S“ gekennzeichneten Betriebspunkten. Zur Überprüfung der Messtechnik und zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit der eingestellten Betriebspunkte und der gemessenen Bewertungsgrößen wird nach dem Anfahren der Turbine und somit vor den eigentlichen Messungen eine Referenzpunktmessung „R“ durchgeführt. Das Ziel dieser Messung wird in einem folgenden Abschnitt näher erläutert. Für die grau hinterlegten Betriebspunkte erfolgten wie in Abschnitt 5 beschrieben, CFD-Simulationen.

Da der Prüfstand in einem offenen Kreislauf gefahren wird, sind die Eintrittsbedingungen von den witterungsbedingten Umgebungsbedingungen abhängig. Um jedoch Mach-Zahl-Ähnlichkeit unabhängig vom Umgebungszustand zu gewährleisten, erfolgt das Einstellen der Betriebspunkte anhand reduzierter Drehzahlen und Massenströme. Die Reduzierung erfolgte auf Wunsch des Industriepartners dieses Projekts gemäß Fruböse (1990). Danach ergeben sich die reduzierten Turbineneintrittsbedingungen zu:

#### 4 Versuchsturbine, Versuchsmethodik und Messtechnik

Tabelle 4.3: Versuchsmatrix für die Untersuchung der Turbinenbeschaufelung  
(K = Kennfeld-, S = Strömungsfeld-, R = Referenzpunktmessungen,  
grau hinterlegt = zusätzlich CFD-Simulation )

$\frac{n_{\text{red}}}{n_{\text{ADP}}}$	$n_{\text{red}}$ in $\text{min}^{-1}$	$\frac{\dot{m}_{\text{red}}}{\dot{m}_{\text{ADP}}}$ bzw. $\dot{m}_{\text{red}}$ in kg/s					
		0,383	0,5	0,76	0,88	0,94	1,00
		2,20	2,875	4,37	5,06	5,40	5,75
0,48	3000	K	K + R	K	K	K + S	-
0,83	5250	K	K	K	K	-	K + S
1,00	6300	K	K	K + S	K	-	K + S

$$T_{\text{E,red}} = T_{\text{E}} \cdot \frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{Umg}}} \quad (4.1)$$

$$T_{\text{A,red}} = T_{\text{A}} \cdot \frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{Umg}}} \quad (4.2)$$

$$p_{\text{E,red}} = p_{\text{E}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{Umg}}} \quad (4.3)$$

$$p_{\text{A,red}} = p_{\text{A}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{Umg}}} \quad (4.4)$$

Die beim Prüfstandsbetrieb einzustellenden Größen „reduzierte Drehzahl“ und „reduzierter Massenstrom“ berechnen sich gemäß:

$$n_{\text{red}} = n \cdot \sqrt{\frac{R_{\text{ref}} \cdot T_{\text{E,red}}}{R_{\text{fL}} \cdot T_{\text{E}}}} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{Umg}}} \sqrt{\frac{R_{\text{fL}} \cdot T_{\text{Umg}}}{R_{\text{ref}} \cdot T_{\text{ref}}}} \quad (4.6)$$

Zur Vergleichbarkeit der gemessenen Leistung ist hier ebenfalls eine Reduzierung notwendig:

$$P_{\text{th,red}} = P_{\text{th}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{Umg}}} \sqrt{\frac{R_{\text{ref}} \cdot T_{\text{ref}}}{R_{\text{fL}} \cdot T_{\text{Umg}}}} \quad (4.7)$$

Als Referenzzustand wird die gemäß Deutsches Institut für Normung e.V. (1979) definierte Internationale Standard Atmosphäre (ISA) in der als ICAO Standard Atmosphäre (ICAO 1993) bezeichneten, erweiterten Form verwendet. Letztere legt zusätzlich die Luftfeuchte fest. Auf mittlerem Meeresniveau (Normal Null) betragen die Zustandsgrößen:

- Lufttemperatur:  $T_{\text{ref}} = 288,15 \text{ K}$
- Luftdruck:  $p_{\text{ref}} = 1013,25 \text{ hPa}$
- Luftdichte:  $\rho_{\text{ref}} = 1,2250 \text{ kg/m}^3$
- Luftfeuchtigkeit:  $\varphi_{\text{ref}} = 0 \text{ \% rF}$

Die beschriebene Berechnungsweise der reduzierten Größen ist für Tests, bei denen sich für einen Betriebspunkt ausschließlich die Ansaugbedingungen aus der freien Umgebung ändern, zielführend. Beim hier beschriebenen Turbinenprüfstand befindet sich zwischen Ansaughaus und Turbineneintritt jedoch eine komplexe Luftversorgungsanlage, deren Betriebsverhalten nicht nur von den Ansaugbedingungen abhängig ist. So wird z.B. der Massenstrom, wie in Abschnitt 4.1.1 beschrieben über drei unterschiedliche Bypassventile geregelt. Bei der Einstellung des Massenstroms müssen diese jedoch nicht zwangsläufig bei gleichem Betriebspunkt in die gleiche Position fahren. Hinzu kommen betriebsbedingte Verschmutzungen von Siebfiltern der Kompressoren, wodurch der Gegendruck dieser zunimmt und dadurch die Austrittstemperatur ansteigt. Diese und weitere Effekte führen dazu, dass die Eintrittsbedingungen in die Turbine nicht nur durch die Umgebungsbedingungen, sondern auch durch die Luftversorgungsanlage beeinflusst werden. Bedingung dafür, dass zwei Betriebspunkte an den Tagen I und II ähnlich sind, ist jedoch die Mach-Zahl-Ähnlichkeit am Turbineneintritt. Hinsichtlich des Massenstroms gilt nach Bräunling (2015)

$$Ma_{\text{ax,I}} = Ma_{\text{ax,II}} \quad (4.8)$$

für den gleichen Betriebspunkt an zwei unterschiedlichen Versuchstagen I und II.  
Mit dem Massenstrom

$$\dot{m} = \rho \cdot c_{\text{ax}} \cdot A \quad (4.9)$$

und der Dichte

$$\rho = \frac{p}{R_i \cdot T} \quad (4.10)$$

ergibt sich mit der Definition der Schallgeschwindigkeit  $a = \sqrt{\kappa \cdot R_i \cdot T}$  für die axiale Mach-Zahl allgemein:

$$Ma_{\text{ax}} = \frac{c_{\text{ax}}}{a} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_i \cdot T}}{A \cdot p \cdot \kappa}. \quad (4.11)$$

Durch einsetzen von Gl. 4.11 in Gl. 4.8 und unter der Annahme von  $A = A_{\text{I}} = A_{\text{II}}$  und  $\kappa = \kappa_{\text{I}} = \kappa_{\text{II}}$  folgt

$$\frac{\dot{m}_I \cdot \sqrt{R_{i,I} \cdot T_I}}{p_I} = \frac{\dot{m}_{II} \cdot \sqrt{R_{i,II} \cdot T_{II}}}{p_{II}} \quad (4.12)$$

Unter der Annahme einer kompressiblen, isentropen Strömung eines idealen Gases gilt für die Beziehung von totalen zu statischen Größen

$$\frac{T}{T_t} = \frac{1}{1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2} \quad (4.13)$$

und

$$\frac{p}{p_t} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}. \quad (4.14)$$

Durch Einsetzen der Gl. 4.13 und 4.14 in Gl. 4.12 folgt unter Annahme einer unterschiedlichen Gaskonstante  $R_i$  infolge unterschiedlicher relativer Feuchte:

$$\frac{\dot{m}_I \cdot \sqrt{R_{i,I} \cdot T_{t,I}}}{p_{t,I}} = \frac{\dot{m}_{II} \cdot \sqrt{R_{i,II} \cdot T_{t,II}}}{p_{t,II}} \quad (4.15)$$

Per Definition werden die Terme links und rechts als reduzierter Massenstrom bezeichnet:

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{R_i \cdot T_t}}{p_t} \quad (4.16)$$

Darüber hinaus ist zur Einhaltung der Machschen Ähnlichkeit auch die Umfangskomponente durch

$$Ma_{u,I} = Ma_{u,II} \quad (4.17)$$

einzuhalten.

Mit der Umfangs-Mach-Zahl

$$Ma_u = \frac{u}{a} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r \cdot n}{\sqrt{\kappa \cdot R_i \cdot T}}, \quad (4.18)$$

geometrischer Ähnlichkeit ( $r_I = r_{II}$ ),  $\kappa_I = \kappa_{II}$  sowie der Isentropenbeziehungen gemäß Gl. 4.13 und 4.14 ergibt sich die reduzierte Drehzahl zu

$$n_{\text{red}} = \frac{n}{\sqrt{R_i \cdot T_t}}. \quad (4.19)$$

Abbildung 4.3 zeigt die Lage und Art der Traversierebenen, in denen Strömungsfeldmessungen mit Mehr-Loch-Sonden durchgeführt wurden. Hinter den Laufreihen erfolgten ausschließlich radiale Traversierungen, die durch das Vorbeilaufen der Rotorreihe umfangsgemittelte radiale Verläufe liefern. Hinter den Leitreihen von Stufe 1 bis 4 besteht ebenfalls die Möglichkeit zur radiale Traversierung. Aufgrund der starren Position der Leitreihen können die Strömungsfeldmessungen damit jedoch ausschließlich an einer



festen Umfangsposition durchgeführt werden. Umfangsgemittelte Größen werden somit nicht erzielt. Diese Ebenen werden daher in der Arbeit nicht betrachtet. Hinter den Leitriegen der Stufen 5, 6 und 7 sind Umfangsschlitze ins Turbinengehäuse eingebracht worden, die durch radiale und periphere Traversierung flächenaufgelöste Messungen der jeweiligen Schaufelreihe ermöglichen. Aufgrund des zeitlichen Umfangs der Messkampagnen erfolgten die Flächentraversierung hinter der sechsten Leitreihe ausschließlich bei Nennlast.

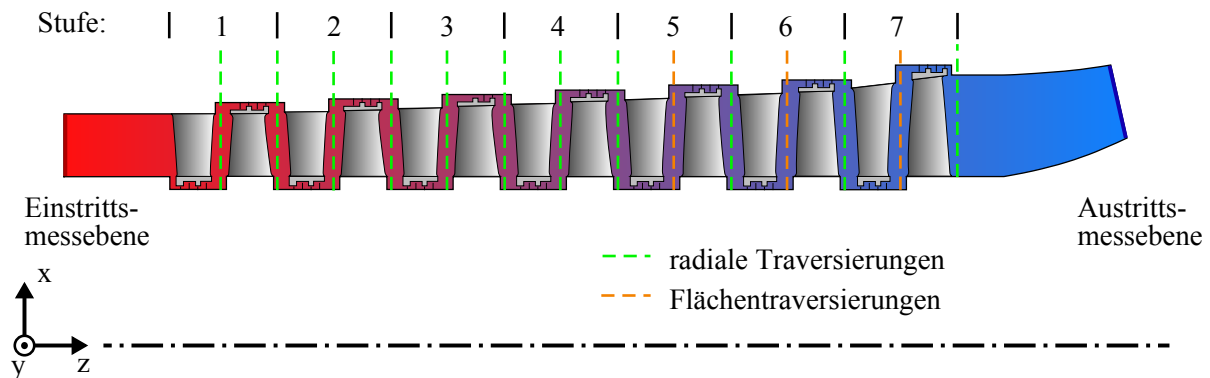


Abbildung 4.3: Bilanzraum mit Ein- und Austritts- sowie Traversierebenen für Kennfeld- bzw. Strömungsfeldmessungen

## 4.3 Messtechnik

### 4.3.1 Messdatenerfassung

Sowohl die Struktur, als auch ein erheblicher Teil der eingesetzten Komponenten des Messdatenerfassungssystems wurde gegenüber den vorangegangenen Turbinenuntersuchungen erneuert. Abbildung 4.4 zeigt die aktuelle Struktur der Messdatenerfassung. Zentrale Einheit ist der Messdatenerfassungsrechner. Er fragt die jeweiligen Messgeräte direkt oder indirekt (mittels NI-PXIe-Chassis) über das Messnetz (TCP/IP) ab und stellt die dabei erfassten Daten wiederum in einem zusammengefassten Datenpaket im Messnetz zur Verfügung. Diese Daten werden vom Messrechner im Turbinenprüfstand erfasst und über Monitore dem Messpersonal zur Verfügung gestellt. Das Messprogramm stellt dabei nicht nur Rohdaten sondern bereits Online berechnete globale Größen (z.B. thermische Leistung, Wirkungsgrad, Druckverhältnis) sowie lokale Größen der Strömungsfeldmessung (Totaldruck, Abströmwinkel) für die unmittelbare Bewertung bereit. Darüber hinaus werden vom Messwartenrechner die verstellbaren Kammsonden und die Sondenverstellgeräte bedient, sowie die Speicherung der auszuwertenden Messdateien ausgelöst. Da insbesondere Flächentraversierungen bei bis zu 1300 Messpunkten bis zu 14 Stunden dauern, wurde zur Entlastung des Fahrpersonals von monotonen Aufgaben und einer damit verbundenen Fehleranfälligkeit ein automatisches Traversierprogramm im Messprogramm integriert. Auf Grundlage einer als Excel-Datei vorzugebenden Traversiermatrix werden die Messpunkte automatisch abgefahren und gespeichert.

#### 4 Versuchsturbine, Versuchsmethodik und Messtechnik

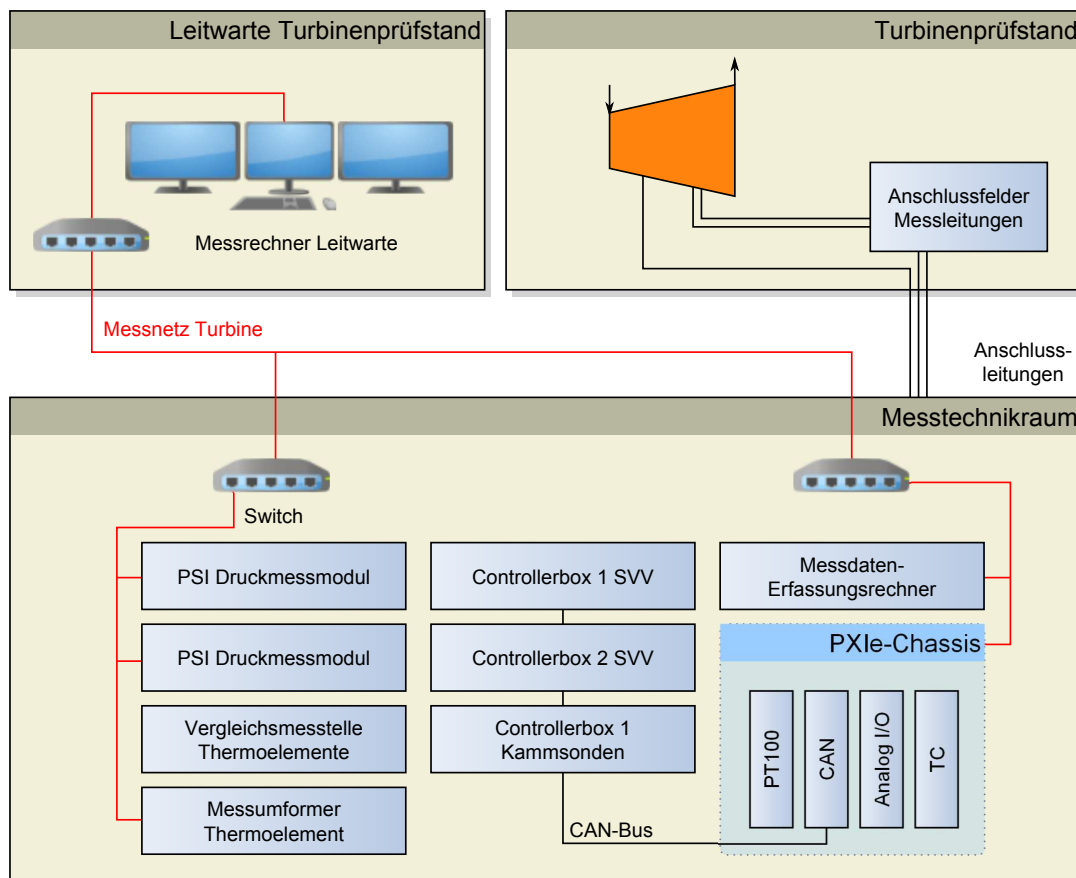


Abbildung 4.4: Struktur des Messdatenerfassungssystems der Turbine

Zur stationären Druckmessung kommen, wie bei Binner (2011) beschrieben, Ethernet-fähige Druckscanner des Typs 98RK/9816 der Fa. Pressure Systems, Inc. zum Einsatz. Für die Messungen standen 256 Kanäle zur Verfügung. Diese verteilen sich auf Druckbereiche von 0,02 bar bis 3,1 bar. Die vom System erfassten Drücke werden entweder gegenüber dem Messtechnikschrank oder, wie z.B. bei den Mehr-Loch-Köpfen, gegenüber einem anderen, gewählten Referenzdruck gemessen. Die Bestimmung des Umgebungsdrucks erfolgt über den digitalen Druckaufnehmer Series 6000 DPT der Fa. Mensor Corporation. Alle Druckmesskanäle wurden vor den jeweiligen Messkampagnen durch die Fa. DMT Druckmesstechnik kalibriert.

Die Temperaturmessung erfolgt am Prüfstand messtellenabhängig entweder über 4-Draht-Widerstandstemperaturfühler des Typs PT100 oder über Thermoelemente des Typs K. Die Widerstandsfühler werden über das Eingangsmodul NI PXe-4357 der Fa. National Instruments Corporation erfasst. Bei der Messung mittels Thermoelementen kommen in Abhängigkeit von den Anforderungen an die Messgenauigkeit ein 32-kanaliges Thermoelementeingangsmodul NI PXIe-4353 oder Invensys Thermoelement AD-Wandler vom Typ EURO THERM 2500 in Verbindung mit der Temperaturvergleichsmesstelle

TRURAC Modell 847 zum Einsatz. Letztere Messtechnik wird aufgrund der höheren Messgenauigkeit für alle im Strömungsfeld eingesetzten Thermoelemente verwendet. Die Motoransteuerung der Kammsonden und Sondenverstellgeräte erfolgt über Epos 24/5-Controller der Fa. maxon motor ag. Diese sind über die im PXI-Chassis verbaute CAN-Schnittstellenkarte NI PXIe-8512 ins Messnetz eingebunden.

### 4.3.2 Sensorik zur Erfassung globaler Betriebsdaten

Im Ansaughaus der Kompressoren werden Ansaugtemperatur und -druck gemessen. Zusätzlich erfolgte im Rahmen dieses Projekts die Integration eines Feuchtigkeitssensors vom Typ HygroFlex HF5, der über eine Ethernet-Verbindung ins Messnetz des Turbineprüfstands eingebunden ist. Auf Grundlage dieser Messdaten erfolgt unter Heranziehung einer Siemens-internen Berechnungsvorschrift (Rothe und de Lazzer 2009) die Berechnung des Satttdampfdrucks  $p_{\text{satt}}$  und der Wasserbeladung  $x_D$  der angesaugten Luft. Der Massenstrom wird über das vor der Turbine in der Einlaufstrecke befindliche Venturirohr bestimmt. Vor der ersten Messkampagne erfolgte dessen Kalibrierung durch die Physikalisch-technische Bundesanstalt (PTB). Der Massenstrom wird gemäß Deutsches Institut für Normung e.V. (2004) aus dem gemessenen statischen Druck vor dem Venturirohr, der Lufttemperatur (PT100-Fühler) sowie der Druckdifferenz über den engsten Querschnitt berechnet. Aus den Kalibrierdaten wird der Durchflusskoeffizient in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl iterativ bestimmt. Zur Bestimmung der Eintrittsbedingungen befindet sich 250 mm stromauf der Nabenabdeckung in der Rohrmitte ein Prandtl-Rohr sowie ein Thermoelement. Außerdem befindet sich in der Messebene ME10 (Eintrittsbilanzebene) auf halber Kanalhöhe mittig zwischen den Nachläufen zweier Stützstreben des Lagersterns ein Widerstandstemperaturfühler vom Typ PT100. Die Drehzahlerfassung erfolgt redundant über drei Wirbelstromsensoren durch Abtasten eines am Abtriebsflansch der Turbine befindlichen Polrades. Das Messsignal wird vom Überdrehzahlschutzsystem der Fa. Emerson Process Management ausgewertet und anschließend an den Messdatenerfassungsrechner weitergeleitet. Zur Bestimmung der mechanischen Leistung wurde im Rahmen dieser Arbeit eine neue Drehmomentmesswelle der Fa. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH vom Typ T12 mit einem Messbereich bis 12 kN beschafft. Zur Integration der Messwelle sowie zur Erweiterung des Resonanz-freien Betriebsbereichs der Turbine, wurde der Triebstrang zwischen Turbine und Getriebe neu ausgelegt. Die bisher vorhandene Gleichlauf-Gelenkwelle wurde zum Ausgleich von Axial-, Radial- und Winkelversatz durch eine Stahllamellenkupplung der Fa. Renk ersetzt. Die Messwelle ist zwischen den beiden Lamellenpaketen, getriebe-nah integriert.

Der gegenüber dem Vorgängervorhaben geänderte radiale Verlauf des neuen Diffusors erforderte die Auslegung deutlich kürzerer Kammsonden. Bei den CFD-Simulationen von Diffusor und Abströmgehäuse zeigte sich, dass die geometrische Umfangs-Asymmetrie des Abströmgehäuses mit radialem Austrittsstutzen bis zur Austrittsbilanzebene stromauf zu umfangs-asymmetrischen Strömungsbedingungen führt. In der bisherigen Diffusorkonfiguration waren aus Gründen der einfacheren Zugänglichkeit jedoch nur zwei Kammsonden auf  $45^\circ$  und  $135^\circ$  angeordnet. Um die asymmetrische Abströmung in der

Bilanzbildung besser berücksichtigen zu können, wurde die Anzahl wie in Abbildung 4.6 dargestellt auf fünf über den Umfang äquidistant angeordnete Kammsonden erhöht. Jede Kammsonde besitzt sechs radiale Messstellen. Der Sondenfuß ist zur Messung des statischen Wanddrucks mit einer Wanddruckbohrung versehen. Aus konstruktiven und strömungsmechanischen Gründen konnten nicht alle radialen Position auf dem SONDenschaft mit einem 5-Loch-Kopf zur Bestimmung des Strömungsvektors versehen werden. Stattdessen ist ein 5-Loch-Kopf je Sonde radial alternierend über den Umfang angeordnet. Die vier verbleibenden radialen Positionen sind mit je einer kombinierten Totaldruck-/Totaltemperatur-Messstelle in einem sogenannten Kielkopf untergebracht. Die Temperaturmessung erfolgt über Thermoelemente vom Typ K. Den Strömungsbedingungen bei Nennlast entsprechend, sind alle Mehr-Loch- und Kiel-Köpfe sowohl radial geneigt als auch in Umfangsrichtung verdreht angeordnet. Zur Überprüfung der Anströmbedingungen für die Kammsonden erfolgten für alle zu untersuchenden Betriebspunkte mit dem Siemens-internen Throughflow-Löser 3dv2d Strömungsfeldberechnungen. Daraus ergaben sich für einige Betriebspunkte derart drallbehaftete Abströmbedingungen hinter der letzten Laufreihe, dass die Kiel- und Mehr-Loch-Köpfe außerhalb des zulässigen Toleranzbereichs angeströmt würden.

Für Kielköpfe beträgt der Toleranzbereich  $\pm 20^\circ$ . In Abbildung 4.5, links ist der Messbereich bei starr eingebauten Kammsonden dargestellt. Vier Zielbetriebspunkte hätten auf diese Weise gemessen werden können. Um den Messbereich um die Abströmwinkel der weiteren zu messenden Betriebspunkte zu erweitern, wurden die Kammsonden verstellbar ausgeführt und können dadurch in den zulässigen Toleranzbereich nachgeführt werden. Abbildung 4.5, rechts zeigt den Messbereich der verstellbaren Kammsonden. Alle relevanten Betriebspunkte können dadurch gemessen werden. Die Antriebseinheit der Kammsonden befindet sich zwischen Turbineninnen- und -außengehäuse (siehe Abbildung 4.7, links). Abbildung 4.7, rechts zeigt die im Turbinendiffusor eingebauten Kammsonden. Eine detaillierte Beschreibung der Kammsondenauslegung gibt Steinhoff (2012). In Abschnitt 6.1.4 wird der Einfluss der Kammsondenausrichtung auf das Messergebnis, bzw. wie groß der Messfehler ohne Ausrichtung gewesen wäre anhand von Messungen bei drei ausgewählten Betriebspunkten erläutert.

### 4.3.3 Pneumatische Sondenmesstechnik

Zur detaillierten Messung des Strömungsfeldes innerhalb der Turbine erfolgen zwischen den Schaufelreihen Traversierungen mittels pneumatischer Sonden. Eingesetzt werden 5-Loch-Sonden mit einem Halbkugelkopf und einem unterhalb oder oberhalb des Kopfes in einem Kiel-Kopf untergebrachten Thermoelement vom Typ K. Der Mehr-Loch-Kopf hat einen Kopfdurchmesser von 5 mm. Die Traversierungen erfolgen durch, im Rahmen dieser Arbeit hinsichtlich ihrer Handhabung konstruktiv verbesserte und auf Seiten der Elektronik modernisierte Sondenverstellgeräte. Sie ermöglichen das radiale Verfahren der Sonde im Strömungskanal, sowie die Drehung der Sonde um ihre Gierachse. Zur Traversierung in radialer Richtung wurden bis zu acht sogenannte radiale Verstellgeräte gleichzeitig eingesetzt. Bei Flächenabtastungen des Strömungsfeldes kamen bis zu zwei zusätzliche periphere Verstellgeräte zum Einsatz. Hierdurch lassen sich die radialen

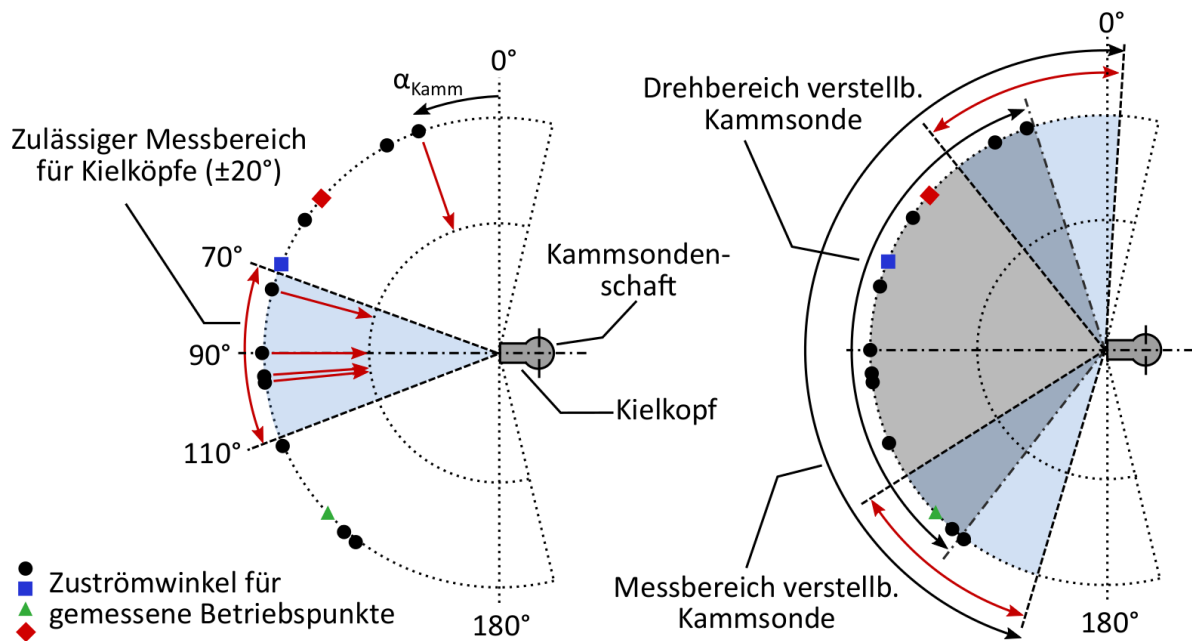


Abbildung 4.5: Anströmwinkel aller untersuchten Betriebspunkte, mit Messbereich bei starrem Kammsondeneinbau in axialer Richtung (links) und erweiterter Messbereich bei verstellbaren Kammsonden (rechts)

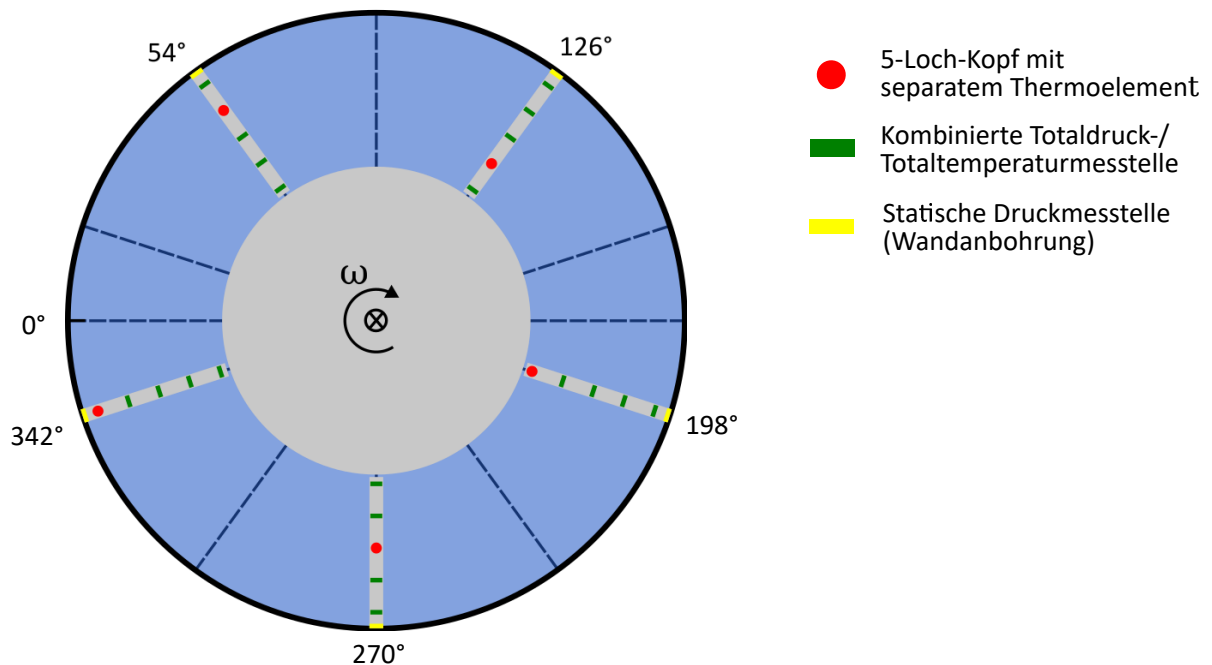


Abbildung 4.6: Instrumentierungsschema der in der Austrittsbilanzebene positionierten Kammsonden

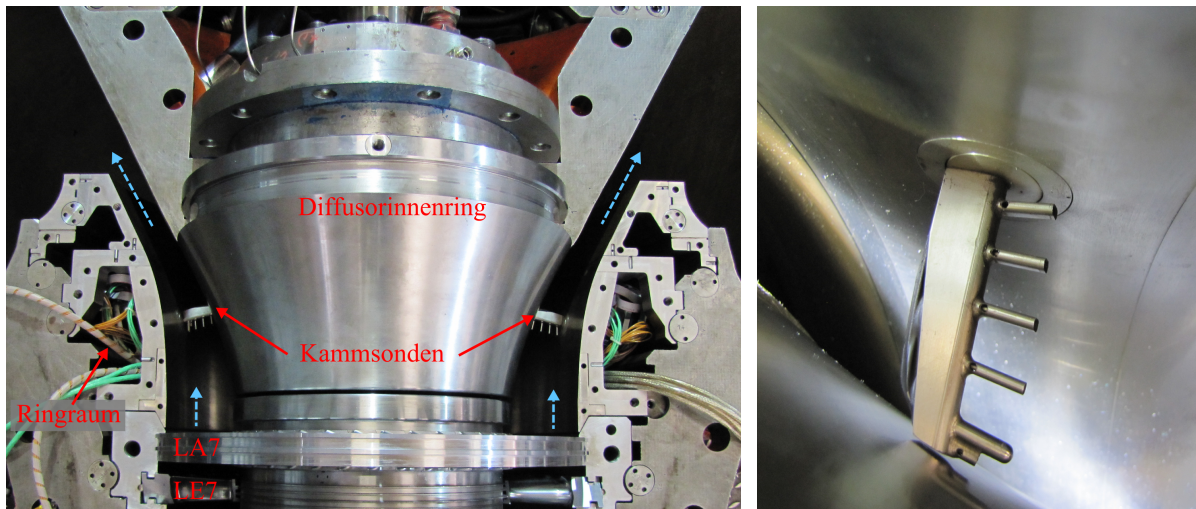


Abbildung 4.7: Kammsonden zur Bestimmung der Turbinenaustrittsbedingungen, Einbausituation in unterer Diffusorhälfte (links), Detailaufnahme (rechts)

Verstellgeräte um eine Verfahrachse in Umfangsrichtung erweitern. Jeder radiale Messpunkt wird 10 Sekunden mit einer Auflösung von 50 Hz erfasst. Die Messdaten werden bei der Auswertung für jede Messposition gemittelt. Zur Verbesserung der Ausrichtung der Strömungssonden zur untersuchten Turbine wurde, unterstützt durch die Arbeiten von Wieben (2012) und Redich (2013) ein neues laseroptisches Sondenausrichtesystem entwickelt und im Zuge der Untersuchung der Referenzbeschaufelung erstmals erprobt. Bei diesem System ist ein Laser-optisches System auf einer parallel zur Maschinenachse der Turbine ausgerichteten Linearführung verfahrbar montiert. Diese besteht aus einem Linienlaser, einem vorgeschalteten Strahlteiler, einem 90° Umlenkspiegel sowie einem Positionsmessmodul mit Datenerfassungssystem. Alle 5-Loch-Sonden sind am Schaft mit einem Umkehrprisma versehen. Dieses wurde im Hochgeschwindigkeits-Kalibrierkanal (HGK) so auf der Sonde ausgerichtet, dass es bei Druckabgleich der beiden seitlichen Sondenbohrungen der Strömungsrichtung entgegen gerichtet ist. Da die Ausrichtung und Arretierung des Prismas händisch erfolgt, ist dies nicht exakt möglich. Die Abweichung von der exakten Nulllage wird jedoch ebenfalls durch das nachstehend beschriebene Laser-optische System bei der Kalibrierung bestimmt und in den Kalibrierdaten gespeichert, so dass diese Abweichung bei der Auswertung der Strömungsfeldmessungen berücksichtigt wird. Zur Ausrichtung der Sonde wird diese über das Sondenverstellgerät so gedreht, dass das Prisma zur Linearvorrichtung zeigt. Das Laser-optische System wird anschließend über die Linearachse verfahren bis der den Strahlteiler passierende Lichtschnitt auf das Umkehrprisma der Sonde trifft. Dort wird der Lichtschnitt reflektiert. Die Sonde wird nun so lange gedreht, bis der reflektierte Lichtschnitt wieder in den Strahlteiler eintritt und durch diesen und das 90° Umlenkprisma auf das Positionsmessmodul trifft. Die Sonde wird so lang verdreht, bis sich der Lichtschnitt in der Mitte des Messmoduls befindet und somit der Sondenkopf senkrecht zur Maschinenachse steht. Nach anschließendem Zurückdrehen der Sonde um 90° und Nullen der Position sind Maschinen- und Sondenkoordinatensystem zueinander ausgerichtet. Die Strömungsfeld-

messungen mit den Mehr-Loch-Sonden erfolgen nach dem von Riess und Braun (2003) beschriebenen Differenzdruckverfahren. Im Gegensatz zum aus der Literatur bekannten Abgleichverfahren wird hier die Sonde nicht im Strömungsfeld ausgerichtet, bis die Druckdifferenz zwischen den seitlichen Bohrungen 2 und 3 gegen Null geht. Die Messungen erfolgen bei einer festen Winkelposition der Sonde im Strömungsfeld. Aus den dabei am Sondenkopf gemessenen Druckdifferenzen werden, unter Berücksichtigung der bei der Sondenkalibrierung ermittelten Referenzwerte (vgl. Abschnitt 4.3.4), Totaldruck, Totaltemperatur, statischer Druck sowie der Geschwindigkeitsvektor berechnet. Die in dieser Arbeit verwendeten Geschwindigkeitsbezeichnungen und Winkeldefinitionen bei den Geschwindigkeitsdreiecken sind in Abbildung 4.8 für eine Stufe dargestellt.

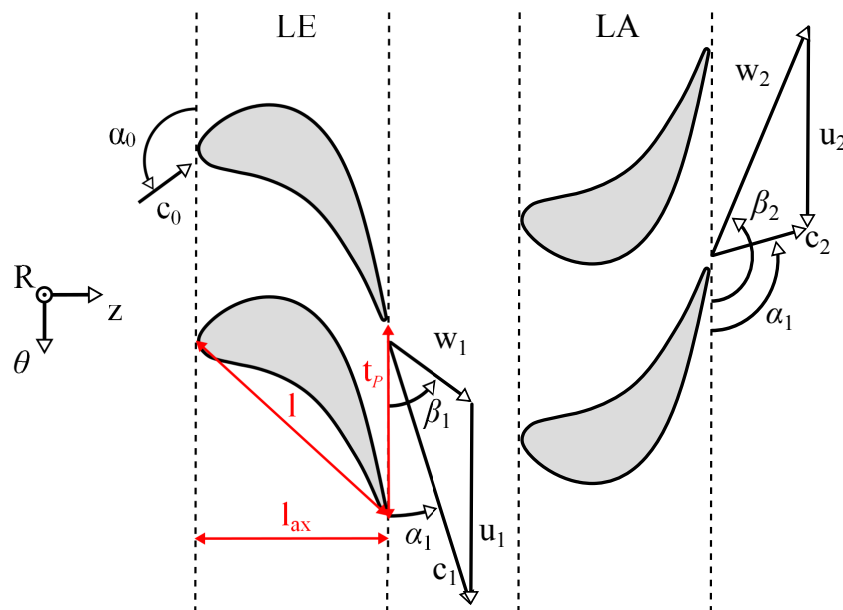


Abbildung 4.8: Definition der Geschwindigkeitsdreiecke

#### 4.3.4 Kalibrierung der eingesetzten Mehr-Loch-Sonden

Die Kalibrierung der Strömungsmesssonden erfolgte im Freistrahls am Hochgeschwindigkeits-Kalibrierkanals (HGK) des Instituts. Dieser wurde im Rahmen der studentischen Arbeiten von Trenke (2013) und Melching (2012) im Hinblick auf Hardware und Software umfangreich modernisiert. Im Rahmen der Arbeit von Kauth (2013) erfolgt die Programmierung eines Kalibrierdatenauswerteprogramms, das zur Generierung der in dieser Arbeit bei der Auswertung der Strömungsfeldmessungen herangezogenen Kalibrierdaten verwendet wurde. Darüber hinaus erfolgten in der Arbeit von Schrader (2015) weitere Anpassungen sowie Sensitivitätsanalysen, die bei der Sondenkalibrierung Berücksichtigung fanden. Die Kalibrierung der eingesetzten Sonden erfolgte für einen Mach-Zahl-Bereich von  $Ma = 0,1 - 0,8$  mit einer Schrittweite von  $0,1$ . Für die Kalibrierung wurden die Sonden im Gierwinkel um  $\pm 27^\circ$  und im Nickwinkel um  $\pm 24^\circ$  mit einer Schrittweite von  $2^\circ$  im Freistrahlsverfahren. Die aus den Messdaten bestimmten Kalibrierkoeffizienten

berechnen sich nach Riess und Braun (2003) unter Erweiterung auf eine 5-Loch-Sonde für den Gierwinkel-Koeffizienten gemäß

$$YAC = \frac{p_2 - p_3}{p'_{\text{dyn}}} \quad (4.20)$$

und für den Nickwinkel-Koeffizienten

$$PAC = \frac{p_4 - p_5}{p'_{\text{dyn}}} \quad (4.21)$$

wobei der dynamische Druck aus

$$p'_{\text{dyn}} = p_1 - p'_s = p_1 - \frac{p_2 + p_3 + p_4 + p_5}{4} \quad (4.22)$$

berechnet wird. Der Totaldruck-Koeffizient wird entsprechend

$$TPC = \frac{p_{t,\text{Fs}} - p_1}{p'_{\text{dyn}}} \quad (4.23)$$

und der statische Druckkoeffizient nach

$$SPC = \frac{p_{s,\text{Fs}} - p'_s}{p'_{\text{dyn}}} \quad (4.24)$$

berechnet. Dabei sind  $p_{t,\text{Fs}}$  und  $p_{s,\text{Fs}}$  die mittels eines Prandtl-Rohrs vor jeder Mach-Zahl bestimmten Total- bzw. statischen Drücke im Freistrah. Zur Auswertung der in der Turbine gemessenen Werte kommt das von Kauth (2013) entwickelte iterative Verfahren zum Einsatz. Dieses berechnet aus den am Sondenkopf gemessenen Drücken  $p_1$  bis  $p_5$  die Koeffizienten  $YAC'$  und  $PAC'$ . Mit der allgemeinen Definition der isentrope Mach-Zahl

$$\text{Ma}_{\text{is}} = \sqrt{\left[ \left( \frac{p_t}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{2}{\kappa - 1}} \quad (4.25)$$

folgt mit den Annahmen  $p_t = p_1$  und  $p_s = p'_s$  die Mach-Zahl  $\text{Ma}'$ . Eine erste Interpolation dieser Werte mit den Kalibrierdaten liefert  $\alpha' = f(\text{Ma}', YAC')$  und  $\gamma' = f(\text{Ma}', PAC')$ . Diese Werte dienen als Startwerte für das nachfolgende iterative Verfahren. Hierbei werden die Winkel unter gegenseitiger Abhängigkeit  $\alpha = f(\text{Ma}, \gamma, YAC')$  und  $\gamma = f(\text{Ma}, \alpha, PAC')$  sowie  $TPC' = f(\text{Ma}, \alpha, \gamma)$  und  $SPC' = f(\text{Ma}, \alpha, \gamma)$  durch Interpolation im Kalibrierfeld bestimmt. Der reale totale bzw. statische Druck berechnet sich gemäß

$$p_t = p_1 + TPC \cdot TPC' \cdot p'_{\text{dyn}} \quad (4.26)$$

bzw.

$$p_s = p'_s + SPC \cdot TPC' \cdot p'_{\text{dyn}} \quad (4.27)$$



Auf Grundlage dieser Daten erfolgt die Berechnung einer korrigierten Mach-Zahl und die Iterationsschleife wird erneut durchlaufen. Als Abbruchkriterium wurde  $\Delta Ma = |Ma - Ma_{alt}| \leq 0,001$  gewählt.

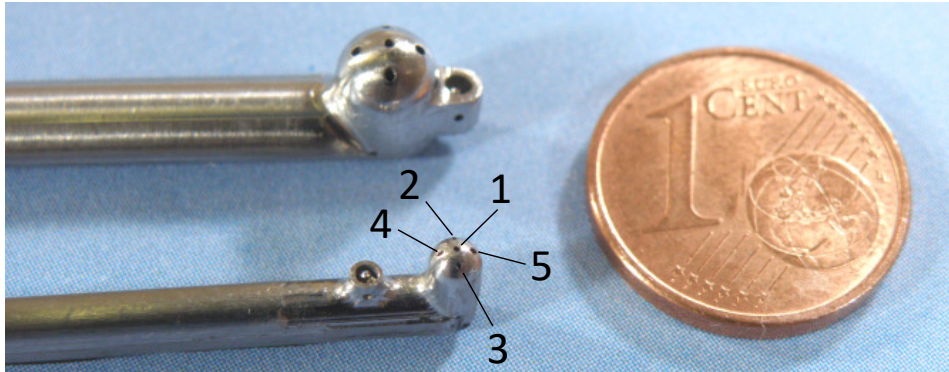


Abbildung 4.9: Eingesetzte 5-Loch-Sonden mit Bohrungsbezeichnung

### 4.3.5 Messunsicherheiten

Nach dem Deutsches Institut für Normung e.V. (1999) ist es das Ziel jeder Messung den wahren Wert  $Y$  einer Messgröße zu bestimmen. Häufig erfolgt die Bestimmung der Messgröße jedoch nicht durch eine direkte Messung, sondern durch Bestimmung von Eingangsgrößen  $X_i$  die entsprechend

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_i) \quad (4.28)$$

über eine Modellfunktion indirekt auf die Ausgangsgröße  $Y$  führen. Die zum Zweck der Bestimmung der Messgröße eingesetzte Messeinrichtung ist jedoch weiteren äußeren Einflussfaktoren ausgesetzt, die zu unvermeidlichen Messabweichung führen. Daher liefert jede Messung nur einen möglichst genauen Schätzwert  $x_i$  der Eingangsgrößen und damit auch der Ausgangsgröße (Ergebnisgröße)

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_i). \quad (4.29)$$

Bei Messreihen wird der Messwerte durch arithmetische Mittelung der Einzelmesswerte  $x_{i,j}$  nach

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{i,j} \quad (4.30)$$

bestimmt. Das vollständigen Messergebnisses ist nach Deutsches Institut für Normung e.V. (1995) durch Angabe der Ergebnisgröße  $y$  und der zugehörigen Messunsicherheit  $u$  anzugeben. Die Bestimmung der Messunsicherheit erfolgt in dieser Arbeit nach JCGM (2008). Danach lässt sich die Messunsicherheit aus den sogenannten Standardmessunsicherheiten  $u(x_i)$  der Eingangsgrößen und den Empfindlichkeitskoeffizienten  $c_i$  berechnen. Letztere sind ein Maß für den Einfluss der Änderung der Einflussgrößen  $x_i$  auf

die Ausgangsgröße  $y$  und werden durch partielle Ableitung der Modellfunktion  $f$  nach den Einflussgrößen  $x_i$  berechnet. Damit ergibt sich die im Folgenden als kombinierte Standardmessunsicherheit  $u_c(y)$  bezeichnete Messunsicherheit der Ergebnisgröße zu

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n c_i^2 \cdot x_i^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \cdot x_i^2} \quad (4.31)$$

Darüber hinaus erfolgt nach JCGM (2008) die Berechnung eines sogenannten Überdeckungsintervalls, das den wahren Wert  $Y$  der Messgröße mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit enthält. Dazu wird die kombinierte Standardmessunsicherheit mit dem Erweiterungsfaktor  $k$  entsprechend

$$U = k \cdot u_c(y) \quad (4.32)$$

multipliziert, so dass sich das Überdeckungsintervall zu

$$y - U \leq Y \leq y + U \quad (4.33)$$

ergibt. In dieser Arbeit wird ein Grad des Vertrauens von  $p = 95\%$  für die Wahrscheinlichkeit, dass der wahre Wert innerhalb des Bereichs liegt, verwendet. Unter Annahme einer Normalverteilung und einem effektiven Freiheitsgrad von  $\nu_{eff} = \infty$  ergibt sich ein Erweiterungsfaktor von  $k = 1,96$ . Die Standardmessunsicherheiten der Eingangsgrößen  $u(x_i)$  werden nach der sogenannten Typ B Methode des GUM bestimmt. Sie beruhen auf Herstellerangaben bzw. Kalibrierscheinen für die eingesetzte Messtechnik. Ist die Unsicherheit als normalverteilt angegeben, ist diese entsprechend Gl. (4.32) auf die Standardmessunsicherheit zurückzuführen. Dies ist meist bei Kalibrierscheinen der Fall. Gibt der Hersteller eine obere und untere Grenze ( $a_-$  und  $a_+$ ) ohne Art der Verteilung an, so ist nach GUM eine Rechteckverteilung anzusetzen und die Standardunsicherheit entsprechend

$$u(x_i) = (a_+ - a_-)^2 / 12 \quad (4.34)$$

Auf Erfahrungen basierend, geht die Unsicherheit bei Angabe entsprechender Grenzen in dieser Arbeit jedoch in vollem Umfang ein. Die Standardabweichung der bei einer Messreihe aus  $n$  Einzelmessungen mittels arithmetischer Mittelung bestimmten Messgrößen  $x_i$  wird als Student-verteilt angenommen und berechnet sich nach

$$s_{\bar{x}_i} = \frac{s_{x_i}}{\sqrt{n}} \quad (4.35)$$

mit der empirischen Standardabweichung der Einzelmessung

$$s_{x_i} = \sqrt{s_{x_i}^2} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{j=1}^n (x_{i,j} - \bar{x}_i)^2} \quad (4.36)$$

Die zuvor beschriebene Methode nach GUM wurde von Kluge (2013) für die Anwendung am Turbinenprüfstand ausgearbeitet und von Niclausen (2014) auf die in dieser Arbeit durchgeführten Kennfeldmessungen übertragen.



# 5 Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen

## 5.1 Vorstudie zum Einfluss der Filletberücksichtigung

### 5.1.1 Vorbemerkungen

Wie die Ausführungen in Abschnitt 2.4.2 gezeigt haben, kann die Filletgeometrie einen mehr oder weniger starken Einfluss auf das globale Verlustverhalten und das lokale Strömungsfeld haben. So hat sich der Vorderkanten-Fillet in einigen Studien als effektives Mittel erwiesen, um die Sekundärströmungen insgesamt und insbesondere den Hufeisenwirbel in der Stärke, Ausdehnung und Position in der Schaufelpassage zu beeinflussen. Hierbei zeigte sich, dass die geometrische Ausführung des Fillets einen entscheidenden Einfluss auf die Wirksamkeit zur Verlustreduzierung hat.

Bei der numerischen Simulation von Turbomaschinen wurde der einfacheren Vernetzung wegen, in der Vergangenheit häufig auf die Berücksichtigung von Fillets verzichtet. Dies trifft um so mehr auf Studien zu, bei denen vielstufige Maschinen untersucht wurden. Mit der Weiterentwicklung der Vernetzungsprogramme wurden Topologien entwickelt, die die Berücksichtigung von Fillets auch in Template-basierten Vernetzungsprogrammen ermöglichen. Als erster Schritt erfolgte die Einführung einer Topologie, die einen Fillet mit tangentialem Übergang zum Schaufelblatt und einem Übergangswinkel zur Seitenwand generiert. Seit einigen Jahren liegt nun auch eine Topologie vor, die einen tangentialen Auslauf des Fillets sowohl zum Schaufelblatt, als auch zur Seitenwand ermöglicht.

Pieringer und Sanz (2004) zeigen durch numerische Untersuchungen verschiedener konstanter Fillets in der Statorreihe einer einstufigen Modellturbine bei Berechnung mit Druckrandbedingungen, dass der Fillet durch seinen Einfluss auf die Querschnittsfläche der Schaufelpassage einen deutlichen Einfluss auf den durchgesetzten Massenstrom und den Wirkungsgrad der Stufe hat. Kügeler et al. (2008) untersuchten den Einfluss der Filletberücksichtigung auf das Betriebsverhalten eines 15-stufigen Gasturbinen-Verdichters und stellen einen hinsichtlich der Pumpgrenze erweiterten Betriebsbereich fest. Die Berücksichtigung der Fillets führt zu einer besseren Übereinstimmung mit dem gemessenen Verdichterkennfeld. Außerdem zeigt sich ein Einfluss auf die Verteilung der Betriebscharakteristik über die Stufen. So beobachten sie bei Nennlast ohne Fillets das Einsetzen des Verdichter-Pumpens bei einer der mittleren Stufen, wogegen mit Fillets dieses in den hinteren Stufen eintritt. Dies zeigt, dass die Berücksichtigung der Fillets im numerischen Modell nicht nur bei der Betrachtung lokaler physikalischer Effekte notwendig ist, sondern auch zu einer genaueren Wiedergabe der Charakteristik im Stufenverbund und

des Betriebsverhaltens der Gesamtmaschine beiträgt.

### 5.1.2 Beschreibung der Testfälle, Netztopologie, Randbedingungen und CFD-Berechnungen

Da in dieser Arbeit der Einfluss einer Seitenwandkontur auf das globale Betriebsverhalten sowie die lokale Ausbildung der Sekundärströmungen untersucht wird, sollten auf Grundlage der in Abschnitt 5.1.1 geschilderten Erkenntnisse, die Fillets bei den numerischen Untersuchungen berücksichtigt werden. Abbildung 5.1 zeigt das CAD-Modell der ersten Leitschaufelreihe der Modellturbine. Der in der Modellturbine ausgeführte Fillet weist mit 5 mm einen im Vergleich zur Teilung und Schaufelhöhe relativ großen, konstanten Filletradius auf. Würde der Fräser bei der Bearbeitung so um die Schaufel geführt, dass sowohl zum Schaufelblatt, als auch zur Kopf- bzw. Fußplatte, die im verbauten Schaufelkranz die Seitenwände bilden, ein tangentialer Übergang entsteht, so würde dieser aufgrund der hierfür zu geringen Abmessungen der Kopf- und Fußplatten nicht vollständig bis zum Erreichen des eigentlichen Durchmessers des Schaufelkanals auslaufen. Erhebungen und Stufen wären im Schaufelkranzverbund die Folge. Zur Vermeidung dessen, wird der Fräser an den Stellen, wo der Auslauf nicht für einen tangentialen Übergang ausreicht, radial weiter zur Seitenwand geführt. Infolge dessen entsteht dort lokal ein Übergangswinkel zur Seitenwand. Außerdem variiert die Höhe, bei der das Profil in den Fillet übergeht bei einem Umlauf um das Profil radial, so dass ein 3-dimensional gestalteter Fillet vorliegt.

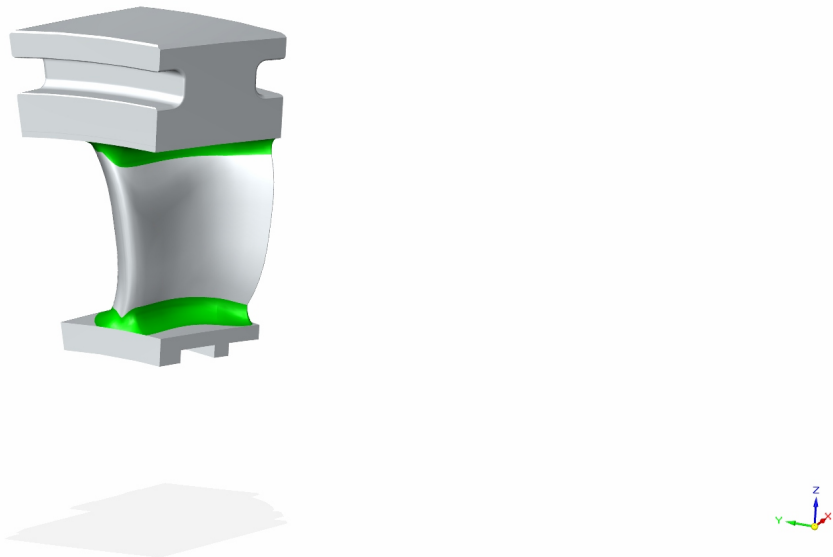


Abbildung 5.1: CAD-Modell der ersten Leitschaufel mit 3D-Fillet (grün)

Bei der Erstellung des numerischen Modells stellte sich daher die Frage, ob dieser komplexe Fillet mit höherem Aufwand in das numerische Modell integriert werden soll-

## 5.1 Vorstudie zum Einfluss der Filletberücksichtigung

te oder ob eine Vereinfachung der Filletgeometrie hinreichend genaue Ergebnisse liefert. Daher erfolgt zunächst, wie bei Kwitschinski et al. (2014) beschrieben, eine Sensitivitätsstudie zum Filleteinfluss anhand der ersten Stufe der Modellturbine. Da zum Zeitpunkt des Beginns der Studie erst die Fertigungsgeometrien ohne Korrektur hinsichtlich einer späteren Verdrehung beim Einbau vorlagen, der Einfluss der späteren realen Geometrie auf die Aussagekraft der Sensitivitätsstudie jedoch gering eingeschätzt wurde, dienten bereits diese Berechnungen als Entscheidungsgrundlage für den zu wählenden Detaillierungsgrad des finalen numerischen Modells. Die Berechnungen wurden dennoch zu einem späteren Zeitpunkt mit korrigierter Geometrie wiederholt und identisch ausgewertet. Hieraus erklären sich die leichten Abweichungen zwischen Kwitschinski et al. (2014) und den in dieser Arbeit gezeigten Ergebnissen. Die Untersuchungen erfolgten sowohl ohne, als auch mit 1,5 mm, 3 mm und 5 mm Radius. Die Fillets weisen, um den schon beschriebenen Auslauf auf der Deckplatte und ein stellenweises Überschneiden mit dem Fillet der Nachbarschaufel zu vermeiden, wie in Abbildung 5.2 (rechts) dargestellt, einen Übergangswinkel von  $\lambda = 30^\circ$  zur Seitenwand auf. Der Übergang zum Schaufelblatt ist tangential. In einer weiteren Variante erfolgte die Implementierung des in Abbildung 5.1 dargestellten 3D-Fillets auf Grundlage der CAD-Schaufelmodelle. Abbildung 5.2 (links) zeigt das für alle fünf Varianten berechnete Kontrollvolumen sowie beispielhaft die Geometrie eines regelmäßigen Filletradius. Auf die Berücksichtigung der Kavitäten wurde in dieser Vorstudie verzichtet.

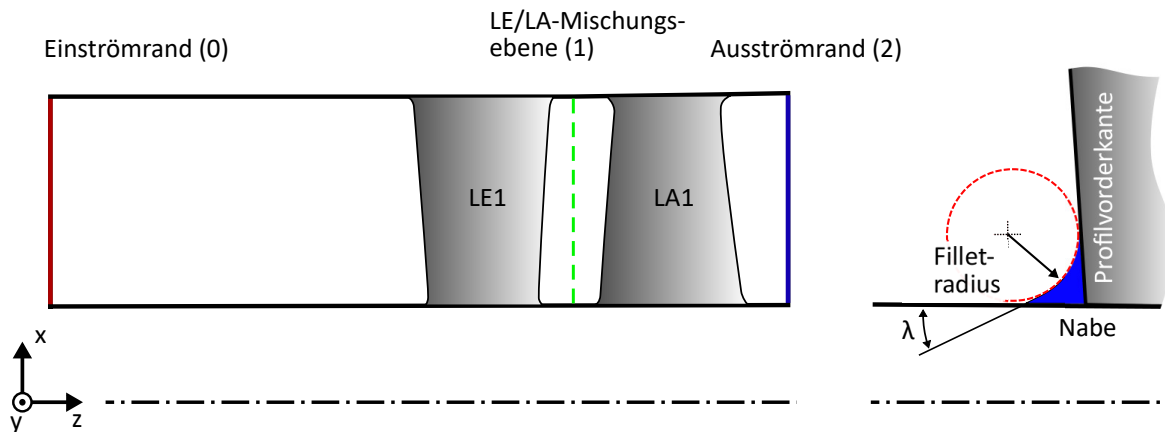


Abbildung 5.2: Berechnetes Kontrollvolumen (links) und schematische Darstellung der Filletmodellierung bei regelmäßigen Filletvarianten (rechts)

Die Vernetzung erfolgte mit dem Template-basierten Vernetzer *NUMECA AutoGrid5*<sup>TM</sup> V9.0.2 mit einer Anzahl von ca. 6 Millionen Knoten. Der in Abbildung 5.3 am Beispiel der Konfiguration mit realem Filletradius dargestellte dimensionslose Wandabstand liegt für alle Varianten im Mittel in einem Bereich von  $y^+ = 1 - 4$ . Größere Werte bis  $y^+ = 5$  treten nur in kleinen Bereichen auf.

Die stationären numerischen Berechnungen wurden mit dem kommerziellen 3D-RANS-Löser *ANSYS*<sup>®</sup> *CFX*<sup>®</sup> 14.5 durchgeführt. Die Berechnungen erfolgten im Auslegungspunkt mit realem Luftgemisch bei 60 % relativer Feuchte bei Ansaugbedingungen. Am Zuströmrand wurde der Massenstrom mit axialer Zuströmung, das gemessene Total-

## 5 Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen

temperaturprofil, sowie ein Turbulenzgrad von 1,5 % und am Abströmrand der gemittelte statische Druck als physikalische Randbedingungen vorgegeben. Zur Übergabe der Lösungsinformationen vom rotierenden zum stehenden Bezugssystem (Rotor-Stator-Interface) wurde die als Stage-Interface in ANSYS® CFX® implementierte Methode verwendet, bei der die Strömungsgrößen in Umfangsrichtung gemittelt werden. Als Turbulenzmodell wurde das SST-Modell nach Menter (1994) ohne Transitionsmodell verwendet, da dieses, den Untersuchungen von Bergh et al. (2012) und Dunn et al. (2009) folgend, die besten Übereinstimmungen mit Messungen hinsichtlich der Sekundärströmungen liefert. Die Diskretisierung mittels der Advection-Therme sowie der Gleichungen des Turbulenz-Modells erfolgte als "High Resolution". Die mittleren Residuen (RMS) erreichten bei allen Rechnungen Werte unter  $10^{-6}$ , die maximalen Residuen erreichten Werte von knapp  $10^{-4}$ .

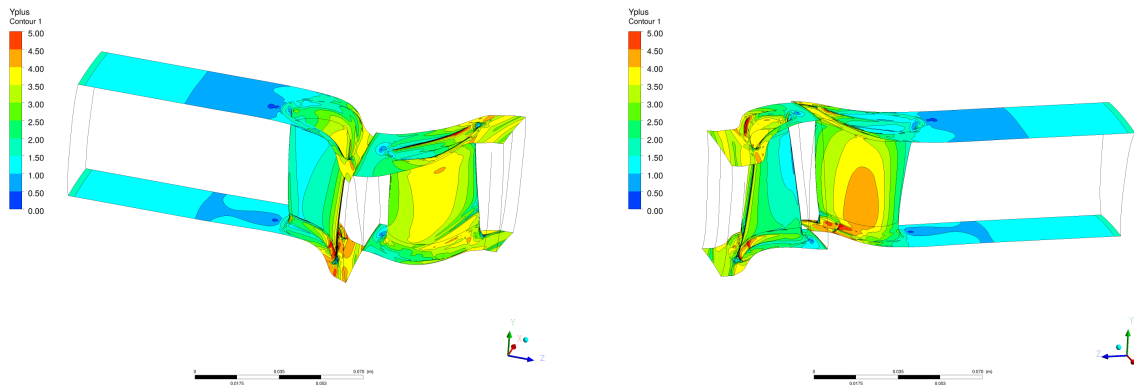


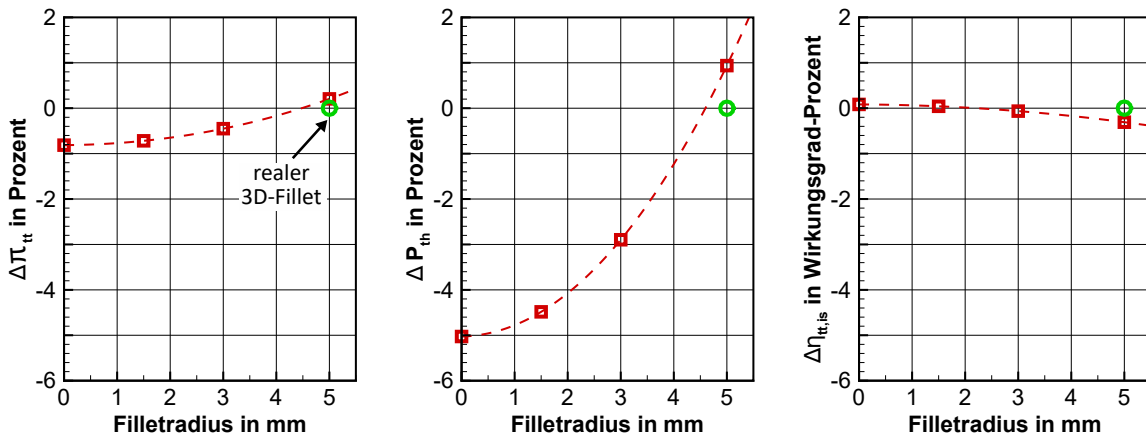
Abbildung 5.3: Dimensionsloser Wandabstand  $y^+$  der ersten Stufe mit realem Fillet

### 5.1.3 Einfluss der Fillet-Varianten auf das Stufenkennfeld

Als Referenz für die Filletstudie dienen die Ergebnisse der Variante mit realem Fillet. Daher werden die Ergebnisse der anderen Varianten auf diesen realen Fillet bezogen angegeben. Mit größer werdendem Filletradius nimmt die Fläche im engsten Querschnitt der Leit- und Laufschaufelpassage überproportional ab. Der reale Fillet weist eine gegenüber der konstanten 5 mm-Variante etwas geringere Flächenabnahme auf. Infolge des bei der Berechnung am Eintritt konstant gehaltenen Massenstroms kommt es mit größer werdendem Filletradius zu einer Zunahme des Totaldruckverhältnisses der Stufe (vgl. Abbildung 5.4a). Die Leistung zeigt ebenfalls eine deutliche Abhängigkeit von der Filletvariante. Die Simulation ohne Fillet ergibt eine gegenüber der realen Konfiguration um 5 % geringere thermische Stufenleistung. Die 5 mm-Variante führt dagegen zu einer um ca. 1 % höheren Leistung. Die Leistungszunahme ist bei Beachtung der Eulerschen Turbinenhauptgleichung insbesondere auf in gleicher Größenordnung zunehmende Umlenkung zurückzuführen. Zwar ändert sich der Abströmwinkel  $\alpha_{11}$  der Leitreihe nur geringfügig, jedoch führt dies bei Umrechnung ins Relativsystem der Laufschaufelreihe zu einer deutlichen Zunahme des Eintrittswinkels  $\beta_{12}$ . Der isentrope Stufenwirkungsgrad nimmt mit



konstant größer werdendem Fillet um bis zu 0,35 Wirkungsgrad-Prozentpunkte ab. Die Varianten ohne und mit 1,5 mm Übergangsradius weisen gegenüber der Referenz einen leicht höheren Wirkungsgrad auf.



(a) Totaldruckverhältnis (b) Thermische Leistung (c) Isentroper Wirkungsgrad

Abbildung 5.4: Einfluss der Filletvariante auf integrale Kenngrößen der Turbinenstufe

### 5.1.4 Einfluss der Fillet-Varianten auf die Sekundärströmungen

Um den Einfluss der Fillet-Varianten auf das Strömungsverhalten innerhalb der Stufe und insbesondere auf die Sekundärströmungen eingehender zu beurteilen, sind in den Abbildungen 5.5 und 5.6 die aus der Umfangsmittelung hervorgegangenen radialen Verteilungen der Mach-Zahl, des Abströmwinkels  $\alpha$  und des relativen Abströmwinkels  $\beta$  hinter der Leit- bzw. der Laufreihe dargestellt. Hinter beiden Schaufelreihen ist mit größer werdendem Filletradius eine Zunahme der Austritts-Mach-Zahl über die gesamte radiale Höhe zu beobachten. Dies ist auf die mit größerem Fillet abnehmende Fläche im engsten Querschnitt und die bei vorgegebenem, konstantem Massenstrom resultierende stärkere Beschleunigung des Fluids zurückzuführen. Der Einfluss auf die Mach-Zahl beträgt dabei maximal  $\Delta Ma = 0,012$ . Bei Betrachtung der Leitreihe ist in der Kanalmitte zwischen 20 % und 65 % radialer Höhe nahezu kein Einfluss der Fillet-Variante auf den Gierwinkel  $\alpha$  zu beobachten. Der gebogene Verlauf ist auf das dreidimensionale Schaufelprofil zurückzuführen. Das Bow-Design führt zu einer zu den Seitenwänden abnehmenden Umlenkung. Die Betrachtung des Nabenbereichs zeigt für die Variante F0 im Bereich  $h_{rel} < 15\%$  zwei lokale Maxima und Minima, die, wie in Abschnitt 2.1 erläutert, auf die Mehr- und Minderumlenkung der Sekundärströmungsgebiete zurückzuführen sind. Mit über die Varianten F1,5 bis F5 zunehmendem Filletradius nimmt die radiale Erstreckung dieses Gebiets kontinuierlich zu, wobei sich der Punkt maximaler Minderumlenkung von  $h_{rel} = 6,8\%$  nach  $h_{rel} = 10\%$  verlagert. Des Weiteren kommt es bei den Varianten F1,5 bis F5 in diesem Bereich insgesamt, also sowohl bei den lokalen Maxima als auch bei den Minima, zu einer Abnahme der Abströmwinkel. Hieraus

## 5 Vorgehensweise bei den numerischen Untersuchungen

resultiert bei gleicher Zuströmung eine lokal erhöhte Umlenkung im Nabenbereich. Des Weiteren ist eine Zunahme der Differenz zwischen den Abströmwinkel-Maxima und -Minima zu beobachten. Im Vergleich dazu ist bei der Variante F3D nur jeweils ein lokales Minimum und Maximum zu beobachten. Die Minderumlenkung nimmt gegenüber der Variante F5 ungefähr auf das Niveau der Variante F3 ab, befindet sich jedoch dichter an der Seitenwand. Die Mehrumlenkung an der Nabe nimmt gegenüber Variante F5 deutlich zu und verlagert sich dicht an die Nabe. Wie an der Nabe, treten auch im Gehäusebereich je zwei Maxima und Minima auf. Mit über die Varianten F0 bis F5 größerem Fillet verlagern sich diese Gebiete radial in Richtung Kanalmitte. Der Abströmwinkel nimmt ab einer radialen Höhe von 80 % ab, so dass die Umlenkung zunimmt. Bei der Variante mit realem Fillet sind das wandfernere Minimum und Maximum vergleichsweise gering ausgeprägt. Dagegen kommt es bei  $h_{rel} = 95\%$  zu einer größeren Minderumlenkung. Die Mehrumlenkung, die durch eine Abnahme des Abströmwinkels gekennzeichnet ist, nimmt unmittelbar am Gehäuse dagegen nicht so stark zu, wie bei den Varianten F3 und F5. Allgemein ist zu beobachten, dass die Unterschiede in den von Sekundärströmungen beeinflussten Bereichen zwischen der geometrisch naheliegendsten Variante mit einem konstanten Filletradius von 5 mm und dem mit einem 5 mm Fräser erstellten 3D-Fillet zum Teil größere Unterschiede untereinander aufweisen, als es zwischen dem 3D-Fillet und kleineren Filletvarianten der Fall ist.

Ist der Einfluss auf den Abströmwinkel der Leitreihe im wesentlichen auf die wandnahen Bereiche begrenzt, so zeigt sich bei der Betrachtung des ins Relativsystem umgerechneten Zuströmwinkels  $\beta$  für die nachfolgende Laufreihe ein deutlicher Einfluss der Filletvarianten über die gesamte Kanalhöhe. Mit zunehmendem Filletradius nimmt der Zuströmwinkel in der Kanalmitte bis zum Minimum bei der 5 mm - Variante um  $5^\circ$  ab. In Verbindung mit dem in Abbildung 5.6, rechts dargestellten in der Kanalmitte vom Filletradius nahezu unbeeinflussten Abströmwinkel der Laufreihe führt dies bei letzterer zu einer erhöhten Umlenkung. Dies erklärt die mit größer werdendem Fillet zunehmende Leistung der Turbinenstufe. Wie bei der Leit-, kommt es auch bei der Laufreihe zu einer Zunahme der Austritts-Mach-Zahl. Dies führt mit größer werdendem Fillet zur Zunahme der Abströmwinkelverteilung um bis zu  $6^\circ$  in der Kanalmitte. In den von Sekundärströmungen beeinflussten Bereichen kommt es zu einer Zunahme der Absolutwinkel um bis zu  $15^\circ$ . Wurde die erste Leitreihe durch Vorgabe einer axialen Zuströmung unabhängig vom Filletradius angeströmt, so ist für alle nachfolgenden Leitreihen ein Filleteinfluss aus veränderter Zuströmung und dem Einfluss des Fillets in der Passage selbst zu erwarten. Damit dürfte bei Berechnungen im mehrstufigen Verbund für alle nachfolgenden Leitreihen ein im Vergleich zur 1. Stufe größerer Einfluss des Übergangsradius zu erwarten sein.

Insgesamt zeigt die Studie für das Kennfelds im Hinblick auf die Leistung die stärkste Abhängigkeit von der Filletvariante. Wie die Vorstudien zur SWK-Auslegung am Whittle-Laboratory gezeigt haben, liegt die durch diese erzielte Verbesserung des Stufenwirkungsgrads bei  $\Delta\eta < 0,1\%$ . Die Filletvarianten verursachen jedoch bereits eine maximale Wirkungsgradbeeinflussung von  $\Delta\eta < 0,35\%$ . Darüber hinaus werden auch die durch die Mehr- und Minderumlenkung in den umfangsgemittelten Verläufen hinter den Schaufelreihen gekennzeichneten Sekundärströmungsgebiete eine deutliche Abhän-

## 5.1 Vorstudie zum Einfluss der Filletberücksichtigung

Filletvarianten:

0 mm (F0) 1,5 mm (F1,5) 3 mm (F3) 5 mm (F5) 3D-Fillet (F3D)

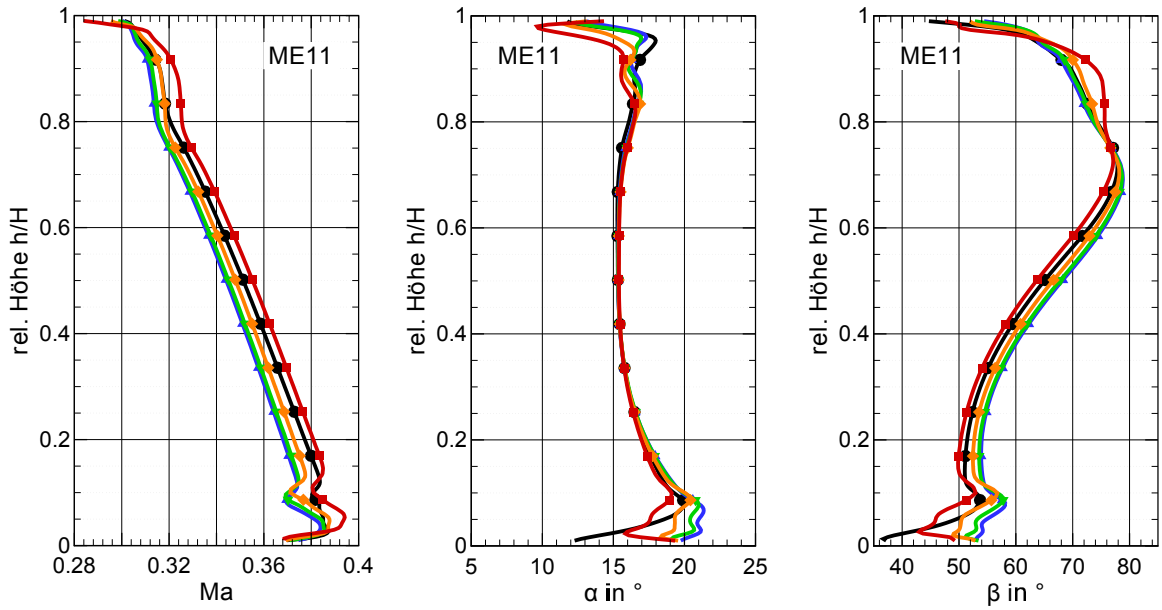


Abbildung 5.5: Umfangsgemittelte, radiale Verteilung von Ma-Zahl (links), absolutem (mittig) und relativem Abströmwinkel (rechts) hinter LE 1

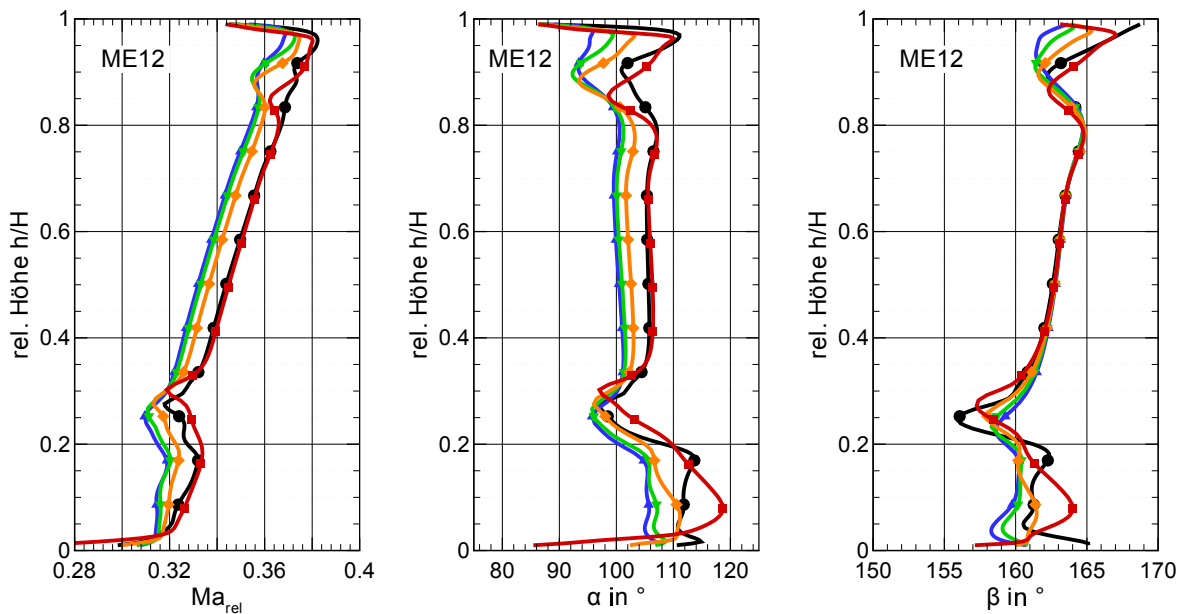


Abbildung 5.6: Umfangsgemittelte, radiale Verteilung von relativer Ma-Zahl (links), absolutem (mittig) und relativem Abströmwinkel (rechts) hinter LA 1

gigkeit vom Übergangsradius. Als Konsequenz dieser Vorstudie erfolgt im numerischen Modell der 7-stufigen Turbine die Berücksichtigung des auf der CAD-Geometrie basierenden realen 3D-Fillets.

### 5.2 Numerisches Modell der 7-stufigen Turbine

Das numerische Modell der 7-stufigen Turbine besteht aus einem ringzylindrischen Einströmbereich, den sich anschließenden sieben Turbinenstufen inklusive realer Fillets sowie dem sich dahinter bis zur Austrittsmessebene der Kammsonden anschließenden Diffusor. Auf Grund der in Abschnitt 2.2.6 zusammengefassten Erkenntnisse zum teils erheblichen Einfluss der Kavitäten auf die wandnahe Strömung des Schaufelpfads, wurden diese ebenfalls im Modell vollständig vernetzt. Das, basierend auf den Erfahrungen aus der Vorstudie mit dem Vernetzer *NUMECA* AutoGrid5<sup>TM</sup> V9.0.2 erstellte Netz weist für Referenz- bzw. SWK-Konfiguration jeweils insgesamt ca. 46 Millionen Knoten auf. Der dimensionslose Wandabstand liegt im Mittel in einem Bereich von  $y^+ = 1 - 4$ . Größere Werte bis  $y^+ = 5$  treten nur in kleinen Bereichen am Fillet auf. Zwischen rotierenden und stehenden Schaufelreihen wurde das sogenannte Stage-Interface verwendet. Hierbei werden die Berechnungsgrößen zur Übergabe an die nachfolgenden Blöcke an den jeweiligen radialen Höhen umfangsgemittelt. Zur Berücksichtigung der in Abschnitt 2.2.6 bekannten umfangsasymmetrischen Strömungsbedingungen im Ein- und Ausströmbereich der Kavitäten, wurden diese über einen Frozen Rotor-Ansatz an den Schaufelkanal angebunden. Die Turbulenzmodellierung erfolgt über das Shear Stress Transport - Modell nach Menter (1994). Als Stoffmodell wurde feuchte Luft mit einer relativen Feuchte von  $\varphi_{FL} = 60\% \text{ rF}$  verwendet. Die Wände wurden als adiabat und ideal glatt angenommen. Abbildung 5.7 zeigt das numerische Modell der Modellturbine am Beispiel der Referenzkonfiguration.

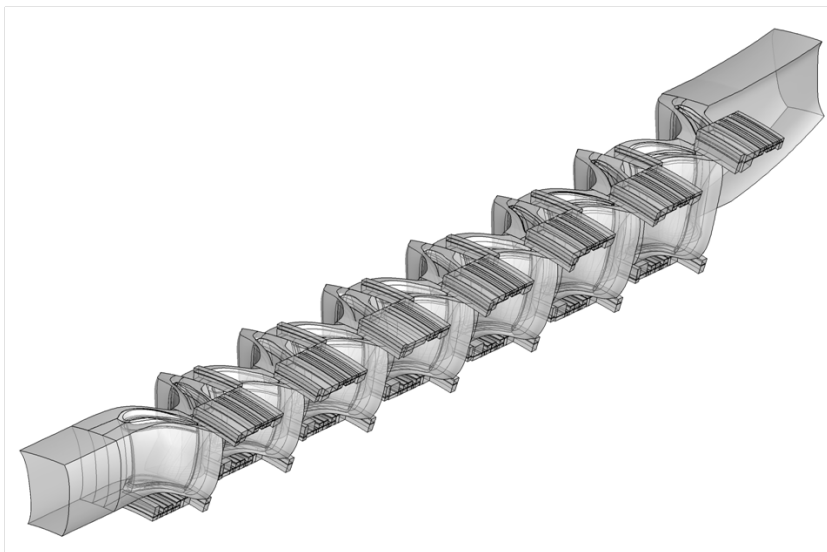


Abbildung 5.7: Numerisches Modell der 7-stufigen Luftturbine

## 5.2 Numerisches Modell der 7-stufigen Turbine

Die stationären, numerischen Berechnungen erfolgten, wie bei der Filletstudie, mit dem 3D-RANS-Löser ANSYS® CFX®, jedoch nicht in Version 14.5, sondern 16.0. Als Randbedingungen wurde am Einströmrand der Massenstrom, das radiale Totaltemperaturprofil, ein Turbulenzgrad von  $Tu = 1,5\%$  sowie axiale Zuströmung und am Austrittsrand der aus den Kammsondendaten Massenstrom-gemittelte statische Druck und die statische Temperatur gesetzt. Wie bereits bei den Vorstudien erfolgt die Diskretisierung mittels der Advection-Therme sowie der Gleichungen des Turbulenz-Modells als „High Resolution“. Die mittleren Residuen (RMS) erreichten bei allen Rechnungen in Abhängigkeit vom Betriebspunkt Werte von unter  $10^{-6}$  bis  $10^{-4}$  und liegen damit im von ANSYS angegebenen zulässigen Bereich.



# 6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Messungen und der 3D-CFD-Berechnungen gegenüber gestellt und verglichen. Zusätzlich erfolgt mit den Randbedingungen der Messungen die Nachrechnung mittels eines 1D-Mittenschnitt- und 2D-Throughflow-Programms. Die CFD-Auswertung beschränkt sich in diesem Kapitel auf die Messungen, die in den in Abbildung 4.3 dargestellten Ebenen gemessen wurden. Im folgenden Kapitel 7 werden darüber hinaus gehende, detailliertere numerische Ergebnisse betrachtet. In diesem Kapitel wird zunächst das globale Betriebsverhalten anhand des Turbinenkennfelds bewertet. Daran schließt sich eine Reproduzierbarkeitsbetrachtung an, die die Vergleichbarkeit von Kennfeldmessungen unterschiedlicher Prüfstandsläufe bewertet. Darauf folgend wird überprüft, ob die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten verstellbaren Kammsonden die Messgenauigkeit bei Teil- und Überlastbetriebspunkten verbessern, wie es bei der Auslegung beabsichtigt wurde. Anschließend werden integrale Bewertungsgrößen aber auch auslegungstechnische Charakteristika der einzelnen Stufen und Schaufelreihen bewertet, um diese beim Vergleich der Sekundärströmungen zwischen den Stufen berücksichtigen zu können. Detailliert werden sowohl umfangsgemittelte radiale Abströmprofile als auch umfangsaufgelöste Abströmflächen bewertet. Diese Bewertung erfolgt hinsichtlich der grundsätzlichen Sekundärströmungscharakteristik der Referenzkonfiguration, hinsichtlich des Einflusses der eingebrachten Seitenwandkontur sowie hinsichtlich der Betriebspunktabhängigkeit (vergleiche Versuchsmatrix in Tabelle 4.3).

## 6.1 Betrachtung des globalen Betriebsverhaltens

### 6.1.1 Bewertung des gemessenen Kennfelds der Referenzschaufelung

In diesem Abschnitt wird das globale Betriebsverhalten der Turbine hinsichtlich des Druckabbaus, der thermischen Leistung sowie hinsichtlich des Wirkungsgrads beurteilt. Insbesondere letzteres stellt die Bewertungsgröße dar, die durch die Reduzierung der Sekundärströmungsverluste mittels der nicht-achsensymmetrischen Seitenwandkonturierung gesteigert werden sollte.

Zur Beurteilung des Druckabbaus über die Turbine wird das Totaldruckverhältnis

$$\Pi_{tt} = \frac{p_{t,E}}{p_{t,A}} \quad (6.1)$$

berechnet. Die thermische Leistung wird über die am Eintritt und Austritt gemessenen Temperaturen, den über das Venturirohr berechneten Massenstrom und die isobare Wärmekapazität unter Berücksichtigung des Dampfgehalts gemäß

$$P_{\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_{t,E}(x_D) - h_{t,A}(x_D)) = \dot{m} \cdot c_p(x_D) \cdot (T_{t,E} - T_{t,A}) \quad (6.2)$$

bestimmt. Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, ist die Leistung zur Berücksichtigung der witterungsabhängigen Ansaugbedingungen nach Gl. (4.7) als reduzierte Größe zu bewerten.

Die Berechnung des isentropen Wirkungsgrads erfolgt gemäß

$$\eta_{\text{tt,is}} = \frac{h_{t,E} - h_{t,A}}{h_{t,E} - h_{t,A,\text{is}}} \quad (6.3)$$

Im Folgenden wird zunächst das gemessene Kennfeld der als Vergleichsbasis dienenden, unkonturierten Referenzbeschaufelung E243 diskutiert. In Abbildung 6.1 ist die normierte thermische Turbinenarbeit und als Kontur der isentrope Wirkungsgrad aufgetragen. Die Normierung erfolgt auf Grundlage der Ergebnisse der 1D-Rechnung für den aerodynamischen Auslegungspunkt (engl. Aerodynamik Design Point = ADP). Der auf der Abszisse aufgetragene reduzierte Massenstrom ist zur Vermeidung dicht zusammenliegender Kennlinien durch Multiplikation mit der Drehzahl (vgl. Rick 2013) gestreckt dargestellt. Zusätzlich enthält das Diagramm als Scharparameter die Drehzahl sowie Linien konstanten Massenstroms und konstanten Totaldruckverhältnisses dargestellt.

Für die thermische Stufenarbeit zeigt sich der aus der Arbeit von Binner (2011) bekannte parabolische Verlauf. Die höchste Arbeit wird im Auslegungspunkt erzielt. Mit abnehmendem Massenstrom und Beibehaltung der Auslegungsdrehzahl kommt es zu einer zunehmenden saugseitigen Fehlanströmung ( $i < 0$ ) der Rotorreihen. In Verbindung mit einem weitestgehend konstanten, weil durch den Metallwinkel der Rotorreihen vorgegebenen, relativen Austrittswinkel, führt dies zur Abnahme der Umlenkung in der Rotorreihe. Unter Beachtung der Eulerschen Turbinengleichung nimmt die spezifische Stufenarbeit ab. Zusätzlich steigen infolge der Fehlanströmung der Leit- und Laufreihen die Verluste z.B. durch druckseitige Ablösungen. Mit weiter sinkendem Massenstrom schneiden die Drehzahlkurven bei der im Leerlauf auftretenden Null-Leistung die Abszisse und gehen in einen negativen Leistungsbereich über. Hier erfolgt infolge Ventilation in Summe über alle Schaufelreihen keine Abgabe der Energie des Fluids auf die Turbine, sondern von Rotationsenergie der Turbine auf das Fluid (vgl. Binner und Seume 2014, Herzog et al. 2007, Rothe et al. 2007). Das Druckverhältnis sinkt mit dem Massenstrom stark ab. Bei Beibehaltung des Auslegungsmassenstroms und Absenkung der Drehzahl kommt es ebenfalls zur Abnahme der Stufenarbeit. Ursächlich hierfür ist die Zunahme der Verluste infolge der bei positiver Inzidenz erhöhten Umlenkung in den Laufreihen und Fehlanströmung der Leitreihen. Das Druckverhältnis sinkt mit abnehmender Drehzahl zunächst leicht und mit stärkerer Abnahme zunehmend stärker ab. Der höchste Wirkungsgrad wird im Auslegungspunkt erreicht. Mit Abnahme des Massenstroms und Beibehaltung der Nenn Drehzahl nimmt dieser bis ca.  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,76$  leicht ab. Dies ist auf den relativ großen Toleranzbereich gegen Fehlanströmung infolge eines großen Vorderkantenradius der Schaufelprofile zurückzuführen. Anschließend fällt der



## 6.1 Betrachtung des globalen Betriebsverhaltens

Wirkungsgrad zunehmend stärker bis  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,5$  um  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} = 14,01\%$  ab. Die Verluste infolge saugseitiger Fehlanströmung nehmen stark zu. Wie auch von Herzog et al. (2007) gezeigt, kommt es mit zunehmender saugseitiger Fehlanströmung zu einer verlustgenerierenden, druckseitigen Ablöseblase. Bei Nennmassenstrom und abnehmender Drehzahl auf  $n_{\text{rel}} = 0,83$  nimmt der maximale Wirkungsgrad gegenüber  $n_{\text{rel}} = 1$  leicht ab. Das Wirkungsgradmaximum verschiebt sich auf der Drehzahllinie zu einem geringeren Massenstrom. Bei weiterer Drehzahlabenkung auf  $n_{\text{rel}} = 0,48$  fällt der thermische Wirkungsgrad stark ab. Das Wirkungsgradmaximum der Drehzahllinie verlagert sich zu einem Massenstrom von ca.  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,38$ . Für das Kennfeld lässt sich eine Linie besten Wirkungsgrads bilden. Die durch diese Linie beschriebenen Betriebspunkte weisen eine Massenstrom-Drehzahl-Kombination auf, die zu dem aerodynamischen Auslegungspunkt ähnlichen Geschwindigkeitsdreiecken führt, so dass die Profile weitestgehend inzidenzfrei angeströmt werden.

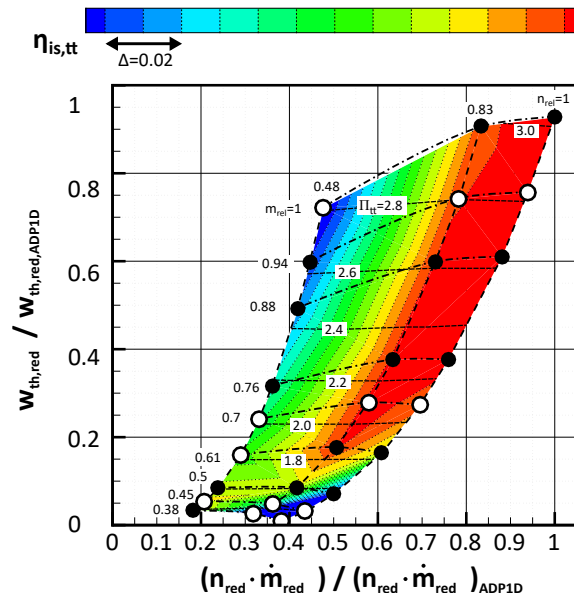


Abbildung 6.1: Turbinenkennfeld der Referenzbeschaufelung

In Abbildung 6.2a ist die normierte thermische Leistung und in 6.2b der isentrope thermische Wirkungsgrad der Turbine für die im Rahmen dieses Projekts gemessenen Betriebspunkte den Ergebnissen der 1D- und 2D-Rechnungen gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt insgesamt eine gute qualitative Übereinstimmung der Verläufe für Leistung und Wirkungsgrad. Quantitativ sagen beide Berechnungsverfahren für alle Betriebspunkte höhere Werte voraus. Dabei ist zu beobachten, dass die Differenzen zwischen Rechnungen und Messungen beim Wirkungsgrad um so größer ausfallen, je stärker die Spreizung zwischen Drehzahl- und Massenstromänderung ist und damit die Geschwindigkeitsdreiecke gegenüber dem Nennlastfall zunehmend unähnlicher werden. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass die Verlustkorrelationen für moderate Inzidenzwinkel eine gute Übereinstimmung mit den tatsächlich auftretenden Verlusten liefern, bei stärkerer Fehlanströmung diese jedoch unterschätzen. Die 2D-Rechnungen zeigen sowohl hinsichtlich der thermischen Leistung, als auch hinsichtlich des Wirkungsgrads

## 6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

eine bessere Übereinstimmung mit den Messdaten, wie es für ein Rechenverfahren mit höherem Detaillierungsgrad mit einer Strömungsberechnung auf 11 radialen Stromlinien zu erwarten ist.

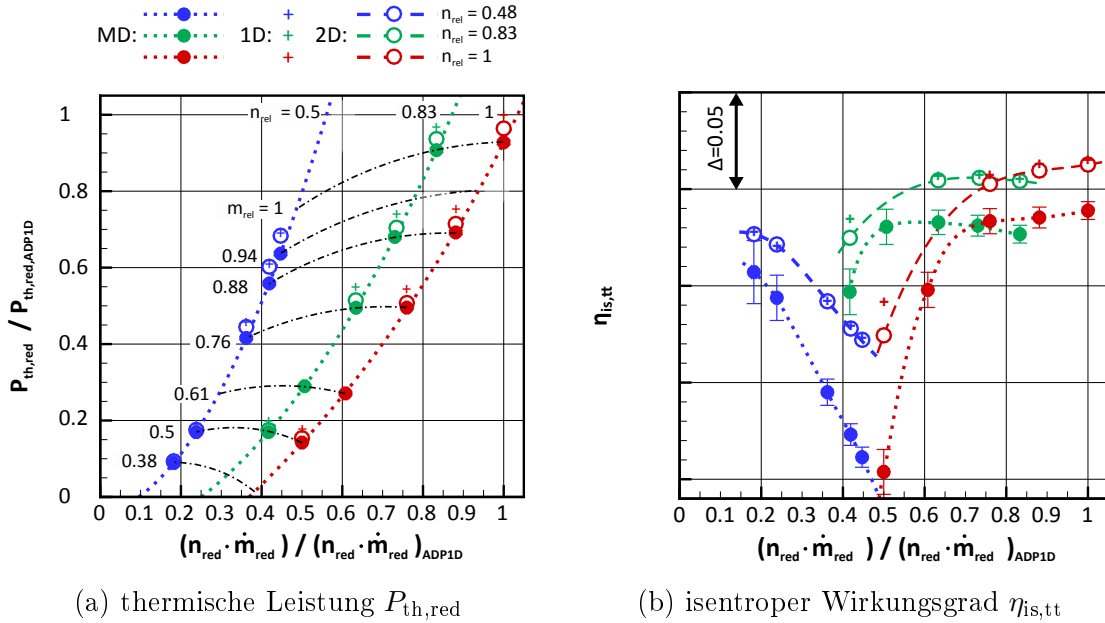


Abbildung 6.2: Kennfeld der Referenzbeschaufelung für verschiedene Betriebsdrehzahlen

### 6.1.2 Kennfeldbewertung der SWK-Konfiguration

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Referenzbeschaufelung E243 nun mit den Ergebnissen der seitenwandkonturierten Beschaufelung E2431 verglichen. In Abbildung 6.3 sind jeweils die normierte Leistung und der isentrope Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom normierten reduzierten Massenstrom für die Drehzahlreihen  $n_{rel} = 0,48$ ,  $n_{rel} = 0,76$  und  $n_{rel} = 1$  zur besseren Vergleichbarkeit getrennt aufgetragen. Zusätzlich zu den Messergebnissen (MD) sind die CFD-Ergebnisse für die berechneten Betriebspunkte (vgl. Tabelle 4.3) aufgetragen.

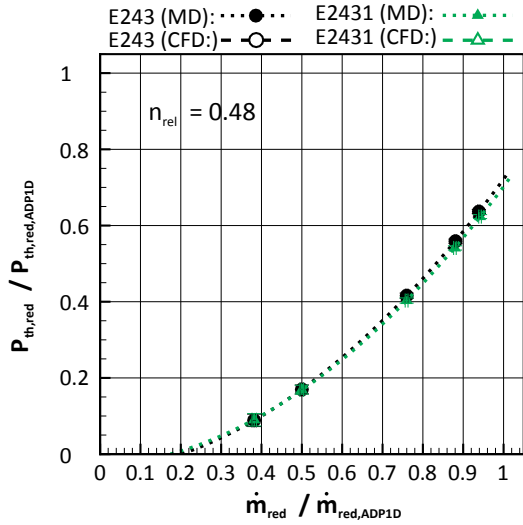
Die Referenzkonfiguration E243 zeigt bei allen Drehzahlreihen eine leicht höhere thermische Leistung als die seitenwandkonturierte Konfiguration E2431. Die Differenz nimmt mit zunehmendem Massenstrom leicht zu. Der Vergleich des gemessenen Wirkungsgrads zeigt für die Drehzahlreihe  $n_{rel} = 1$  am Auslegungspunkt eine geringfügige Steigerung des Wirkungsgrads um  $\Delta\eta_{is,tt} = +0,24\%$ . Die Wirkungsgradverbesserung nimmt mit zunehmender Teillast bei  $\dot{m}_{rel} = 0,88$  um  $\Delta\eta_{is,tt} = +0,06\%$  und bei  $(\dot{m}_{rel} = 0,76)$  um  $\Delta\eta_{is,tt} = +0,08\%$  ab. Bei weiterer Abnahme des Massenstroms auf  $\dot{m}_{rel} = 0,61$  kommt es für die SWK-Konfiguration zu einem um  $\Delta\eta_{is,tt} = -0,64\%$  niedrigeren Wirkungsgrad als bei der Referenz. Jedoch ist hierbei zu beachten, dass die Wirkungsgradverbesserung durch die SWK-Konfiguration für alle Messpunkte innerhalb der Messunsicherheit liegt. Bei einer Drehzahl von  $n_{rel} = 0,83$  verschiebt sich, wie in Abschnitt 6.1.1 für die Referenz

beschrieben auch bei der SWK-Konfiguration zu niedrigerem Massenstrom. Jedoch zeigen die Messergebnisse für  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,88$  eine Wirkungsgraddifferenz durch die SWK von  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} = -0,415\%$ . Bei den vier weiteren Messpunkten zeigt die SWK einen niedrigeren Wirkungsgrad. Qualitativ führt dies bei E2431 gegenüber E243 zu einer Verschiebung des Wirkungsgradmaximums zu einem höheren Massenstrom und einer stärkeren Abnahme bei sinkendem Massenstrom. Für die Drehzahllinie  $n_{\text{rel}} = 0,48$  liegt der Wirkungsgrad der SWK-Konfiguration bei einem Massenstrom von ca.  $\dot{m}_{\text{rel}} > 0,65$  unterhalb der Referenz. Bei ca.  $\dot{m}_{\text{rel}} < 0,65$  nimmt der gemessene Wirkungsgrad durch die Konturierung deutlich zu. Jedoch nimmt für diese Betriebspunkte auch die Messunsicherheit für den Wirkungsgrad aufgrund des geringen Temperaturgefälles über die Turbine zu. Die Ergebnisse der Strömungssimulationen für die Drehzahllinie  $n_{\text{rel}} = 1$  zeigen bei beiden Konfigurationen für die thermische Leistung eine gute qualitative Übereinstimmung mit den Messungen. Auch die CFD-Simulationen berechnen für die SWK-Konfiguration an allen Betriebspunkten eine, wenn auch sehr geringfügig niedrigere Leistung. Insgesamt liefert die CFD für beide Bewertungsgrößen jedoch größere Werte. Die berechnete thermische Leistung der Referenz liegt im Auslegungspunkt 9,79 % oberhalb des Messwerts. Bei weiterer Abnahme des Massenstroms steigt die Differenz auf 11,09 % ( $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,88$ ) bzw. 12,57 % ( $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,76$ ) an. Die Differenz für  $n_{\text{rel}} = 0,83$  und  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,88$  liegt mit 9,76 % in ähnlicher Größenordnung wie beim Auslegungspunkt. Die für Nenndrehzahl berechnete Wirkungsgradlinie der SWK-Konfiguration zeigt im Gegensatz zu den Messungen für alle Betriebspunkte einen niedrigeren Wirkungsgrad. Am Nennlastpunkt liefert die CFD eine Wirkungsgradabnahme von  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} = -0,24\%$ . Auch bei einer Drehzahl von  $n_{\text{rel}} = 0,83$  zeigt die Konfiguration E2431 einen um  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} = -0,46\%$  niedrigeren Wirkungsgrad als die Referenz E243.

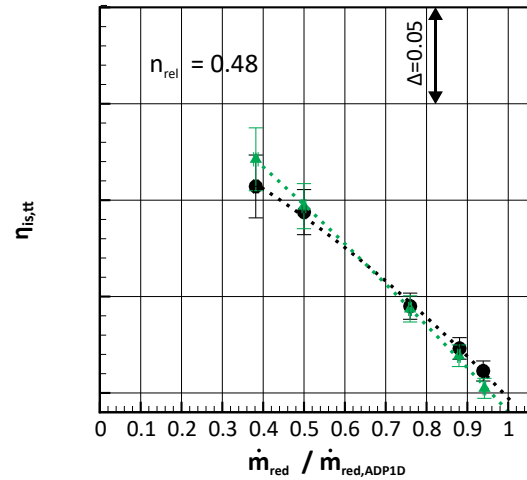
### 6.1.3 Reproduzierbarkeitsbetrachtung

Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, wird nach jedem Neu-Anfahren der Turbine zunächst der Teillastpunkt  $n_{\text{rel}} = 0,48$ ,  $m_{\text{rel}} = 0,5$  angefahren. Nach dem Aufheizen des Turbinengehäuses bis zum thermisch konstanten Zustand erfolgt an diesem Punkt eine Kennfeldmessung. Die Messung an diesem Punkt dient einerseits der Überprüfung der Messtechnik. Im Anschluss werden die für diesen Prüfstandslauf geplanten, individuellen Messungen durchgeführt. Darüber hinaus dient dieser im Folgenden auch als Repr-Punkt bezeichnete Betriebspunkt der Beurteilung der Reproduzierbarkeit der Kennfeldmessungen. Vor den für diese Arbeit relevanten Messkampagnen der Referenz-Konfiguration E243 und SWK-Konfiguration E2431 erfolgte die Vermessung der im Vorgängervorhaben untersuchten Konfiguration E339 mit der für dieses Projekt verbesserten Messtechnik. Die hinsichtlich des Schaufelpfads zur Referenz E243 identische Konfiguration E339 unterscheidet sich dadurch, dass die letzte Dichtspitze aller gehäuseseitigen Kamm-Nut-Labyrinth durch eine Bürstendichtung ersetzt war. Aus den Erfahrungen dieser Messkampagne wurden verschiedene Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der Reproduzierbarkeit abgeleitet. Dies war einerseits die Anpassung von Regelgrößen der vor der Kampagne mit Bürstendichtungen neu implementierten Betriebspunktregelung. Außerdem wurde das Turbinengehäuse am Anfang und Ende des Schaufelpfads auf zwei

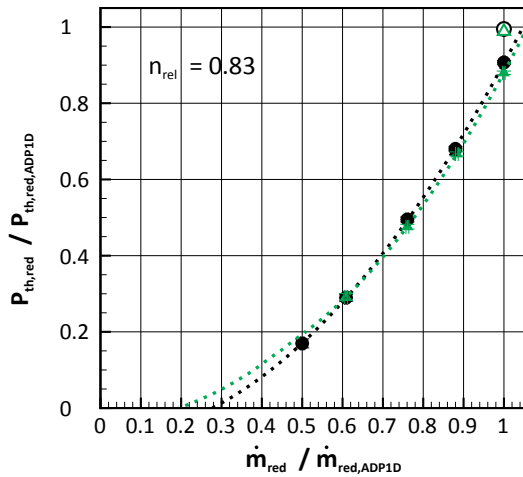
6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse



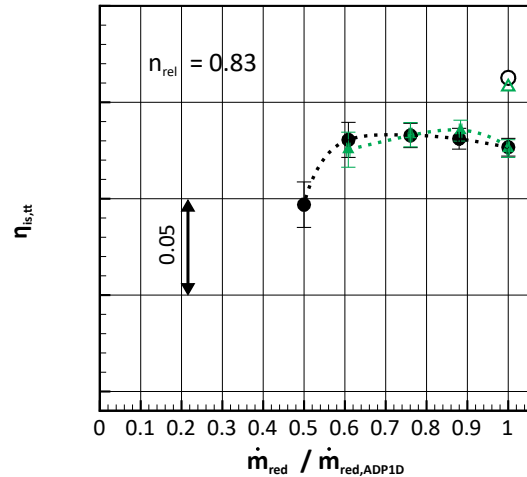
(a) normierte therm. Leistung,  $n_{rel} = 0,48$



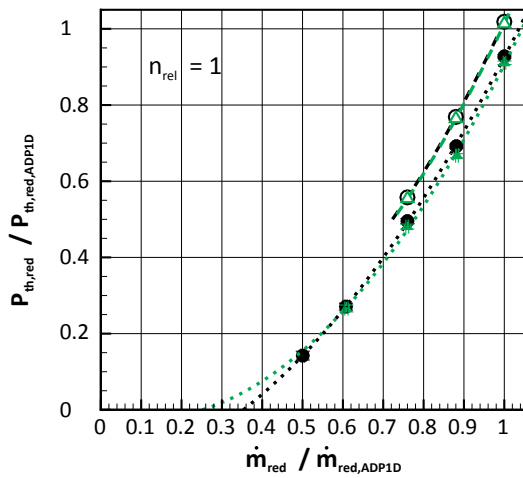
(b) isentroper Wirkungsgrad,  $n_{rel} = 0,48$



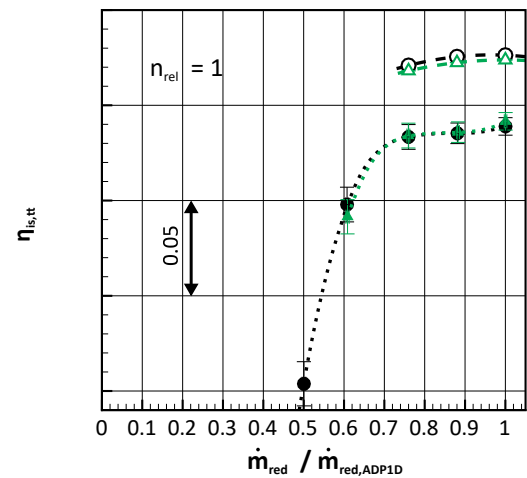
(c) normierte therm. Leistung,  $n_{rel} = 0,76$



(d) isentroper Wirkungsgrad,  $n_{rel} = 0,76$



(e) normierte therm. Leistung,  $n_{rel} = 1$



(f) isentroper Wirkungsgrad,  $n_{rel} = 1$

Abbildung 6.3: Kennfeldvergleich zwischen Referenz und SWK (Messungen und CFD)

verschiedenen Tiefen mit Thermoelementen instrumentiert, die eine bessere Beurteilung des thermischen Zustands ermöglichten und dadurch den Beginn der Messungen bei thermisch ausgeglichenem Zustand sicherstellten. Außerdem wurden die Daten von an die SWK-Untersuchung angeschlossenen Wiederholungsmessungen mit der Referenz herangezogen. Die statistische Auswertung erfolgt für alle Konfigurationen getrennt, so dass sich die Konfigurationsunterschiede nicht auf die Reproduzierbarkeit auswirken. Einige der hier berechneten statistischen Betrachtungsgrößen wurden bereits zur Berechnung der Messunsicherheiten in Abschnitt 4.3.5 eingesetzt. Auf diese wird im Folgenden verwiesen.

Dazu wird nach Erdmann (2011) für die Mess- bzw. daraus berechneten Bewertungsgrößen  $x_i$  aller Einzelmessungen  $j$  (hier Prüfstandläufe) der arithmetische Mittelwert  $\bar{x}_i$  als Schätzwert für den wahren Wert  $\mu$  gemäß Gl. (4.30) berechnet. Die empirische Standardabweichung der Einzelmessung nach Gl. (4.36) stellt ein Maß für die Streuung der Einzelmessungen um den Erwartungswert dar (DIN 1319-3). Die empirische Standardabweichung des Mittelwerts nach Gl. (4.35) ist ein Maß für die Unsicherheit des Mittelwerts gegenüber dem wahren Wert  $\mu$ . Wie in VDI 2048-1 beschrieben, wird für Abnahmemessungen meist nicht die Messunsicherheit in Form der Standardabweichung, sondern ein „Konfidenzintervall mit einer statistischen Sicherheit von  $p = 95\%$  angegeben“. Dieses berechnet sich bei Annahme einer T-Verteilung nach Student gemäß Oestreich und Romberg (2014) zu

$$K = \left[ \bar{x}_i - t_{0,95[n-1]} \cdot \frac{s_x}{\sqrt{n}}; \bar{x}_i + t_{0,95[n-1]} \cdot \frac{s_x}{\sqrt{n}} \right] \quad (6.4)$$

mit dem Studentfaktor (t-Quantil) nach VDI VDE 3511-1

$$t_{0,95[n-1]} = e \frac{0,242 + 0,498 \cdot (n-1)}{1 - 0,740 \cdot (n-1)} \quad (6.5)$$

Zunächst werden die über die Betriebspunktstabilisierung eingestellten Betriebsgrößen „reduzierte Drehzahl“ und „reduzierter Massenstrom“ betrachtet. Die in Abbildung 6.4 und 6.5 dargestellten Ergebnisse zeigen für die Messungen von Referenz und Seitenwandkontur gegenüber der Messkampagne mit Bürstendichtungen geringere Konfidenzintervalle. Dies zeigt, dass die eingangs beschriebenen Maßnahmen zu einer Reduzierung der Streuung der Messungen geführt haben. So kann das Konfidenzintervall für die reduzierte Drehzahl von  $\pm 0,48\%$  auf  $\pm 0,21\%$  mehr als halbiert werden. Zu Beginn der Messkampagne mit Seitenwandkontur liegt die eingestellte Drehzahl an drei Tagen außerhalb bzw. am Rand des Konfidenzintervalls. Dies ist ursächlich dafür, dass das Konfidenzintervall dieser Kampagne größer ausfällt als bei der Referenz und ist vermutlich auf Unaufmerksamkeit des Bedienpersonals zurückzuführen. Alle nachfolgenden Messpunkte der SWK-Kampagne sowie der Wiederholungsmessungen der Referenz liegen wieder im Konfidenzintervall der Referenzmesskampagne. Die in Abbildung 6.5 aufgetragenen Konfidenzintervalle des Massenstroms zeigen für die erste Kampagne mit Bürstendichtungen ein Vertrauensintervall von  $K = \pm 0,5\%$ . Auch hier zeigt sich für die nachfolgenden Kampagnen eine deutliche Reduzierung der Streuung auf  $K = \pm 0,27\%$  bei der Referenz bzw.  $K = \pm 0,29\%$  bei der SWK-Konfiguration.

6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

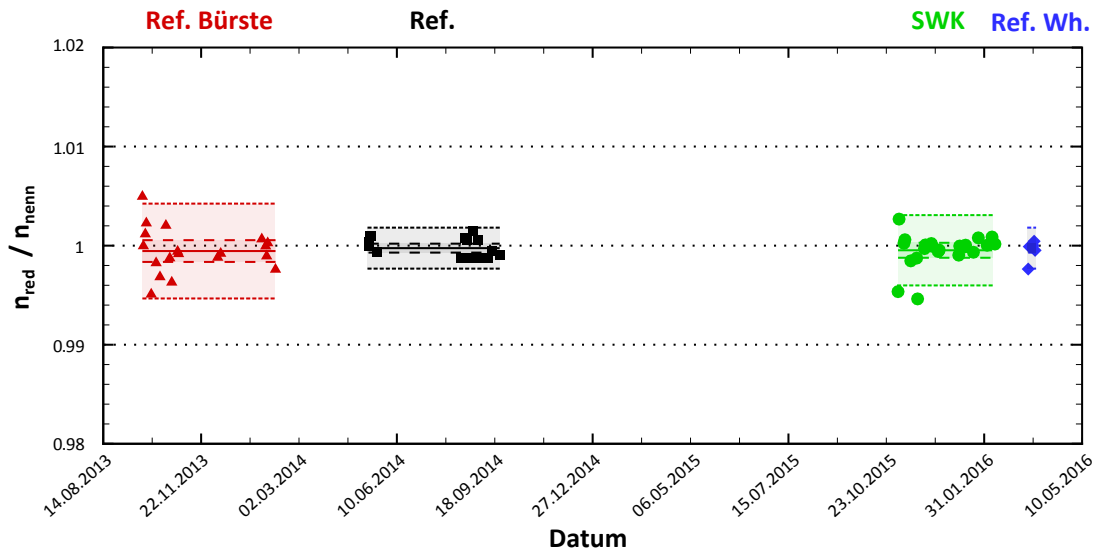


Abbildung 6.4: Reproduzierbarkeitsbetrachtung der reduzierten Drehzahl am Referenzpunkt über alle Messkampagnen

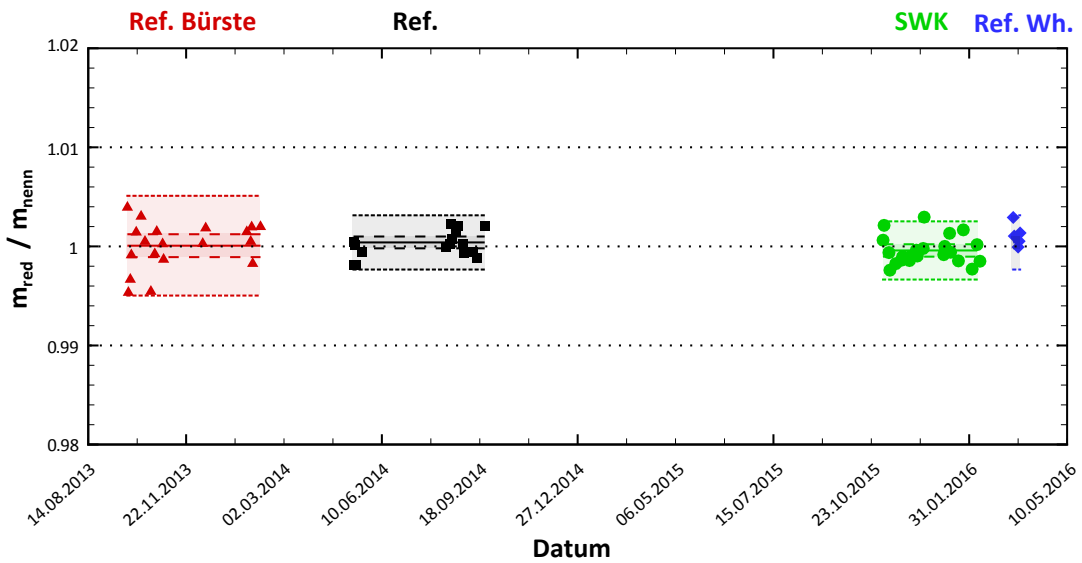


Abbildung 6.5: Reproduzierbarkeitsbetrachtung des reduzierten Massenstroms am Referenzpunkt über alle Messkampagnen

In Abbildung 6.6 ist das Druckverhältnis für die Referenzpunktmessungen dargestellt. Es zeigt als unmittelbare Folge der verbesserten Reproduzierbarkeit des eingestellten Massenstroms ebenfalls die Abnahme der Streuung von  $K = \pm 0,75\%$  auf ca.  $K = \pm 0,41\%$ . Das Konfidenzintervall der auf den Mittelwert bezogenen, reduzierten thermischen Leistung kann von der Bürstenkampagne zur Referenzmesskampagne von  $K = \pm 3,34\%$  auf  $K = \pm 2,77\%$  reduziert werden. Bei der SWK-Kampagne fällt die

## 6.1 Betrachtung des globalen Betriebsverhaltens

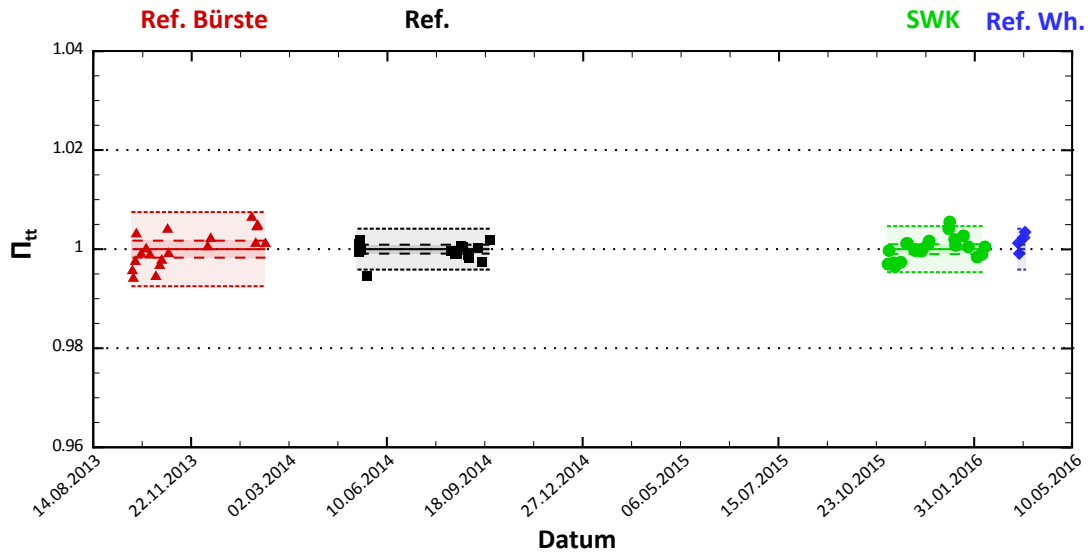


Abbildung 6.6: Reproduzierbarkeitsbetrachtung des Druckverhältnisses am Referenzpunkt über alle Messkampagnen

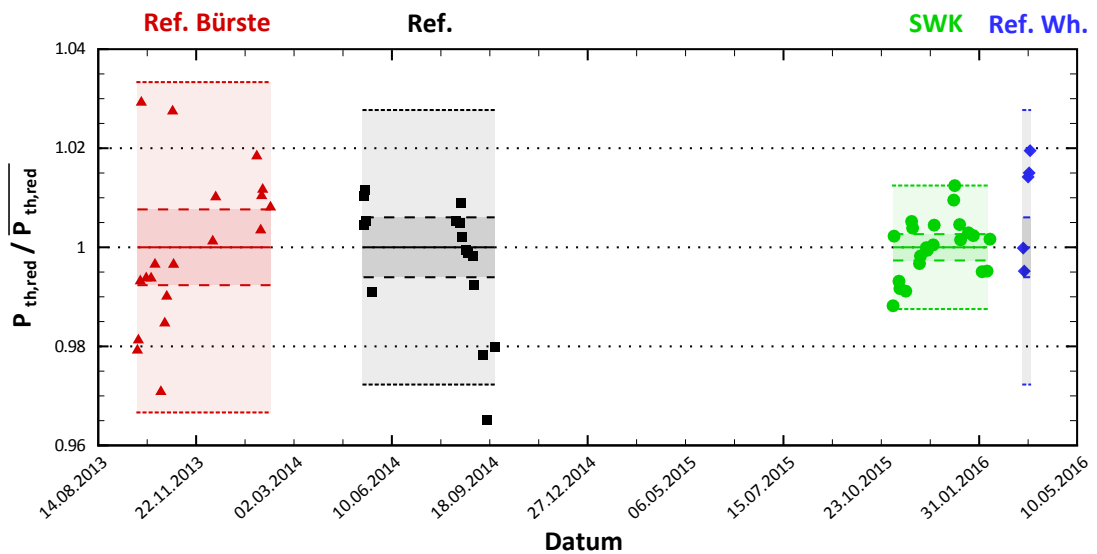


Abbildung 6.7: Reproduzierbarkeitsbetrachtung der thermischen Leistung am Referenzpunkt über alle Messkampagnen

Streubreite mit  $K = \pm 1,25\%$  nochmals deutlich geringer aus. Der in Abbildung 6.8 dargestellte isentrope Wirkungsgrad weist bei der Messkampagne mit Bürstendichtungen ein Konfidenzintervall von  $K = \pm 1,29\%$  auf. Dieses nimmt bei der Referenz leicht auf  $K = \pm 1,20\%$  ab. Die Messungen für die Seitenwandkontur zeigen mit  $K = \pm 0,89\%$  eine gegenüber den vorherigen Messungen nochmals reduzierte Streuung. Da es sich jedoch um einen Teillastpunkt mit relativ geringer Temperaturdifferenz über die Tur-

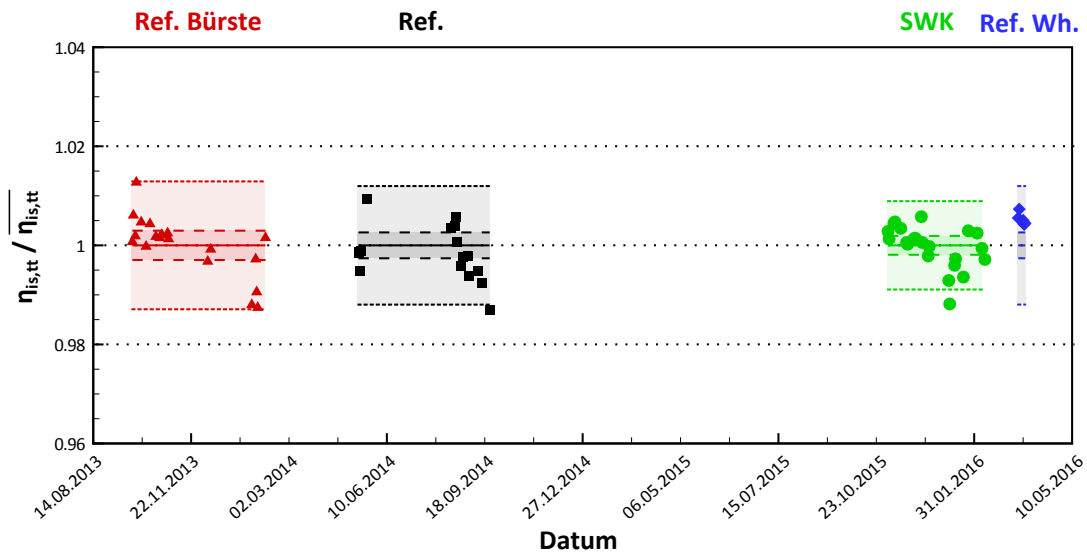


Abbildung 6.8: Reproduzierbarkeitsbetrachtung des isentropen Wirkungsgrads am Referenzpunkt über alle Messkampagnen

bine handelt, sind die Messunsicherheiten verhältnismäßig hoch. Insbesondere sind sie deutlich größer als bei der beim Nennlastpunkt deutlich größeren Temperaturdifferenz (vgl. Abschnitt 4.3.5). Daher sollte auch die Reproduzierbarkeit der Bewertungsgrößen für Betriebspunkte mit höherem Massenstrom und damit höherer Eintrittstemperatur besser sein.

### 6.1.4 Einfluss der Kammsondenausrichtung auf die Kenngrößen

Wie in Abschnitt 4.3.2 beschrieben, werden der Austrittsdruck und die Austrittstemperatur der Turbine über Kammsonden im Diffusor bestimmt. Die Sonden wurden im Rahmen dieser Arbeit verstellbar ausgeführt, so dass diese auch bei stark drallbehafte Turbinenabströmung so in der Abströmung ausgerichtet werden können, dass die Zuströmung der Sondenköpfe im zulässigen Bereich liegt. Eine zu starke Fehlanströmung würde zu falschen Messergebnissen führen. Im Folgenden soll daher überprüft werden, inwieweit die neu ausgelegten, verstellbaren Kammsonden tatsächlich zu einer Verbesserung der Kennfeldmessungen bei starker Teillast beitragen. Zum Nachweis des Einflusses der Kammsondenausrichtung erfolgten an drei verschiedenen Teillastpunkten Kennfeldmessungen, bei denen die Kammsonden jeweils schrittweise über ihren gesamten Verstellbereich verfahren wurden. Als Betriebspunkte wurden die Drehzahl-Massenstrom-Kombinationen  $n_{rel} = 1$ ,  $\dot{m}_{rel} = 0,88$ ,  $n_{rel} = 1$ ,  $\dot{m}_{rel} = 0,76$  und  $n_{rel} = 0,5$ ,  $\dot{m}_{rel} = 0,88$  gemessen. In Abbildung 6.9 sind die Ergebnisse dargestellt. Auf der Abszisse ist der Verstellwinkel der Kammsonde, auf der Ordinate die Bewertungsgrößen Totaldruck, Totaltemperatur und Totaldruckverhältnis, normiert auf den jeweiligen Wert bei ausgerichteten Kammsonden, dargestellt. Der Wirkungsgrad ist als Differenz zum gemessenen Wirkungsgrad bei Sonden ausrichtung aufgetragen. Die in der Farbe des Betriebspunktes



dargestellten drei vertikalen gestrichelten Linien geben die Winkelposition an, bei der die Kammsonde in Abströmrichtung ausgerichtet ist. Die in Betriebspunktfarbe kolorierten Bereiche geben den aus der Literatur bekannten Toleranzbereich von  $\pm 20^\circ$  für Kielköpfe für den jeweiligen Betriebspunkt um die ausgerichtete Kammsondenposition an. Da die Turbine nach 1D-Auslegungsrechnung mit  $\alpha_{72} = 90^\circ$  eine axiale Abströmung aufweist, würde dies der Einbauposition starrer Kammsonden entsprechen. Der normierte Austrittstotaldruck zeigt für die drei Betriebspunkte ein Plateau von knapp  $\pm 20^\circ$ . Dies entspricht dem aus der Literatur (Krause et al. 1972) bekannten Bereich, innerhalb dessen der Einfluss auf den mittels Kielköpfen gemessenen Druck sehr gering ist. Außerhalb dieses Bereichs ist ein steiler Abfall des Totaldrucks zu beobachten. Die Mittellage der Plateaus entspricht der Winkelposition, an der die Kammsonden am jeweiligen Betriebspunkt in Abströmrichtung ausgerichtet sind. Bei einem gegenüber dem Nennlastpunkt leicht abgesenkten Massenstrom ( $n_{\text{rel}} = 1$ ,  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,88$ ) liegt die Plateaumitte (Ausrichtung in Abströmrichtung) bei knapp  $\alpha_{\text{Kamm}} = 70^\circ$ . Ließen sich die Kammsonden nicht ausrichten ( $\alpha_{\text{Kamm}} = 90^\circ$ ), würde ein gegenüber dem tatsächlichen Totaldruck nur geringfügig niedrigerer Totaldruck gemessen. Bei gleicher Drehzahl und Massenstromabsenkung auf  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,76$  liegt eine stark drallbehaftete Abströmung von  $\alpha_{\text{Kamm}} = 49^\circ$  vor. Hier würde der gemessene Totaldruck bei Nichtausrichtung ca. 0,9 % zu niedrig bestimmt. Bei einem Betriebspunkt von  $n_{\text{rel}} = 0,48$  und  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,88$  ist die Abströmung der letzten Laufreihe mit  $\alpha_{\text{Kamm}} = 138^\circ$  ebenfalls stark drallbehaftet. Würden die Kammsonden nicht nachgeführt, würde der Totaldruck wie im zuvor erörterten Fall ca. 0,9 % zu niedrig gemessen. Der Einfluss auf die gemessene Austrittstemperatur fällt dagegen deutlich geringer aus, so dass hier die Messgenauigkeit bereits einen deutlichen Einfluss auf den bei der Kammsondenverstellung gemessenen Verlauf hat. Jedoch zeigt sich beim Verlassen des aus dem Druckverlauf ermittelten Plateau-Bereichs durch deutliche Zunahme der Messwertschwankungen auch hier ein negativer Einfluss einer Fehlausrichtung. Die Betrachtung der Kennfeldgrößen zeigt für  $n_{\text{rel}} = 1$  und  $\dot{m}_{\text{rel}} = 0,76$  ein gegenüber einer starren Ausrichtung in Maschinenachsenrichtung um 0,9 % zu hohes Druckverhältnis und für den Wirkungsgrad einen um ca.  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} = 0,45\%$  zu niedrig gemessenen Wirkungsgrad. Bei Betrachtung des Turbinenkennfelds wird ersichtlich, dass dies in etwa 25 % der Abweichung zwischen numerischen und experimentellen Ergebnissen entspricht und damit im Hinblick auf die Validierung der numerischen Berechnungen in einer erheblichen Größenordnung liegt. Auch unter Beachtung dessen, dass durch die Seitenwandkonturierung in den Vorstudien am Whittle Laboratory eine Verbesserung des Stufenwirkungsgrads um  $\Delta\eta_{\text{is,tt}} < 0,1\%$  erzielt wurde, ist der Einfluss der Kammsondenausrichtung auf die Wirkungsgradbestimmung von Relevanz. Zurückzuführen ist die relativ starke Differenz auf den Einfluss der Ausrichtung auf das gemessene Druckverhältnis, dass unmittelbar in den isentropen Wirkungsgrad eingeht. Aufgrund des geringen Einflusses auf die gemessene Austrittstemperatur zeigt sich dagegen auf die thermische Leistung kein signifikanter Einfluss. Daher wurde diese hier nicht dargestellt. Zusammengefasst zeigen diese Ergebnisse, dass die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, verstellbaren Kammsonden zur deutlichen Verbesserung der Messgenauigkeit bei der Bestimmung von Kennfeldgrößen für stark drallbehaftete Teillastpunkte beitragen. Die Lastenheftanforderung (vgl. Abbildung 4.5) zur Betriebsbereichserweiterung für die

## 6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

Austrittskammsonden wird durch die hier vorgestellten Messergebnisse nachgewiesen.

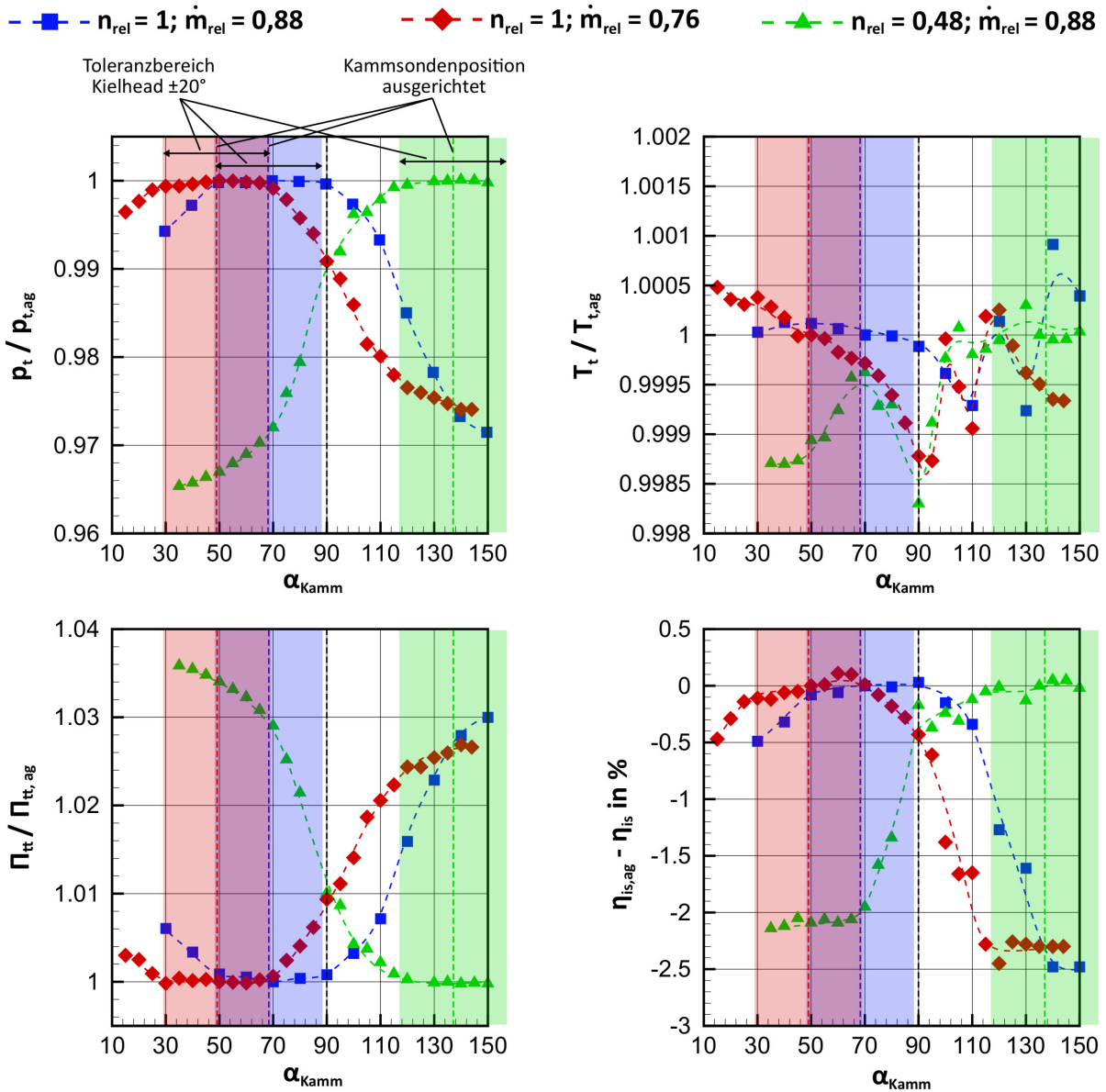


Abbildung 6.9: Einfluss der Kammsondenausrichtung auf die Bestimmung von Austrittsbedingungen und Kennfeldgrößen

## 6.2 Charakteristik der einzelnen Turbinenstufen

Dieser Abschnitt beschreibt die Änderung charakteristischer Größen und Kennzahlen im Stufenverlauf, wie sie durch das 1D-Mittenschnittverfahren und die CFD-Simulationen für die Referenz- und SWK-Konfiguration berechnet werden. Zusätzlich zum bereits aus der Kennfeldbetrachtung bekannten und nun für die Einzelstufen berechneten To-

## 6.2 Charakteristik der einzelnen Turbinenstufen

taldruckverhältnis, zur spezifischen Arbeit und zum isentropen Wirkungsgrad werden dimensionslose Kennzahlen, wie von Rick (2013) definiert, verwendet. Die Stufen-Enthalpie-Kenngröße wird als sogenannte Leistungszahl gemäß

$$\Psi_h = \frac{\Delta h_t}{u_2^2/2} = \frac{u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}}{u_2^2/2} \quad (6.6)$$

definiert. Die Lieferzahl als charakteristisches Maß für den Durchsatz wird bei Verwendung der Stufenaustrittsbedingungen gemäß

$$\Phi = \frac{c_{2ax}}{u_2} \quad (6.7)$$

berechnet.

In Abbildung 6.10 sind die Stufenverläufe für diese Betrachtungsgrößen für die 1D-Berechnung und CFD-Simulation der Referenzkonfiguration E243 sowie für die CFD-Lösung der SWK-Beschaufelung E2431 dargestellt. Die Betrachtung des Totaldruckverhältnisses  $\Pi_{tt}$  zeigt bei allen Varianten den gleichen qualitativen Verlauf. Die erste Stufe weist das geringste Totaldruckverhältnis auf. Dieses steigt nachfolgend bis zur vierten Stufe an, fällt in den Stufen 5 und 6 wieder etwas ab und steigt für die letzte Stufe stark auf den höchsten Wert. Das Mittenschnittverfahren berechnet für die Referenz E243 bis zur Stufe 5 ein geringeres Totaldruckverhältnis als die CFD. In Stufe 6 liegt es bei der 1D-Rechnung leicht und bei der letzten Stufe mit ca. 0,01 deutlicher oberhalb der CFD. Die Differenzen des Totaldruckverhältnisses der CFD-Berechnungen zwischen Referenz und SWK sind sehr gering, liegen jedoch für E243 bis zur 5. Stufe leicht oberhalb derjenigen von E2431.

Die Verläufe der von den einzelnen Stufen umgesetzten spezifischen Arbeit zeigen zwischen 1D-Berechnung und CFD insbesondere in den vorderen Stufen stärkere Unterschiede. Die CFD-Ergebnisse ergeben für die 1. Stufe eine gegenüber der 1D-Rechnung ca. 5,5% höhere Arbeit. In Stufe 2 kommt es bei der CFD zu einer starken, bei der 1D-Rechnung geringeren Abnahme der Arbeit, um in Stufe 3 wieder anzusteigen. In den nachfolgenden Stufen gleichen sich die Verläufe qualitativ an. Die quantitativen Unterschiede sind insbesondere in Stufe 7 jedoch in ähnlicher Größenordnung wie am Turbineneintritt. Für die SWK-Konfiguration E2431 zeigt sich in den Stufen 1-4 eine geringere technische Arbeit. In Stufe 5 ist diese gleich und in den Stufen 6 und 7 höher als bei der Referenz.

Der Wirkungsgradvergleich ist als Änderung gegenüber dem Wert der 1. Stufe der 1D-Rechnung dargestellt. Die Ergebnisse der 1D-Rechnung zeigen für die 2. Stufe den niedrigsten Wirkungsgrad. Nachfolgend nimmt dieser bis zur 7. Stufe um 2,41% zu. Der Vergleich mit der CFD-Simulation zeigt für die 1. Stufe einen um ca. 3,25% höheren Wirkungsgrad als bei der 1D-Berechnung. Bei den nachfolgenden Stufen ist die Differenz geringer, wobei die stromab gelegenen Stufen tendenziell bessere Wirkungsgrade aufweisen als die vorderen Stufen. Der niedrigste Wirkungsgrad tritt bei allen dargestellten Verläufen bei der 2. Stufe auf. Der CFD-Vergleich zwischen E243 und E2431 zeigt lediglich für die 7. Turbinenstufe eine Wirkungsgradverbesserung bei der SWK-Konfiguration. In Stufe 2 sind die Wirkungsgrade gleich und in allen anderen Stufen

## 6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

führt die SWK zu einer Verschlechterung. Der Vergleich der Leistungszahl zeigt für die drei dargestellten Fälle eine gute qualitative Übereinstimmung der Verläufe. Die Leistungszahl nimmt von der 1. zur 2. Stufe ab, steigt in Stufe 3 wieder leicht an, um bis zur Stufe 6 kontinuierlich abzufallen. Die 7. Stufe weist wieder eine gegenüber Stufe 6 leicht höhere Leistungszahl auf. Wie beim Druckverhältnis und der technischen Arbeit ergibt der Vergleich von 1D-Berechnung und CFD-Simulation der Referenz in den vorderen Stufen einen geringeren und in den beiden letzten Stufen einen höheren Energieumsatz. Bei der SWK-Konfiguration ist die Leistungszahl in den Stufen 1-5 niedriger, anschließend identisch bzw. geringfügig höher als bei der Referenz. Die Lieferzahl nimmt bei allen dargestellten Berechnungen von der 1. zur 6. Stufe beinahe linear zu, um in der 7. Stufe deutlich abzufallen. In allen Stufen weist die CFD-Rechnung für die Referenz höhere Werte auf als für die SWK.

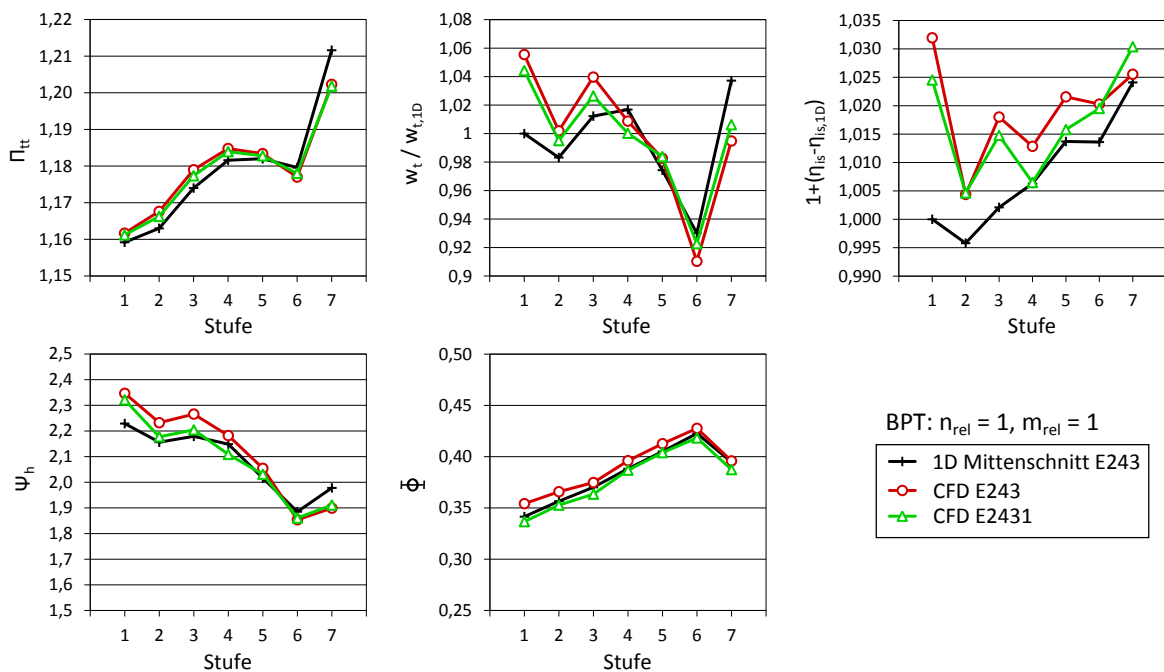


Abbildung 6.10: Charakteristische Stufenverläufe der 7-stufigen Versuchsturbine

### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

In diesem Abschnitt werden die 2D-Throughflow-, CFD- und Messergebnisse für die Referenzkonfiguration E243 den CFD- und Messergebnissen für die SWK-Konfiguration E2431 bei Nennlast gegenübergestellt. Hierbei steht die Beurteilung der Sekundärströmungen im Vordergrund. Grundlage der Betrachtungen ist die grundsätzliche Beurteilung der Sekundärströmungen für die Referenzbeschaufelung, sowie die Beurteilung der Übereinstimmung der Berechnungsergebnisse mit den Messungen. Darauf aufbauend

wird anhand der Ergebnisse für die SWK-Konfiguration der Einfluss der Seitenwandkontur bewertet. Die Betrachtung erfolgt an den in Abbildung 4.3 dargestellten Ebenen hinter den Schaufelreihen.

#### 6.3.1 Umfangsgemittelte Ergebnisse in den Messebenen

Dieser Abschnitt betrachtet Ergebnisse für den Nennlastbetriebspunkt  $n_{\text{rel}} = 1$ ,  $\dot{m}_{\text{rel}} = 1$ . Zur Beurteilung der innerhalb der Beschaukelung auftretenden Sekundärströmungen werden im Folgenden zunächst die in den Abbildungen 6.11 bis 6.14 dargestellten umfangsgemittelten radialen Abströmwinkelverteilungen der Leit- und Laufreihen diskutiert. Wie in Kapitel 2 beschrieben, lassen sich die Sekundärströmungsgebiete hierbei durch die von diesen hervorgerufene Mehr- und Minderumlenkung identifizieren. Zur Beurteilung der Sekundärströmungen der Leitbeschaukelung werden die Abströmwinkel im Absolutsystem (Abbildung 6.11) und zur Beurteilung derjenigen der Laufbeschaukelung die Abströmwinkel im Relativsystem (Abbildung 6.14) betrachtet. Zur Vereinfachung des Vergleichs zwischen Leit- und Laufreihen weisen die Diagramme dieser beiden Abbildungen einen identischen Winkelbereich von  $35^\circ$  auf. Die Beurteilung der Auswirkung der Mehr- und Minderumlenkung auf das nachfolgende Gitter erfolgt anhand der ins nachfolgende Bezugssystem umgerechneten Winkelverteilungen in Abbildung 6.12 und 6.13. Auch hierbei ist der Winkelbereich mit einem Wertebereich von  $140^\circ$  für beide Darstellungen identisch skaliert, auch wenn der Bereich aufgrund der hinter den Leitreihen auftretenden, starken radialen Änderung der Zuströmwinkel deutlich größer gewählt wurde. Der grau hinterlegte Diagrammbereich an Nabe und Gehäuse stellt, wie für die Ebene ME21 beispielhaft dargestellt, den Bereich dar, ab dem der Sondenkopf beginnt den Schaufelpfad zu verlassen und in die Kavität einzutauchen.

#### Leitreihen

Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, liegen bei den Leitreihen nur für die Stufen 5-7 umfangsgemittelte Messdaten vor. Daher werden zunächst die Ergebnisse der CFD beschrieben und anschließend die Messdaten diskutiert. Wie in Abbildung 6.11, ME11 dargestellt, weist die axial angeströmte 1. Leitreihe im Vergleich zu den anderen Leitreihen insbesondere am Gehäuse eine relativ geringe Mehr- und Minderumlenkung von wenigen Grad auf. Dies lässt auf einen relativ schwach ausgeprägten gehäuseseitigen Kanalwirbel schließen. Die nabennahe Mehr- und Minderumlenkung ist mit einer Differenz zwischen Maximum und Minimum von ca.  $10^\circ$  etwas schwächer, als hinter LE 2 ausgeprägt. Auffällig ist der große, von Sekundärströmungen unbeeinflusste Bereich zwischen ca. 20% und 85% relativer Kanalhöhe, wie er erst wieder hinter der eine deutlich größere absolute Schaufelhöhe aufweisenden LE 7 zu beobachten ist. Die hieraus abzuleitenden, im Vergleich zu den nachfolgenden Leitreihen relativ schwachen Sekundärströmungen korrespondieren mit einer sehr geringen Änderung der Umlenkung in radialer Richtung und dem höchsten Stufenwirkungsgrad der Turbine (Abbildung 6.17). Dagegen weisen die Sekundärströmungen hinter LE 2 auch gehäuseseitig starke Sekundärströmungen auf. Mit stromab zunehmender Schaufelhöhe erstrecken sich die Minima bzw. Maxima der

Mehr- und Minderumlenkung insbesondere am Gehäuse auf eine zunehmend geringere relative Kanalhöhe. Der von Sekundärströmungen unbeeinflusste Kanalbereich nimmt zu. Dies korrespondiert wiederum mit einem von der zweiten Stufe stromab tendenziell, jedoch nicht kontinuierlich zunehmenden Stufenwirkungsgrad (vgl. Abbildung 6.17). Der nach Stufe 2 zweitniedrigste Wirkungsgrad ist für Stufe 4 zu beobachten, bei der die Abströmwinkelverteilung der Leitreihe auf vergleichsweise starke gehäuseseitige Sekundärströmungen schließen lässt.

Die mittels 2D-Throughflow-Löser berechnete radiale Verteilung der absoluten Abströmwinkel von E243 zeigt für alle Leitreihen eine ähnlich gute Übereinstimmung mit der CFD und stellt in allen Ebenen eine Ausgleichsgerade durch die CFD-Daten dar. In der Kanalmitte sind die Abströmwinkel bei allen 2D-Rechnungen  $0,95^\circ - 2,2^\circ$  größer, als bei der CFD.

Die Betrachtung des Einflusses der SWK auf Grundlage der CFD-Ergebnisse zeigt für alle Messebenen im nicht von Sekundärströmungen beeinflussten Bereich nahezu deckungsgleiche radiale Verläufe. In ME11 tritt gehäuseseitig ab ca.  $h_{\text{rel}} = 0,6$  eine leichte Abnahme der Umlenkung und im unmittelbaren Seitenwandbereich eine leichte Homogenisierung des Absolutwinkels auf. An der Nabe nimmt die Minderumlenkung geringfügig um ca.  $0,5^\circ$  ab. Die Mehrumlenkung nimmt um ca.  $1^\circ$  ab und verschiebt sich radial leicht zur Kanalmitte, so dass deren radiale Erstreckung leicht zunimmt. Hinter der 2. Leitreihe in ME21 nimmt die Mehrumlenkung am Gehäuse im Bereich  $h_{\text{rel}} = 0,925 - 1$  um  $1,7^\circ$  zu. Im Bereich von  $h_{\text{rel}} = 0,77 - 0,925$  nimmt die Mehrumlenkung dagegen um maximal  $2^\circ$  ab und die Minderumlenkung bei  $h_{\text{rel}} = 0,725$  um maximal  $0,8^\circ$  ab. Letzteres deutet auf einen schwächeren Kanalwirbel bei der SWK-Konfiguration hin. Auch an der Nabe nimmt die Mehrumlenkung deutlich um  $2,5^\circ$  ab, erstreckt sich allerdings radial geringfügig höher. Die Minderumlenkung nimmt um  $0,3^\circ$  zu und verlagert sich ebenfalls leicht radial zur Kanalmitte. Auffällig ist ein zweites Gebiet, in dem bei der SWK-Konfiguration eine Zunahme der Umlenkung im Bereich  $h_{\text{rel}} = 0,18 - 0,33$  auftritt. Hinter der Leitreihe 3 verlagert sich die gehäuseseitige Mehrumlenkung bei unverändertem Maximum um  $\Delta h_{\text{rel}} = 0,05$  zur Kanalmitte. Die gehäuseseitige Minderumlenkung nimmt an gleicher radialer Position um  $1^\circ$  zu. Auch an der Nabe von LE3 nimmt die Minderumlenkung bei der SWK-Konfiguration um  $1^\circ$  zu und verlagert sich radial geringfügig zur Kanalmitte. Die Mehrumlenkung erstreckt sich ebenso weiter zur Kanalmitte. In den nachfolgenden Leitreihen kommt es gehäuseseitig in allen Messebenen zu einer Zunahme der Mehr- und Minderumlenkung. In den Ebenen ME41, ME51 und ME71 verlagern sich die zugehörigen Minima und Maxima radial Richtung Kanalmitte. In ME61 ist dagegen bei der SWK-Konfiguration E2431 eine gehäusenähere Minderumlenkung zu beobachten. Nabenseitig tritt auch in den Ebenen ME41 bis ME61 durch die SWK eine Abnahme der Mehrumlenkung auf. Das Maximum der nabenseitigen Minderumlenkung bleibt den Ebenen ME41-ME61 gegenüber der Referenz nahezu konstant, verlagert sich bei ME51 jedoch zur Kanalmitte. In ME71 zeigt sich unmittelbar an der Nabe eine starke Zunahme der Mehrumlenkung um  $7^\circ$ . Die Minderumlenkung nimmt um  $1^\circ$  ab und verlagert sich zur Kanalmitte.

Im Folgenden werden diese Ergebnisse den Messdaten gegenüber gestellt. Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, erfolgte eine Traversierung in Umfangsrichtung, die die Ermitt-

### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

lung umgangsgemittelter Größen für die Leitreihen ermöglicht, ausschließlich in den Messebenen ME51, ME61 und ME71. Der Abströmwinkel der Referenz E243 in Ebene ME51 weicht bei  $h_{\text{rel}} = 0,5$  um  $-1^\circ$  von der CFD ab. Zu den Seitenwänden hin nimmt diese Abweichung deutlich zu. Zwar zeigen auch die Messdaten an der Nabe eine Minderumlenkung, allerdings ist diese maximal  $5,4^\circ$  geringer. Am Gehäuse tritt ab ca.  $h_{\text{rel}} = 0,85$  eine starke Zunahme des Abströmwinkels auf, die nicht durch Sekundärströmungen erklärt werden kann.

Die Messergebnisse der SWK-Konfiguration zeigen dagegen eine deutlich bessere Übereinstimmung mit der CFD. In der Kanalmitte ist die Abweichung innerhalb der Messunsicherheit. An der Nabe tritt auch bei den Messergebnissen der SWK eine gegenüber der CFD geringere Minderumlenkung auf. Jedoch ist die Abweichung von  $2^\circ$  deutlich geringer, als bei der Referenz. Am Gehäuse ist die Mehrumlenkung der SWK-Messung etwas, die Minderumlenkung deutlich schwächer ausgeprägt als bei der CFD. Unmittelbar am Gehäuse zeigen die Messungen geringere Abströmwinkel. Da die Sonde in diesem Bereich jedoch bereits beginnt den Schaufelpfad in die Kavität zu verlassen, ist dies auf Sonden-Gehäuse-Interaktion zurückzuführen. In ME61 weichen gemessener und CFD-berechneter Abströmwinkel von E243 in der Kanalmitte um  $-1,9^\circ$  voneinander ab. An der Nabe zeigt sich bis zu einer Höhe von  $h_{\text{rel}} = 0,35$  eine relativ gute qualitative Übereinstimmung von Messung und CFD. Das Gebiet der Minderumlenkung erstreckt sich jedoch bei den Messungen über eine um  $\Delta h_{\text{rel}} = 0,1$  größere radiale Höhe. Unter Beachtung dessen, dass das gemessene Abströmwinkelprofil insgesamt zu kleineren Winkeln verschoben ist, ist der Betrag des Minderumlenkungsmaximums ungefähr gleich groß. Mit von dort aus zunehmender radialer Position nimmt die Differenz von Messung und CFD jedoch zu. Am Gehäuse sind die Gebiete der Mehr- und Minderumlenkung schwächer ausgeprägt als bei der CFD. Die bei der CFD berechnete starke Zunahme des Abströmwinkels unmittelbar an der Gehäusewand tritt im ausgegrauten Bereich ein, in dem die Sondenmessungen durch den teilweise schon außerhalb des Schaufelpfads stehenden Sondenkopf verfälschte Daten liefern. Die Sondenmessungen für die SWK stimmen in der Kanalmitte im Bereich  $h_{\text{rel}} = 0,38 - 0,63$  innerhalb der Messunsicherheit mit der CFD überein. An der Nabe zeigen die Messungen jedoch ein, wie bei ME21 - ME 51 durch die CFD berechnetes und in ME51 für beide Konfigurationen gemessenes, zweites Mehrumlenkungsgebiet mit lokalem Minimum bei  $h_{\text{rel}} = 0,28$ . Dies tritt bei der CFD in dieser Ebene nicht auf. Die Minderumlenkung bei  $h_{\text{rel}} = 0,1$  ist bei E2431, wie auch bei E243 gegenüber der CFD schwächer. Der Vergleich zwischen E243 und E2431 zeigt für die SWK-Konfiguration eine um  $1^\circ$  geringere Minderumlenkung. Auch die Messergebnisse in ME71 zeigen für die radiale Abströmwinkelverteilung der Referenz eine Verschiebung zu geringeren Winkeln und damit eine stärkere Umlenkung. Die nabenseitige gemessene Minderumlenkung weist ein schwächeres Minimum auf und reicht radial weiter zur Kanalmitte. Am Gehäuse zeigen die Messungen eine sehr schwache Minderumlenkung. Die Mehrumlenkung ist bei den Messdaten nicht zu beobachten, würde aber nach CFD im Bereich der Sonden-Gehäuse-Interaktion liegen. Die SWK-Messungen stimmen insgesamt wie in den anderen Ebenen auch, besser mit der CFD überein. In der Kanalmitte sind CFD und Messung nahezu deckungsgleich. Die Minderumlenkung an der Nabe ist jedoch für den gemessenen Bereich wie bei den Messdaten

der Referenz geringer ausgeprägt. Insgesamt ist bei allen Leitreihen zu beobachten, dass die berechneten Sekundärströmungen im Gehäusebereich stärker als bei den Messungen ausgeprägt sind. Dabei sind die Verläufe der Referenz in allen Ebenen zu geringeren Abströmwinkeln verschoben und weisen daher insgesamt eine größere Umlenkung auf.

### Laufreihen

Die Beurteilung der in den Laufreihen entstehenden Sekundärströmungen erfolgt anhand der radialen Verteilung des relativen Abströmwinkels  $\beta$ . In Übereinstimmung mit der Ergebnisbeschreibung für die Leitreihen werden zunächst die CFD-Ergebnisse der Referenz diskutiert. Hierbei ist zu beobachten, dass die Gebiete der Mehr- und Minderumlenkung im Gegensatz zu den Leitreihen nicht im Gehäuse-, sondern im Nabenbereich stärker ausgeprägt sind. In ME12 ist dabei an der Nabe für alle Messebenen die größte Differenz von  $\Delta\beta = 18^\circ$  zwischen Mehr- und Minderumlenkung zu beobachten. Das Sekundärströmungsgebiet erstreckt sich dabei radial bis zu einer relativen Kanalhöhe von  $h_{\text{rel}} = 0,38$ . In den nachfolgenden Laufreihen nimmt die Stärke der Mehr- und Minderumlenkung sukzessive ab. Dabei kommt es jedoch zu einem Wechsel im Anteil der radialen Ausdehnung der beiden Bereiche. In ME12 befindet sich das Maximum der Mehrumlenkung bei einer relativen Kanalhöhe von  $h_{\text{rel}} = 0,18$ . In ME22 bleibt diese radiale Position unverändert und nimmt in den nachfolgenden Laufreihen bis zur ME72 auf ca.  $h_{\text{rel}} = 0,08$  ab. Das Minimum der Minderumlenkung in ME22 verschiebt sich gegenüber ME12 geringfügig zur Kanalmitte, um hinter den nachfolgenden Laufreihen bis in ME72 bei  $h_{\text{rel}} = 0,14$  eine zunehmend wandnähere Position einzunehmen. Am Gehäuse reicht das Sekundärströmungsgebiet in ME12 bis ca.  $h_{\text{rel}} = 0,78$  zur Kanalmitte und weist damit ungefähr die halbe radiale Erstreckung wie an der Nabe auf. Die radiale Ausdehnung nimmt stromab wesentlich geringer ab, als dies nabenseitig zu beobachten ist. Die gehäuseseitigen Sekundärströmungen sind dabei in der ME22 am stärksten ausgeprägt. Auffällig ist das Auftreten eines weiteren, nicht durch den Kanalwirbel zu erklärenden Minderumlenkungsgebiets am Gehäuse. Dieses tritt in deutlich schwächerer Ausprägung auch in ME72 auf. In allen anderen Ebenen nimmt die Mehrumlenkung bis zum gehäuseseitigen Schaufelpfadrand zu. Die gegenüber allen anderen Laufreihen stärksten Sekundärströmungen in ME22 stützen damit die bereits bei der Beschreibung der Leitreihen angeführte Vermutung, dass der gegenüber allen anderen Stufen schlechteste Wirkungsgrad (Abbildung 6.17) von Stufe 2 auf die in dieser stark ausgeprägten Sekundärströmungen zurückzuführen ist. Dagegen ist der gegenüber Stufe 3 geringere Wirkungsgrad von Stufe 4 vermutlich ausschließlich auf die weiter zur Kanalmitte reichenden, gehäuseseitigen Sekundärströmungen der Leitreihe von Stufe 4 zurückzuführen, da diese in LA4 gegenüber LA3 leicht abnehmen.

Die mittels 2D-Throughflow-Löser berechneten radialen Verteilungen der relativen Abströmwinkel von E243 zeigen in den ersten beiden Laufreihen bei  $h_{\text{rel}} = 0,5$  nahezu übereinstimmende Abströmwinkel. Weiter stromab nimmt die Differenz leicht zu und beträgt in ME72 ca.  $0,5^\circ$ , wobei die 2D-Ergebnisse eine geringere Umlenkung berechnen. Insgesamt stimmen die 2D-Berechnungen damit, wie schon bei den Leitreihen relativ gut mit einer Ausgleichsgerade durch die CFD-Daten überein.



### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

Die CFD-Ergebnisse der SWK zeigen in ME12 an der Nabe eine deutliche Zunahme der Differenz zwischen Mehr- und Minderumlenkung, verbunden mit einer größeren radialen Erstreckung. Dies ist auch in den Ebenen ME22 und ME32, wenn auch etwas schwächer, zu beobachten und ist auf einen stärkeren Kanalwirbel bei der SWK-Konfiguration zurückzuführen (vgl. Abschnitt 7.1). In ME42 bewirkt die SWK an der Nabe dagegen eine Abnahme der Mehrumlenkung um  $1,2^\circ$ . In ME52 nehmen die Abströmwinkel unmittelbar an der Seitenwand um ca.  $1^\circ$  zu und das lokale Minimum der Minderumlenkung in ähnlicher Größenordnung ab. Hinter LE 6 scheint die SWK kaum einen Einfluss auf die Abströmwinkel zu haben, wogegen hinter LE7 die Mehrumlenkung um ca.  $0,8^\circ$  abnimmt, sich das Maximum jedoch radial leicht zur Kanalmitte verlagert. Die Minderumlenkung nimmt dagegen im Minimum durch die Abnahme des relativen Abströmwinkels um  $1,5^\circ$  zu. Gehäuseseitig zeigen die CFD-Ergebnisse in den Ebenen ME12 - ME32 eine Zunahme der radialen Inhomogenität der Abströmwinkel. In den Ebenen ME42 - ME62 nimmt die Mehrumlenkung dagegen ab und in ME72 wiederum zu.

Die Messergebnisse zeigen wie die 2D-Rechnungen im von Sekundärströmungen unbeeinflussten Bereich geringere relative Abströmwinkel als die CFD. In ME12 deuten die gemessenen Abströmwinkel für die Referenz E243 auf eine deutlich größere radiale Erstreckung der nabenseitigen Sekundärströmungsgebiete hin. Maximum und Minimum der Mehr- bzw. Minderumlenkung sind schwächer als bei den CFD-Ergebnissen. Dies ist auch bei der SWK-Konfiguration zu beobachten. Die SWK-Konfiguration zeigt auch bei den Messungen ein gegenüber der Referenz radial größeres Gebiet der Mehrumlenkung. Gehäuseseitig stimmen die Verläufe von Referenz und SWK qualitativ gut mit der CFD überein. So tritt bei der SWK-Konfiguration ein ausgeprägteres zur Wand abgegrenztes Mehrumlenkungsgebiet auf als bei der Referenz, bei der die Mehrumlenkung bis zum Rand des Schaufelpfads kontinuierlich zunimmt. In den Ebenen ME22 und ME32 zeigen die Messdaten an der Nabe für die SWK eine stärkere Minderumlenkung als für die Referenz. Auch wenn diese bei der CFD schwächer ausgeprägt ist, stimmt dies tendenziell mit der CFD überein. Am Gehäuse zeigen die Messdaten in ME 22 für beide Konfigurationen eine Zunahme der Mehrumlenkung bis zum Schaufelpfadrand. Bei der SWK-Konfiguration reicht dieses Gebiet etwas stärker zur Kanalmitte. In ME32 verlaufen die Abströmwinkel bis zum Seitenwandbereich vergleichsweise homogen. In ME52 tritt bei den Messdaten der Referenz in der Kanalmitte ein Bereich mit abnehmenden Abströmwinkeln auf. Dies kann nicht auf Sekundärströmungen zurückgeführt werden. Möglich wäre eine beschädigte Hinterkante, die eine verminderte Umlenkung zur Folge hätte. Die radiale Erstreckung der nabenseitigen Minderumlenkung stimmt für beide Konfigurationen gut mit der CFD überein. Wie bei der CFD zeigen auch die Messergebnisse für ME62 in der Kanalmitte nahezu identische Abströmwinkel der beiden Konfigurationen. Im Vergleich zur CFD zeigen diese, unter Beachtung der insgesamt zu niedrigerem Abströmwinkel verschobenen Messungen, auch quantitativ gut übereinstimmende Minima. Jedoch tritt das Minimum der Referenz um ca.  $0,05$  zur Kanalmitte verschoben auf. Am Gehäuse zeigen die Messungen für die Referenz eine stärkere und ebenfalls weiter zur Kanalmitte reichende Minderumlenkung als für die SWK. Hinter der 7. Laufreihe ist für die SWK-Konfiguration, auch im Vergleich zur CFD, eine deutlich stärkere nabenseitige Minderumlenkung zu beobachten. Gehäuseseitig werden nur sehr

## 6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

geringe Unterschiede gemessen.

Insgesamt zeigt sich, dass die nabenseitigen Sekundärströmungen bei den Laufreihen deutlich stärker ausgeprägt sind als gehäuseseitig. Darüber hinaus zeigen sowohl die CFD als auch die Messungen, dass durch die SWK-Konfiguration insbesondere in den von starken Sekundärströmungen geprägten vorderen Laufreihen diese verstärkt werden. Außerdem treten diese an der Nabe der 7. Laufreihe der SWK stärker als bei der Referenzkonfiguration auf. Da diese im Vergleich zur Referenz nicht nur eine SWK, sondern auch eine erhöhte Schaufelteilung aufweist, werden im Folgenden Abschnitt 6.3.3 die CFD-Ergebnisse der SWK-Konfiguration mit und ohne erhöhte Schaufelteilung gegenübergestellt.

### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

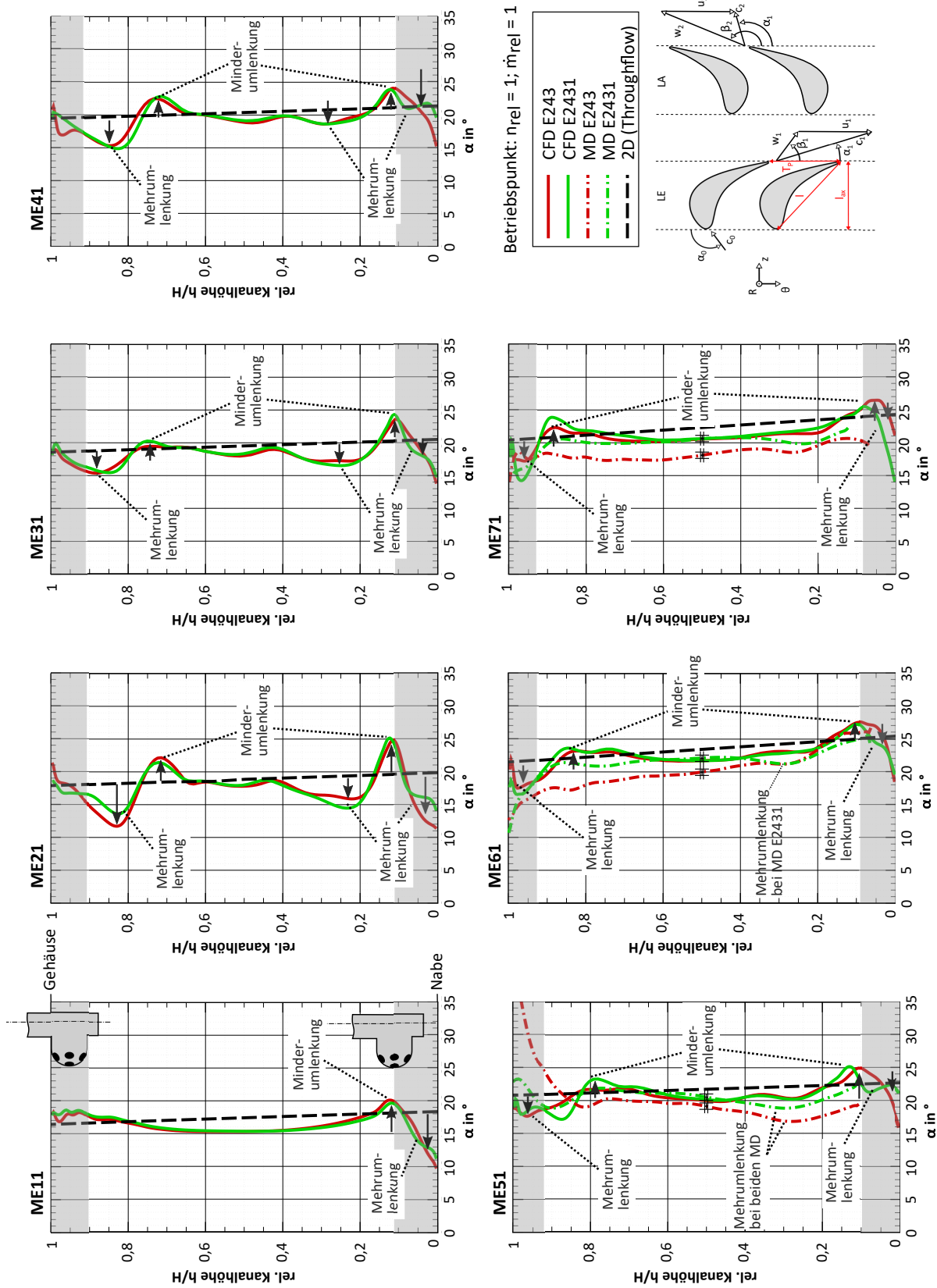


Abbildung 6.11: Absolute Abströmwinkel  $\alpha$  der Leitriegen

6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

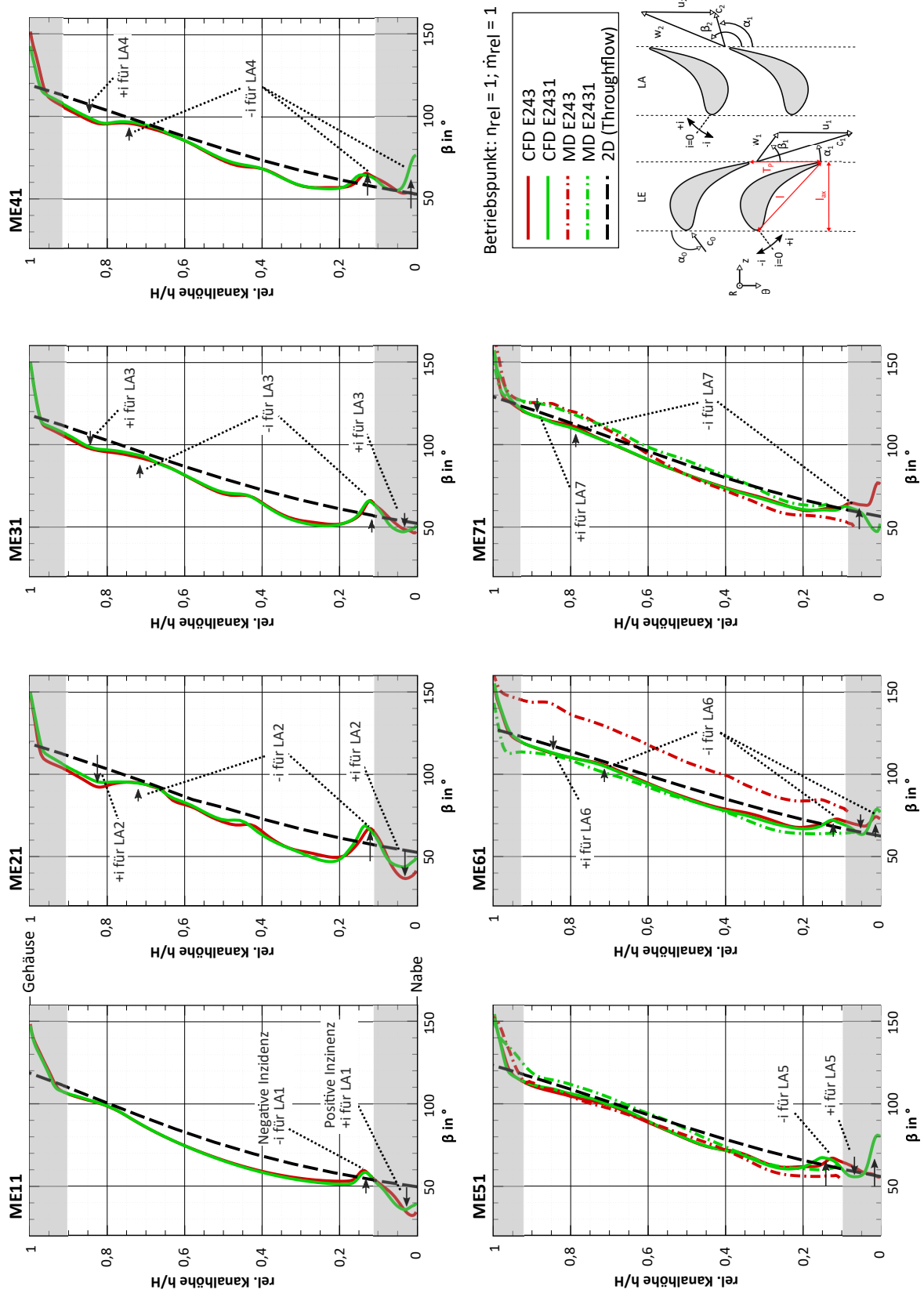


Abbildung 6.12: Relative Abströmwinkel  $\beta$  der Leitreiben

### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

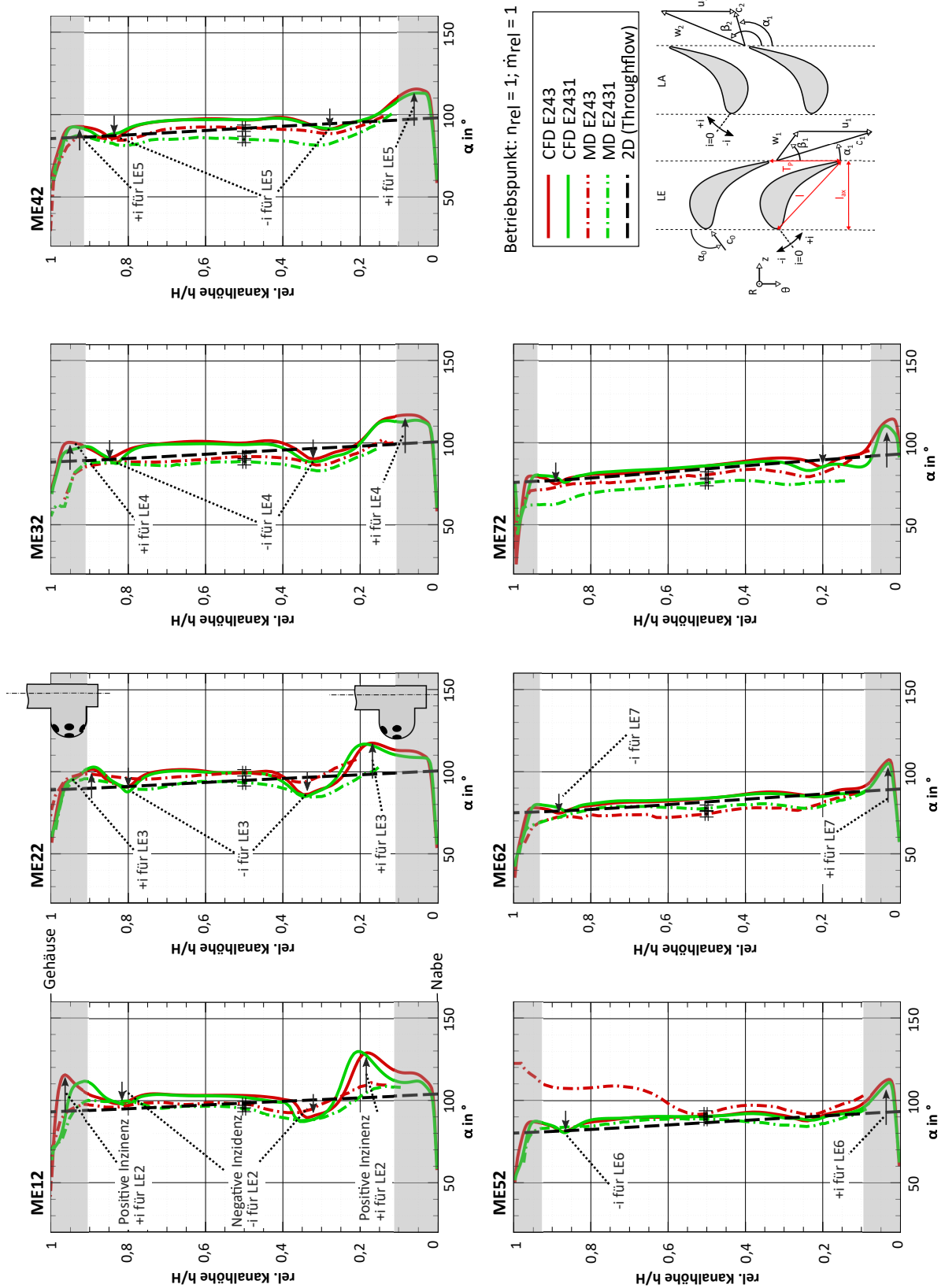


Abbildung 6.13: Absolute Abströmwinkel  $\alpha$  der Laufreihen

6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

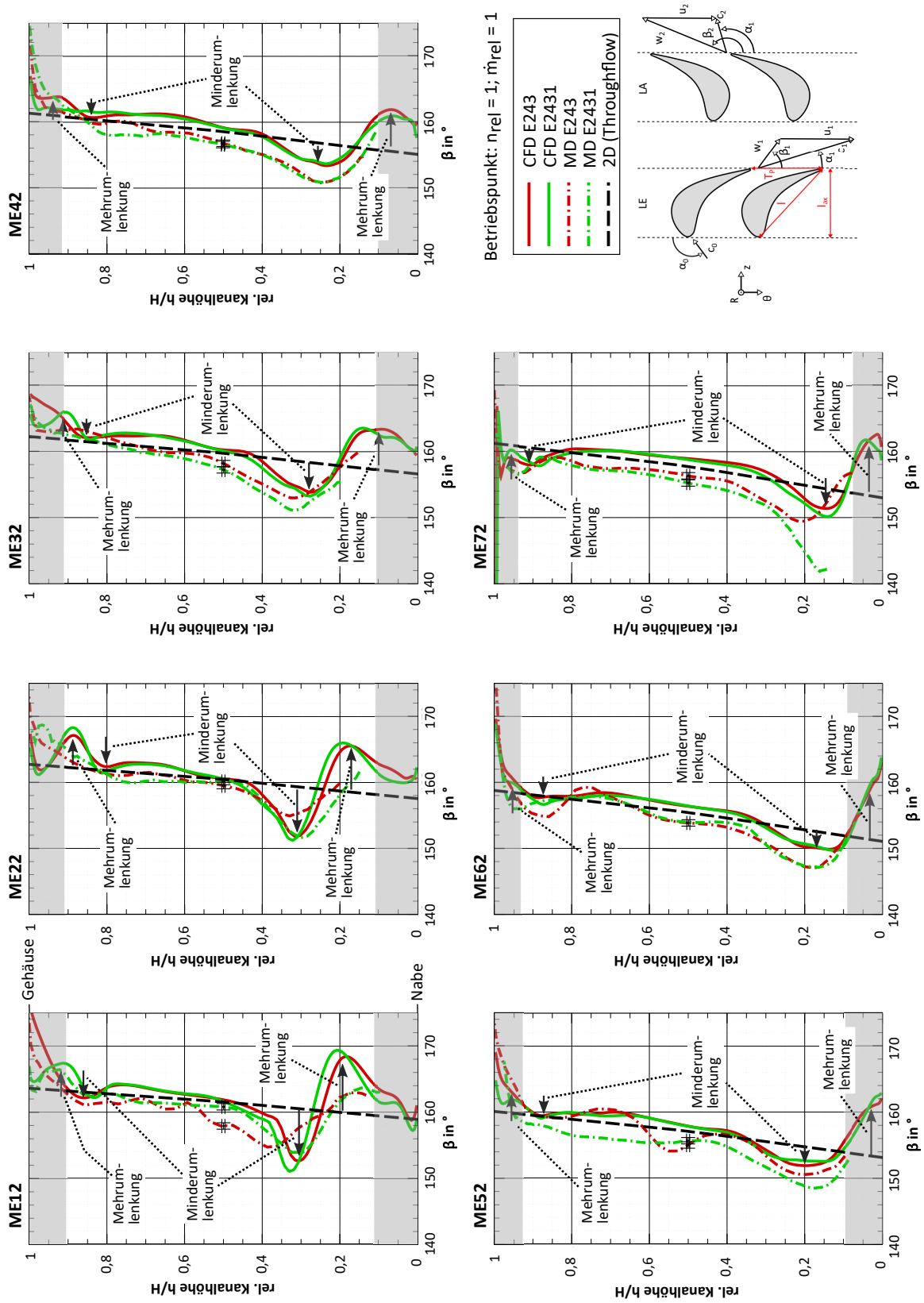


Abbildung 6.14: Relative Abströmwinkel  $\beta$  der Laufreihen

### 6.3.2 Ergebnisse der Flächentraversierungen

Nachdem im vorherigen Abschnitt umfangsgemittelte Messergebnisse der CFD gegenübergestellt wurden, werden in diesem Abschnitt die in Umfangsrichtung aufgelösten Messdaten hinter der 5. und 7. Leitreihe mit der CFD verglichen. Zur Erfassung dieser war die Umfangstraversierung der Leitreihen notwendig. Als Bewertungsgröße wird die Mach-Zahl betrachtet, da die Betriebspunkteinstellung anhand der in Abschnitt 4.2 beschriebenen, reduzierten Größen die Einhaltung der Mach-Zahl-Ähnlichkeit zum Ziel hat. In Gebieten hoher Verluste ist die Mach-Zahl aufgrund der dissipativen Effekte niedriger als in verlustarmen Gebieten. Die grauen Bereiche an Nabe und Gehäuse kennzeichnen bei den gemessenen Ebenen wie schon bei den radialen Verläufen die Bereiche, bei denen die Messsonde mit der Seitenwand radial in Überdeckung kommt. Hinter der 5. Leitreihe von E243 treten bei der CFD (Abbildung 6.15a) im Nabenbereich je Profil zwei Gebiete niedriger Mach-Zahl auf. In den numerischen Detailauswertungen im späteren Abschnitt 7.1 können der Kanal- (PV) und Hinterkantenwirbel (Trailing Shed Vortex = TSV) auf Grundlage der *SKEH* identifiziert werden. Durch Übertragung auf die Mach-Zahl-Darstellung ist zu erkennen, dass sich das wandfernere Gebiet niedriger Mach-Zahl bei  $h_{\text{rel}} = 0,06 - 0,18$  im Gebiet dieser beiden Wirbel befindet. Unmittelbar über dem Hinterkantenwirbel (TSV) ist der Nachlauf schwächer ausgeprägt. Dies deutet darauf hin, dass sich das energiearme Fluid aus diesem Nachlaufbereich an der Profilhinterkante im Hinterkantenwirbel aufrollt und so Grund für die dort niedrige Mach-Zahl ist. Andererseits hat der Kanalwirbel energiearmes Grenzschichtfluid in diesen Bereich transportiert. Die Messungen (Abbildung 6.15b) erfassen diesen Bereich nicht, da hier der Sondenkopf sonst am Rotor anstreifen würde. Dadurch ist ein Vergleich der nabenseitigen Sekundärströmungen zwischen CFD und Messung nicht möglich. Messung und CFD zeigen eine vergleichsweise gute Übereinstimmung der Mach-Zahl im Profilmachlauf. Am Gehäuse sind in der CFD drei Gebiete reduzierter Mach-Zahl zu identifizieren. Dabei deuten auch die späteren Detailauswertungen auf Grundlage des *SKEH* darauf hin, dass es sich bei dem bei  $h_{\text{rel}} = 0,86$  in Umfangsrichtung saugseitig aus dem Nachlauf herausreichenden Gebiet geringer Mach-Zahl um das Zentrum des Kanalwirbels handelt. Bei den Messungen tritt dieses in ähnlicher radialer Höhe und Stärke auf, ist jedoch leicht in positive Umfangsrichtung versetzt. Im Bereich  $h_{\text{rel}} = 0,7$  ist die Mach-Zahl bei der CFD deutlich, bei den Messungen etwas weniger stark reduziert. Die Auswertung der *SKEH* in Abschnitt 7.1 deutet darauf hin, dass sich dieses Gebiet genau zwischen dem Hinterkantenwirbel und durch den Kanalwirbel an der Profilsaugseite radial zur Kanalmitte transportiertem Fluid befindet. Unmittelbar am Gehäuse tritt ein starkes Mach-Zahl-Minimum auf. In diesem Bereich befindet sich der im Bereich des Fillets hinter dem Profil entstehende Hinterkantenwirbel (Trailing Fillament Vortex = TFV). Bei den Messungen weist dieses Gebiet eine größere radiale Erstreckung auf. Da für die Messebene ME71 eine deutlich besserer Übereinstimmung zwischen CFD und Messung vorliegt und die CFD-Modellierung auf gleiche Art und Weise erfolgte, ist davon auszugehen, dass es sich um einen real in der Maschine vorliegend Unterschied handelt, auch wenn in diesem Bereich bereits Interaktion zwischen der Messsonde und dem Gehäuse auftritt. Der Vergleich der CFD für Referenz- und SWK-Konfiguration zeigt eine Verlagerung des

lokalen Mach-Zahl-Minimums von  $h_{\text{rel}} = 0,7$  (Referenz) nach  $h_{\text{rel}} = 0,66$  (SWK). Der Kanalwirbel verlagert sich in gleicher Größenordnung radial Richtung Kanalmitte. Die Mach-Zahl im Mach-Zahl-Minimum zwischen Kanalwirbel (PV) und Hinterkantenwirbel (TSV) steigt bei der SWK um 0,02 an. Der Vergleich von Abbildung 6.15a und 6.15b zeigt für die Messungen einen relativ zackigen Verlauf des durch eine niedrige Mach-Zahl gekennzeichneten Nachlaufbereichs. Dies ist durch die relativ grobe Auflösung bei der Traversierung der Referenz zurückzuführen. Auf Grund dessen wurde die Auflösung bei den Messungen der SWK-Konfiguration E2431 im Bereich von Sekundärströmungen und Nachlauf lokal erhöht (vgl. 6.15f, grün umrandeter Bereich). Dies zeigt sich in einer qualitativ besseren Übereinstimmung des Mach-Zahl-Verlaufs der Messdaten in Abbildung 6.15e mit dem CFD-Ergebnis in Abbildung 6.15d. Auch quantitativ ist die Abweichung des lokalen Mach-Zahl-Minimums von CFD bei  $h_{\text{rel}} = 0,66$  und Messung bei  $h_{\text{rel}} = 0,68$  geringer. Auch hinter der 7. Leitreihe treten bei den CFD-Berechnungen der Referenz zwei nabennahe Gebiete niedriger Mach-Zahl auf. Das Mach-Zahl-Minimum bei  $h_{\text{rel}} = 0,07$  ist im Vergleich zu ME51 wandnäher, kleiner und schwächer ausgeprägt. Die aus der *SKEH*-Auswertung übernommenen Wirbelgebiete zeigen, dass sich hier der Hinterkantenwirbel befindet. Der Kanalwirbel befindet sich dagegen deutlich wandnäher und ist stärker in Umfangsrichtung gestreckt. In diesem Bereich ist die Mach-Zahl ebenfalls niedrig. Im Gehäusebereich treten wie bei ME51 drei Gebiete niedriger Mach-Zahl auf, die ebenfalls auf den Hinterkantenwirbel im Filletbereich (TFV), den Kanalwirbel (PV) und die Interaktion zwischen Hinterkantenwirbel (TSV) und Kanalwirbel hervor gehen. Der Kanalwirbel befindet sich im Vergleich zu ME51 weiter an der Seitenwand und ist etwas stärker in Umfangsrichtung ausgedehnt. Die Messergebnisse zeigen im Vergleich zu ME51 eine bessere qualitative und quantitative Übereinstimmung sowohl bei der Referenz, als auch bei der SWK zwischen Messung und CFD. Insbesondere weist die Mach-Zahl im Bereich  $h_{\text{rel}} = 0,8$  (CFD) bei den Messungen die gleiche Größenordnung auf, auch wenn der Bereich bei den Messungen gehäusenäher auftritt. Der auf den Kanalwirbel (PV) zurückgehende Bereich niedriger Mach-Zahl befindet sich bei der CFD und den Messungen an ähnlicher Position. Die unmittelbar an der Gehäusewand befindlichen Mach-Zahl-Minima weisen bei der CFD einen ähnlich großen Bereich auf wie bei den Messungen. Bei der SWK-Konfiguration ist das unmittelbar an der Nabe befindliche Gebiet niedriger Mach-Zahl deutlich kleiner ausgeprägt. Auch der Kanalwirbel unterscheidet sich deutlich von der Referenz. Er hat sich in Umfangsrichtung verlagert und befindet sich jetzt unmittelbar unterhalb des Hinterkantenwirbels. Hierauf wird im Abschnitt 7.1 näher eingegangen. Der gehäuseseitige Kanalwirbel ist bei der SWK-Konfiguration stärker in Umfangsrichtung ausgedehnt. Das Mach-Zahl-Minimum zwischen Hinterkantenwirbel und Kanalwirbel ist bei der SWK kleiner ausgeprägt. Dies ist auf die geringere radiale Ausdehnung des Kanalwirbels zurückzuführen, so dass die Verluste infolge Scherung zwischen den beiden Wirbeln schwächer ausfallen. Auch bei dieser Ebene wurden die Messungen der SWK-Konfiguration mit einer höheren Auflösung durchgeführt, was sich in einer besseren qualitativen Auflösung im Nachlauf sowie in den Sekundärströmungsgebieten zeigt. Insgesamt deutet der Vergleich zwischen CFD und Messungen darauf hin, dass die CFD stärker ausgeprägte Sekundärströmungen berechnet, als diese bei den Messungen vorliegen.



### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

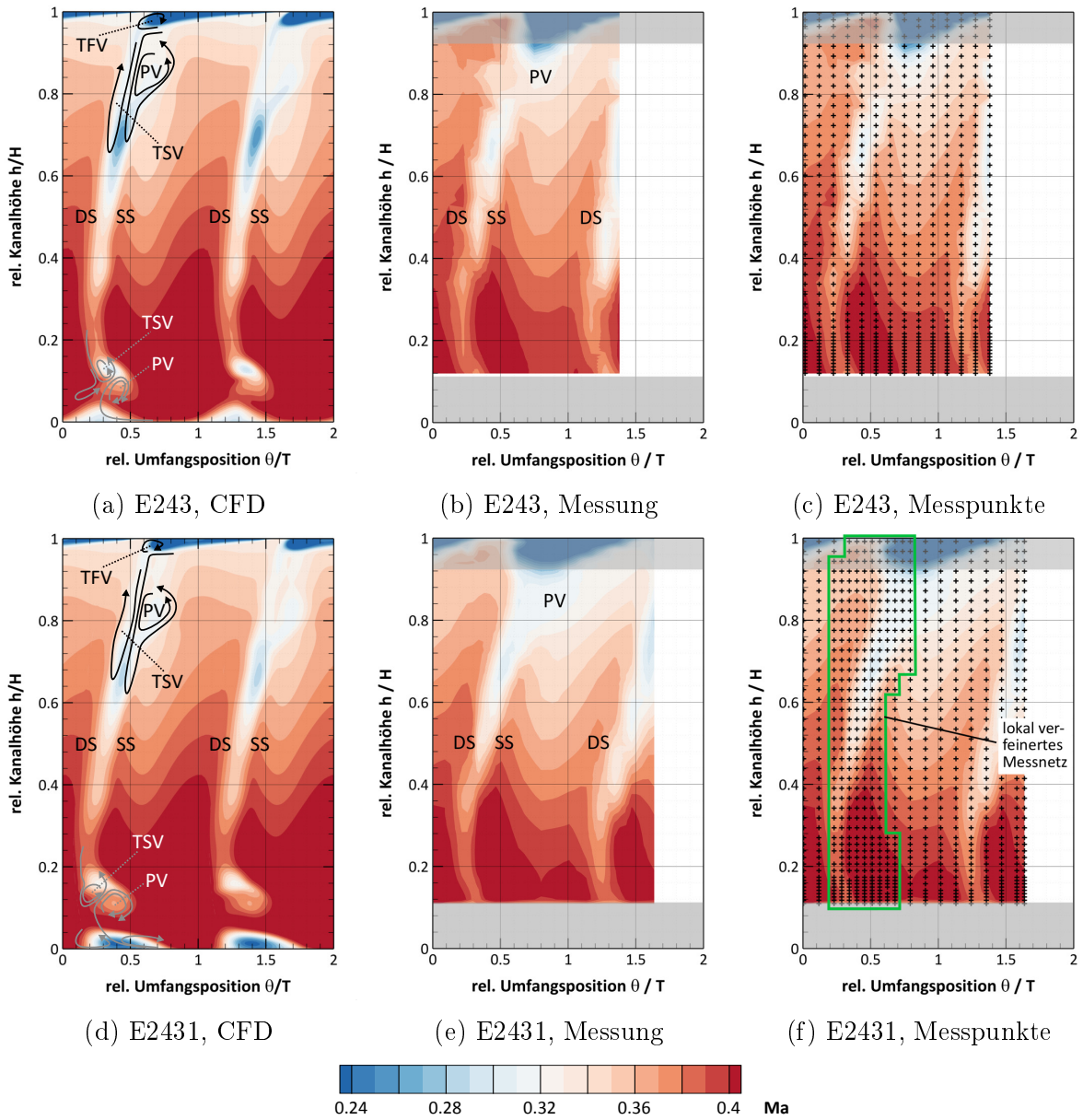


Abbildung 6.15: Austritts-Mach-Zahl ME51 (Nennlast)

6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

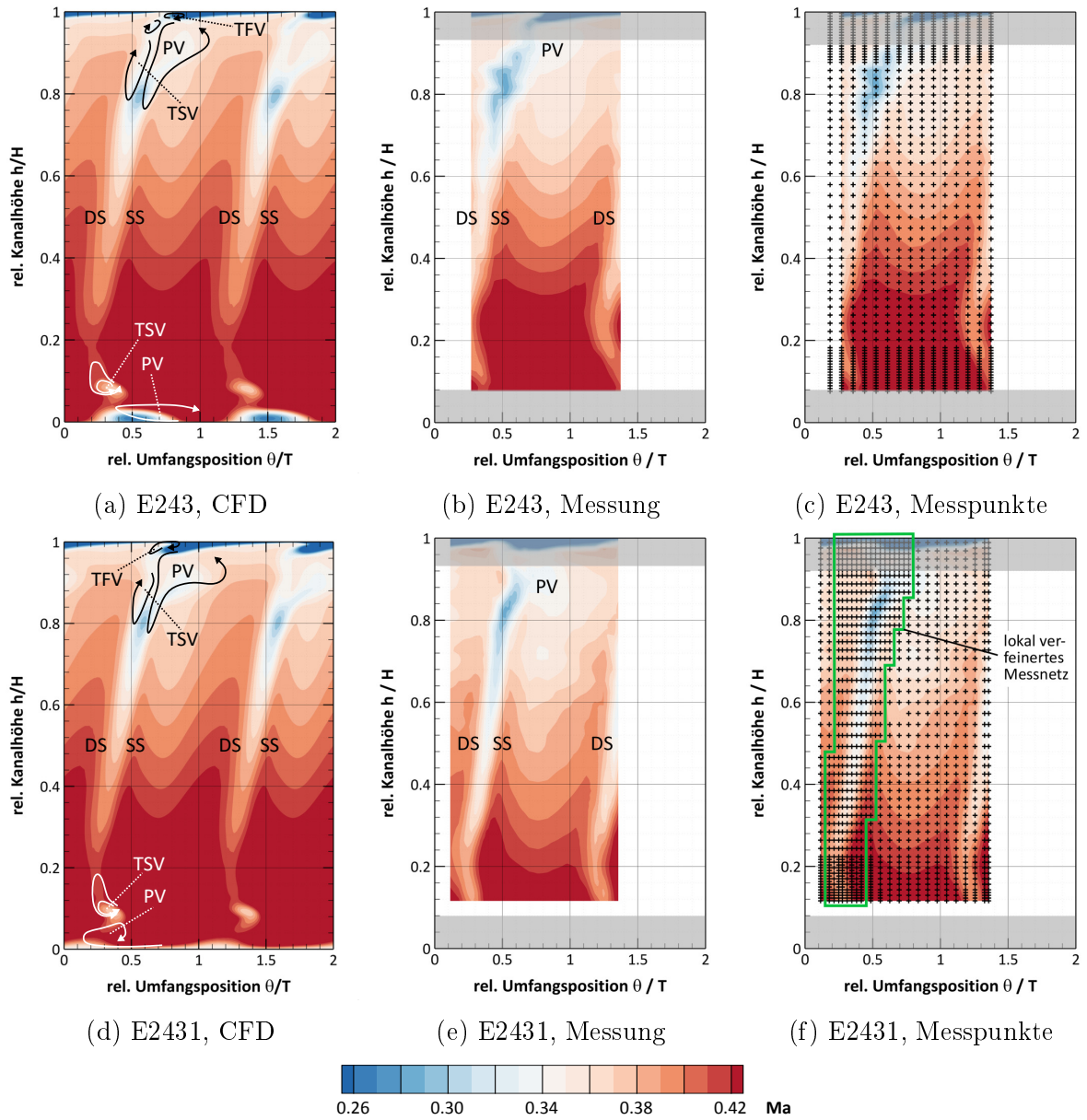


Abbildung 6.16: Austritts-Mach-Zahl ME71 (Nennlast)

### 6.3.3 Numerische Untersuchung zum Einfluss der geänderten Schaufelteilung

Die SWK-Konfiguration E2431 weist zusätzlich zur Konturierung der Seitenwand eine gegenüber der Referenz-Konfiguration E243 erhöhte Teilung in der siebten Stufe auf. So besteht die Leitreihe der SWK aus 38 anstatt 42 Schaufeln und die Laufreihe aus 36 anstatt 40 Schaufeln. Zur Abschätzung des Einflusses dieser zusätzlichen Veränderung der letzten Stufe erfolgte zusätzlich zur CFD-Simulation der tatsächlich auf dem Prüfstand untersuchten Varianten die numerische Berechnung einer SWK-Konfiguration ohne zusätzlich erhöhte Teilung der letzten Stufe. Diese Variante wird im Folgenden als E2431\_noWP (noWP  $\hat{=}$  no wide-pitch) bezeichnet. Zunächst werden die globalen Betriebsdaten miteinander verglichen. Das Totaldruckverhältnis  $\Pi_{tt}$  zeigt in den Stufen 3 bis 6 eine geringfügig niedrigere und in Stufe 7 eine deutlich höhere Zunahme infolge einer Reduzierung der Schaufelteilung. Die Konfiguration E2431\_noWP liefert im Gegensatz zu E2431 in Stufe 5 und 6 einen geringeren Arbeitsumsatz. In Stufe 7 ist die technische Arbeit ohne erhöhter Teilung dagegen etwas höher. Der Stufenwirkungsgrad nimmt in Stufe 7 bei der Variante mit erhöhter Schaufelteilung zu. In Stufe 4 nimmt er in ähnlicher Größenordnung ab.

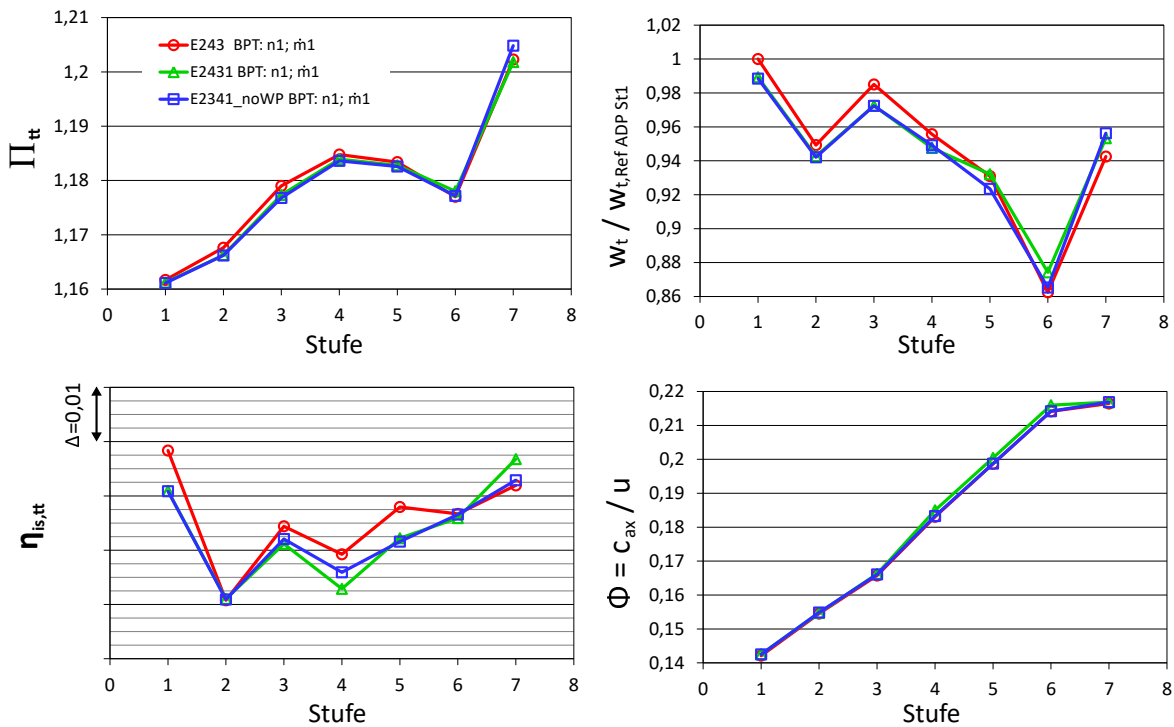


Abbildung 6.17: Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Stufencharakteristik

Zur Ermittlung der für die Unterschiede in der Stufencharakteristik ursächlichen physikalischen Effekte sind in den Abbildungen 6.18 und 6.19 die Abströmwinkel im Absolut- und Relativsystem für die Stufen 4-7 dargestellt. Die Stufen 1-3 sind an dieser Stelle nicht dargestellt, da diese sowohl in der Stufencharakteristik, als auch in den Abströmwinkeln

keine Unterschiede zwischen den beiden SWK-Konfigurationen E2431 und E2431\_noWP zeigen. Zunächst wird im Folgenden auf die für Unterschiede stromauf verantwortliche 7. Stufe eingegangen. Sind die Absolutabströmwinkel  $\alpha$  in der Leitreihe der 7. Stufe für alle drei Varianten in der Kanalmitte nahezu identische, ist im nabennahen Seitenwandbereich eine deutliche Abnahme der Minderumlenkung für beide seitenwandkonturierten Varianten zu beobachten. Jedoch verlagert sich das Gebiet der Minderumlenkung für die Konfiguration E2431 um ca. 4% zur Kanalmitte, wogegen sich das Maximum der Minderumlenkung der Konfiguration E2431\_noWP gegenüber der Referenz E243 um ca. 1% näher an der Seitenwand befindet. Im gehäusenahen Bereich nehmen Maximum und Minimum der Mehr- und Minderumlenkung für beide SWK-Varianten zu, wobei die erhöhte Schaufelteilung der Konfiguration E2431 zu stärker ausgeprägter Mehr- und Minderumlenkung führt und somit auch auf etwas stärkere Sekundärströmungen schließen lässt. Die sich hieraus ergebenden Auswirkungen auf die Anströmung der nachfolgenden Laufreihe sollen anhand des Relativwinkels  $\beta$  in ME71 beurteilt werden. Unmittelbar an der Nabe führt die SWK für beide Varianten zu einer starken Abnahme des lokalen Abströmwinkelmaximums um  $18^\circ$  bei E2431\_noWP und  $27^\circ$  bei E2431. Tritt für LA7 der Referenz E243 eine eher saugseitige Fehlanströmung des Profils auf, so ist für E2431\_noWP von einer nahezu inzidenzfreien und für E2431 von einer eher druckseitigen Fehlanströmung auszugehen. Beim Vergleich der SWK-Varianten in den stromauf liegenden Messebenen ME41 bis ME61 zeigt sich an der Nabe infolge der Teilungsänderung fast kein Einfluss. Gehäuseseitig führt die erhöhte Teilung der 7. Stufe bei ME51 und ME61 stromauf zu einer leichten Abnahme und einer wandnäheren Position der Sekundärströmungsgebiete. Der Einfluss auf den Relativwinkel  $\beta$  ist sehr gering. Beispielsweise ist im Bereich der gehäuseseitigen Mehrumlenkung bei der noWP-Variante in Ebene ME61  $\beta$  um  $0,6^\circ$  größer als ohne vergrößerte Schaufelteilung. Auch die relativen Abströmwinkel der 7. Laufreihe sind in der Kanalmitte konfigurationsunabhängig. Wie bei der Leit- nimmt auch bei der Laufreihe die radiale Erstreckung der Minderumlenkung an der Nabe durch die erhöhte Teilung der Konfiguration E2431\_noWP gegenüber E2431 etwas zu. Die Stärke des lokalen Maximums der Mehrumlenkung von E2431 nimmt jedoch um ca.  $1,2^\circ$  ab.

Die Stärke der Minderumlenkung ist dagegen kaum beeinflusst, befindet sich jedoch bei E2431 um  $h_{\text{rel}} = 0,025\%$  gegenüber E2431\_noWP nabennäher. Am Gehäuse fallen die Unterschiede im Abströmwinkel  $\beta$  sehr gering aus. Die im nabenseitigen Bereich auftretende etwas stärkere Umlenkung ist daher ursächlich für die in der 7. Stufe von E2431\_noWP gegenüber E2431 etwas höhere technische Arbeit. Die Betrachtung des Absolutwinkels  $\alpha$  zeigt für die Mehr- und Minderumlenkungsgebiete eine leichte radiale Verlagerung infolge erhöhter Teilung zur Kanalmitte. In den stromauf liegenden Messebenen zeigt sich nabenseitig kein Einfluss auf die Sekundärströmungsbildung durch die unterschiedliche Schaufelteilung. Im Gehäusebereich oberhalb 85% führt die Teilungserhöhung hinter der 4. bis 6. Laufreihe zu etwas größeren Abströmwinkeln. Der Einfluss der Teilungsänderung ist dabei insbesondere in ME52 und ME62 größer, als derjenige der SWK. Die Absolutabströmwinkel zeigen infolge der Teilungserhöhung eine leichte Verlagerung der gehäuseseitigen Sekundärströmungen zur Kanalmitte.

### 6.3 Beurteilung der Sekundärströmungen bei Nennlast

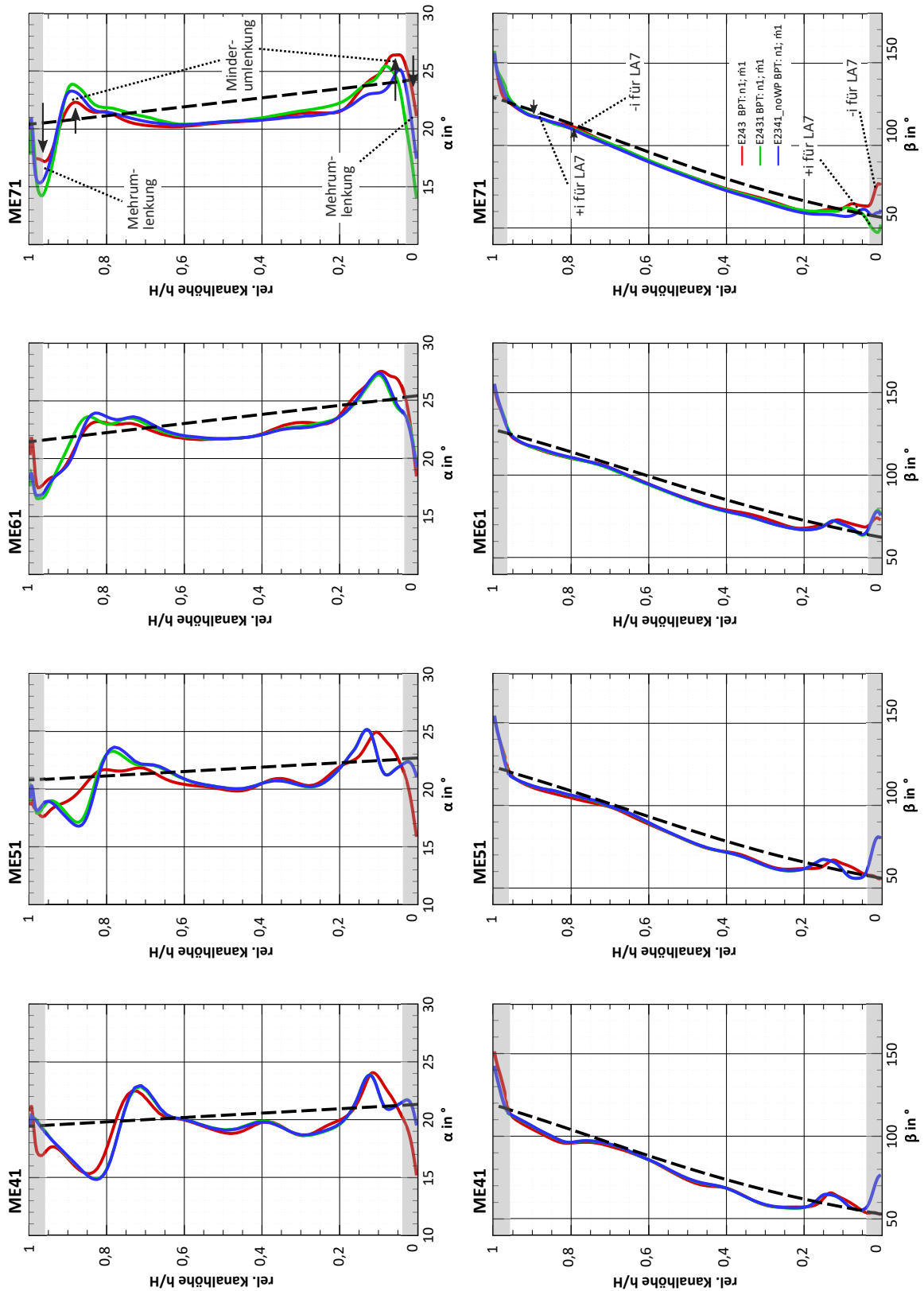


Abbildung 6.18: Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Abströmung der Leitreihen 4 - 7 (relativ und absolut)

6 Bewertung der experimentellen und numerischen Ergebnisse

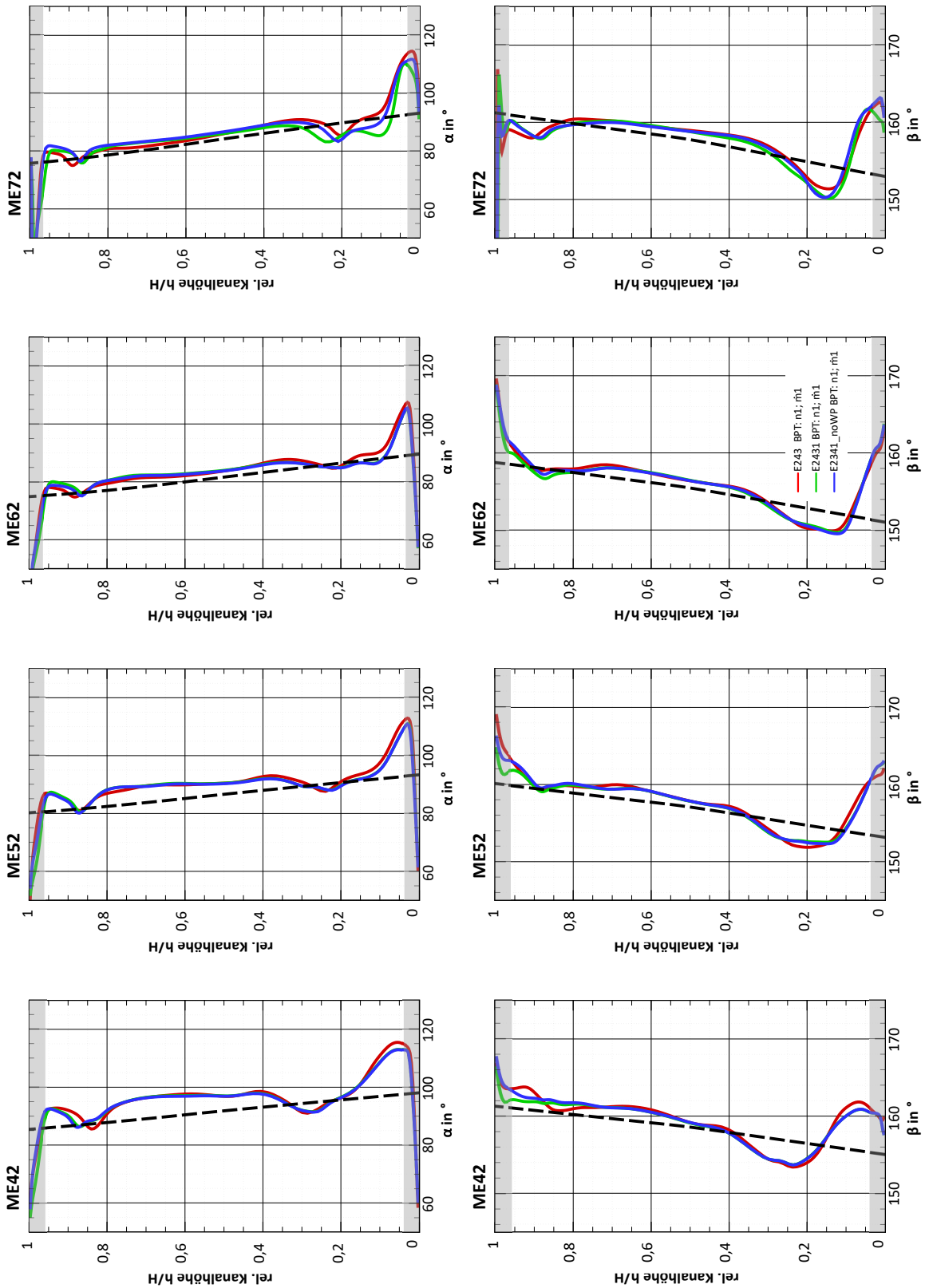


Abbildung 6.19: Einfluss der geänderten Schaufelteilung auf die Abströmung der Laufreihen 4 - 7 (relativ und absolut)

# 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

Im vorhergehenden Kapitel wurden im Schwerpunkt numerisch Ergebnisse bewertet, für die auf Grundlage der Versuchsträgerinstrumentierung auch experimentelle Messdaten zur Verfügung standen bzw. hier einen Vergleich ermöglichten. Im ersten Abschnitt dieses Kapitels werden die numerischen Berechnungen für die Konfiguration mit und ohne SWK mittels weiterer Bewertungsgrößen in den Bilanzebenen analysiert.

Da die Messebenen zwischen den Schaufelreihen liegen, liefern die dort gemessenen Daten somit das Resultat der innerhalb der Schaufelreihen erfolgenden Strömungsvorgänge. Da für die Ausbildung der Sekundärströmungen die physikalischen Effekte innerhalb der Schaufelpassagen ursächlich sind, ist für die Begründung der Bilanzebenergebnisse die detaillierte Betrachtung der Vorgänge im Seitenwandbereich der Schaufelpassagen notwendig. Da eine Instrumentierung der hier untersuchten Turbinenkonfigurationen mit Wanddruckbohrungen sehr aufwändig gewesen wäre, wurde hierauf verzichtet, so dass innerhalb der Passagen keine Messdaten vorliegen. Um den Einfluss der Seitenwandkontur auf die Ausbildung der Sekundärströmungen dennoch bewerten zu können, werden im zweiten Abschnitt CFD-Ergebnisse innerhalb ausgewählter Schaufelreihen betrachtet.

## 7.1 Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast)

In Abschnitt 2.3 wurden aus der Literatur bekannte typische Bewertungskriterien für Sekundärströmungen beschrieben. Auf dieser Grundlage werden im folgenden für die Referenz- und SWK-Konfiguration die *SKEH* durch Farbkonturierung und der Druckverlustbeiwert  $\zeta$  durch Isolinien in allen Bilanzebenen für den Nennlastfall betrachtet. Der Isolinien-Abstand beträgt  $\zeta = 0,1$ . Eine positive *SKEH* ergibt bei einem Rechtshandsystem eine Drehung gegen und bei einer negativen *SKEH* eine Drehung in Uhrzeigerrichtung. Die Ergebnisse sind jeweils über zwei Schaufelteilungen  $0 \leq \Theta/T \leq 2$  gegenüber der relativen Kanalhöhe  $0 \leq h/H \leq 1$  aufgetragen. Nach Betrachtung der in der Referenzkonfiguration E243 auftretenden Sekundärströmungen werden diese Ergebnisse denen der SWK-Konfiguration gegenübergestellt.

### Leitreihen

Im Folgenden wird zunächst auf die Ergebnisse der Leitreiben der Referenz E243 (Abbildung 7.2) eingegangen. Da ME21 die in den anderen Ebenen auftretenden Effekte

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

sehr gut repräsentiert, werden die Ergebnisse für die 2. Leitreihe ausführlich beschrieben. Daran anschließend werden die von dieser Ebene abweichenden Beobachtungen in anderen Ebenen diskutiert. Gut zu erkennen sind in ME21 die sich infolge der 3D-Schaufelgeometrie bogenförmig, radial erstreckenden, erhöhten Totaldruckverluste von  $\zeta = 0,1 - 0,3$ , die auf Profilverluste zurückzuführen sind. Unmittelbar an der Nabe sind Gebiete mit sehr hohem und niedrigem Totaldruckverlustbeiwert zu beobachten. Letztere entstehen dadurch, dass an der Profilhinterkante druckseitiges Fluid der Schaufelpassage aufgrund des gegenüber der nachfolgenden Kavität höheren Drucks in diese eintritt. Seitenwandferneres Fluid strömt nach und ist damit ursächlich für den relativ niedrigen Druckverlustbeiwert im Bereich  $\Theta/T = 0,5 - 0,9$ . Dagegen tritt saugseitig hinter der Profilhinterkante aufgrund des niedrigeren Drucks Fluid aus der Kavität aus und führt zu den relativ hohen Druckverlustbeiwerten im Bereich  $\Theta/T = 0,9 - 1,5$ . Insbesondere in den hinteren Messebenen der Leitreihen treten am rechten Rand dieser Gebiete leicht negative Werte der *SKEH* auf, die auf die Wirbelbildung infolge Scherungen zwischen Passagen- und Kavitätenströmung zurückzuführen sind. Auch am Gehäuse kommt es zur Interaktion zwischen Passagen- und Kavitätenströmung. Druckseitiges Fluid tritt in die Kavität ein, saugseitiges aus. Die *SKEH* weist im Bereich des Austretens positive, im Bereich des Eintretens leicht negative Werte auf. Diese Interaktion von Passagen- und Kavitätenströmung im Bereich der Profilhinterkanten entspricht damit den in Abschnitt 2.2.6 beschriebenen Beobachtungen von Pfau et al. (2001).

Darüber hinaus tritt unmittelbar am Gehäuse im Nachlaufbereich bei  $\Theta/T = 0,85$  ein kreisförmiges Gebiet mit deutlich erhöhtem Totaldruckverlustbeiwert und stark negativer *SKEH* auf. Dieser stromab des Fillet auftretende Hinterkantenwirbel (Trailing Filament Vortex = TFV) resultiert daraus, dass das hier strömende Fluid zwischen ein- und austretendem Kavitätenfluid eine Scherwirkung erfährt und in Rotation versetzt wird.

In ME21 treten zwei weitere charakteristische Verlustgebiete bei  $h_{\text{rel}} = 0,12$  und  $h_{\text{rel}} = 0,76$  auf, die in Umfangsrichtung aus dem Nachlauf heraus zur Kanalmitte verlagert sind. Diese Gebiete lokal erhöhter Verluste treten auch in den anderen Messebenen auf, verlagern sich jedoch stromab zunehmend zu den Seitenwänden. Diese Verlustgebiete sind bei allen Messebenen nabenseitig stärker als gehäuseseitig ausgeprägt. In ME21 befindet sich dieses Verlustgebiet an der Nabe zwischen Gebieten mit erhöhter negativer und positiver *SKEH*. Das Gebiet mit stark negativer *SKEH* ist auf den im Uhrzeigersinn drehenden, nabenseitigen Kanalwirbel (Passage Vortex = PV) zurückzuführen. Etwas seitenwandferner weisen zwei Gebiete eine erhöhte positive *SKEH* auf, die auf zwei Wirbel mit zum Kanalwirbel gegensinniger Drehrichtung deuten. Das kleinere Gebiet bei  $\Theta/T = 0,2$  lässt sich auf den saugseitigen Hufeisenwirbel (Horseshoe Vortex = HV) zurückführen. Das Gebiet mit einer hohen positiven *SKEH* bei  $\Theta/T = 0,7$  ist aus der Literatur als Hinterkantenwirbel (Trailing Shed Vortex = TSV) bekannt. Auffällig im Vergleich zu dem aus der Literatur bekannten Auftreten des Hinterkantenwirbels und auch im Vergleich zu ME11 ist hier, dass das Gebiet relativ stark saugseitig in Umfangsrichtung aus dem Profilmachlauf heraus verlagert ist. Die detaillierte Betrachtung der Passagenströmung mithilfe des Lambda-2-Kriteriums durch Kob (2015) (siehe Abbildung A.1) zeigt, dass sich bereits an der Profilverkante bei  $h_{\text{rel}} \approx 0,3$  Wirbelpaare



bilden, die durch die relativ starken nabenseitigen Sekundärströmungen der stromauf befindlichen Laufreihe hervorgerufen werden. Im Folgenden wird der Entstehungsmechanismus dieser Wirbelgebiete anhand eines vereinfachten Modells in Abbildung 7.1 auf Grundlage der Abströmung der 1. Laufreihe erklärt. Die Absolutgeschwindigkeit hinter der Laufreihe weist im Bereich von der Nabe bis  $h_{\text{rel}} \approx 0,35$  relativ starke radiale Schwankungen auf. Ursächlich sind zwei Effekte. Einerseits treten zwischen dem Kanalwirbel und dem Hinterkantenwirbel der Laufreihe infolge einer Düsenwirkung erhöhte Absolutgeschwindigkeiten auf. Andererseits ist die Absolutgeschwindigkeit im Kanalwirbel infolge des darin kumulierten, energiearmen Grenzschichtfluids und von Dissipation niedriger. Da bei den für diese Arbeit durchgeführten CFD-Simulationen zur Übergabe der Berechnungswerte vom rotierenden ins stehende Bezugssystem das Mixing-Plane-Modell verwendet wird, werden alle an die Leitriihen übergebenen Größen in Umfangsrichtung gemittelt. Dieses in Abbildung 7.1 beispielhaft für die erste Laufreihe dargestellte Geschwindigkeitsprofil wird bei der nachfolgenden 2. Leitreihe über die gesamte Umfangsrichtung auf die Eintrittsebene übertragen. Der Aufstau des radialen Geschwindigkeitsprofils an der Schaufelvorderkante führt dort zu statischen Druckgradienten. Dieser Effekt ähnelt damit der Bildung der Hufeisenwirbel an den Seitenwänden. Da das Geschwindigkeitsprofil in ME12 gehäuseseitig zwei Wendepunkte aufweist, wechselt der statische Druckgradient zwei Mal die radiale Richtung. An der Profilverkante können somit theoretisch drei hufeisenförmige Wirbelpaare entstehen. Sie werden im Folgenden als Vorderkantenwirbel (Leading Edge Vortex =LV) bezeichnet und von der Nabe zum Gehäuse per Index nummeriert sowie als druckseitiger (p=pressure side) und saugseitiger (s=suction side) Ast gekennzeichnet. Kob (2015) weist in seiner Arbeit auf zwei Wirbelpaare hin. Die Nachbetrachtung seiner Ergebnisse ergibt jedoch tatsächlich drei Wirbelpaare an der Profilverkante sowie innerhalb der Schaufelpassage.  $LV_1$  ist im Vergleich zu den beiden anderen Vorderkantenwirbeln relativ schwach ausgeprägt. Dies ist auf einen schwachen Druckgradienten zurückzuführen. In ME21 stromab der Schaufelpassage ist  $LV_1$  auf Grundlage von Totaldruckverlust und *SKEH* (vgl. Abbildung 7.2) nicht mehr zu identifizieren und daher bereits dissipiert. Dagegen führt ein stärkerer, sich über eine größeren radiale Höhe erstreckender statischer Druckgradient zu einem stärkeren und größeren Vorderkantenwirbel  $LV_2$ . Die Intensität des saugseitigen Wirbelastes  $LV_{2s}$  nimmt im weiteren Passagenverlauf zu. Es ist zu vermuten, dass dem Wirbel  $LV_{2s}$  innerhalb der Passage, ähnlich der Mechanismen, die zur Bildung des Wirbels  $SS_1$  im Wirbelmodell von Benner et al. (2003) führen, durch Scherung mit dem Kanalwirbel weitere Energie zugeführt wird. Der saugseitige Ast  $LV_{2,s}$  weist die gleiche Drehrichtung wie der aus den klassischen Sekundärströmungsmodellen bekannte Hinterkantenwirbel TSV auf. Beide Wirbel sind hinter der 2. Leitreihe in ME21 für das relativ starke und große Gebiet mit negativer *SKEH* bei  $\Theta/T = 0,7$  und  $h_{\text{rel}} = 0,14$  verantwortlich. Der druckseitige Ast  $LV_{2,p}$  ist wesentlich schwächer ausgeprägt und weist im Passagenverlauf weitestgehend gleichbleibende Größe auf. Im Bereich von  $h_{\text{rel}} = 0,3 - 0,5$  ist jeweils ein weiteres Gebiet mit sehr schwacher positiver und negativer *SKEH* zu beobachten. Zwischen diesen treten leicht erhöhte Totaldruckverluste auf. Hierbei handelt es sich nach Betrachtung der Ergebnisse von Kob (2015) mit hoher Wahrscheinlichkeit um die Vorderkantenwirbel  $LV_{3,p}$  und  $LV_{3,s}$ . Die Vorderkantenwirbel treten in den nachfolgenden

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

Leitreihen stromab zunehmend schwächer auf. Dies ist auf stromab immer schwächer werdende Sekundärströmungen in den Rotorreihen zurückzuführen. Außerdem verändert sich das Abströmprofil der Laufreihen. Der Gradient, der zum Wirbel  $LV_1$  führt, ist hinter der 3. und 4. Laufreihe in einen fast gradientenfren horizontalen Geschwindigkeitsverlauf übergegangen. Ohne statischen Druckgradienten bildet sich daher der Wirbel  $LV_1$  nicht mehr aus. Auch hinter den Laufreihen 5 bis 7 ist  $LV_1$  nicht mehr zu beobachten. Hier verläuft der für den Wirbel  $LV_2$  ursächliche Gradient nun bis zum Beginn der Seitenwandgrenzschicht. Die Stärke des Gradienten nimmt ab, so dass es trotz einer größeren radialen Erstreckung zu einem schwachen Vorderkantenwirbel  $LV_2$  kommt. Wo identifizierbar sind die Vorderkantenwirbel in Abbildung 7.2 gekennzeichnet. Die Betrachtungen zeigen, dass das Auftreten der Vorderkantenwirbel zumindest in dieser Ausprägung durch den verwendeten Mixing-Plane-Ansatz modellbedingt ist. Real laufen die lokalen Gebiete mit erhöhter und niedriger Absolutgeschwindigkeit mit Rotordrehzahl an der Profilverderrkante vorbei und führen zu einer von der Drehfrequenz und Schaufelanzahl abhängig pulsierenden, lokalen Schwankung des statischen Drucks. Daher ist zu vermuten, dass auch die Vorderkantenwirbel eine zeitliche Abhängigkeit aufweisen. Dies sollte in nachfolgenden Arbeiten durch instationäre Simulationen untersucht werden.

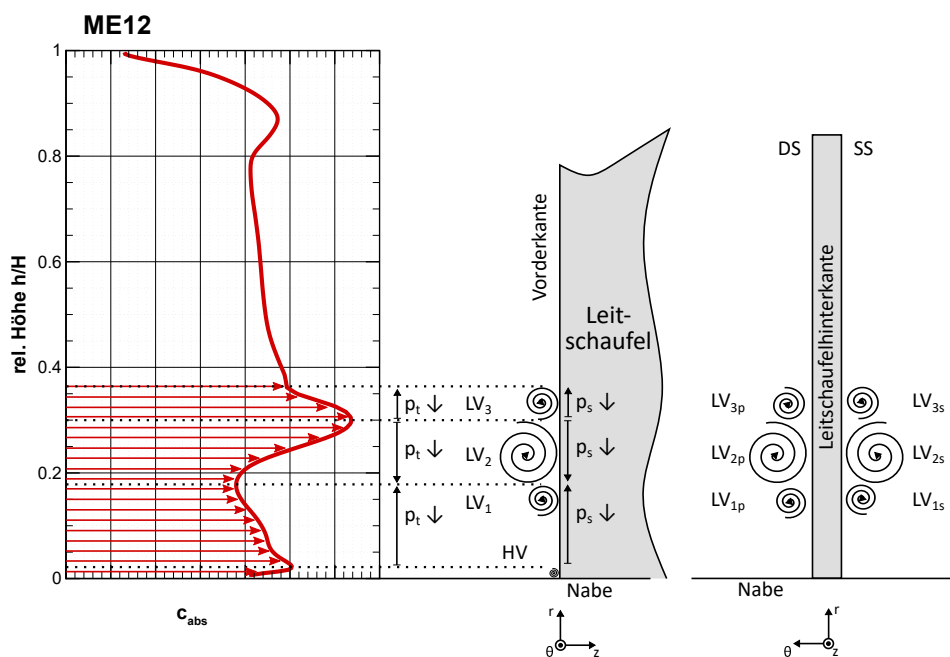


Abbildung 7.1: Modell des Vorderkantenwirbelsystems bei Leitreiben infolge starker Sekundärströmungen in der stromauf gelegenen Laufreihe

Am Gehäuse tritt für das in Umfangsrichtung aus dem Nachlauf heraus versetzte Verlustgebiet eine stark positive  $SKEH$  auf. Hierbei handelt es sich um den gehäuseseitigen Kanalwirbel PV. Die Betrachtung der Passagenströmung anhand des Lambda-2-Kriteriums zeigt im Gegensatz zur Nabe keine Wirbelpaare LV. Dies ist vermutlich auf

## 7.1 Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast)

die deutlich geringeren gehäuseseitigen Sekundärströmungen der stromauf befindlichen Rotorreihe zurückzuführen. Die Darstellungen der *SKEH* zeigen dagegen eine deutlich bessere Übereinstimmung mit dem aus Kaskadenuntersuchungen hervorgegangenen Sekundärströmungsmodell von Benner et al. (2003). Neben dem mit positiver *SKEH* auftretenden Kanalwirbel PV ist ein radial gestrecktes Gebiet mit negativer *SKEH* zu beobachten. Hierbei handelt es sich um Grenzschichtfluid der Saugseite, das durch sich im Kanalwirbel aufrollendes Fluid der Seitenwand radial zur Kanalmitte transportiert wird. Das Ablösen auf der Profilloberfläche führt zur Bildung des Wirbels  $SS_1$ . Hinter der Schaufelpassage bildet sich der ebenfalls negativ drehende gehäuseseitige Hinterkantenwirbel TSV aus. Bei  $h_{rel} = 0,62$  tritt ein kleines Gebiet mit erhöhter positiver *SKEH* auf. Hierbei könnte es sich um den von Benner et al. (2003) beschriebenen Wirbel  $SS_2$  handeln.

Die stromab von ME21 befindlichen Bilanzebenen zeigen, wie schon aus den radialen Verläufen der Abströmwinkel für die radiale Richtung geschlossen, auch in Umfangsrichtung die Zunahme der von Sekundärströmungen ungestörten Querschnittsfläche der Schaufelpfade. Die auf die Kavitätenströmungen zurückgeführten Verlustgebiete bleiben stromab weitgehend unverändert, da diese im wesentlichen vom Totaldruckabbau über die Schaufelreihe abhängen und dieser zwischen der Schaufelreihen vergleichsweise gering schwankt.

Die Betrachtung der stromauf von ME21 gelegenen Betrachtungsebene ME11 zeigt sowohl an der Nabe, als auch am Gehäuse ein abweichendes Strömungsbild. Dabei ist zu beachten, dass die Leitreihe 1 axial und aufgrund einer nicht vorhandenen vorausgehenden Rotorreihe wesentlich homogener angeströmt wird. Dadurch entstehen keine Vorderkantenwirbel. Trotz gegenüber ME21 nahezu gleicher Schaufelhöhe sind die auftretenden Sekundärströmungen insbesondere am Gehäuse wesentlich kleiner ausgebildet. An der Nabe weist das Gebiet mit negativer *SKEH* zwei Maxima auf. Dies deutet darauf hin, dass der druckseitige Hufeisenwirbel  $HV_p$  nicht vollständig im Kanalwirbel PV aufgegangen ist. Der maximale Totaldruckverlust an der Nabe tritt zwischen dem druckseitigen Hufeisenwirbel und dem Hinterkantenwirbel auf und erreicht einen gegenüber ME21 um 0,2 geringeren Wert.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der CFD-Simulationen der Referenzbeschaufelung E243 mit denen der seitenwandkonturierten Konfiguration E2431 für den Nennlastfall verglichen. Dazu ist in Abbildungen 7.3 der Totaldruckverlustbeiwert und die *SKEH* für die Messebenen der Leitreihen dargestellt. In allen Messebenen nimmt die negative *SKEH* im Bereich der nabennahen Sekundärströmungen bei E2431 zu. Dies lässt auf einen stärkeren Kanalwirbel PV bei der seitenwandkonturierten Konfiguration schließen. Das zusammenhängende Gebiet negativer *SKEH* in ME11 von E2431 lässt im Gegensatz zu E243 darauf schließen, dass der druckseitige Hufeisenwirbel  $HV_p$  vollständig im Kanalwirbel aufgegangen ist. Der nabenseitige Hinterkantenwirbel TSV verändert sich infolge Seitenwandkonturierung nicht. Das Totaldruckmaximum nimmt von  $\zeta = 0,58$  auf 0,64 zu. Die Verlustzunahme zwischen Kanal- und Hinterkantenwirbel ist Folge des stärkeren Hinterkantenwirbels und der damit verbundenen stärkeren Dissipation. Gehäuseseitig lässt sich auf Grundlage von *SKEH* und Totaldruckverlustbeiwert

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

keine Veränderung von Hinterkanten und Kanalwirbel durch die Seitenwandkontur erkennen. In ME21 nimmt das Gebiet mit starker *SKEH* im Bereich des Kanalwirbel zu und weist eine konzentriertere Form auf. Auch die auf den Hinterkanten- und Vorderkantenwirbel  $LV_{2s}$  zurückzuführende positive *SKEH* nimmt zu. Die Verluste im Bereich der drei Wirbel nehmen zu. Dagegen nimmt der Totaldruckverlustbeiwert zwischen diesen von  $\zeta = 0,6$  auf  $0,56$  ab. Die stärkeren Wirbel führen zu einer stärkeren Konzentration niedrig-energetischen Fluids in den Wirbelzentren. Im Bereich des gehäuseseitigen Kanalwirbels treten dagegen etwas geringere Verluste bei der SWK-Konfiguration auf. Auch die Ausdehnung des an dieser Stelle befindlichen Gebiets mit stark positiver *SKEH* nimmt leicht ab. Dies lässt darauf schließen, dass die Seitenwandkonturierung im Gehäusebereich der Leitreihe 2 zu einem etwas schwächer ausgeprägten Kanalwirbel führt. Damit ist der Gehäusebereich der Leitreihe 2 die einzige Seitenwand einer Leitreihe, bei der die ausgelegte Seitenwandkontur zu einem schwächeren Kanalwirbel führt. Die Zunahme der *SKEH* in den Ebenen ME31 bis ME71 zeigt, dass die Seitenwandkontur auch in den Leitreihen 3 bis 7 zu einer Zunahme der nabenseitigen Kanal- und Hinterkantenwirbel führt. Auch der Totaldruckverlustbeiwert nimmt im Bereich des Kanalwirbels in allen Ebenen zu. Die im Gehäusebereich durch den Kanalwirbel PV verursachten Verluste nehmen in den Ebenen ME31 - ME71 gegenüber der Referenzbeschaufelung leicht zu. Die Maximalwerte der *SKEH* sind in den Ebenen ME31 und ME51 größer, in Ebene ME51 nimmt die radiale Ausdehnung dieses Gebiets jedoch ab. Dies lässt einen etwas kleineren gehäuseseitigen Wirbel mit etwas größerer Intensität vermuten. Auch die am Gehäuse auftretende negative *SKEH* nimmt insbesondere dort, wo diese durch die Interaktion des Kanalwirbels mit der saugseitigen Profilgrenzschicht entsteht, ab, da die Ausdehnung des Kanalwirbels abnimmt. Dadurch treten zwei stärker abgegrenzte Gebiete negativer *SKEH* unmittelbar am Gehäuse durch einen Hinterkantenwirbel TFV hinter dem Fillet und durch den Hinterkantenwirbel TSV auf. In ME41 bleibt die maximale *SKEH* im Bereich des gehäuseseitigen Kanalwirbels unverändert, jedoch führt die Seitenwandkontur zu einem konzentrierteren Wirbelgebiet. Der Totaldruckverlustbeiwert nimmt im lokalen gehäuseseitigen Maximum von  $\zeta = 0,43$  auf  $0,4$  ab. Die Verluste unmittelbar an der Nabe nehmen in den vorderen Ebenen ME11 bis ME31 leicht und in den hinteren Ebenen ME41, ME51 und ME61 stark zu. Dagegen nehmen sie hinter der letzten Leitreihe stark ab.

### Laufreihen

Der Totaldruckverlustbeiwert sowie die *SKEH* für die Laufreihen bei Nennlast ist für die Referenzkonfiguration in Abbildung 7.4 dargestellt. Auch für die Laufreihen erfolgt die detaillierte Beschreibung beispielhaft anhand der 2. Stufe, da wesentliche Charakteristika in den weiteren Bilanzebenen qualitativ ähnlich wiederzufinden sind. Abweichungen hierzu werden anschließend diskutiert. Für die unmittelbar an der Nabe und am Gehäuse befindlichen Gebiete mit erhöhtem Totaldruckverlustbeiwert zeigt sich ein gegenüber den Leitreihen spiegelbildliches Verhalten in der Verteilung. Waren entsprechende Gebiete bei den Leitreihen an der Nabe hügel- und am Gehäuse keilförmig ausgebildet, so treten hinter den Laufreihen an der Nabe keil- und am Gehäuse hügelartige Gebiete

## 7.1 Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast)

mit erhöhtem Totaldruckverlust auf. Im Bereich von  $h/H = 0,2 - 0,4$  sind zwei starke Verlustgebiete zu beobachten. Das mit  $\zeta = 0,46$  schwächere, in Umfangsrichtung weiter in die Kanalmitte reichende und nabennähere Gebiet weist eine positive *SKEH* auf und ist auf den Kanalwirbel PV zurückzuführen. Seitlich davon befindet sich ein von der Nabe ausgehendes, radial gestrecktes Gebiet mit stark negativer *SKEH*, wie es von der Charakteristik mit drei lokalen Maxima für die Leitreihe 2 am Gehäuse zu beobachten ist. Unmittelbar an der Nabe ist dies auf den Hinterkantenwirbel TFV hinter dem Fillet zurückzuführen. Das radial gestreckte Gebiet weist auf das sich an der Saugseite zur Kanalmitte bewegende Grenzschichtfluid sowie auf den an der Profilhinterkante entstehenden Hinterkantenwirbel TSV hin. An der Spitze dieses Gebiets ist der Totaldruckverlustbeiwert mit  $\zeta = 0,58$  am höchsten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Kanalwirbel energiearmes Grenzschichtfluid von der Seitenwand sowie Grenzschichtfluid der Saugseite entlang der Saugseite aufwärts transportiert hat.

Auf einer radialen Höhe von  $h/H = 0,75 - 0,875$  tritt ein weiteres kreisförmiges Verlustgebiet auf, wobei dieses Gebiet im Vergleich zur Nabe deutlich kleiner ist und mit  $\zeta = 0,23$  geringere Verluste aufweist. Das Verlustzentrum befindet sich dabei genau zwischen zwei Gebieten mit leicht erhöhter positiver und negativer *SKEH*. Hierbei handelt es sich um den gehäuseseitigen Hinterkanten- (TSV) und den Kanalwirbel (PV). Dabei deuten die geringere Intensität der *SKEH* und geringere Verluste auf gegenüber den Nabe deutlich schwächere Sekundärströmungen in der Bilanzenebene hin. Am Gehäuse zeigt die *SKEH* in ME22 mit je zwei weiteren positiv und negativ drehenden Wirbelgebieten eine ähnliche Charakteristik, wie sie bei ME21 hinter der Leitreihe an der Nabe zu beobachten war. Dies deutet darauf hin, dass die gehäuseseitig stärkeren Sekundärströmungen der Leitreihen in den stromab liegenden Laufreihen gehäuseseitige Vorderkantenwirbel LV hervorrufen. Gegenüber ME22 nimmt der Totaldruckverlust im Bereich des nabenseitigen Kanalwirbels in ME32 mit  $\zeta = 0,39$  deutlich ab. In den nachfolgenden Laufreihen nimmt dieser bis in Ebene ME62 nur noch geringfügig auf  $\zeta = 0,36$  ab. Dagegen nimmt die *SKEH* stromab kontinuierlich deutlich ab. Der Verlust im Verlustmaximum an der Spitze des Hinterkantenwirbels TSV nimmt stromab dagegen von  $\zeta = 0,58$  auf  $\zeta = 0,7$  in ME62 zu. In ME72 sind die Verluste mit  $\zeta = 0,64$  etwas schwächer, als in ME62. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass mit abnehmender Intensität des Kanalwirbels dieser weniger energiearmes Fluid in sich bindet, dieses aber an der Saugseite entlang radial Richtung Kanalmitte transportiert. Allgemein ergibt sich aus diesen Beobachtungen, dass die Sekundärströmungsgebiete bei den Leitreihen an der Nabe stärker als am Gehäuse ausgeprägt sind. Bei den Laufreihen ist ein gegensätzliches Verhalten zu beobachten. Dies ist auf radial unterschiedliche Profilbelastung zurückzuführen. Die Umlenkung der Laufreihen ist an der Nabe wesentlich stärker als am Gehäuse ausgeprägt. So beträgt diese z.B. bei Laufreihe 2 am Gehäuse das ca. 0,4-fache der Umlenkung an der Nabe. Dagegen nimmt die Umlenkung bei den Leitreihen von der Nabe zum Gehäuse zu. Allerdings ist der Unterschied deutlich geringer. So nimmt die Umlenkung bei Leitreihe 2 am Gehäuse um ca. 1,25 gegenüber der Nabe zu.

In den Abbildungen 7.5 sind der Totaldruckverlustbeiwert und die *SKEH* in den Messebenen hinter den Laufreihen der SWK-Konfiguration E2431 dargestellt. Diese zeigen im Bereich der nabenseitigen Kanalwirbel PV in den Ebenen ME12 bis ME32 sowie

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

ME52 bis ME72 eine Zunahme der Verluste durch die SWK. Dabei nehmen diese in ME72 besonders stark zu. Dieser, im Vergleich zu den anderen Laufreihen besonders starke Anstieg der durch den Kanalwirbel verursachten Verluste, wird durch die zusätzlich zur Seitenwandkonturierung reduzierte Schaufelzahl hervorgerufen, da diese zu einer höheren Belastung der Profile und damit zu einem stärkeren Querdruckgradienten führt. In ME42 ist dagegen eine leichte Abnahme der durch den gehäuseseitigen Kanalwirbel hervorgerufenen Verluste von  $\Delta\zeta = -0,3$  sowie der *SKEH* zu beobachten. Dies deutet darauf hin, dass die Seitenwandkonturierung der Laufreihe 4 an der Nabe einen positiven Einfluss auf das Verlustverhalten hat. Auch im Bereich des gehäuseseitigen Kanalwirbels nimmt die *SKEH* bei der SWK-Konfiguration in den Ebenen ME12 bis ME32 stark und in den Ebenen ME42 bis ME72 leicht zu. Dies deutet auf stärkere Kanalwirbel hin.

7.1 Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast)

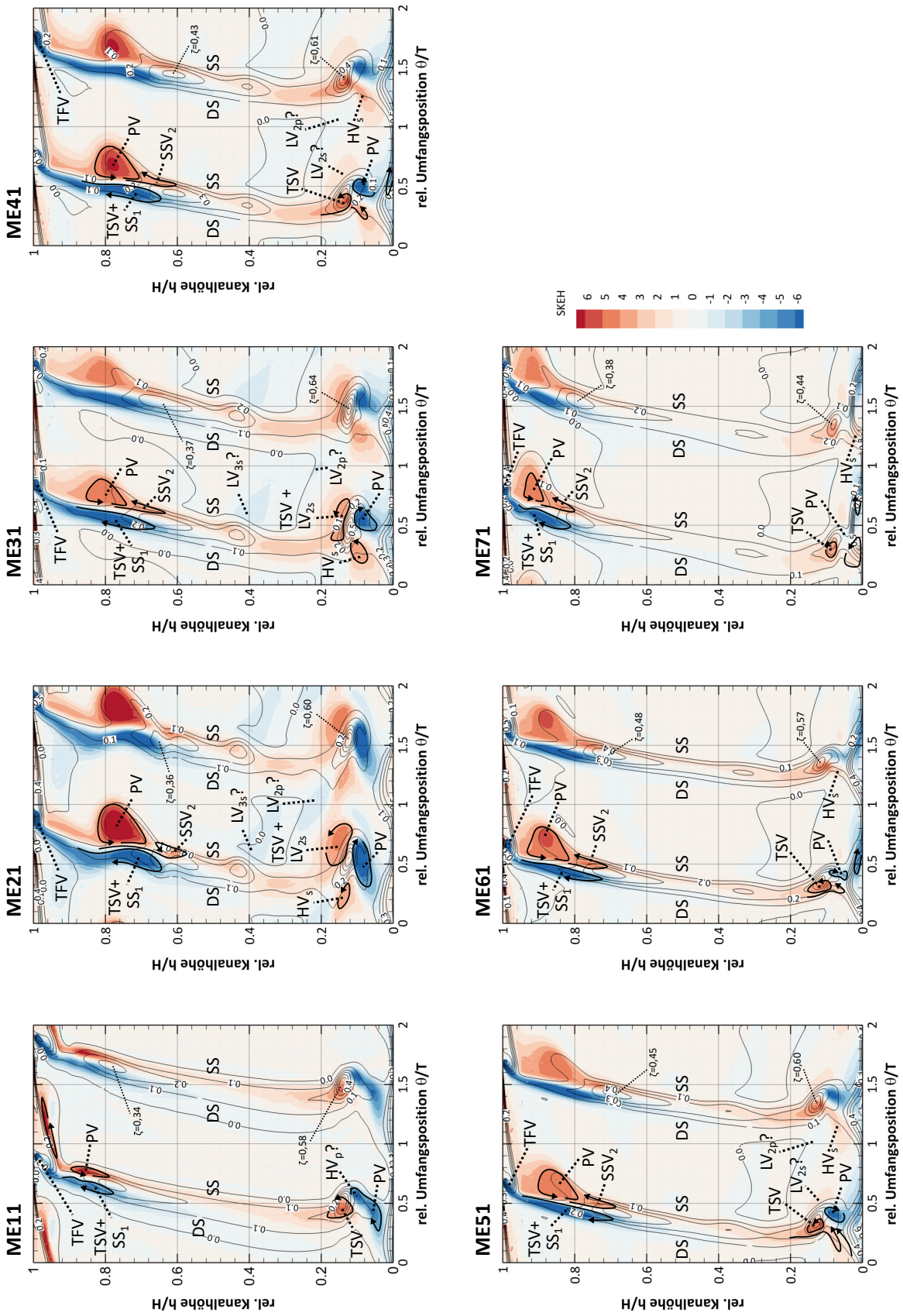


Abbildung 7.2: SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Leitreihen (E243) bei Nennlast

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

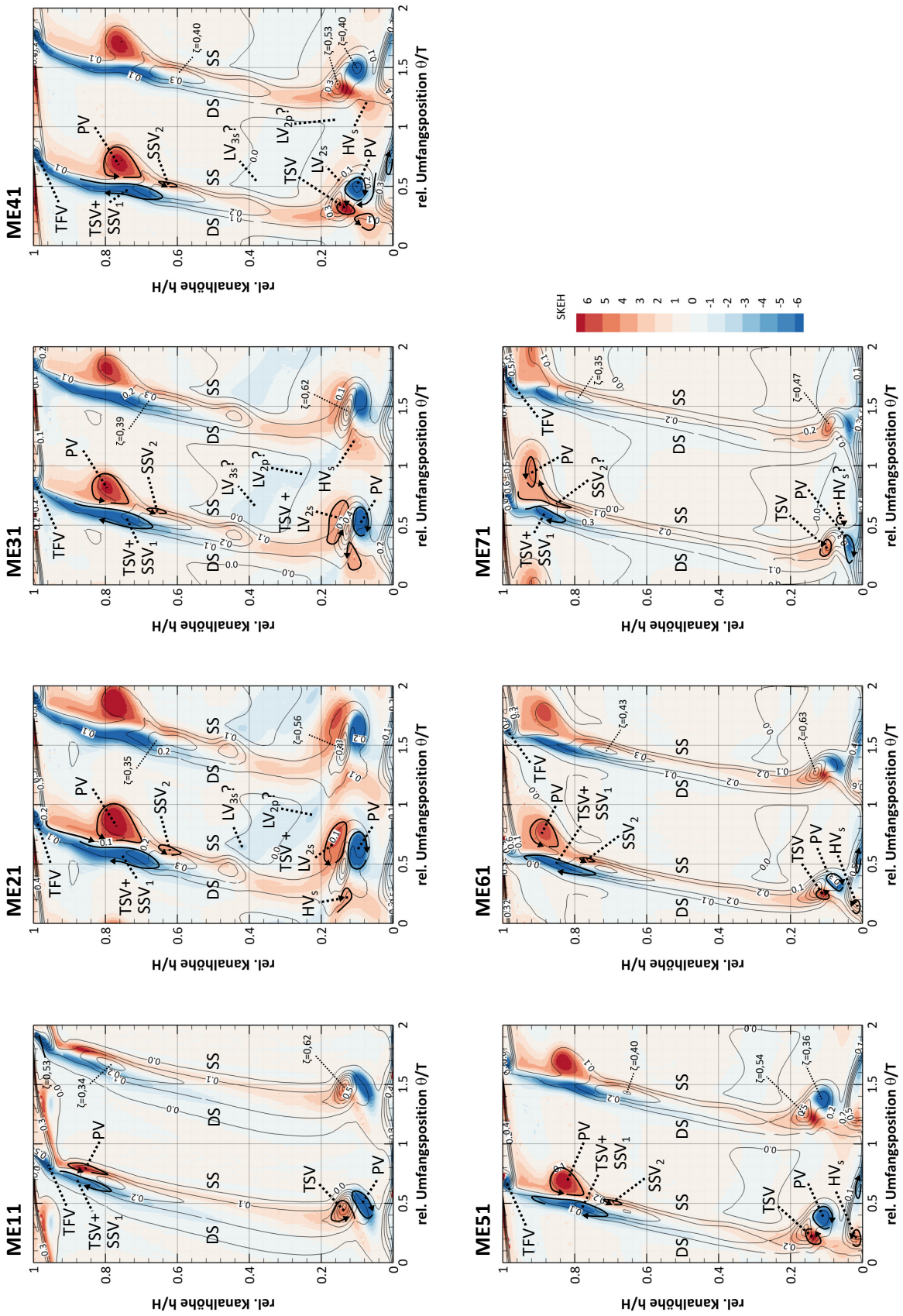


Abbildung 7.3: SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Leitreihen (E2431) bei Nennlast



7.1 Ergebnisse in den Messebenen (Nennlast)

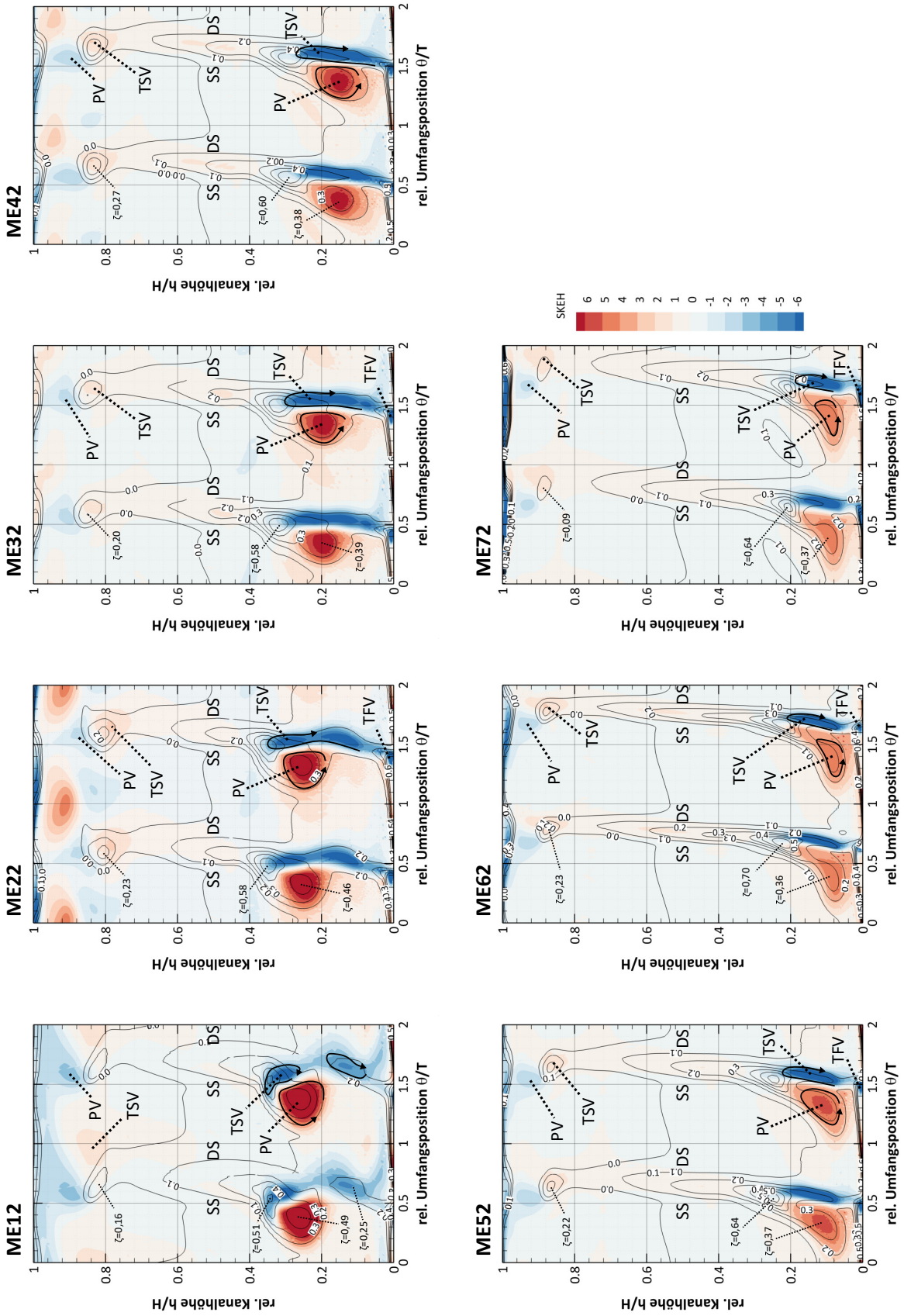


Abbildung 7.4: SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Laufreihen (E243) bei Nennlast

7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

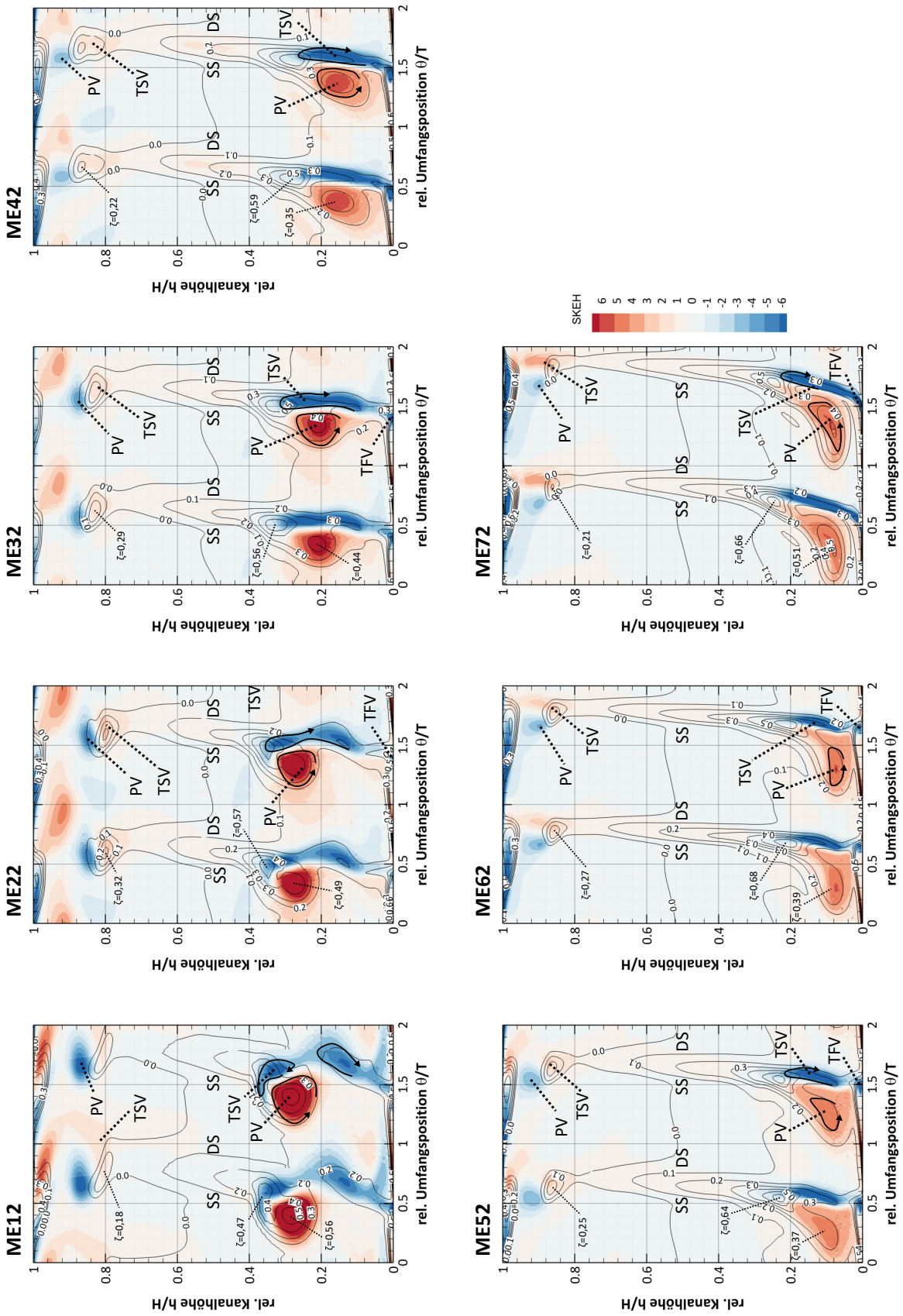


Abbildung 7.5: SKEH und Druckverlustbeiwert hinter den Laufreihen (E2431) bei Nennlast

## 7.2 Ergebnisse innerhalb ausgewählter Schaufelpassagen (Nennlast)

Wie im vorausgegangenen Abschnitt beschrieben, zeigen die Ergebnisse in den Bilanzebenen zwischen den Schaufelreihen, dass die in der hier untersuchten Beschau felung eingebrachte Seitenwandkonturierung nur in wenigen Ebenen zur Reduzierung des Kanalwirbels führt. Dies ist im Gehäusebereich von LE2 und im Nabenbereich von LA4 der Fall. Daher werden diese Schaufelreihen für beide Konfigurationen im Nennlastfall detaillierter betrachtet. Zunächst wird der Gehäusebereich von LE2 für die Referenz E243 und die SWK E2431 verglichen. Da der Querdruckgradient, wie in Abschnitt 2.1 erläutert, die treibende Kraft für die Entstehung des Kanalwirbels darstellt, sind in Abbildung 7.6 die Verteilung des statischen Drucks und die aus den Wandschubspannungen abgeleiteten Stromlinien dargestellt. Isolinien der radialen Höhe zeigen die Lage der Konturierung, die in allen Schaufelreihen als „Tal“ (Querschnittserweiterung, ②) ausgeführt wurde. Beim vor der Beschau felung befindlichen, relativ scharf abgegrenzten Bereich hohen statischen Drucks handelt es sich um die gehäuseseitige Rotorkavität. Hier strömt Kavitätenfluid in die Schaufelpassage ein. Am Beginn der Schaufelpassage der Referenz ist ungefähr in der Passagenmitte ein Gebiet niedrigen statischen Drucks mit einer Rückströmung ① zu beobachten. Dies ist auf eine Ablöseblase zurückzuführen, die auf die radiale Geschwindigkeitskomponente des in die Passage einströmenden Kavitätenfluids zurückzuführen ist. Bei der SWK-Konfiguration nimmt die Größe dieses Gebiets zu und der statische Druck fällt stärker ab. Durch die entgegen der radialen Geschwindigkeitskomponente des Kavitätenfluids gerichtete lokale Erweiterung des Strömungskanals, kommt es zu einem weiter stromab gelegenen Wiederanlegen der Strömung und somit zu einer größeren Ablöseblase als bei der Referenz. Die Seitenwandkontur weist in allen Richtungen eine zum Kanal konkave Form auf. Es lässt sich vermuten, dass eine konvexe Kontur im vorderen Bereich der Schaufelpassage, zu einem früheren Wiederanlegen der Strömung führen würde. An der Profildruckseite führt die Konturierung im vorderen Schaufelbereich zu einer Absenkung, an der Saugseite und in der Kanalmitte zu einer Erhöhung des statischen Drucks. Ein leichtes „Aufrichten“ der Isobaren ist die Folge. Der Querdruckgradient nimmt ab. Die Stromlinien zeigen sowohl im vorderen als auch weiter stromab gelegenen Seitenwandbereich eine Abschwächung des Querströmungsanteils. Ein schwächerer Kanalwirbel ist die Folge. Aus dieser Betrachtung folgt jedoch auch, dass durch eine Ausweitung der stärksten Kanalerweiterung in Umfangsrichtung der Druck in der Kanalmitte etwa dem Druck am druck- und saugseitigen Gehäusebereich angeglichen werden könnte. Eine weitere Reduzierung des Querdruckgradienten im vorderen Passagenbereich ließe sich erzielen. An gleicher axialer Länge unmittelbar an der Saugseite zeigt sich der negative Einfluss der relativ großen Filletradien auf den Querdruckgradienten. Bei einem kleineren Fillet würde die Querschnittserweiterung an dieser Stelle weiter an die Saugseite heranreichen und in diesem Bereich ebenfalls zu einem Druckanstieg führen. Ein „Aufrichten“ der Isobaren quer zur idealen Strömungsrichtung mit geringerem Querdruckgradienten wäre die Folge.

Abbildung 7.7 zeigt die entsprechenden Ergebnisse an der Nabe der 2. Leitreihe. Auch hier vergrößert sich das Gebiet einer abgelösten Strömung im Eintrittsbereich der Schau-

## 7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

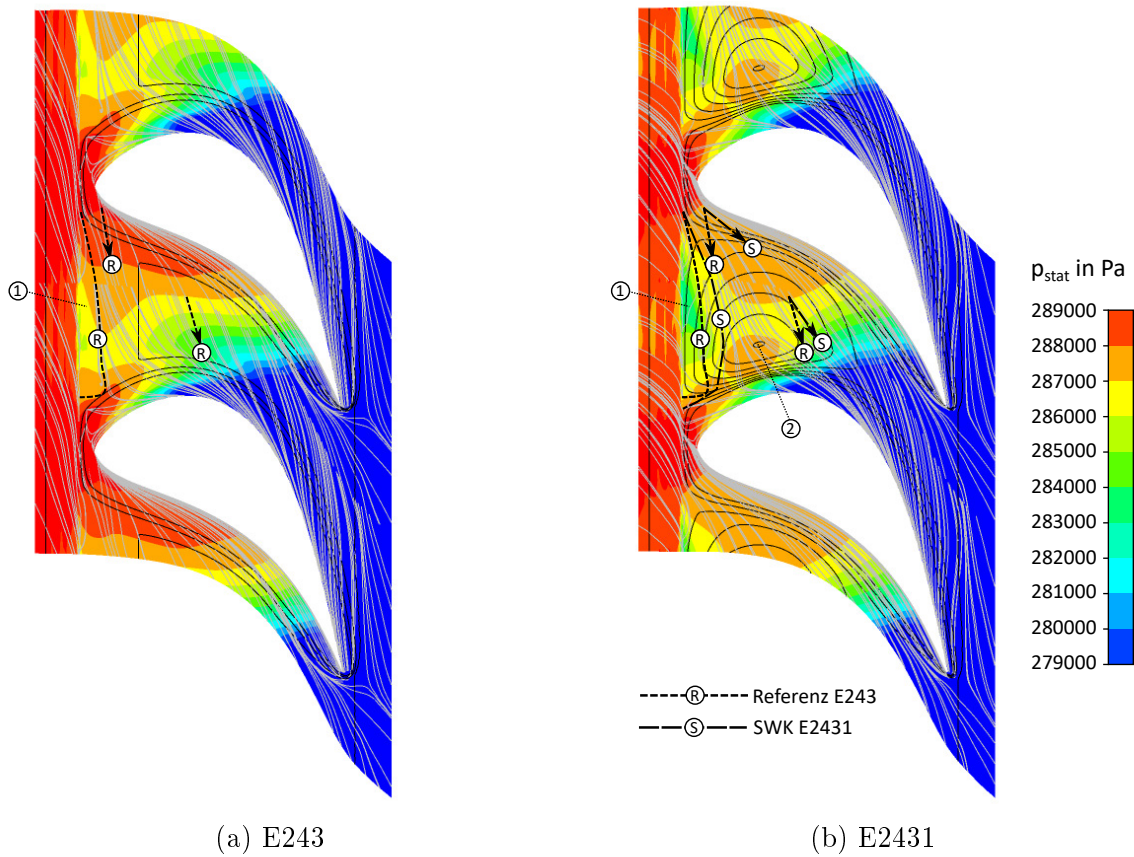


Abbildung 7.6: Statische Druckverteilung und Stromlinien am Gehäuse, LE2 (Nennlast)

felpassage bei der SWK-Konfiguration. Unmittelbar stromab der Ablöseblase zeigen die Stromlinien eine stärkere Querströmung für die SWK-Konfiguration. Dies erklärt den bei der Bilanzebenenbetrachtung beobachteten stärkeren Kanalwirbel bei der SWK-Konfiguration.

Am Gehäuse der 4. Laufreihe der Referenzkonfiguration zeigen die in Abbildung 7.8 dargestellten Ergebnisse keine abgelöste Strömung am Passageneintritt. Durch Konturierung kommt es in diesem Bereich zu einer deutlichen Druckabnahme mit Rückströmung. Der beispielhafte Vergleich der Strömungsvektoren für die Referenz- Ⓜ mit der SWK-Konfiguration Ⓢ unmittelbar stromab der Ablöseblase zeigt, dass die Querströmung bei der konturierten Beschaukelung zunimmt. Dies erklärt den in ME42 beobachteten stärkeren gehäuseseitigen Kanalwirbel der SWK-Konfiguration. Im Auslaufbereich der Seitenwandkontur tritt im saugseitigen Wandbereich ein „Aufrichten“ der Isobaren, verbunden mit einer leichten Reduzierung der Querströmung auf. Da die Bildung des Kanalwirbels jedoch stromauf erfolgt ist, hat dies auf diesen keinen positiven Einfluss. Auch an der Nabe der 4. Laufreihe (Abb. 7.9) weist die SWK-Konfiguration ein größeres Ablösegebiet mit stärkerer Druckabnahme auf. Unmittelbar stromab bewirkt die Konturierung eine Erhöhung des statischen Drucks in der Kanalmitte. Der dadurch abnehmende Querdruckgradient führt zu einer deutlichen Reduzierung der Querströmungskomponente in

## 7.2 Ergebnisse innerhalb ausgewählter Schaufelpassagen (Nennlast)

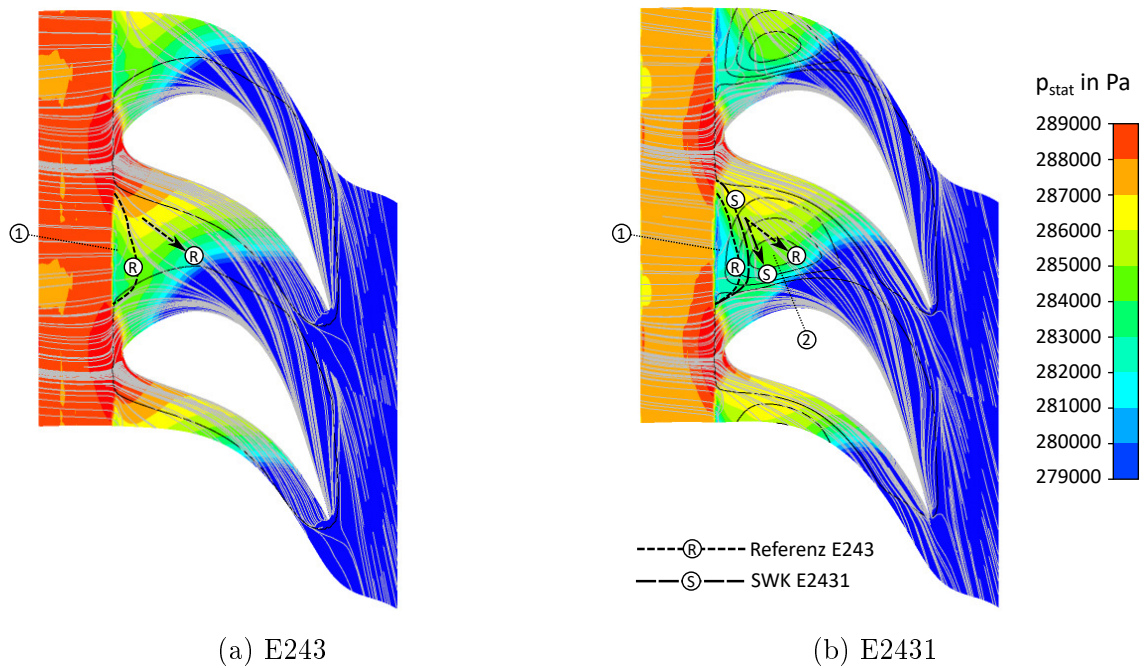


Abbildung 7.7: Statische Druckverteilung und Stromlinien an der Nabe, LE2 (Nennlast)

diesem vorderen, für die Stärke des Kanalwirbels maßgeblichen Wandbereich. Dies erklärt den in Abschnitt 7.1 beschriebenen schwächeren Kanalwirbel hinter der 4. Leitreihe in ME42 für die SWK-Beschaufelung.

7 Detaillierte Betrachtung der numerischen Ergebnisse

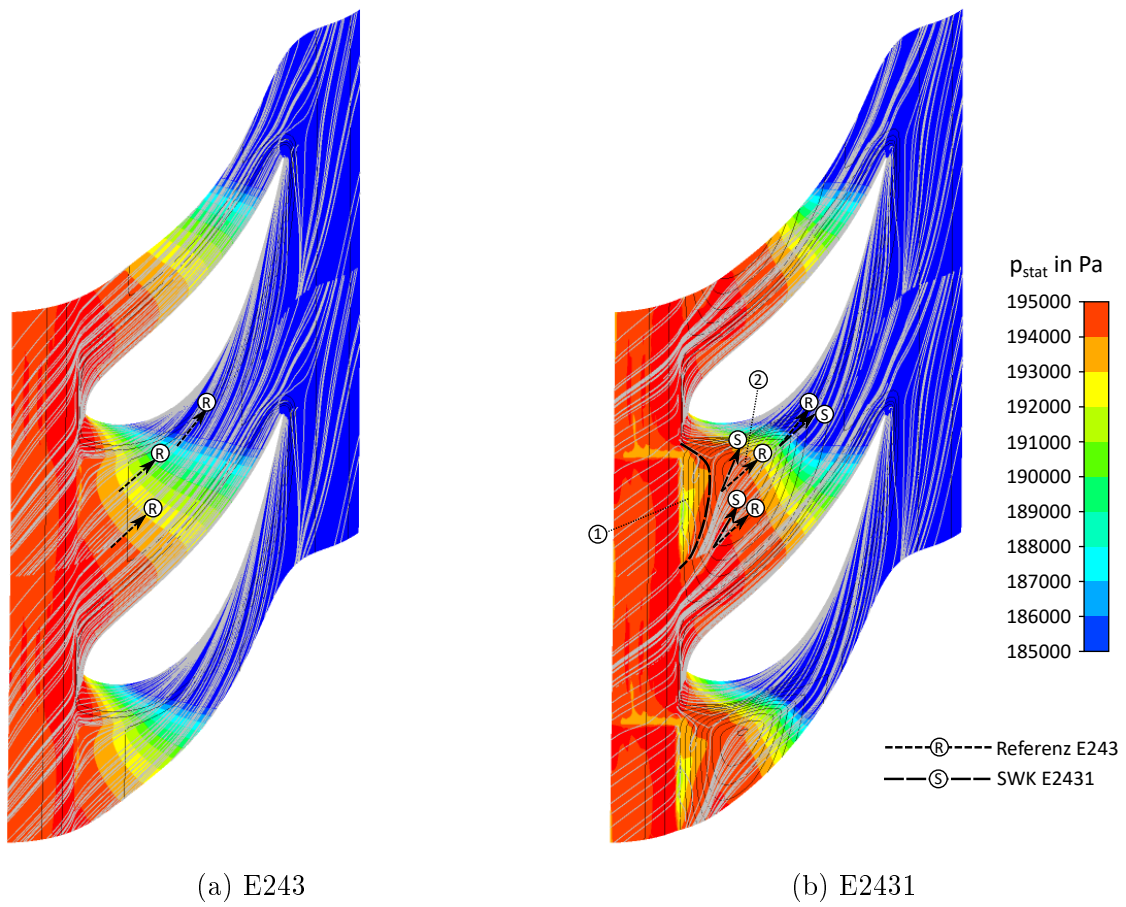


Abbildung 7.8: Statische Druckverteilung und Stromlinien am Gehäuse, LA4 (Nennlast)

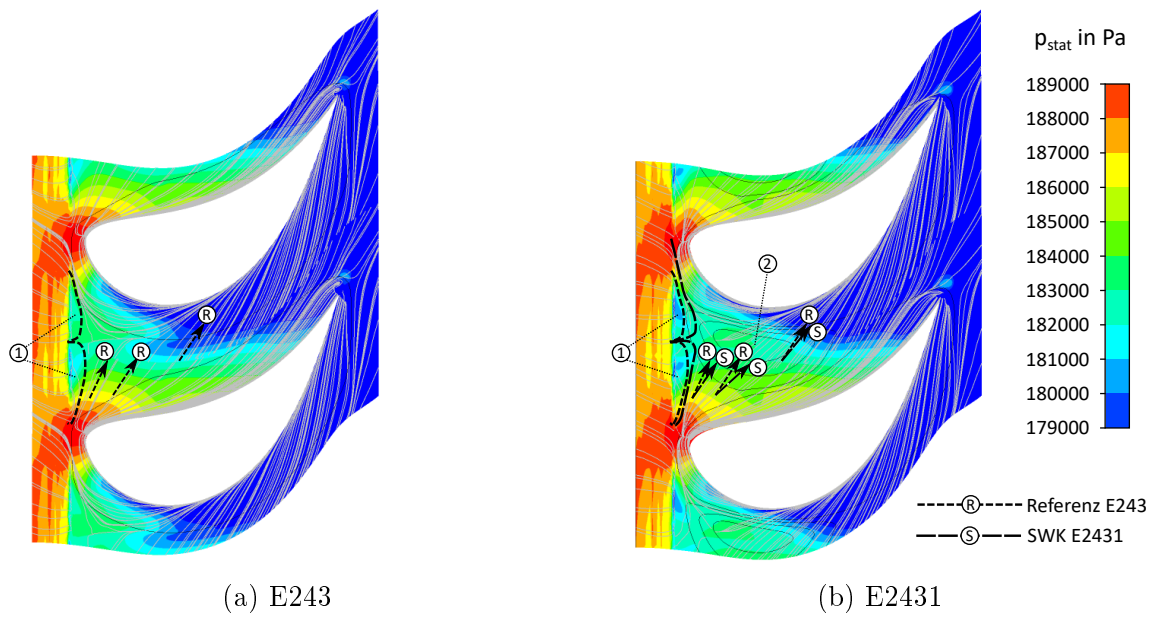


Abbildung 7.9: Statische Druckverteilung und Stromlinien an der Nabe, LA4 (Nennlast)

## 8 Schlussfolgerungen

Im Rahmen dieser Arbeit konnten umfangreiche experimentelle Ergebnisse zur Ausbildung von Sekundärströmungen in einer vielstufigen, für moderne Hochdruckdampfturbinen typischen Beschaufelung mit und ohne Seitenwandkonturierung gewonnen werden. Neben diesen bei Nennlast durchgeführten detaillierten Messungen wurde das Turbinenkennfeld auch im oberen Teillastbetrieb untersucht. Darüber hinaus wurde die vollständige Turbine inkl. Austrittsdiffusor auch numerisch mittels CFD-Verfahren berechnet. Eine im Rahmen der Arbeit durchgeführte Vorstudie zeigt den erheblichen Einfluss der bei Hochdruckdampfturbinen vergleichsweise großen Filletradien auf das Ergebnis der CFD-Simulation, so dass im finalen Modell die real in der Turbine vorhandenen dreidimensionalen Filletradien berücksichtigt wurden. Da auch die Kavitäten im numerischen Modell implementiert wurden, weist das Modell einen für die relativ große Stufenzahl hohen Detaillierungsgrad auf. Dadurch werden bei der Berechnung durch diese Details verursachte Effekte berücksichtigt.

Die Mess- und CFD-Ergebnisse zeigen übereinstimmend, dass die in der SWK-Konfiguration implementierte Seitenwandkontur insgesamt nicht zu einer Wirkungsgradsteigerung der Turbine führt. Lokal kann an der Nabe von LE2 und am Gehäuse von LA4 jedoch eine Reduzierung der Sekundärströmungen nachgewiesen werden. Die Ursache(n) dafür, dass die ausgelegte SWK nicht wie gewünscht zu einer Wirkungsgradverbesserung, sondern in fast allen Passagen zur Zunahme der verlustgenerierenden Sekundärströmungen führt, kann auf Grundlage der Messergebnisse nicht ergründet werden. Hierzu wären Messwerte aus dem inneren der Schaufelpassagen notwendig. Die Ergebnisse der CFD-Simulation deuten auf Grundlage von Druckverteilung und Stromlinien jedoch darauf hin, dass die Querschnittserweiterung der SWK unmittelbar stromab der Seitenwandvorderkante zu einer Vergrößerung der durch das einströmende Kavitätenfluid entstehenden Ablöseblase führt. Eine Zunahme der dissipativen Verluste ist die Folge. Die Ergebnisse für LE2 und LA4, bei denen jeweils an einer Seite eine Reduzierung der Sekundärströmungen zu beobachten ist, zeigen, dass die SWK dort zur Reduzierung des Querdruckgradienten führt und somit die ausgelegte Geometrie das Designziel grundsätzlich erfüllen kann. An den jeweils gegenüberliegenden Seitenwänden führt die SWK dagegen zu einer Verstärkung der Querkanalströmung.

Aus messtechnischer Sicht wurden im Rahmen dieser Arbeit einige Verbesserungen erzielt, die die messtechnische Ergebnisqualität weiterführender Untersuchungen positiv beeinflussen wird:

1. In Abschnitt 6.1.3 wurde gezeigt, dass die Reproduzierbarkeit der Messungen durch die Einrüstung einer automatischen Betriebspunktregelung deutlich verbessert wurde.

## 8 Schlussfolgerungen

2. Die höhere Anzahl und äquidistante Verteilung der Kammsonden im Diffusor ermöglicht gegenüber den vorherigen Untersuchungen die Berücksichtigung der gehäusebedingt asymmetrischen Abströmung bei der Ermittlung der gemittelten Turbinenaustrittsbedingungen und somit bei der Kennfeldbestimmung. Hinsichtlich der Verstellbarkeit der Kammsonden zeigt die Arbeit, dass die Nachführung in Abhängigkeit der Betriebspunktabhängigen Abströmrichtung bei starker Teillast die Richtigkeit der Kennfeldmessungen erheblich verbessert.
3. Zur Ausrichtung der zur Traversierung in der Turbine eingebauten Mehrloch-Sonden wurde während dieser Messungen erstmals ein neues Ausrichtungsverfahren zur Referenzierung der Sonde entlang der Maschinenachse erprobt und hat sich bewährt.
4. Ein automatisiertes Traversierverfahren für die Strömungsfeldmessungen konnte etabliert werden, bei dem die Messpunkteverteilung an dem Messziel zur Auflösung von Sekundärströmungen orientiert ist. Dabei werden diese Bereiche mit einer höheren und nicht im Fokus der Untersuchung stehende Bereiche mit einer geringeren Auflösung abgetastet. Dies ermöglicht einen hinreichend genauen und effizienten Messbetrieb.



## 9 Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass grundsätzlich Seitenwandkonturen auch in typischen Hochdruckdampfturbinen zur Reduzierung von Seitenwandkonturen eingesetzt werden können. Allerdings zeigt diese Arbeit auch, dass eine lediglich auf rudimentäre geometrische Größen der Referenzkonfiguration zurückgehende Position und Gestalt der Kontur für eine zielführende Beeinflussung des Querdruckgradienten nicht ausreichend ist. Da jedoch im Gegensatz zu Flugtriebwerken und Gasturbinen, wie in Abschnitt 3 dargestellt, eine vollständige CFD-Simulation zur Auslegung nicht wirtschaftlich ist, besteht die Herausforderung für zukünftige Arbeiten insbesondere darin, eine Auslegungsmethode für die SWK zu erarbeiten, die zusätzlich zu den Geometrieinformationen die im Auslegungsprozess von Dampfturbinen anfallenden aerodynamischen Auslegungsdaten nutzt. Für die Entwicklung derartiger Designregeln sowie zur Validierung der Auslegungsmethode erscheint es in Anbetracht der Ergebnisse dieser Arbeit notwendig, einen Schritt in den vorgestellten Stufen zur Einführung innovativer Technologien zurück zu gehen, und diese zunächst ausgiebig durch Windkanaluntersuchungen zu erproben. Im Gegensatz zu der in dieser Arbeit untersuchten, einsatznahen Turbine ließen sich dabei Wanddruckbohrungen mit deutlich geringerem Aufwand realisieren, die für die Untersuchung der Wirksamkeit der SWK auf den Querdruckgradienten notwendig sind. Bei der anschließend erneut durchzuführenden experimentellen Untersuchung in einer realitätsnahen Turbine kann auf die im Rahmen dieser Untersuchungen durchgeführten Verbesserungen an Prüfstand und Messverfahren zurückgegriffen werden.

Zur weiteren Verbesserung der Reproduzierbarkeit sollte in Zukunft die erst nach Abschluss der Referenzmessungen am Institut verfügbare Isolierung der Turbine zum Einsatz kommen, um den Einfluss der Wärmeverluste zu reduzieren und dadurch die Vergleichbarkeit von Messung und CFD-Simulation zu verbessern. Außerdem sollte dadurch auch eine verbesserte Übereinstimmung der Wärmeverluste im Vergleich zu realen Kraftwerksdampfturbinen erreicht werden. Dies erfordert für die Kammsonden allerdings Anpassungen hinsichtlich der Temperaturbeständigkeit der elektrischen und mechanischen Komponenten.

Im Rahmen nachfolgender Arbeiten sollte auch die Bestimmung der Eintrittsbedingungen der Turbine weiter verbessert werden. Diese erfolgt in dieser Arbeit mittels einer Messstelle unmittelbar zwischen zwei Stützrippen in der Kanalmitte. Dadurch werden die durch die vier Rippen des Lagersterns hervorgerufenen Nachläufe und die damit verbundenen Verluste bei der Bestimmung der Eintrittsbedingung nicht berücksichtigt auch wenn diese real in die Maschine eintreten.

Als Randbedingungen für die CFD-Simulation wurden die radialen Temperatur- und Druckmessungen in ME10 verwendet. Diese berücksichtigen ebenfalls keine nachlaufbedingten Druckschwankungen in Umfangsrichtung. Im Gegensatz zu den Messungen an

## 9 Ausblick

der realen Maschine treten diese damit in der Simulation aber nicht in die Turbine ein, so dass dieser Effekt Abweichungen zwischen realer Maschine und CFD-Modell bedingt. Daher sollte in Zukunft entweder eine auch in Umfangsrichtung erfolgende Traversierung der Eintrittsebene oder die Ergänzung des CFD-Modells um den Einströmbereich inkl. Nabenabdeckung und Lagerstern sowie die Nutzung der Messstelle im Eintrittsrohr verwendet werden. Hierbei sind die erhöhten Aufwände für Messung oder Modellerstellung und Berechnungszeit gegeneinander abzuwägen.

Zur Verbesserung der Strömungsfeldmessungen zwischen den Schaufelreihen sollten kleinere 5-Loch-Sonden eingesetzt werden, um auch die nabenseitigen Sekundärströmungen erfassen zu können und um die Schaufel-Sonde-Interaktion zu reduzieren. Auf Grundlage dieser bereits während der Referenzmessungen gewonnenen Erkenntnisse befanden sich bereits während der weiteren Messungen dieser Arbeit Sonden mit einem Kopfdurchmesser von 3,5 mm und 2,5 mm in der Entwicklung. Zur Reduzierung der Messzeiten kann auf Basis der Ergebnisse der Flächentraversierungen eine weitere Reduzierung der Messpunkte in der Kanalmitte erfolgen.

Wie in Abschnitt 7.1 beschrieben, treten bei der CFD infolge der Verwendung des Mischungsebenenmodells zur Übergabe vom stationären ins rotierende Bezugssystem Wirbel auf. Es ist zu vermuten, dass diese in der realen Turbine stark instationär sind. Mithilfe vereinfachter instationärer Simulationen wie der Transient Blade Row - Methode (ANSYS) sollte daher dieser Einfluss auf das Ergebnis der numerischen Simulation ermittelt werden.

# Literaturverzeichnis

- Abdulla, A. K.; Bhargava, R. K. und Raj, R. (1991): An Experimental Study of Local Wall Shear Stress, Surface Static Pressure, and Flow Visualization Upstream, Alongside, and Downstream of a Blade Endwall Corner. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 113(4):S. 626. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2929128.
- Agui, J. H. und Andreopoulos, J. (1992): Experimental Investigation of a Three-Dimensional Boundary Layer Flow in the Vicinity of an Upright Wall Mounted Cylinder (Data Bank Contribution). In: *Journal of Fluids Engineering*, Band 114(4):S. 566. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.2910069.
- Ainley, D. G. und Mathieson, G. C. R. (1955): An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines.
- Atkins, M. J. (1985): Endwall profiling in axial flow turbines. Dissertation, University of Cambridge.
- Atkins, M. J. (1987): Secondary Losses and Endwall-Profiling in a Turbine Cascade. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers International Conference: Turbomachinery - Efficiency Prediction and Improvement*. S. 29–42.
- Aunapu, N. V.; Volino, R. J.; Flack, K. A. und Stoddard, R. M. (2000): Secondary Flow Measurements in a Turbine Passage With Endwall Flow Modification. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 122(4):S. 651. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1311286.
- Bagshaw, D. A.; Ingram, G. L.; Gregory-Smith, D. G. und Stokes, M. R. (2008a): An experimental study of three-dimensional turbine blades combined with profiled endwalls. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Band 222(1):S. 103–110. ISSN 0957-6509. doi:10.1243/09576509JPE478.
- Bagshaw, D. A.; Ingram, G. L.; Gregory-Smith, D. G.; Stokes, M. R. und Harvey, N. W. (2008b): The design of three-dimensional turbine blades combined with profiled endwalls. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Band 222(1):S. 93–102. ISSN 0957-6509. doi:10.1243/09576509JPE477.
- Bammert, K. und Brütt, P. (1967): Berechnung und Messung der Kennfelder von mehrstufigen Axialturbinen, Band 519 von VDI-Forschungsheft. VDI Verlag GmbH.
- Becz, S.; Majewski, M. S. und Langston, L. S. (2003): Leading Edge Modification Effects on Turbine Cascade Endwall Loss. In: *ASME Turbo Expo 2003*, collocated with the

## Literaturverzeichnis

- 2003 International Joint Power Generation Conference. New York, N.Y., Band 2003, S. 359–367.
- Becz, S.; Majewski, M. S. und Langston, L. S. (2004): An Experimental Investigation of Contoured Leading Edges for Secondary Flow Loss Reduction. In: ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y.
- Behr, T.; Kalfas, A. I. und Abhari, R. S. (2006): Unsteady Flow Physics and Performance of a One-And-1/2-Stage Unshrouded High Work Turbine. In: ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y.
- Benner, M. W.; Sjolander, S. A. und Moustapha, S. H. (1997): Measurements of Secondary Flows in a Turbine Cascade at Off-Design Incidence. In: ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, N.Y., S. V001T03A055. doi:10.1115/97-GT-382.
- Benner, M. W.; Sjolander, S. A. und Moustapha, S. H. (2003): The Influence of Leading-Edge Geometry on Secondary Losses in a Turbine Cascade at the Design Incidence. In: ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. New York, N.Y., S. 147–161. doi:10.1115/GT2003-38107.
- Benton, S. I.; Bernardini, C.; Bons, J. P. und Sondergaard, R. (2014): Parametric Optimization of Unsteady End Wall Blowing on a Highly Loaded Low-Pressure Turbine. In: Journal of Turbomachinery, Band 136(7):S. 071013. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4026127.
- Benton, S. I.; Bons, J. P. und Sondergaard, R. (2013): Secondary Flow Loss Reduction Through Blowing for a High-Lift Front-Loaded Low Pressure Turbine Cascade. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(2):S. 021020. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4007531.
- Bergh, J.; Snedden, G. C. und Meyer, C. (2012): Optimization of Non-Axisymmetric End Wall Contouring for the Rotor of a Low Speed , 1 1/2 Stage Research Turbine with Unshrouded Blades // Optimization of Non-Axisymmetric End Wall Contours for the Rotor of a Low Speed, 1 1/2 Stage Research Turbine With Unshrouded Blades. In: ASME Turbo Expo 2012: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. 1153. doi:10.1115/GT2012-68569.
- Biesinger, T. E. (1993): Secondary flow reduction techniques in linear turbine cascades. Phd-thesis, University of Durham, Durham, UK.
- Biester, M. H.-O.; Mueller, L.; Seume, J. R.; Guendogdu, Y. und Guendogdu, Y. (2011): Time-Resolved Numerical Investigation of the Interaction of Labyrinth Seal Leakage and Main-Flow in a 1.5-Stage LT Turbine. In: ASME Turbo Expo 2011: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.

- Binner, M. (2011): Experimentelle Untersuchung von Teil- und Schwachlastzuständen in Hochdruckdampfturbinen: Univ., Diss.–Hannover, 2011. Strömungsmechanik. Dr. Hut, München, erste Auflage. ISBN 978-3-86853-815-1.
- Binner, M. und Seume, J. R. (2014): Flow Patterns in High Pressure Steam Turbines During Low-Load Operation. In: Journal of Turbomachinery, Band 136(6):S. 61010. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4025162.
- Bloxham, M. J. und Bons, J. P. (2010): Leading-Edge Endwall Suction and Midspan Blowing to Reduce Turbomachinery Losses. In: Journal of Propulsion and Power, Band 26(6):S. 1268–1275. ISSN 0748-4658. doi:10.2514/1.46105.
- Boletis, E. (1985): Effects of Tip Endwall Contouring on the Three-Dimensional Flow Field in an Annular Turbine Nozzle Guide Vane: Part 1-Experimental Investigation. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 107(4):S. 983–990. ISSN 07424795.
- Bräunling, W. J. G. (2015): Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin, vierte Auflage. ISBN 978-3-642-34538-8. doi:10.1007/978-3-642-34539-5.
- Brennan, G.; Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Fomison, N. und Taylor, M. D. (2001): Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls: Part 1 — Turbine Design: 2001- GT -0505. In: ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. V001T03A066. doi:10.1115/2001-GT-0444.
- Brennan, G.; Harvey, N. W.; Rose, M. G.; Fomison, N. und Taylor, M. D. (2003): Improving the Efficiency of the Trent 500-HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls—Part I: Turbine Design. In: Journal of Turbomachinery, Band 125(3):S. 497–504. ISSN 0889-504X.
- Clark, C.; Pullan, G.; Curtis, E. und Goenaga, F. (2016): Secondary Flow Control in Low Aspect Ratio Vanes Using Splitters. In: ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Corral, R. und Gisbert, F. (2005): Non Axisymmetric End-Wall Design Using an Adjoint Navier-Stokes Solver. In: 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Joint Propulsion Conferences. doi:10.2514/6.2005-4025. URL <http://dx.doi.org/10.2514/6.2005-4025>.
- Deckers, M. (2014): Dampfturbinen Teil I: Vorlesungsskript.
- Deckers, M.; Hadden, S. G. C.; Pfitzinger, E. W. und Simon, V. (2001): A Novel Blade-path Design System for Advanced Steam Turbines. In: 4th European Conference on Turbomachinery. SGE, Padova. ISBN 8886281579 9788886281577.

## Literaturverzeichnis

- Dejc, M. E. und Zarjankin, A. E. (1960): Methods of Increasing the Efficiency of Turbine Stages. In: *Teploenergetika*, Band 2:S. 18–24.
- Denton, J. D. (1993): The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 115(4):S. 621. ISSN 0889-504X. doi: 10.1115/1.2929299.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1979): Normatmosphäre. doi:10.31030/1339377.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1995): Grundlagen der Messtechnik - Teil 1: Grundbegriffe.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (1999): Grundlagen der Messtechnik Teil 4: Auswertung von Messungen, Messunsicherheit.
- Deutsches Institut für Normung e.V. (2004): Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 4: Venturirohre.
- Devenport, W. J.; Agarwal, N. K.; Dewitz, M. B.; Simpson, R. L. und Poddar, K. (1990): Effects of a fillet on the flow past a wing-body junction. In: *AIAA Journal*, Band 28(12):S. 2017–2024. ISSN 0001-1452. doi:10.2514/3.10517.
- Devenport, W. J.; Simpson, R. L.; Dewitz, M. B. und Agarwal, N. K. (1992): Effects of a leading-edge fillet on the flow past an appendage-body junction. In: *AIAA Journal*, Band 30(9):S. 2177–2183. ISSN 0001-1452. doi:10.2514/3.11201. URL <http://dx.doi.org/10.2514/3.11201>.
- Duden, A. (2000): Strömungsbeeinflussung zur Reduzierung der Sekundärströmung in Turbinengittern.
- Duden, A.; Raab, I. und Fottner, L. (1999): Controlling the Secondary Flow in a Turbine Cascade by Three-Dimensional Airfoil Design and Endwall Contouring. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 121(2):S. 191–199. ISSN 0889-504X.
- Dunn, D.; Snedden, G. C. und von Backstroem, T. (2009): Turbulence model comparisons for a low pressure 1.5 stage test turbine. In: 19th Conference of the International Society for Air Breathing Engines. URL <http://hdl.handle.net/10204/4538>.
- Eckerle, W. A. und Langston, L. S. (1987): Horseshoe Vortex Formation Around a Cylinder. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 109(2):S. 278. ISSN 0889-504X. doi: 10.1115/1.3262098.
- Erdmann, M. (2011): *Experimentalphysik 1*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. doi:10.1007/978-3-642-16103-2.
- Eymann, S. (2001): Seitenwandeffekte im mehrstufigen Niederdruck-Turbinenrig: Abschlußbericht zum BMBF Vorhaben 0327041 F.

- Fakhari, K.; Hofbauer, T. und Weber, A. (2009): Numerical Investigation of Unsteady Blade Row Interactions With Leakage Flow in Steam Turbines. In: ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 1665–1684. doi:10.1115/GT2009-59613.
- Fruböse, J. (1990): Reduktion der Kenngrößen von Gasturbinenanlagen auf Normal-Eintrittsbedingungen. In: BWK, Band 42(11):S. 676.
- Georgiou, D. P.; Milidonis, K. F. und Gentiketzidis, A. I. (2015): Comparison Between Experimental Measurements and RANS-Based Simulations on the Aerodynamics of a Horseshoe Vortex Configuration. In: Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics.
- Germain, T.; Nagel, M. G. und Baier, R. D. (2007): Visualisation and Quantification of Secondary Flows: Application to Turbine Bladings with 3D-Endwalls. In: Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows.
- Germain, T.; Nagel, M. G.; Raab, I.; Schüpbach, P.; Abhari, R. S. und Rose, M. G. (2008): Improving Efficiency of a High Work Turbine Using Non-Axisymmetric Endwalls: Part I - Endwall Design and Performance. In: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 1109–1119. ISBN 978-0-7918-4316-1. doi:10.1115/GT2008-50469.
- Gier, J.; Franke, M.; Hübner, N. und Schröder, T. (2010): Designing Low Pressure Turbines for Optimized Airfoil Lift. In: Journal of Turbomachinery, Band 132(3):S. 31008. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.3148476.
- Goldstein, R. J. und Spores, R. A. (1988): Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades. In: Journal of Heat Transfer, Band 110(4a):S. 862–869 // 862. ISSN 00221481. doi:10.1115/1.3250586.
- González, P.; Lantero, M. und Olabarria, V. (2006): Low Pressure Turbine Design for Rolls-Royce Trent 900 Turbofan. In: ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 875–881. doi:10.1115/GT2006-90997.
- Gregory-Smith, D. G.; Bagshaw, D. A.; Ingram, G. L. und Stokes, M. R. (2008): Using Profiled Endwalls, Blade Lean and Leading Edge Extensions to Minimize Secondary Flow. In: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, Band 2008, S. 1301–1311. ISBN 978-0-7918-4316-1.
- Gregory-Smith, D. G.; Graves, C. P. und Walsh, J. A. (1988): Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade. In: Journal of Turbomachinery, Band 110(1):S. 1. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.3262163.

## *Literaturverzeichnis*

- Gregory-Smith, D. G.; Ingram, G. L.; Jayaraman, P.; Harvey, N. W. und Rose, M. G. (2001): Non-axisymmetric turbine end wall profiling. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Band 215(6):S. 721–734. ISSN 0957-6509.
- Harrison, S. (1992): The Influence of Blade Lean on Turbine Losses. In: Journal of Turbomachinery, Band 114(1):S. 184. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2927982.
- Hartland, J. C. und Gregory-Smith, D. G. (2002): A Design Method for the Profiling of End Walls in Turbines. In: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., Band 2002, S. 697–704. doi:10.1115/GT2002-30422.
- Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D. G.; Harvey, N. W. und Rose, M. G. (2000): Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II—Experimental Validation. In: Journal of Turbomachinery, Band 122(2):S. 286. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.555446.
- Hartland, J. C.; Gregory-Smith, D. G. und Rose, M. G. (1998): Non-Axisymmetric Endwall Profiling in a Turbine Rotor Blade. In: ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., S. V001T01A130. ISBN 978-0-7918-7862-0. doi:10.1115/98-GT-525.
- Harvey, N. W.; Brennan, G.; Newman, D. A. und Rose, M. G. (2002): Improving Turbine Efficiency Using Non-Axisymmetric End Walls: Validation in the Multi-Row Environment and With Low Aspect Ratio Blading. In: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 119–126. doi:10.1115/GT2002-30337.
- Harvey, N. W. und Rose, M. G. (2000): Bladed ducting for turbomachinery. Patent EP0997612 A2.
- Haselbach, F.; Schiffer, H.-P.; Horsman, M.; Dressen, S.; Harvey, N. W. und Read, S. (2002): The Application of Ultra High Lift Blading in the BR715 LP Turbine. In: Journal of Turbomachinery, Band 124(1):S. 45. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1415737.
- Henke, M. (2017): Einfluss des Axialabstands ... Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Herzog, N.; Binner, M.; Seume, J. R. und Rothe, K. (2007): Verification of Low-Flow Conditions in a Multistage Turbine. In: ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., Band 2007, S. 563–574.
- Hodson, H. P. und Dominy, R. G. (1987a): The Off-Design Performance of a Low-Pressure Turbine Cascade. In: Journal of Turbomachinery, Band 109(2):S. 201–209. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.3262086.
- Hodson, H. P. und Dominy, R. G. (1987b): Three-Dimensional Flow in a Low-Pressure Turbine Cascade at Its Design Condition. In: Journal of Turbomachinery, Band 109(2):S. 177–185. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.3262083.



- Hourmouziadis, J. und Hübner, N. (1985): 3-D Design of Turbine Airfoils. In: American Society of Mechanical Engineers (Hg.) ASME 1985 International Gas Turbine Conference and Exhibit. ISBN 978-0-7918-7938-2. doi:10.1115/85-GT-188.
- Hunt, J. C. R.; Abell, C. J.; Peterka, J. A. und Woo, H. (1978): Kinematical studies of the flows around free or surface-mounted obstacles; applying topology to flow visualization. In: Journal of Fluid Mechanics, Band 86(01):S. 179. ISSN 0022-1120. doi:10.1017/S0022112078001068.
- ICAO (1993): Manual of the ICAO Standard Atmosphere.
- IEA (2016): World Energy Outlook 2016: Executive Summary. Report, Paris.
- Ingram, G. L. (2003): Endwall Profiling for the Reduction of Secondary Flow in Turbines. Phd-thesis, University of Durham, Durham.
- Ingram, G. L.; Gregory-Smith, D. G. und Harvey, N. W. (2005): The benefits of turbine endwall profiling in a cascade. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Band 219(1):S. 49–59. ISSN 0957-6509. doi:10.1243/095765005X6863.
- Inozemtsev, A. A.; Samokhvalov, N. Y. und Tikhonov, A. S. (2012): Achieving more efficient operation of the nozzle vane and rotor blade rows of gas turbines through using nonaxisymmetric end wall surfaces of interblade channels. In: Thermal Engineering, Band 59(9):S. 667–673. ISSN 0040-6015. doi:10.1134/S0040601512090042.
- Ishii, J. und Honami, S. (1986): A Three-Dimensional Turbulent Detached Flow With a Horseshoe Vortex. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 108(1):S. 125. ISSN 07424795. doi:10.1115/1.3239858.
- Jabbari, M. Y.; Goldstein, R. J.; Marston, K. C. und Eckert, E. R. G. (1992): Three dimensional flow at the junction between a turbine blade and end-wall. In: Wärme - und Stoffübertragung, Band 27(1):S. 51–59. ISSN 0042-9929. doi:10.1007/BF01589977.
- JCGM (2008): Guide to the expression of uncertainty in measurement - JCGM 100:2008: (GUM 1995 with minor corrections - Evaluation of measurement data).
- Jenny, P.; Abhari, R. S.; Rose, M. G.; Brettschneider, M. und Gier, J. (2011): A Low Pressure Turbine with Profiled End Walls and Purge Flow Operating with a Pressure Side Bubble. In: ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Kauth, F. (2013): Entwicklung, Implementierung und Validierung einer Berechnungsroutine zur Echtzeit-Berechnung aerodynamischer Parameter bei Messungen mit pneumatischen Mehrlochsonden. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Kluge, T. (2013): Entwicklung einer Datenverarbeitungsstruktur zur Auswertung von umfangreichen Messdaten mit integrierter Messunsicherheit. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.

## *Literaturverzeichnis*

- Kluxen, R.; Behre, S.; Guendogdu, Y. und Jeschke, P. (2016): Loss Mechanisms of Inter-Platform Steps in a 1.5 Stage Axial Flow Turbine. In: ASME Turbo Expo 2016: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Kluxen, R.; Terstegen, M.; Behre, S.; Jeschke, P. und Guendogdu, Y. (2014): Effects of Platform Misalignment in a 3D Designed 1.5 Stage Axial Turbine. In: ASME Turbo Expo 2014: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Knezevici, D. C. (2011): Controlling Secondary Flows in Very Highly Loaded Low-Pressure Turbine Cascades. Phd-thesis, Carleton University, Ottawa, Ontario, Canada.
- Knezevici, D. C.; Sjolander, S. A.; Praisner, T. J.; Allen-Bradley, E. und Grover, E. A. (2008): Measurements of Secondary Losses in a Turbine Cascade With the Implementation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring. In: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 1405–1417. ISBN 978-0-7918-4316-1. doi:10.1115/GT2008-51311.
- Knezevici, D. C.; Sjolander, S. A.; Praisner, T. J.; Allen-Bradley, E. und Grover, E. A. (2009): Measurements of Secondary Losses in a High-Lift Front-Loaded Turbine Cascade With the Implementation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring. In: ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 965–977. doi: 10.1115/GT2009-59677.
- Kob, L. L. B. C. W. (2015): Numerische Untersuchung der Sekundärströmungen in einer vielstufigen Turbine in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Bachelorarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Kopper, F.; Milano, R. und Vanco, M. (1980): An Experimental Investigation of Endwalls Profiling in a Turbine Vane Cascade. In: 16th Joint Propulsion Conference. doi: 10.2514/6.1980-1089.
- Krause, L. N.; Glawe, G. E. und Dudzinski, T. J. (1972): A Probe for Measuring Temperature and Pressure at the Same Points in a Gas Stream.
- Kügeler, E.; Nürnberger, D.; Weber, A. und Engel, K. (2008): Influence of Blade Fillets on the Performance of a 15 Stage Gas Turbine Compressor. In: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 415–424. ISBN 978-0-7918-4316-1. doi:10.1115/GT2008-50748.
- Kumar, K. N. und Govardhan, M. (2014): On Topology of Flow in a Turbine Cascade. In: Journal of Fluids Engineering, Band 136(8):S. 81201. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.4026056.

- Kvasnak, W. A.; Soechting, F. O.; Thole, K. A. und Zess, G. A. (2002): Apparatus and method for inhibiting radial transfer of core gas flow within a core gas flow path of a gas turbine engine. Patent US 6419446 B1.
- Kwitschinski, T.; Gustav, D.; Gerkens, P. und Seume, J. R. (2014): Einfluss der Filletgeometrie auf die Ausbildung von Sekundärströmungen in einer Turbinenstufe. In: Beckmann, M. und Hurtado, A. (Hg.) *Kraftwerkstechnik 2014 - Strategien, Anlagentechnik und Betrieb*. S. 527–541.
- Lampart, P. (2009): Investigation of endwall flows and losses in axial turbines. Part I. Formation of endwall flows and losses. In: *JOURNAL OF THEORETICAL AND APPLIED MECHANICS*, Band 47:S. 321–342.
- Langston, L. S. (1980): Crossflows in a Turbine Cascade Passage. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Band 102(4):S. 866–874. ISSN 07424795. doi: 10.1115/1.3230352.
- Langston, L. S. (2001): Secondary Flows in Axial Turbines-A Review. In: *Annals of the New York Academy of Sciences*, Band 934(1):S. 11–26. ISSN 1749-6632. doi: 10.1111/j.1749-6632.2001.tb05839.x.
- Lethander, A. T.; Thole, K. A.; Zess, G. A. und Wagner, J. H. (2003): Optimizing the Vane-Endwall Junction to Reduce Adiabatic Wall Temperatures in a Turbine Vane Passage. In: *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*. New York, N.Y.
- Lintz, A.; Karakasis, M. und Xu, L. (2011): Assessment of Different Optimisation Targets for the Design of Non-axisymmetric Profiled End-walls for Axial Turbines. In: *Proceedings of the 10th International Symposium on Experimental Computation Aerothermodynamics of Internal Flows*.
- Lintz, A.; Xu, L. und Karakasis, M. (2013): The Application of Non-Axisymmetric Profiled End-Walls for Axial Flow Turbines in the Embedded Stage Environment. In: *ASME Turbo Expo 2013: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, N.Y. doi:10.1115/GT2013-95270.
- Mahmood, G. I. und Acharya, S. (2007): Experimental Investigation of Secondary Flow Structure in a Blade Passage With and Without Leading Edge Fillets. In: *Journal of Fluids Engineering*, Band 129(3):S. 253. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.2427075.
- Mahmood, G. I.; Gustafson, R. und Acharya, S. (2005): Experimental Investigation of Flow Structure and Nusselt Number in a Low-Speed Linear Blade Passage With and Without Leading-Edge Fillets. In: *Journal of Heat Transfer*, Band 127(5):S. 499. ISSN 00221481. doi:10.1115/1.1865218.
- Marchal, P. (1980): *Etude des écoulements secondaires en grille d'aubes de détente*. Dissertation, Université Libre de Bruxelles, Brussels, Belgium.

## Literaturverzeichnis

- Melching, J.-C. (2012): Programmierung einer LabVIEW basierten Regelschaltung für die Betriebspunkteinstellung am Hochdruckgeschwindigkeits-Kalibrierkanal (HGK) des TFD zur Kalibrierung von Strömungsmesssonden. Bachelorarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Menter, F. R. (1994): Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. In: AIAA Journal, Band 32(8):S. 1598–1605. ISSN 0001-1452. doi: 10.2514/3.12149.
- Morris, A. und Hoare, R. G. (Hg.) (1975): Secondary Loss Measurements in a Cascade of Turbine Blades with Meridional Wall Profiling.
- Moser, N.; Steinhoff, P. und Joos, F. (2013): Experimental and Numerical Investigations of Flowpath Profiling on Secondary Flow Losses in a Turbine Control Stage. In: ASME Turbo Expo 2013: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. V05BT25A017. doi:10.1115/GT2013-94737.
- Moser, N.; Volkert, R. und Joos, F. (2011): Numerical Optimization of a Steam Turbine Control Stage by Flowpath Profiling Using Evolutionary Algorithm. In: ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. 2417–2426. doi:10.1115/GT2011-46237.
- Nagel, M. G. (2004): Numerische Optimierung dreidimensional parametrisierter Turbinenschaufeln mit umfangsunsymmetrischen Plattformen – Entwicklung, Anwendung und Validierung. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, München.
- Nagel, M. G. und Baier, R. D. (2005): Experimentally Verified Numerical Optimization of a Three-Dimensional Parametrized Turbine Vane With Nonaxisymmetric End Walls. In: Journal of Turbomachinery, Band 127(2):S. 380–387. ISSN 0889-504X.
- Nagel, M. G.; Fottner, L. und Baier, R. D. (2001): Optimization of three dimensionally designed turbine blades and side walls. In: ISOABE, ISABE - 15th International Symposium on Air Breathing Engines. URL <http://search.proquest.com/docview/26913155?accountid=14486>.
- Nielausen, T. (2014): Entwicklung eines Programms zur detaillierten Analyse von Kenn- und Strömungsfeld einer Versuchsturbine und Auswertung ausgewählter Betriebspunkte. Masterarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Niehuis, R.; Lücking, P. und Stubert, B. (1990): Experimental and numerical study on basic phenomena of secondary flows in turbines. In: AGARD Conference Proceedings No. 469, Secondary Flows in Turbomachines, S. 5–1 – 5–17.
- Niewoehner, J.; Pöhler, T.; Jeschke, P. und Guendogdu, Y. (2014): Investigation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring and 3D Airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine Part II: Experimental Validation // Investigation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring and 3D Airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine: Part I —

- Design and Novel Numerical Analysis Method. In: ASME Turbo Expo 2014: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. V02CT38A048. doi:10.1115/GT2014-26784.
- Oestreich, M. und Romberg, O. (2014): Keine Panik vor Statistik! Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden. doi:10.1007/978-3-658-04605-7.
- Oeynhausien, H.; Drosdziok, A. und Deckers, M. (1996): Steam Turbines for the New Generation of Power Plants. In: VGB Kraftwerkstechnik, Band 76(12).
- Panchal, K. V. (2011): Development of a Robust Numerical Optimization Methodology for Turbine Endwalls and Effect of Endwall Contouring on Turbine Passage Performance. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, USA.
- Panchal, K. V.; Abraham, S.; Ekkad, S. V.; Ng, W.; Brown, B. J. und Malandra, A. (2011): Investigation of Effect of End Wall Contouring Methods on a Transonic Turbine Blade Passage. In: ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Pau, M.; Congiu, F.; Cambuli, F. und Mandas, N. (2007): Numerical Investigation of the Flow in a Two-Stage Axial Test-Turbine with Open and Closed Cavities. In: 7th European Conference on Turbomachinery.
- Perdichizzi, A. (1990): Mach Number Effects on Secondary Flow Development Downstream of a Turbine Cascade. In: Journal of Turbomachinery, Band 112(4):S. 643. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2927705.
- Perdichizzi, A. und Dossena, V. (1993): Incidence Angle and Pitch-Chord Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade. In: Journal of Turbomachinery, Band 115(3):S. 383. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2929265.
- Pfau, A.; Treiber, M.; Sell, M. und Gyarmathy, G. (2001): Flow Interaction From the Exit Cavity of an Axial Turbine Blade Row Labyrinth Seal. In: Journal of Turbomachinery, Band 123(2):S. 342. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1368124.
- Pfitzinger, E. W.; Deckers, M. und de Lazzer, A. (2003): Standardised Flexibility in Advanced Blading Technologies for Highly Efficient Steam Turbines. In: XXXV. Kraftwerkstechnisches Kolloquium.
- Pierce, F. J. und Harsh, M. D. (1988): The Mean Flow Structure Around and Within a Turbulent Junction or Horseshoe Vortex—Part II. The Separated and Junction Vortex Flow. In: Journal of Fluids Engineering, Band 110(4):S. 415. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.3243572.
- Pierce, F. J. und Nath, S. K. (1990): Interference Drag of a Turbulent Junction Vortex. In: Journal of Fluids Engineering, Band 112(4):S. 441. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.2909423.

## Literaturverzeichnis

- Pierce, F. J. und Shin, J. (1992): The Development of a Turbulent Junction Vortex System (Data Bank Contribution). In: *Journal of Fluids Engineering*, Band 114(4):S. 559. ISSN 00982202. doi:10.1115/1.2910068.
- Pieringer, P. und Sanz, W. (2004): Influence of Fillet Between Blade and Casing of the Aerodynamic Performance of a Transonic Turbine Vane. In: *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*. New York, N.Y.
- Pöhler, T. (2013): Aerodynamische Auslegung und Analyse wirkungsgradoptimierter 3D-Gestaltungen für die Leit- und Laufbeschaufelung einer subsonischen Axialturbine. Dissertation, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule, Aachen.
- Pöhler, T.; Gier, J. und Jeschke, P. (2010): Numerical and Experimental Analysis of the Effects of Non-Axisymmetric Contoured Stator Endwalls in an Axial Turbine. In: *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. New York, N.Y.
- Pöhler, T.; Jeschke, P.; Guendogdu, Y. und Gier, J. (2011): Numerical Analysis of Three-Dimensional Turbine Airfoil Designs. In: *ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, N.Y.
- Pöhler, T.; Niewoehner, J. und Jeschke, P. (2014): Investigation of Non-Axisymmetric Endwall Contouring and 3D Airfoil Design in a 1.5 Stage Axial Turbine Part I: Design and Novel Numerical Analysis Method. In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, N.Y.
- Praisner, T. J.; Allen-Bradley, E.; Grover, E. A.; Knezevici, D. C. und Sjolander, S. A. (2007): Application of Non-Axisymmetric Endwall Contouring to Conventional and High-Lift Turbine Airfoils. In: *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*. New York, N.Y., Band 2007, S. 653–661. doi:10.1115/GT2007-27579.
- Praisner, T. J.; Grover, E. A.; Knezevici, D. C.; Popović, I.; Sjolander, S. A.; Clark, J. P. und Sondergaard, R. (2013): Toward the Expansion of Low-Pressure-Turbine Airfoil Design Space. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 135(6):S. 61007. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4024796.
- Praisner, T. J. und Smith, C. R. (2006a): The Dynamics of the Horseshoe Vortex and Associated Endwall Heat Transfer—Part I: Temporal Behavior. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 128(4):S. 747. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2185676.
- Praisner, T. J. und Smith, C. R. (2006b): The Dynamics of the Horseshoe Vortex and Associated Endwall Heat Transfer—Part II: Time-Mean Results. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 128(4):S. 755. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2185677.
- Redich, A. (2013): Konstruktion, Programmierung und Implementierung eines laser-optischen Sondenausrichtungssystems. Diplomarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.

- Regina, K.; Kalfas, A. I. und Abhari, R. S. (2012): Experimental Investigation of Purge Flow Effects on a High Pressure Turbine Stage. In: ASME Turbo Expo 2012: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. 1509. doi:10.1115/GT2012-69466.
- Regina, K.; Kalfas, A. I.; Abhari, R. S.; Lohaus, A. S.; Voelker, S. und auf dem Kampe, T. (2014): Aerodynamic Robustness of End Wall Contouring Against Rim Seal Purge Flow. In: ASME Turbo Expo 2014: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Reising, S. (2010): Steady and Unsteady Performance of a Transonic Compressor Stage with Non-Axisymmetric End Walls. Dissertation, Technische Universität, Darmstadt.
- Rick, H. (2013): Gasturbinen und Flugantriebe. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg. ISBN 978-3-540-79445-5. doi:10.1007/978-3-540-79446-2.
- Riess, W. und Braun, M. (2003): Stationäres und instationäres Verhalten verschiedener Typen von Strömungs-Messsonden in instationärer Strömung.
- Rose, M. G. (1994): Non-Axisymmetric Endwall Profiling in the HP NGVs of an Axial Flow Gas Turbine: 249-GT-94. In: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Band 1994.
- Rose, M. G.; Harvey, N. W.; Seaman, P.; Newman, D. A. und McManus, D. (2001): Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Non-Axisymmetric End Walls: Part II — Experimental Validation. In: ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. V001T03A081. doi:10.1115/2001-GT-0505.
- Rosic, B.; Denton, J. D. und Pullan, G. (2006): The Importance of Shroud Leakage Modeling in Multistage Turbine Flow Calculations. In: Journal of Turbomachinery, Band 128(4):S. 699. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2181999.
- Rosic, B. und Xu, L. (2008): Blade Lean and Shroud Leakage Flows in Low Aspect Ratio Turbines. In: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 1167–1178. ISBN 978-0-7918-4316-1. doi:10.1115/GT2008-50565.
- Rothe, K.; Binner, M.; Herzog, N. und Seume, J. R. (2007): Messung und CFD- Simulation der HD-Ventilation in Dampfturbinen: Abschlussbericht AG TURBO II, Vorhaben 2.3.11A, Förderkennzeichen 0327090L.
- Rothe, K. und de Lazzer, A. (2009): Berechnung der Enthalpie von Luft.
- Sabatino, D. R. und Smith, C. R. (2009): Boundary Layer Influence on the Unsteady Horseshoe Vortex Flow and Surface Heat Transfer. In: Journal of Turbomachinery, Band 131(1):S. 11015. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2813001.

- Saha, A. K. und Acharya, S. (2008): Computations of Turbulent Flow and Heat Transfer Through a Three-Dimensional Nonaxisymmetric Blade Passage. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 130(3):S. 31008. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2776952.
- Saha, A. K.; Mahmood, G. I. und Acharya, S. (2006): The Role of Leading-Edge Contouring on End-Wall Flow and Heat Transfer: Computations and Experiments. In: *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006*. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 1105–1118. ISBN 0-7918-4238-X. doi:10.1115/GT2006-91318.
- Saha, R. (2014): Aerodynamic Investigation of Leading Edge Contouring and External Cooling in a Transonic Turbine Vane. Doktorarbeit, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Schweden.
- Saha, R.; Fridh, J.; Fransson, T. H.; Mamaev, B. I. und Annerfeldt, M. (2012): Experimental Studies of Leading Edge Contouring Influence on Secondary Losses in Transonic Turbines. In: *ASME Turbo Expo 2012: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, N.Y., S. 1109. doi:10.1115/GT2012-68497.
- Saha, R.; Mamaev, B. I.; Fridh, J.; Laumert, B. und Fransson, T. H. (2014): Influence of Prehistory and Leading Edge Contouring on Aero Performance of a Three-Dimensional Nozzle Guide Vane. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 136(7):S. 71014. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4026076.
- Schnaus, J. und Fottner, L. (1997): Experimental and Numerical Investigation of the Influence of Endwall Inclination and Contouring on the Flow Field in a Turbine Cascade. In: *Conference of the International Society for Air Breathing Engines*.
- Schobeiri, M. T. und Lu, K. (2011): Endwall Contouring Using Continuous Diffusion: A Breakthrough Method and its Application to a Three-Stage High Pressure Turbine. In: *ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, N.Y., S. 787–797. doi:10.1115/GT2011-45931.
- Schobeiri, M. T. und Lu, K. (2014): Endwall Contouring Using Continuous Diffusion: A New Method and its Application to a Three-Stage High Pressure Turbine. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 136(1):S. 11006. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4023970.
- Schrader, J. (2015): Ausbau der Messtechnik an einem Hochgeschwindigkeitskalibrierkanal und Sensitivitätsanalyse der Einstellparameter des Kanals auf das Kalibrierergebnis. Bachelorarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Schüpbach, P.; Abhari, R. S.; Rose, M. G.; Germain, T.; Raab, I. und Gier, J. (2008): Improving Efficiency of a High Work Turbine Using Non-Axisymmetric Endwalls: Part II—Time-Resolved Flow Physics. In: *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008*. American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, S. 1121–1133. ISBN 978-0-7918-4316-1. doi:10.1115/GT2008-50470.



- Schwab, S.; Wendland, D. und Wirsum, M. (2013): Numerical and Experimental Investigation of Tangential Endwall Contoured Blades in a 2-Stage Turbine. In: ASME Turbo Expo 2013: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y., S. V06AT36A006. doi:10.1115/GT2013-94169.
- Schweitzer, J. K.; Anderson, J. S.; Scheugenpflug, H. und Steinhardt, E. (2006): Validation of Propulsion Technologies and New Engine Concepts in a Joint Technology Demonstrator Program. In: 25th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Curran Associates Inc. ISBN 9781604232271.
- Shahpar, S.; Caloni, S. und de Prieelle, L. (2014): Automatic Design Optimisation of Profiled Endwalls including Real Geometrical Effects of Minimize Turbine Secondary Flows. In: ASME Turbo Expo 2014: Turbomaschinery Technical Conference and Exposition. New York, N.Y.
- Sharma, O. P. und Butler, T. L. (1987): Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades. In: Journal of Turbomachinery, Band 109(2):S. 229–236. ISSN 0889-504X.
- Shieh, T. H. (2003): Untersuchung von Axialturbinen-Beschaufelungen mit dreidimensionalen Gestaltungselementen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Siemens AG (2015): Pressefotos. URL [www.siemens.com](http://www.siemens.com).
- Siemens AG (2017): Nachhaltige Energieerzeugung: Fakten und Prognosen. URL <https://www.siemens.com/innovation/de/home/pictures-of-the-future/energie-und-effizienz/nachhaltige-energieerzeugung-fakten-und-prognosen.html>.
- Sieverding, C. H. (1985): Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 107(2):S. 248–257. ISSN 07424795.
- Simon, V.; Stephan, I.; Bell, R. M.; Capelle, U.; Deckers, M.; Schnaus, J. und Simkine, M. (1997): Axial Steam Turbines with Variable Reaction Blading. In: Proceedings of the Fourth International Charles Parsons Conference. S. 46–60.
- Smith, S. F. (1965): A Simple Correlation of Turbine Efficiency. In: Journal of the Royal Aeronautical Society, Band 69(655):S. 467–470. ISSN 0368-3931. doi:10.1017/S0001924000059108.
- Snedden, G. C.; Dunn, D.; Ingram, G. L. und Gregory-Smith, D. G. (2009): The Application of Non-Axisymmetric Endwall Contouring in a Single Stage, Rotating Turbine. In: ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., Band 2009, S. 831–840.

## Literaturverzeichnis

- Steinhoff, R. (2012): Auslegung und Konstruktion einer verstellbaren Kammsonde für den TFD-Luftturbinenprüfstand. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Taremi, F. (2013): Endwall Flows in Transonic Turbine Cascades. Dissertation, Carleton University, Ottawa, Ontario, Canada.
- Taremi, F.; Sjolander, S. A. und Praisner, T. J. (2010): Measurements of Endwall Flows in Transonic Linear Turbine Cascades: Part II—High Flow Turning. In: ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 1343–1356. doi:10.1115/GT2010-22760.
- Taremi, F.; Sjolander, S. A. und Praisner, T. J. (2013): Application of Endwall Contouring to Transonic Turbine Cascades: Experimental Measurements at Design Conditions. In: Journal of Turbomachinery, Band 135(1):S. 11031. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.4006565.
- Trenke, M. (2013): Auslegung und Konstruktion einer Verstelleinheit für rotierende Leit- schaufelträger. Masterarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Turgut, Ö. H. und Camci, C. (2011): A Nonaxisymmetric Endwall Design Methodology for Turbine Nozzle Guide Vanes and its Computational Fluid Dynamics Evaluation. In: Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. New York, N.Y.
- UN (2019): World Population Prospects 2019: Highlights. Report, United Nations.
- University of Durham (2017): Profiled Endwalls for Reduced Fuel Burn. URL <http://impact.ref.ac.uk/CaseStudies/CaseStudy.aspx?Id=11797>.
- Vázquez, R.; Antoranz, A.; Cadrecha, D. und Armañanzas, L. (2006): The Influence of Reynolds Number, Mach Number and Incidence Effects on Loss Production in Low Pressure Turbine Airfoils. In: ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, N.Y., S. 949–960. doi:10.1115/GT2006-91121.
- Walker, P. J. (1988): Blade lean in axial turbines : model turbine measurements and simulation by a novel numerical method. Dissertation, Apollo - University of Cambridge Repository. doi:10.17863/CAM.14108.
- Wang, H. P.; Olson, S. J.; Goldstein, R. J. und Eckert, E. R. G. (1997): Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. In: Journal of Turbomachinery, Band 119(1):S. 1. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2841006.
- Weiss, A. P. und Fottner, L. (1995): The Influence of Load Distribution on Secondary Flow in Straight Turbine Cascades. In: Journal of Turbomachinery, Band 117(1):S. 133. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.2835631.

- Wieben, B. (2012): Auslegung und Konstruktion eines optischen Sondenausrichtesystems und Programmierung einer Verstellgeräteeinstellung. Projektarbeit, Leibniz Universität Hannover, Hannover.
- Yamamoto, A. und Nouse, H. (1988): Effects of Incidence on Three-Dimensional Flows in a Linear Turbine Cascade. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 110(4):S. 486–496. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.3262222. URL <http://dx.doi.org/10.1115/1.3262222>.
- Zess, G. A. und Thole, K. A. (2002): Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading Edge Fillet on a Gas Turbine Vane. In: *Journal of Turbomachinery*, Band 124(2):S. 167–175. ISSN 0889-504X. doi:10.1115/1.1460914.
- Zess, G. A. und Wagner, J. H. (2004): Flow directing device. Patent US20040081548 A1.
- Zorić, T. (2006): Experimental Investigation of Secondary Flows in a Family of Three Highly Loaded Low-Pressure Turbine Cascades. Masterthesis, Carleton University, Ottawa, Ontario, Canada.
- Zorić, T.; Popović, I.; Sjolander, S. A.; Praisner, T. J. und Grover, E. A. (2007a): Comparative Investigation of Three Highly Loaded LP Turbine Airfoils: Part I — Measured Profile and Secondary Losses at Design Incidence. In: *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*. New York, N.Y., S. 621–630. doi:10.1115/GT2007-27537.
- Zorić, T.; Popović, I.; Sjolander, S. A.; Praisner, T. J. und Grover, E. A. (2007b): Comparative Investigation of Three Highly Loaded LP Turbine Airfoils: Part II — Measured Profile and Secondary Losses at Off-Design Incidence. In: *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*. New York, N.Y., S. 631–638. doi:10.1115/GT2007-27538.
- Zweifel, O. (1945): Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschaukelungen von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung in den Schaufelreihen. In: *Brown Boveri Mitteilungen*, S. 436–444.



# A Anhang Numerische Strömungssimulation

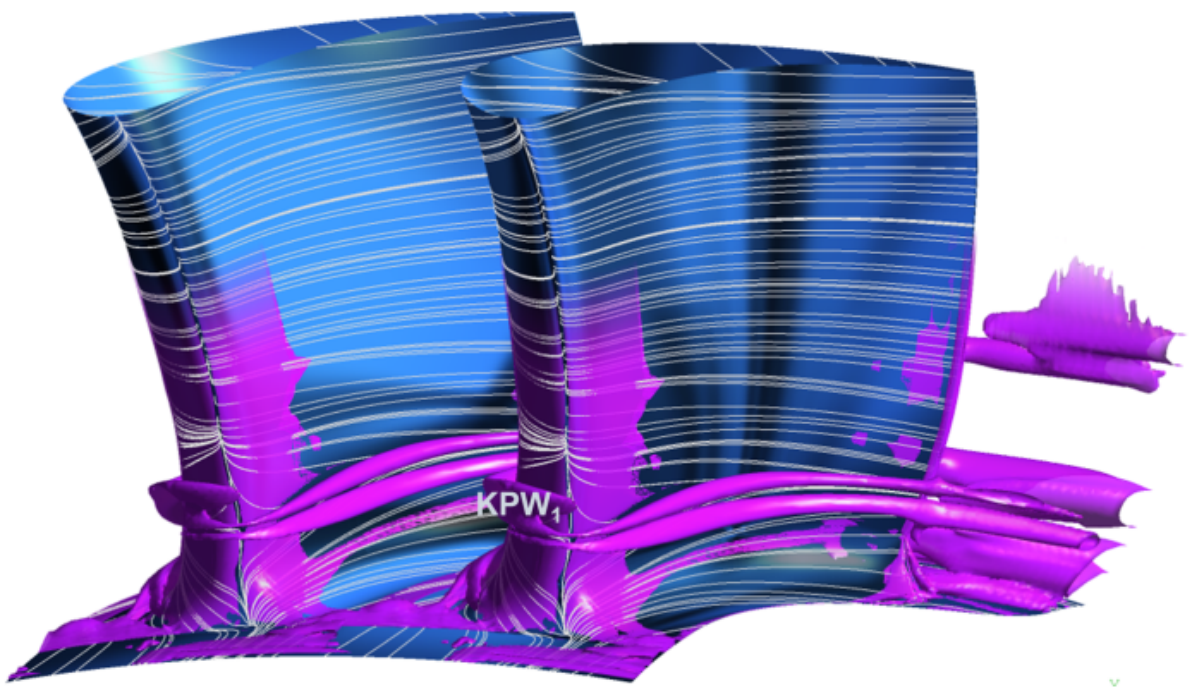


Abbildung A.1: Vorderkantenwirbel am Stator 2 dargestellt mithilfe des Lambda2-Kriteriums durch Kob (2015)



# Wissenschaftlicher Werdegang

## Persönliche Daten

Name	Thomas Kwitschinski
Geburtsdatum	24. August 1982
Geburtsort	Hannover
Familienstand	ledig

## Schulbildung

1989 - 1993	Christian Flemes Schule Völksen, Grundschule
1993 - 1995	Orientierungsstufe Nord Springe
1996 - 2002	Otto Hahn Gymnasium Springe Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

## Wehrdienst

2002 - 2002	Marinetechnikschule, Parow
2002 - 2003	Marineabschnittskommando West, Wilhelmshaven

## Studium

2003 - 2010	Leibniz Universität Hannover Abschluss: Diplom Maschinenbau
seit 2010	Leibniz Universität Hannover Promotionsstudium Maschinenbau

## Berufstätigkeit

2010 - 2016	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover
seit 2017	Leiter des Prüflabors für Klimatechnik bei der DB Systemtechnik GmbH Minden

Hannover, im September 2020