

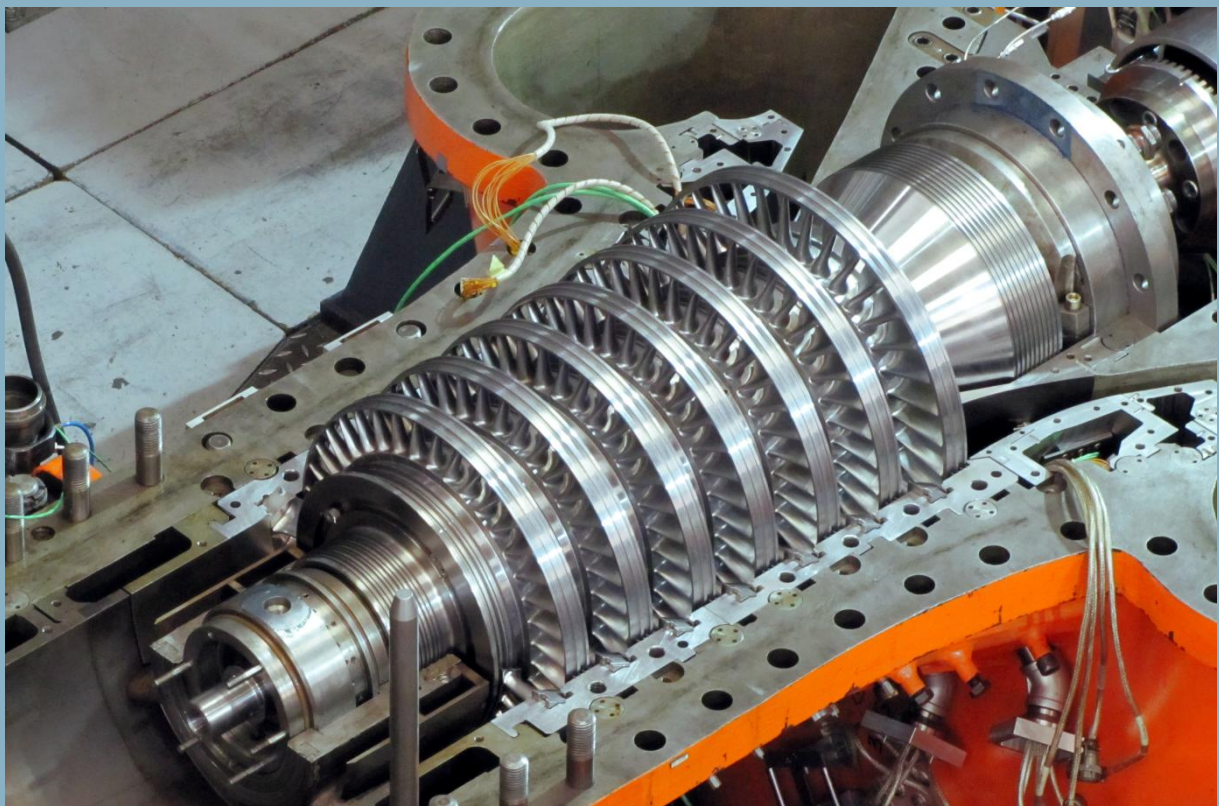
**Abschlussbericht**  
**Innovative**  
**3D-Schaufelgeometrien**  
AG Turbo 2020, Teilvorhaben 4.1.8  
Förderkennzeichen 0327718E

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages



**Autoren**

Dipl.-Ing. Thomas Kwitschinski (TFD)  
Dipl.-Ing. Simon Bittner (TFD)  
Dipl.-Ing. Peter Gerkens (Siemens)  
Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume (TFD)

**Abteilung**

TFD – Gruppe Turbine  
Siemens AG

**Erscheinungsdatum**

30.06.2016

# Danksagung

Die Untersuchungen wurden im Rahmen des Verbundvorhabens 2020 der AG Turbo durchgeführt und mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327718E gefördert. Die Autoren danken der AG Turbo für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt liegt allein bei den Autoren.

# Acknowledgements

The investigations were conducted as part of the joint research program 2020 in the frame of AG Turbo. The work was supported by the Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) as per resolution of the German Federal Parliament under grant number 0327718E. The authors gratefully acknowledge AG Turbo for their support. The responsibility for the content lies solely with its authors.

# Zusammenfassung

Im Rahmen des Forschungsverbunds AG Turbo führten die Siemens AG und das Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover das gemeinsame Forschungsvorhaben 4.1.8 “Innovative 3D-Schaufelgeometrien“ (Projektstart: Januar 2011) durch. Ziel des Projektes ist die Reduzierung der Sekundärströmungen in Hochdruckdampfturbinen mittels Seitenwandkonturierung (SWK). Dazu erfolgten am TFD vergleichende Messungen zum Kennfeld und zum Strömungsfeld einer unkonturierten und einer seitenwandkonturierten 7-stufigen Beschaufelung einer Hochdruck-Dampfturbine in dem am TFD vorhandenen Luftturbinenprüfstand. Zusätzlich wurden beide Konfigurationen mittels CFD simuliert. Um Synergieeffekte zu erzielen, wurde eine Konfiguration mit Bürstendichtung aus dem Vorgängervorhaben erneut vermessen. Dies zielte sowohl auf die weitere Verwendung der Messergebnisse des Vorgängervorhabens als auch auf die intensive Einarbeitung des wissenschaftlichen Mitarbeiters am Prüfstand ab.

Nach einer kurzen Einführung in die Thematik der Sekundärströmungen und Seitenwandkonturierung erfolgt die Beschreibung des Prüfstands, der eingesetzten Messtechnik sowie dessen Verbesserungen während des Projektes. Anschließend werden die Ergebnisse der Kennfeldmessungen beschrieben. Nach einer Reproduzierbarkeitsanalyse der Messungen wird ein Vergleich der gemessenen Strömungsfelder durchgeführt.

Während des Projektes wurden eine Vielzahl von Verbesserungen am Luftturbinenprüfstand des TFD durchgeführt. Die Messunsicherheit des isentropen thermischen Wirkungsgrades konnte dadurch im Vergleich zum Vorgängervorhaben im Nennlastpunkt nahezu halbiert werden.

Es zeigt sich, dass die Kennlinienverläufe qualitativ gute Übereinstimmungen mit den 1D- und 2D-Rechnungen erzielen. Quantitativ ist für alle Drehzahllinien ein konstanter Offset vorhanden, welche durch die Wärmeverluste der Turbine erklärt werden können. Eine globale Wirkungsgradsteigerung durch die hier verwendete Seitenwandkontur konnte nicht nachgewiesen werden. Allerdings zeigt sich im Gegensatz zum Vorgängervorhaben eine Steigerung des isentropen thermischen Wirkungsgrades durch die Bürstendichtung. Dieser Nachweis konnte durch die vorgenannten erheblichen Verbesserungen der Prüfstandsmesstechnik erbracht werden. CFD und Messungen bilden die Positionen der Sekundärströmungsgebiete übereinstimmend ab. Die quantitative Übereinstimmung variiert, daher sollten bei künftigen Untersuchungen dieser Art die Wärmeverluste der Turbine nicht vernachlässigt werden.

# Abstract

The aim of this project AG Turbo 4.1.8. “Innovative 3D blade geometries” is the reduction of secondary flows within a high pressure (HP) steam turbine via non-axisymmetric endwall contouring. To this end, detailed measurements were taken in a 7-stage HP-turbine with and without endwall contours at the turbine test rig of the TFD. Furthermore, CFD calculations of a set of operating points were performed for both configurations. In an effort to benefit from synergies in the experimental work and presenting a good opportunity to train a new research assistant one configuration of the preceding project was investigated first. This configuration is equivalent to the non-contoured turbine but equipped with brush seals instead of labyrinth seals.

An introduction to secondary flows and endwall contouring is given. The turbine test rig at the TFD and its technical specifications are detailed described. Afterwards, the results of the measurements are compared to the results of the numerical studies in terms of a performance map and the flow field within the blading.

During the project, a variety of improvements of the measurement technology were carried out on the turbine test rig. The uncertainty of the isentropic thermal efficiency at the aerodynamic design point could be reduced to nearly half of the uncertainty in previous projects.

Qualitative agreement of measured and numerically predicted performance maps was found with a constant offset present between the data sets. The numerical results predict a higher isentropic thermal efficiency as a consequence of the assumption of adiabatic boundaries of the control volume. A global increase of the efficiency due to the endwall contouring was not detected. The radial position of the secondary flow vortex areas are corresponding in CFD and experiments. It is shown, that a solely numerically optimized endwall does not necessarily have a positive effect on the global turbine efficiency. In contrast to previous projects an increase of the isentropic thermal efficiency due to the substitution of labyrinth seals by brush seals was detected. Significant evidence of this increase could be recorded due to the aforementioned improvements of the measurement technology of the test rig. Both, CFD and measurements, depict the radial positions of the secondary flow structures consistently, while the quantitative agreement varies. Hence, the heat loss of the turbine should not be neglected in future studies.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>V</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>VI</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Aufgabenstellung . . . . .	1
1.2. Vorgängerprojekte . . . . .	1
1.3. Planung und Ablauf . . . . .	1
1.4. Zusammenarbeit mit anderen Stellen . . . . .	3
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>5</b>
2.1. Sekundärströmungen in Turbomaschinen . . . . .	5
2.1.1. Hufeisenwirbel . . . . .	5
2.1.2. Kanalwirbel . . . . .	6
2.2. Seitenwandkonturierung . . . . .	6
2.2.1. Designmethoden . . . . .	7
2.2.2. Auswirkungen der Seitenwandkonturierung auf die Strömung . . . . .	8
<b>3. Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>10</b>
3.1. Prüfstand, Turbinenkonfiguration und Messebenen . . . . .	10
3.2. Allgemeine Beschreibung des Versuchs . . . . .	11
3.3. Abfolge und Inhalte der Messungen . . . . .	11
3.4. Messtechnik und Instrumentierung . . . . .	12
3.4.1. Instrumentierung des Prüfträgers . . . . .	12
3.4.2. Verbesserungen am Prüfstand während des Projektes . . . . .	14
3.4.3. Berechnung der Betriebs- und Bewertungsgrößen . . . . .	15
3.5. Messunsicherheitsanalyse der Ergebnisgrößen . . . . .	16
<b>4. Numerische Untersuchungen</b>	<b>18</b>
4.1. Abfolge und Inhalte der Simulationen . . . . .	18
4.2. Geometrie und Vernetzung . . . . .	18
4.3. Numerisches Setup . . . . .	20
4.4. Netzunabhängigkeit . . . . .	21
<b>5. Diskussion der Ergebnisse</b>	<b>23</b>
5.1. Ergebnisse der Kennfelduntersuchungen . . . . .	23
5.1.1. Plausibilisierung der gemessenen Kennlinie anhand der Auslegungsdaten . . . . .	25
5.1.2. Vergleich der Messkampagnen . . . . .	26

5.1.3. Vergleich der Labyrinth- und der SWK-Konfiguration . . . . .	28
5.2. Reproduzierbarkeitsanalyse . . . . .	30
5.2.1. Reproduzierbarkeit des Referenzpunktes . . . . .	30
5.2.2. Reproduzierbarkeit des Nennlastpunktes . . . . .	31
5.3. Beurteilung des Strömungsfeldes in den Messebenen . . . . .	33
5.3.1. Radiale Traversierungen . . . . .	33
5.3.2. Umfangstraversierungen . . . . .	37
<b>6. Schlussfolgerungen und Ausblick</b>	<b>40</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>42</b>
<b>A. Plots der Kennfeldmessungen</b>	<b>44</b>
A.1. Kennlinien für $n_{red} = 3000min^{-1}$ . . . . .	44
A.2. Kennlinien für $n_{red} = 5250min^{-1}$ . . . . .	47
<b>B. Plots der Traversierungen</b>	<b>52</b>
B.1. Radiale Traversierungen . . . . .	52
B.2. Umfangstraversierungen . . . . .	55

# Abbildungsverzeichnis

1.1. Zeitplan mit Berücksichtigung der kostenneutralen Projektverlängerungen . . .	4
2.1. Sekundärströmungen in einer Schaufelpassage nach Kawai et al. (1988) . . . . .	6
2.2. Seitenwandkonturierte Nabe eines Turbinenprofils (Vázquez und Fidalgo 2010)	7
3.1. Seitenansicht des Luftturbinen-Prüfstandes am TFD . . . . .	10
3.2. Lage der Messebenen in der 7-stufigen Beschaufelung . . . . .	11
3.3. Versuchsmatrix des Projektes . . . . .	12
3.4. Umfangsposition und Messstellen der Kammsonden im Diffusor . . . . .	13
3.5. Im Diffusor eingebaute, verstellbare Kammsonden . . . . .	13
4.1. Matrix der numerisch untersuchten Betriebspunkte . . . . .	18
4.2. Verwendetes Rechennetz mit Kavitäten und realen Fillets . . . . .	19
4.3. Rechennetz auf der 1. Leitreihe . . . . .	20
4.4. Vernetzung der Schaufelvorder- und hinterkante mit realem Fillet . . . . .	20
4.5. Überblickansicht über die erreichten $y^+$ -Werte des Netzes am Nennlastpunkt	21
5.1. Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl .	23
5.2. Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl . . . . .	24
5.3. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl . . . . .	25
5.4. Druckverhältnis der Messungen bei Nenndrehzahl . . . . .	26
5.5. Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei Nenndrehzahl . . . . .	27
5.6. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei Nenndrehzahl . . . . .	27
5.7. Druckverhältnis der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl . .	28
5.8. Reduzierte thermische Leistung der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl . . . . .	29
5.9. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl . . . . .	29
5.10. Reproduzierbarkeit der Einstellgrößen des Referenzpunktes . . . . .	30
5.11. Reproduzierbarkeit der Bewertungsgrößen des Referenzpunktes . . . . .	31
5.12. Reproduzierbarkeit der Einstellgrößen des Nennlastpunktes . . . . .	32
5.13. Reproduzierbarkeit der Bewertungsgrößen des Nennlastpunktes . . . . .	32
5.14. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 1 bei Nennlast . . . . .	34
5.15. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 2 bei Nennlast . . . . .	35
5.16. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 7 bei Nennlast . . . . .	35
5.17. Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 5 bei Nennlast . . . . .	38
5.18. Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 7 bei Nennlast . . . . .	39
A.1. Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$	44

A.2. Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	45
A.3. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	45
A.4. Druckverhältnis der Messungen bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	46
A.5. Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	46
A.6. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	47
A.7. Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	47
A.8. Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	48
A.9. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	48
A.10. Druckverhältnis der Messungen bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	49
A.11. Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	49
A.12. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	50
A.13. Druckverhältnis der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	50
A.14. Reduzierte thermische Leistung der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	51
A.15. Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	51
B.1. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 3 . . . . .	52
B.2. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 4 . . . . .	53
B.3. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 5 . . . . .	53
B.4. Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 6 . . . . .	54
B.5. Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 6 . . . . .	55

# Tabellenverzeichnis

4.1. Für die Netzunabhängigkeitsstudie verwendete Netze . . . . .	22
4.2. Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie . . . . .	22
5.1. Eingestellte Betriebspunkte nachträglich auf den Turbineneintritt reduziert . . . . .	36

# Nomenklatur

Im Folgenden sind die verwendeten Formelzeichen und Indizes erläutert. Selten verwendete Formelzeichen und Indizes werden im Text direkt vor oder nach der entsprechenden Gleichung definiert.

## Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$c$	–	Sensitivitätskoeffizient
$c_p$	$\frac{J}{kgK}$	spezifische isobare Wärmekapazität
$G$	–	Gewichtung
$H$	$\frac{kg}{kg}$	relative Luftfeuchte
$h$	$m$	Kanalhöhe
$h$	$\frac{J}{kg}$	spezifische Enthalpie
$k$	–	Student-Faktor
$M$	$Nm$	Drehmoment
$Ma$	–	Mach-Zahl
$\dot{m}$	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
$n$	$\frac{1}{s}$	Drehzahl
$P$	$W$	Leistung
$p$	$Pa$	Druck
$R$	$\frac{kJ}{kg K}$	spezifische Gaskonstante
$r$	–	Netzverfeinerungsrate
$s$	–	Standardabweichung
$T$	$K$	Temperatur
$t$	–	Teilung
$U$	–	Erweiterte Messunsicherheit

## Griechische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	$^\circ$	Strömungswinkel im Absolutsystem
$\beta$	$^\circ$	Strömungswinkel im Relativsystem
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\Pi$	–	Druckverhältnis

## Indizes

### Zeichen

1, 2, 3, ...

*aus*

*alt*

*ein*

*fL*

*i*

*is*

*K*

*neu*

*red*

*ref*

*t*

*th*

*x*

### Bedeutung

Kennzeichen für verschiedene Positionen in der Axialturbine

Austritt

alt

Eintritt

feuchte Luft

Laufindex

isentrop

Kupplung

neu

reduziert

Referenz

Totalgröße

thermisch

Einflussgröße

## Abkürzungen

### Zeichen

*ADP*

*BMW*i**

*CFD*

*DIN*

*EERE*

*GCI*

*HD*

*ICAO*

*ISA*

*LUIS*

*PTB*

*PtJ*

*SWK*

*TFD*

### Bedeutung

Aerodynamic Design Point

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

Computational Fluid Dynamics

Deutsches Institut für Normung

Estimated Extrapolated Error

Grid Convergence Index

Hochdruck

International Civil Aviation Organization

Internationale Standard Atmosphäre

Leibniz Universität IT Services

Prüftechnische Bundesanstalt Braunschweig

Projektträger Jülich

Seitenwandkonturierung

Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik



# 1. Einleitung

## 1.1. Aufgabenstellung

Im Rahmen des Forschungsverbunds AG Turbo führten die Siemens AG und das Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover das gemeinsame Forschungsvorhaben 4.1.8 “Innovative 3D-Schaufelgeometrien“ durch. Ziel des Projektes ist die Reduzierung der Sekundärströmungen in Hochdruckdampfturbinen mittels Seitenwandkonturierung (SWK). Dazu erfolgten vergleichende Messungen zum Kennfeld und zum Strömungsfeld einer nicht-konturierten und einer seitenwandkonturierten 7-stufigen Beschau felung einer HD-Dampfturbine am Luftturbinenprüfstand des TFD. Zur Voruntersuchung wurde der Referenzrotor mit einer Bürstendichtung am Deckband vermessen. Weiterhin wurden begleitend numerische Strömungssimulationen (CFD) für die Referenzbeschau felung mit Labyrinthdichtung sowie der SWK-Variante durchgeführt.

## 1.2. Vorgängerprojekte

Das AG Turbo 2020 Projekt 4.1.8 “Innovative 3D-Schaufelgeometrien“ war das vierte gemeinsamen AG Turbo Projekt zwischen dem TFD und der Dampfturbinenentwicklung der Siemens AG in Mülheim a.d. Ruhr. Ein Teil der Basisinstrumentierung des Turbinenprüfstandes, die auch in diesem AG Turbo Projekt verwendet wurde, wurde in den Vorgängerprojekten AG Turbo II 2.3.11a “Untersuchung der HD-Ventilation in Dampfturbinen“, AG Turbo III 4.3.4 “Messung und CFD-Simulation der HD-Ventilation in Dampfturbinen“ und AG Turbo IV 4.3.6 “Einfluss des Abströmbereiches auf die Ventilation und die Auswirkung der Ventilation auf Schaufelabdichtung“ entwickelt, gefertigt und in Betrieb genommen.

## 1.3. Planung und Ablauf

Das Projekt startete am 01. Januar 2011 und endete, nach zwei kostenneutralen Verlängerungen um insgesamt zwölf Monate, am 31. Dezember 2015. Im Rahmen des Projektes wurde eine neue Druck- und Temperaturmessung der Abströmung im Diffusor mittels Kammsonden ausgelegt und gefertigt. Eine ausführlichere Betrachtung der Kammsonden erfolgt in Abschn. 3.4.1. Da in den Vorgängerprojekten festgestellt wurde, dass die vorhandene Diffusorgeometrie vor allem im Teillastbereich zu einer Strömungsablösung führt, wurde für das AG Turbo 2020 Projekt 4.1.8 eine neue Diffusorgeometrie ausgelegt, die Strömung mittels CFD numerisch simuliert und schließlich gefertigt. Der Diffusor wurde im Rahmen der stetigen Prüfstandsverbesserung durch Eigenmittel des TFD finanziert. Aufgrund der neuen Diffusor- und Kammsondengeometrie und zur Einarbeitung des neuen wissenschaftlichen Mitarbeiters erfolgte in einer ersten Messkampagne zur Voruntersuchung zunächst die detaillierte Untersuchung der Referenzbeschau felung mit Bürstendichtungen aus dem Vorgängervorhaben.

Während im Vorgängervorhaben AG Turbo IV 4.3.6 diese Konfiguration insbesondere für den tiefen Teillast- und Schwachlastbereich untersucht wurde, um Erkenntnisse über das Ventilationsverhalten einer Hochdruck-Dampfturbinenbeschaufelung (Binner und Seume 2013) zu erlangen, zielte diese Messkampagne darauf ab, das allgemeine Betriebsverhalten im Nenn- und Teillastbetrieb zu untersuchen.

Die zweite Messkampagne wurde mit derselben Beschaufelung wie die Voruntersuchungen durchgeführt, jedoch mit einer unterschiedlichen Dichtungskonfiguration. Die Kamm-Nut-Dichtung mit nachgelagerter Bürstendichtung wurde für diese Messkampagne durch eine weitere Dichtspitze ersetzt. Der Fokus der zweiten Messkampagne lag neben dem globalen Betriebsverhalten insbesondere auf der messtechnischen Strömungsfelderfassung zur Bewertung der verlustproduzierenden Sekundärströmungen unter besonderer Beachtung der Mehrstufigkeit, da diese Wirbelgebiete durch die zu einem späteren Zeitpunkt zu vermessende seitenwandkonturierte Variante reduziert werden sollen. Da Voruntersuchungen der Siemens AG unter anderem eine Steigerung des isentropen thermischen Wirkungsgrades für eine konturierte Turbinenstufe gegenüber der unkonturierten Konfiguration von lediglich 0,1 % vorhersagten (Lintz et al. 2011), wurden sehr hohe Anforderungen an die Messgenauigkeit bei der Messgrößenerfassung gestellt. Zu diesem Zweck wurde eine Versuchs- und Messkonfiguration definiert, welche es ermöglichen soll, die erwarteten Veränderungen der Ergebnisgrößen in Abhängigkeit der verschiedenen Aufbauten messtechnisch zu erfassen und auf reproduzierbare physikalische Effekte zurückzuführen.

Die Instrumentierung der dritten Messkampagne war identisch mit der Instrumentierung der beiden vorangegangenen Messkampagnen, allerdings wurde die SWK-Beschaufelung vermessen. Hierbei lag der Fokus, wie schon in der zweiten Messkampagne, sowohl auf der Erfassung des globalen Betriebsverhaltens als auch auf der Identifizierung strömungstechnischer Phänomene, die zu Sekundärströmungen führen.

Während der Messkampagnen kam es im Versuchsfeld des TFD zu Schäden an der Versuchsinfrastruktur und den damit verbundenen Ausfällen im Versuchsbetrieb. Zum einen gab es einen Maschinenschaden an einem Antriebsmotor der Schraubenkompressoren, die die Druckluft für die Turbine zur Verfügung stellen. Darüber hinaus gab es während der drei Messkampagnen insgesamt dreimal einen technischen Defekt am Leistungsschalter der Mittelspannungsanlage. Alle genannten Ausfälle führten zu mehrwöchigen oder mehrmonatigen Stillständen im kompletten Versuchsbetrieb. Weiterhin gab es seitens der Siemens AG eine unvorhergesehene Verzögerung in der Fertigung der SWK-Beschaufelung, was zu einer verspäteten Auslieferung des Rotors und des Innengehäuses an das TFD führte. Darüber hinaus gab es zu Beginn des Projektes starke Schwingungsprobleme bei neu zu vermessenden Betriebspunkten, welche eine Neuauslegung des Triebstranges unvermeidlich machten. Diese Schwingungsprobleme waren nicht vorherzusehen, da die Betriebspunkte dieses Projektes in den Vorgängerprojekten nicht vermessen wurden. Durch eine neue Stahl-Lamellenkupplung mit hochpräziser Drehmomentmesswelle zwischen Turbinenwelle und Getriebe konnten die Schwingungsprobleme beseitigt werden. Aufgrund der Gesamtheit dieser Verzögerungen wurde am 01.08.2014 beim Projektträger Jülich (PtJ) ein Antrag auf eine kostenneutrale Verlängerung gestellt, der am 15.09.2014 genehmigt wurde und eine Verlängerung des Bewilligungszeitraumes bis zum 31.07.2015 zur Folge hatte. Durch weitere Maschinenschäden (Schaden am

Ölkühler eines Schraubenkompressors, Lagerschaden am Getriebe) wurde am 12.05.2015 ein weiterer Antrag auf eine kostenneutrale Verlängerung beim PtJ gestellt, der am 28.05.2015 genehmigt wurde. Durch Straffung der zweiten und dritten Messkampagne konnte die zeitliche Verzögerung des Projektes auf ein Jahr begrenzt werden. Die zeitlichen Auswirkungen der Verzögerungen auf die Durchführung und den Abschluss der einzelnen Arbeitspakete sind dem Balken-Meilensteinplan in Abb. 1.1 zu entnehmen.

## 1.4. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Es bestand während der gesamten Durchführung des Vorhabens eine enge Zusammenarbeit zwischen den Projektpartnern. Im Rahmen der regelmäßigen Arbeitsbesprechungen wurden Arbeitsergebnisse diskutiert und die weitere Vorgehensweise im Detail besprochen. Darüber hinaus wurden die Zwischenergebnisse des Vorhabens regelmäßig auf den halbjährlichen Arbeitskreissitzungen der AG Turbo vorgestellt und diskutiert.

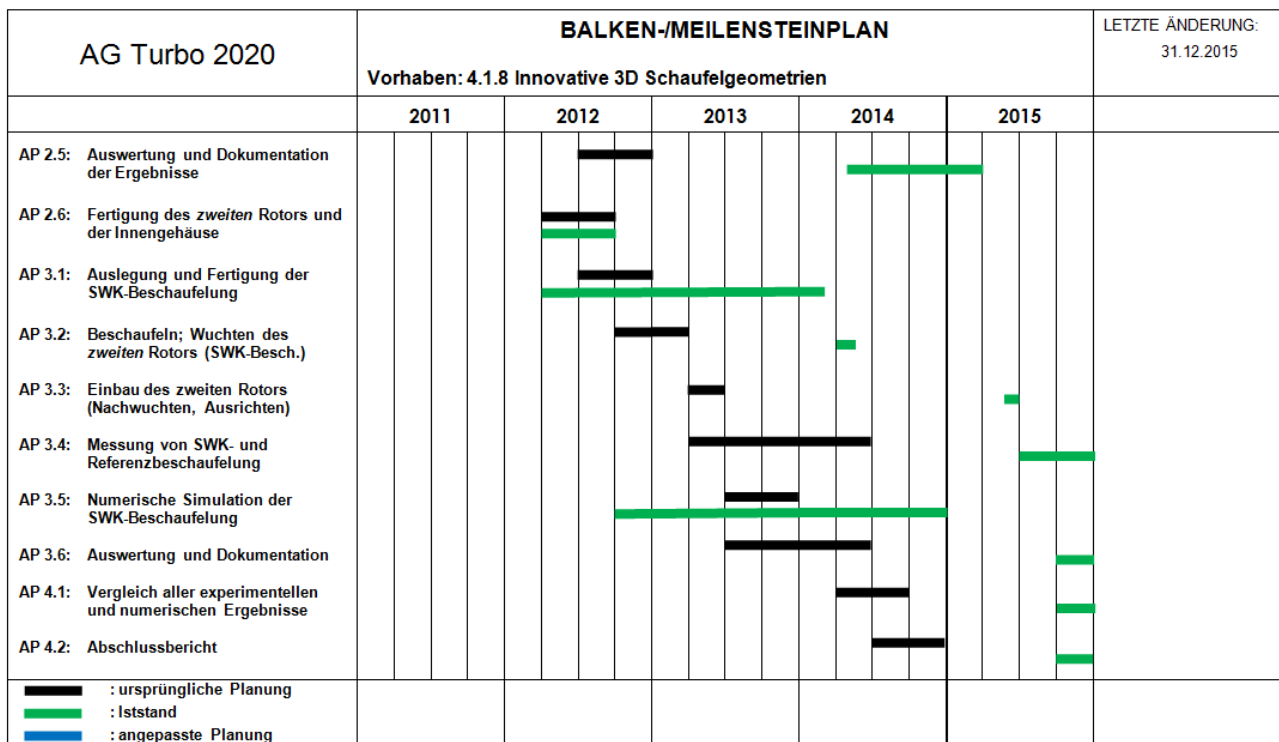
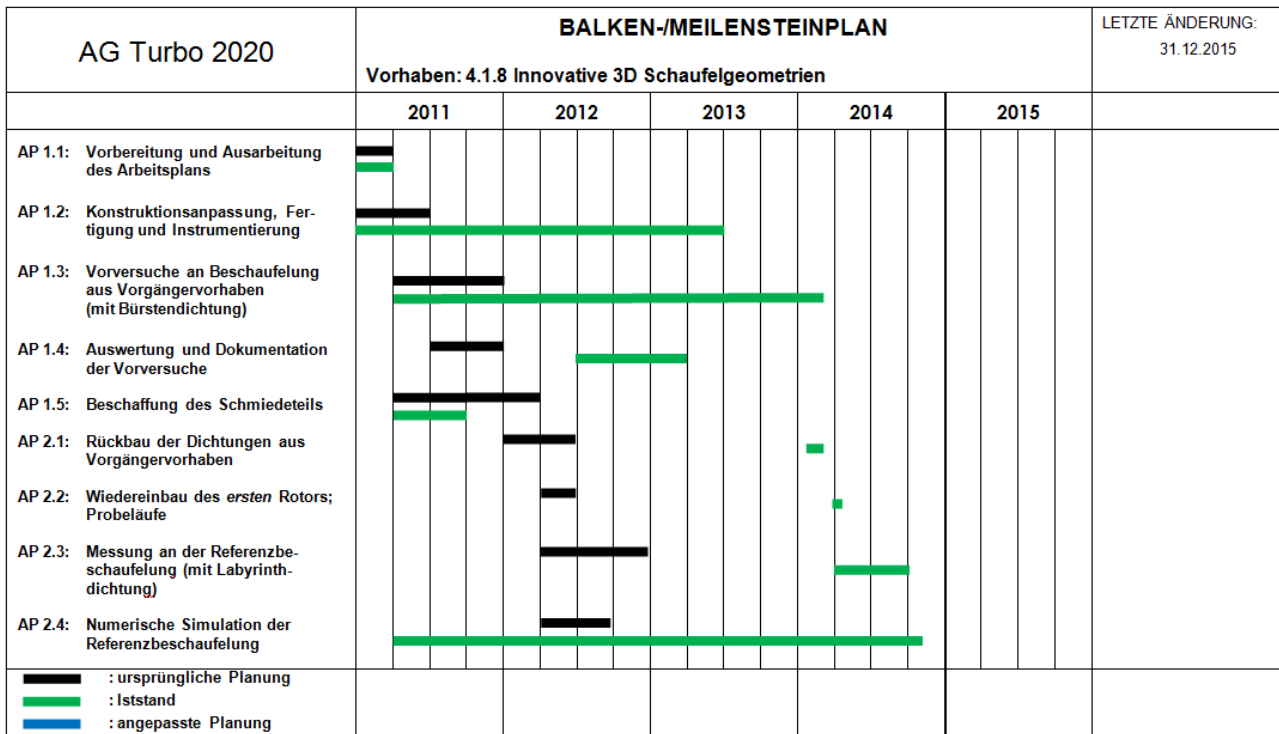


Abbildung 1.1.: Zeitplan mit Berücksichtigung der kostenneutralen Projektverlängerungen

## 2. Stand der Technik

### 2.1. Sekundärströmungen in Turbomaschinen

Sekundärströmungen in Turbomaschinen tragen zu einem großen Teil zur Entstehung von Verlusten bei. Wie von [Denton und Pullan \(2012\)](#) beschrieben, entfällt ein Großteil der entstehenden Verluste jedoch nicht auf die Sekundärströmungen selbst sondern vielmehr auf deren Interaktion mit den Seitenwänden. So bezieht sich der weite Begriff der Sekundärströmung auf eine Vielzahl von verlusttreibenden Mechanismen, die in der Schaufelpassage interagieren. Am Beispiel einer Niederdruckturbinen-Kaskade mit einem  $h/t=1,3$  ist im Rahmen der Arbeit von [Denton und Pullan \(2012\)](#) eine Aufteilung von Verlusten, im Sinne der Generierung von Entropie, in drei Gruppen vorgenommen worden. Neben den Profilverlusten und den Verlusten in der Passage entfallen in dem untersuchten Beispiel auf den Seitenwandbereich 38,3% der Verluste. Nur 26,4% der Verluste entstehen tatsächlich in der Kanalmitte. Hierzu zählen ebenfalls Ausmischvorgänge der Nachläufe. Zur Differenzierung von Sekundärströmungen werden diese in Untergruppen unterteilt. Diese sind die Hufeisen- und Kanalwirbel sowie die Hinterkanten- und Eckenwirbel. Darüber hinaus finden Interaktionen mit Leckageströmungen von Kavitäten statt, wie sie von [Biester et al. \(2011\)](#) und [Biester et al. \(2013\)](#) am TFD untersucht wurden. Das daraus resultierende Strömungsbild wird instationär mit den Nachläufen der stromauf liegenden Schaufelreihen überlagert. Für den Kontext dieses Vorhabens sind jedoch zwei Arten von Wirbeln, der Hufeisenwirbel und der Kanalwirbel, von besonderer Bedeutung, die im Folgenden erläutert werden und in [Abb. 2.1](#) dargestellt sind.

#### 2.1.1. Hufeisenwirbel

Der Hufeisenwirbel bildet sich an den Vorderkanten von Profilen im Seitenwandbereich aus. Die Ursache liegt im steigenden Druck im Staupunkt des Profils in der Grenzschicht. So hat der Druckgradient beim Auftreffen der Grenzschicht auf das Profil am Staupunkt einen zur Wand gerichteten Gradienten des statischen Drucks zur Folge. Sobald der Gradient eine gewisse Größe übersteigt, wird eine Strömung zur Seitenwand induziert. Die Strömung rollt sich somit in unmittelbarer Nähe der Grenzschicht zu einem Wirbel auf, der durch die Hauptströmung hufeisenförmig um die Profilverkante herum transportiert wird. Das aus der Umlenkung des Fluides resultierende Druckfeld führt dazu, dass die Äste des Hufeisenwirbels in der Schaufelpassage umgelenkt werden. So folgt der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels dem Profil, der druckseitige wird durch den Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite normal zur Strömungsrichtung in Richtung der Saugseite der gegenüberliegenden Schaufel abgelenkt.

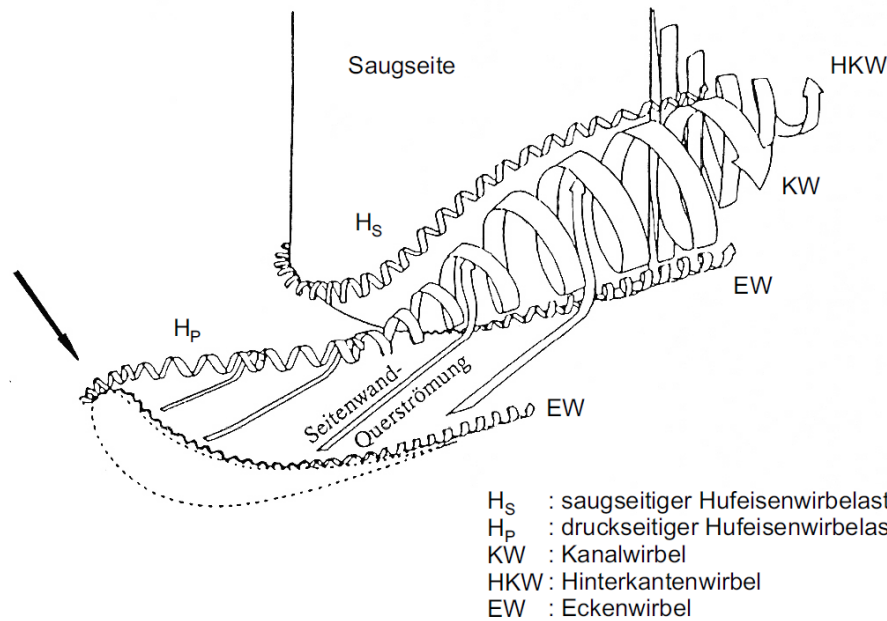


Abbildung 2.1.: Sekundärströmungen in einer Schaufelpassage nach Kawai et al. (1988)

### 2.1.2. Kanalwirbel

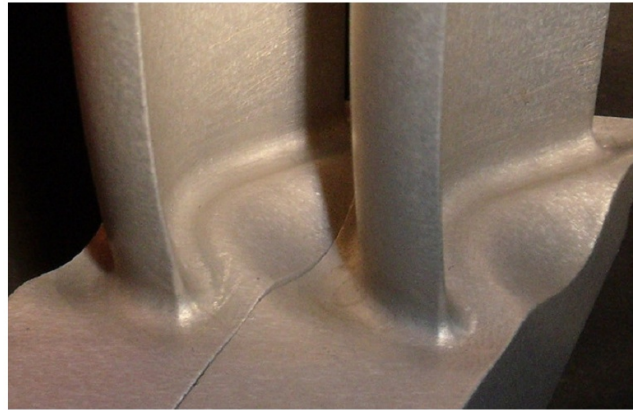
Der Kanalwirbel resultiert aus der Umlenkung in der Schaufelpassage. Im Mittenschnitt der Schaufelpassage befinden sich die auf einzelne Fluidpartikel einwirkenden Kräfte im Gleichgewicht. So entspricht die Zentrifugalkraft aufgrund der Umlenkung gerade der aus dem Druckgradienten zwischen Saug- und Druckseite resultierenden Kraft. Dieses Gleichgewicht wird in der Nähe zu den Seitenwänden nicht eingehalten. Da aufgrund der Seitenwandgrenzschichten die Strömungsgeschwindigkeit reduziert ist, sind hier die zentrifugalen Kräfte geringer als die aus dem Druckgradienten resultierenden. Es kommt somit zu der Ausbildung von im Kanal rotierenden Sekundärströmungswirbeln, den Kanalwirbeln. Aufgrund des Querdruckgradienten innerhalb der Passage werden die Kanalwirbel in Richtung der Saugseite abgelenkt. Hier kommt es zu einer Interaktion des Kanalwirbels mit den beiden Ästen des Hufeisenwirbels, wobei der druckseitige Ast, der gleichsinnig mit dem Kanalwirbel rotiert, mit diesem verschmelzen kann. Der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels wird von dem Kanalwirbel abgelenkt. In der Abströmung der Schaufelreihe lassen sich nach Harrison (1989) der Kanalwirbel und der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels oftmals messtechnisch nicht mehr unterscheiden.

## 2.2. Seitenwandkonturierung

Als Seitenwandkontur wird eine dreidimensionale Oberflächengestaltung bezeichnet, die vom traditionellen zylindrischen bzw. konischen Verlauf von Nabe und Gehäuse abweicht. Komplexere Konturierungen können dabei zu einem höheren Fertigungsaufwand und somit höheren Fertigungskosten führen. Die "klassische" Variante einer Seitenwandkontur besteht laut Kasper (2009) aus einer Erhöhung in der Nähe der Druckseite und einer Absenkung in der Nähe der Saugseite (vgl. Abb. 2.2). Damit soll der in Abschn. 2.1.2 erwähnte Querdruckgradient in Wandnähe abgeschwächt und somit der Kanalwirbel reduziert werden. Mit Hilfe der Seiten-



wandkonturierung wird eine günstige Beeinflussung der Strömung in der Nähe der Seitenwand angestrebt. Einige Phänomene der Sekundärströmungen, die durch die Dissipation von Energie die Leistung der Turbomaschine verringern, sollen so abgeschwächt oder unterdrückt werden. Letztendlich besteht das Ziel darin, den Wirkungsgrad zu steigern.



**Abbildung 2.2.:** Seitenwandkonturierte Nabe eines Turbinenprofils (Vázquez und Fidalgo 2010)

### 2.2.1. Designmethoden

Die exakte Position und Höhe der Seitenwandkontur hängt laut Panchal et al. (2011) stark von der Schaufelbelastung ab und erfordert daher von Fall zu Fall eine individuelle Optimierung. Meist wird dafür computergestützt eine iterative Optimierung anhand vorher festgelegter Optimierungsparameter durchgeführt. Eine Methode, basierend auf kontinuierlicher Diffusion, wird von Schobeiri und Lu (2013) vorgestellt. Dabei wird für die Geschwindigkeit der Sekundärströmung eine Verzögerung von der Druck- zur Saugseite vorgeschrieben, indem ein Zieldruck definiert wird. Da sich diese Methode stark auf die Physik stützt, kann sie nach ihren Angaben auf Turbinen und Kompressoren, ungeachtet von Druckniveau, Reaktionsgrad, Durchfluss- und Leistungszahl angewendet werden. Schobeiri und Lu (2013) erreichten für den Rotor eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 0,51% und erwarten eine weitere Verbesserung durch Ausweitung der Methode auf die gesamte Länge des Schaufelkanals, da sie sich bei ihren Untersuchungen zunächst auf eine Festlegung des Zieldrucks im Bereich von 17% bis 55% axialer Sehnenlänge beschränkt haben. Bei seinen Untersuchungen an einem Ringgitter-Wasserkanal stellte Kasper (2009) bei einer konturierten Seitenwand eine Ablösung der Strömung in der saugseitigen Ecke zur Nabe hin fest. Er führt dies darauf zurück, dass die Seitenwandkontur zu einer Veränderung des statischen Druckfeldes an der Nabe führt, in Folge dessen der Druckanstieg nach dem engsten Querschnitt größer ist als bei nicht konturierter Seitenwand. Kasper (2009) empfiehlt daher die Auslegung von Seitenwandkonturen mit laminarer Strömung durchzuführen oder ein Transitionsmodell zu verwenden, da nach seinen Angaben bei sehr geringem Turbulenzniveau und kleinen Reynolds-Zahlen solche Auslegungsfehler sehr schnell sichtbar werden.



## 2.2.2. Auswirkungen der Seitenwandkonturierung auf die Strömung

Im Eintritt in das Schaufelgitter wird laut [Duden et al. \(1999\)](#) die Inzidenz im Bereich der Seitenwand durch die meridionale Beschleunigung der Strömung verringert, die durch die konvexe Konturierung der Seitenwand erzielt wurde. Ihre Untersuchungen führten sie dabei an einem hoch belasteten Turbinengitter durch, dessen Design und Profilform den mittleren Profilquerschnitt des Rotors einer Niederdruckturbinen repräsentiert. Desweiteren berichten [Duden et al. \(1999\)](#) und [Eymann \(2001\)](#) übereinstimmend davon, dass die Druckseite von der konturierten Seitenwand deutlich weniger beeinflusst wird als die Saugseite. Durch die Änderung der Translationsgeschwindigkeit beobachteten [Gier et al. \(2009\)](#) in einem Ringgitter-Wasserkanal gemäß dem Gesetz der Drallerhaltung eine Aufweitung bzw. Einschnürung des Hufeisenwirbels. Dieser Effekt führt beim Auftreffen des druckseitigen Astes an der Saugseite zu einer schwächeren Interaktion der Wirbeläste und somit zu einer geringeren Dissipation des saugseitigen Wirbelastes.

[Gier et al. \(2009\)](#) geben zudem an, dass eine verlustintensivere Kombination von druckseitigem Hufeisenwirbelast und Kanalwirbel unterdrückt und die Abströmung vergleichmäßigt wird. Weitergehend stellt [Kasper \(2009\)](#) bei seinen Untersuchungen an einem Ringgitter-Wasserkanal mittels Strömungsvisualisierung durch Einfärben der laminaren Strömung fest, dass bei konturierter Seitenwand der saugseitige Hufeisenwirbel radial höher aufsteigt. Dies führt er auf die Erhöhung der Querströmung im Schaufelkanal zurück, die dazu führt, dass der druckseitige Ast des Hufeisenwirbels zügiger zur Saugseite transportiert wird und sich infolge dessen der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels nicht so weit von der Saugseite entfernen kann. Beide Äste des Hufeisenwirbels befinden sich damit oberhalb des Kanalwirbels und werden im weiteren Verlauf durch die Passage von diesem radial angehoben.

In der von [Eymann \(2001\)](#) untersuchten Niederdruckturbinen konnte er eine Verlagerung der gehäuseseitigen Verlustzentren in Richtung Seitenwand und eine Reduzierung der dominierenden gehäuseseitigen Sekundärströmung um 20% gegenüber der Basisbeschaufelung beobachten. Das saugseitige Druckminimum konnte [Eymann \(2001\)](#) nabennah stromab verlagern. Die sich durch die Entlastung im Bereich der Seitenwand einstellende Mehrbelastung in Kanalmitte führt seinen Angaben nach zu einer Vorverlagerung des dortigen Druckminimums und einer Strömungsablösung im saugseitigen Verzögerungsbereich der Profilmströmung. Der Kanalwirbel wird laut [Eymann \(2001\)](#) durch die Abschwächung der seitenwandnahen Querkanalströmung im Zentrum seiner Entstehung gehemmt.

[Duden et al. \(1999\)](#) erreichten eine Verringerung der Verluste durch die Sekundärströmung um 26%. Sie geben jedoch an, dass dieser Effekt größtenteils durch stärkere Grenzschichtverluste im Einlass und höhere Profilverluste durch die gestiegene aerodynamische Belastung im Mittenschnitt ausgeglichen wurde. [Eymann \(2001\)](#) erreichte einen Wirkungsgradvorteil von 1,5%, jedoch konnte er keine positive Stromabwirkung der optimierten ersten Stufe feststellen. Da die Optimierung der ersten Stufe ohne Optimierung der Abströmwinkel nicht zuverlässig zu einer Reduzierung der Sekundärströmung im stromab liegenden Gitter führt, kann [Eymann \(2001\)](#) zufolge in stromab liegenden Stufen eine Verstärkung der Sekundärströmung auftreten. So zeigten seine Untersuchungen eine Ausdehnung und Verstärkung des Kanal- und Hinterkantenwirbels nach dem zweiten Leitgitter. Zur Verringerung der Fehl-

strömung empfehlen [Duden et al. \(1999\)](#) den Kanalwirbel und den Hinterkantenwirbel so anzuordnen, dass die hohen Geschwindigkeiten zwischen ihnen keine Umfangskomponente haben. Die Variation der Austrittswinkelverteilung konnten sie somit signifikant verringern, was in geringeren Gesamtverlusten in der Turbine resultiert.

[Kasper \(2009\)](#) konnte den Zusammenbruch des Kanalwirbels an der Vorderkante des Laufrades im Fall der konturierten Seitenwand nicht mehr nachweisen, was er als Indiz dafür sieht, dass die Steigerung des Wirkungsgrades nicht nur durch eine Verbesserung der Strömungsführung, sondern auch durch eine Veränderung der Interaktion der Strömung zwischen Leit- und Laufrad erzielt wurde.

# 3. Experimentelle Untersuchungen

## 3.1. Prüfstand, Turbinenkonfiguration und Messebenen

Der Axial-Turbinen Prüfstand am TFD der Leibniz Universität Hannover wird im offenen Kreisbetrieb betrieben. Das Gehäuse der Turbine ist ein klassisches Dampfturbinen-Design, der Abtrieb wird über eine Drehmomentmesswelle, ein Getriebe und eine Pendelmaschine, die als Generator fungiert, realisiert. Die Luft für den Prüfstand wird von drei Schraubenkompressoren bereitgestellt, die Massenstromregelung ist über ein mehrstufiges Bypass-System möglich. Eine Anlagenregelung zur Stabilisierung des Betriebspunktes ist vorhanden, es können sowohl reale als auch reduzierte Betriebspunkte geregelt werden. In der räumlich getrennten Leitwarte wird während des Betriebes eine vollständige Maschinenüberwachung durch Zeitschriebe verschiedener Temperaturen, Schwingungen und Druckmessungen durchgeführt. Während des Projektzeitraumes wurde die Versuchsmesstechnik und Versuchsinstrumentierung durch dieses und andere Projekte deutlich ausgebaut (siehe auch Abschn. 3.4.2). Eine Seitenansicht des Prüfstandes ist in Abb. 3.1 dargestellt.

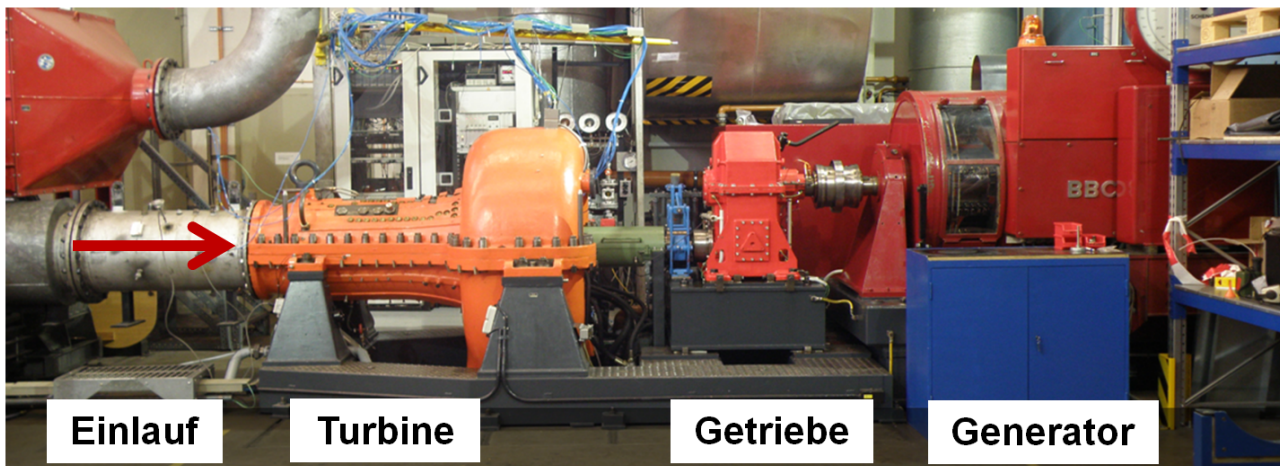


Abbildung 3.1.: Seitenansicht des Luftturbinen-Prüfstandes am TFD

Abbildung 3.2 zeigt eine schematische Darstellung der Messebenen innerhalb der 7-stufigen Maschine. Zwischen jeder Schaufelreihe ist es möglich eine radiale Traversierung der Strömung durchzuführen. Diese radialen Traversierungen können an unterschiedlichen Umfangspositionen durchgeführt werden. Zusätzlich ist hinter den Laufreihen der Stufe 5, 6 und 7 eine Umfangstraversierung realisierbar. Darüber hinaus werden am Ein- und Austritt der Maschine dauerhafte Temperatur- und Druckmessungen ausgeführt, die in Abschn. 3.4.1 näher erläutert werden.

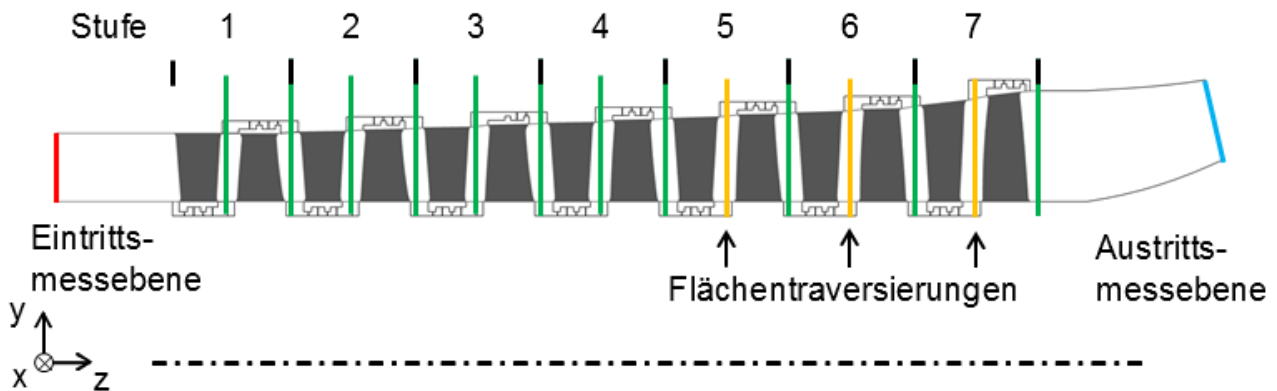


Abbildung 3.2.: Lage der Messebenen in der 7-stufigen Beschaufelung

## 3.2. Allgemeine Beschreibung des Versuchs

Für die im vorliegenden Dokument beschriebenen Versuche wurde der Prüfträger mit einem speziell auf die Versuchsziele zugeschnittenen Turbinenaufbau ausgerüstet. Hierzu wurde eine 7-stufige HD-Dampfturbinenbeschaufelung ohne (Referenzbeschaufelung) und mit nicht-achsensymmetrischer Seitenwandkonturierung (SWK-Beschaufelung) eingerüstet. Für die Referenzbeschaufelung erfolgten Messungen mit Bürsten- und Labyrinthdichtungen.

## 3.3. Abfolge und Inhalte der Messungen

In Abb. 3.3 ist die Versuchsmatrix für die experimentellen Untersuchungen dargestellt. Sie zeigt die, in Abhängigkeit von reduzierter Drehzahl und reduziertem Massenstrom, zu messenden Betriebspunkte. An mit einem “K” gekennzeichneten Punkten erfolgten ausschließlich Kennfeldmessungen. Dabei wurden die globalen Parameter der Turbine erfasst. Detaillierte Strömungsfeldmessungen mit 5-Lochsonden erfolgten an den mit “S” gekennzeichneten Betriebspunkten. Da hinter den Leitreihen von Stufe 1 bis 5 ausschließlich radiale Strömungsfeldmessungen mit fester Umfangsposition durchgeführt werden können, und somit kein umfangsgemitteltetes Ergebnis der Abströmung erzielt werden kann, erfolgten diese nur am Nennlastpunkt. Auch die Messebene hinter der sechsten Leitreihe wurde laut Vereinbarung mit Siemens lediglich bei Nennlast umfangstraversiert.

Für einen Messtechnikcheck und zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit der eingestellten Betriebspunkte und der gemessenen Bewertungsgrößen wurde zu Beginn des Messtages eine Kennfeldmessung am Reproduzierbarkeitspunkt durchgeführt. Da die Versuchsanlage thermisch träge ist, sind diese Referenzpunkt-Messungen morgens bei geringem Massenstrom gemessen worden. Der Referenzpunkt ist in Abb. 3.3 mit einem “R” gekennzeichnet. Der Messtechnik- und Reproduzierbarkeitscheck erfolgt über einen chronologischen Vergleich des reduzierten Massenstroms  $\dot{m}_{red}$ , der reduzierten Drehzahl  $n_{red}$ , dem Druckverhältnis  $\Pi_{tt}$ , der Mach-Zahl der Zuströmung  $Ma_{10}$ , dem isentropen thermischen Wirkungsgrad  $\eta_{is}$  sowie dem Kupplungswirkungsgrad  $\eta_K$ . Die Auswertung der Reproduzierbarkeitsmessung folgt in Abschn. 5.2.

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

K = Kennfeldmessung; S = Strömungsfeldmessungen; R = Referenzpunktmessung

Abbildung 3.3.: Versuchsmatrix des Projektes

## 3.4. Messtechnik und Instrumentierung

### 3.4.1. Instrumentierung des Prüfträgers

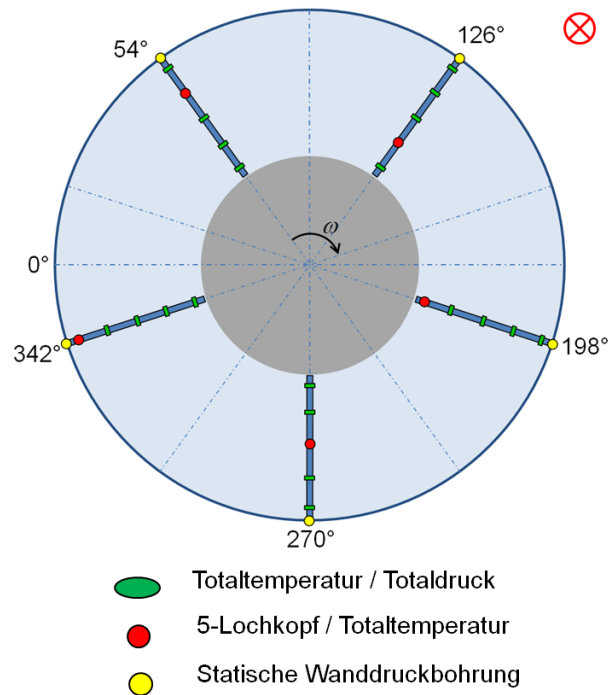
Der Prüfstand verfügt über dauerhaft und vom Aufbau unabhängig eingerüstete Messtechnik. Diese dient zur Erfassung des Zustandes der aus der Umgebung angesaugten Luft und der Bestimmung des Massenstroms durch das Kontrollvolumen. Dafür befindet sich ca. 10 Rohrdurchmesser stromauf der Turbine ein unter Normbedingungen verbautes Venturirohr der Firma Bopp & Reuter mit Nennweite DN 500. Das Venturirohr ist doppelflutig zur beidseitigen Durchströmung aufgebaut und besitzt eine gültige PTB-Kalibrierung (Kalibrierung im September 2012). Am Venturirohr befinden sich die Messstellen zur Erfassung des statischen Drucks vor dem Rohr, der Lufttemperatur sowie der Druckdifferenz über den engsten Querschnitt. Der Durchflusskoeffizient wird iterativ in Abhängigkeit der Reynoldszahl aus den Kalibrierdaten ermittelt. Das Öffnungsverhältnis des Venturirohres beträgt  $\beta = 0,507$  bei  $D = 502$  mm. Die Messung der Sperrluftmassenströme erfolgt mit Hilfe von Norm-Blenden. Die Berechnung dieser Massenströme erfolgt nach Normvorschrift für unkalibrierte Blenden. Zur Schwingungsüberwachung verfügt der Prüfstand über Schwingungssensoren an verschiedenen Stellen im Prüfstand. Es werden hierbei sowohl Gehäuse- als auch Wellenschwingungen gemessen und in der Turbinenleitwarte zur Überwachung dargestellt.

Neben der Massenstrommessung außerhalb des Prüfträgers werden außerdem die Ansaugbedingungen der Umgebungsluft unter Messung der Parameter rel. Feuchte  $H$ , Temperatur  $T$  und Druck  $p$  im Ansaughaus erfasst. Die hier gemessenen Größen dienen zur Bestimmung der Zusammensetzung der Luft. Die Erfassung der Messdaten erfolgt mit Hilfe eines kombinierten Feuchte-Temperaturensors mit PT100 Temperaturmessstelle sowie einer Messstelle für den statischen Druck.

Am Eintritt in das Kontrollvolumen werden der Totaldruck und die Totaltemperatur gemessen. Aufgrund der 13 Meter langen Zuströmstrecke befindet sich in der Rohrleitung eine vollständig axial ausgeprägte Rohrströmung.

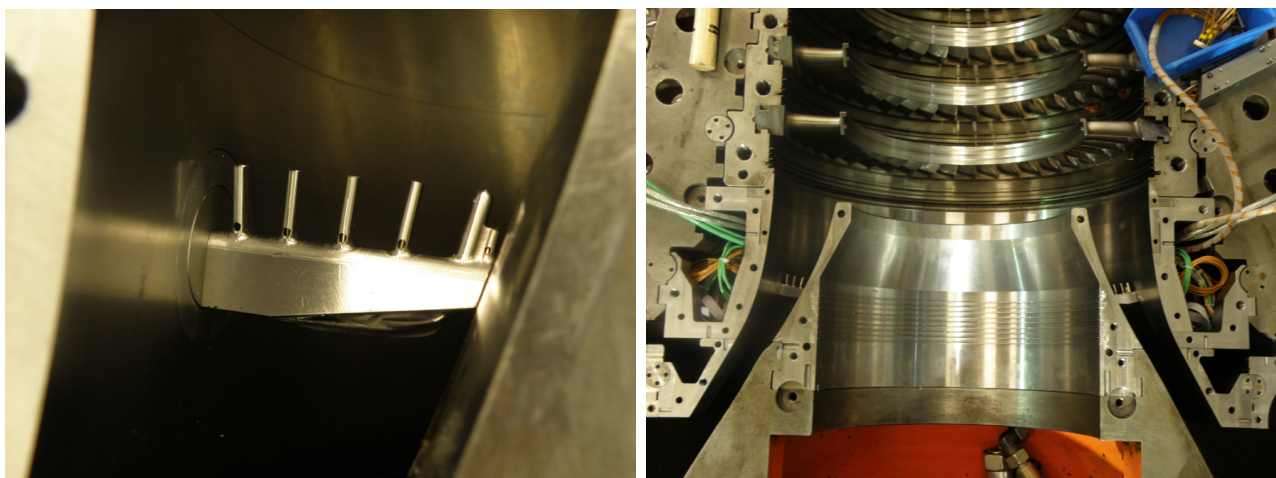
Die Bestimmung der Austrittsbedingungen der Turbine erfolgt über fünf äquidistant über den Umfang verteilte Kammsonden. Jede Sonde ist mit insgesamt fünf radialen Messpositionen ausgestattet. Vier Messstellen sind Kielköpfe, an denen Totaltemperatur-/ Totaldruckmessstellen untergebracht sind. Die fünfte Messposition ist zur Bestimmung der Strömungs-





**Abbildung 3.4.:** Umfangsposition und Messstellen der Kammsonden im Diffusor

richtung mit einem 5-Lochkopf ausgestattet, wobei jede Sonde den Mehrlochkopf an einer anderen Position aufweist. Eine schematische Darstellung der Position des Mehrlochkopfes zeigt Abb. 3.4. Im Nennlastpunkt ist die Turbine so ausgelegt, dass die letzte Laufreihe eine axiale Abströmung aufweist. Bei Teillastzuständen weist die Abströmung dagegen eine hohe Umfangskomponente auf, so dass am Auslegungspunkt ausgerichtete Kammsonden außerhalb ihres Kalibrierbereichs angeströmt würden. Um die Kammsondenausrichtung an die Abströmung anzupassen, sind diese verstellbar ausgeführt. Dabei befindet sich der Verstellantrieb zwischen Innen- und Außengehäuse. Abbildung 3.5 zeigt eine Kammsonde im eingebauten Zustand.



**Abbildung 3.5.:** Im Diffusor eingebaute, verstellbare Kammsonden

Zur Erfassung des Strömungsfeldes am Ein- und Austritt der Schaufelreihen sind Traversierungen in Umfangsrichtung und radialer Richtung vorgesehen. Hierzu können Mehrlochsonden an unterschiedlichen Axial- und Umfangspositionen in den Strömungskanal eingebracht werden. Um das Strömungsfeld der kleinstmöglichen Störung durch den Sondenkörper auszusetzen, kommen miniaturisierte Mehrlochsonden mit und ohne Temperaturmessstelle zum Einsatz. Am TFD sind dazu drei verschiedene Sondenkopfgrößen (2,5 mm, 3 mm und 5 mm) im Einsatz, wobei die mittlere Größe bevorzugt eingesetzt wird. Diese Sondenkopfgröße erzielt den besten Kompromiss zwischen der Ausgleichszeit und der Störung der Strömung. Sondentraversierungen können an den in Abschn. 3.1 aufgeführten Positionen durchgeführt werden. Der Bezugspunkt (Nullpunkt) für die Axialpositionen befindet sich in Übereinstimmung mit den Mittenschnitt-Auslegungsdateien der Firma Siemens AG am Beginn der Deckplatte der ersten Leitreihe.

### 3.4.2. Verbesserungen am Prüfstand während des Projektes

Während des Projektes kam es zu Veränderungen der Randbedingungen hinsichtlich der zu erwartenden Variation der Zielgrößen der Vergleichsaufbauten. Diese Veränderungen machten eine Verbesserung der Instrumentierung unvermeidlich. Bei Beantragung des Projektes im Jahr 2010 wurde eine Wirkungsgradsteigerung von  $\Delta\eta_{is,th} = +0,3\%$  bis  $+0,5\%$  pro Stufe erwartet. Nach den Vorstudien zur SWK-Auslegung Mitte 2011 wurde die Erwartung auf  $\Delta\eta_{is,th} = +0,1\%$  pro Stufe reduziert (Lintz et al. 2011). Die ersten CFD-Rechnungen mit der erstellten SWK zeigten im Jahr 2013 eine Wirkungsgradänderung von  $\Delta\eta_{is,th} = -0,01\%$  der ersten Stufe der Modellturbine. Daraufhin wurde die Messgenauigkeit der Messkette analysiert, Schwachstellen identifiziert und beseitigt. Die Veränderungen wurden teilweise durch das Projekt finanziert, ein Großteil der Verbesserungen erfolgte jedoch auch durch andere Finanzmittel des TFD, welche eine fortlaufende Verbesserung der Grundausstattung des Prüfstandes gewährleisten sollen.

Am Prüfstand wurden folgende Änderungen durchgeführt:

- Anschaffung einer neuen Kupplung für verbesserte Rotordynamik
- Fertigung einer neuen Diffusorgeometrie, um Strömungsablösung im Diffusor zu verhindern
- Umgestaltung der Diffusorkammsonden
  - Anpassung an den Abströmwinkel, jede Messstelle mit Druck- und Temperaturempfänger ausgestattet
  - Erhöhung der Sondenzahl im Diffusor von 2 auf 5
  - Verteilung auf  $360^\circ$  statt auf  $90^\circ$  über den Umfang
- Online-Monitoring der Zielgrößen, um die Anzahl der Fehlmessungen so gering wie möglich zu halten
- Inbetriebsetzung einer Betriebspunktregelung für stabilere Einstellung der Betriebspunkte



Zusätzlich wurde die Messtechnik während des Projektes eingehend geprüft und verbessert:

- Separate Thermoelement-Vergleichsstelle und A/D-Wandler zur Reduzierung der Messunsicherheit der Temperatur
- Alle Thermoelementstecker mit NiCr-Ni-Kontakten ausgestattet
- Einbau einer PT100-Temperaturmessstelle für die Eintrittsbedingungen und Massenstrommessung
- Aufbau von neuen Messtechnikschränken in separatem Raum
  - Stabilere Umgebungsbedingungen
  - 24V-Versorgung mit separatem Schrank zur Vermeidung von Störeinflüssen durch Transformatoren
- Messung der Luftfeuchte im Ansaughaus, um Wasserbeladung der Luft zu bestimmen (Einfluss auf den Wirkungsgrad und den Massenstrom)
- Erhöhung der Anzahl der Sondenstellvorrichtungen für mehr parallele Messungen

Durch diese Maßnahmen konnte für den hier vorliegenden Nennlastfall die Messunsicherheit von  $\Delta\eta_{is,th,alt} = \pm 0,60\%$  auf  $\Delta\eta_{is,th,neu} = \pm 0,33\%$  im Vergleich zum Vorgängervorhaben verringert werden.

### 3.4.3. Berechnung der Betriebs- und Bewertungsgrößen

Wie bereits in Abschn. 3.1 beschrieben, kann die Regelung der Betriebspunkte am Luftturbinenprüfstand des TFD auf unterschiedliche Weise erfolgen. Während der drei Messkampagnen wurden die Betriebspunkte mit den Betriebsgrößen Massenstrom  $\dot{m}$  und der Drehzahl  $n$  eingeregelt. Um schwankende Umwelteinflüsse wie Außentemperatur, Luftfeuchte und Umgebungsdruck auszugleichen, werden die Betriebspunkte als reduzierte Betriebspunkte angefahren. Die Reduzierung orientiert sich an Fruböse (1990). Ziel der Reduzierung ist es den Betriebspunkt zu korrigieren, so dass beim gleichen Betriebspunkt mit unterschiedlichen Umgebungseinflüssen die Geschwindigkeitsdreiecke innerhalb der Beschaufelung gleich bleiben und eine Mach-Zahl-Ähnlichkeit besteht.

Für die Referenzgrößen wurde die Definition der Internationalen Standard Atmosphäre (ISA) nach DIN ISO 2533 sowie die Erweiterung gemäß ICAO (1993) verwendet. Damit folgt

$$p_{ref} = 101325 \text{ Pa}, T_{ref} = 288,15 \text{ K}, R_{ref} = 287,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \quad (3.1)$$

für die Referenzgrößen. Nach Fruböse (1990) errechnet sich die reduzierte Drehzahl mit

$$n_{red} = n \sqrt{\frac{R_{ref} T_{ref}}{R T_1}} \quad (3.2)$$

und der reduzierte Massenstrom mit

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \frac{p_{ref}}{p_1} \sqrt{\frac{R_{fL} T_1}{R_{ref} T_{ref}}} \quad (3.3)$$

Analog dazu kann mit

$$P_{red} = P \frac{p_{ref}}{p_1} \sqrt{\frac{R_{ref} T_{ref}}{R_{fL} T_1}} \quad (3.4)$$

die reduzierte thermische Leistung der Turbine, mit

$$\Pi_{tt} = \frac{p_{ein}}{p_{aus}} \quad (3.5)$$

das Druckverhältnis und mit

$$\eta_{is,th} = \frac{h_{t,ein} - h_{t,aus}}{h_{t,ein} - h_{t,aus,is}} \quad (3.6)$$

der isentrope thermische Wirkungsgrad berechnet werden. Um den Einfluss der Messunsicherheit der Temperatur zu verringern, wurde in der Reproduzierbarkeitsanalyse in Abschn. 5.2 neben dem isentropen thermischen Wirkungsgrad noch der Kupplungswirkungsgrad betrachtet. Dieser kann mit

$$\eta_K = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{\dot{m} \cdot c_{p,fL} \cdot T_{ein} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right)^{\frac{\kappa_{fL}-1}{\kappa_{fL}}}\right)} \quad (3.7)$$

berechnet werden. Die zu reduzierenden Größen  $p_1$  und  $T_1$  befanden sich bei allen drei Messkampagnen im Ansaughaus, also noch vor den Schraubenkompressoren.

### 3.5. Messunsicherheitsanalyse der Ergebnisgrößen

Aufgrund der umfangreichen Erweiterung der Temperaturmesstechnik im Vergleich zum Vorgängervorhaben AG Turbo IV 4.3.6 wurde eine Aktualisierung der Messunsicherheitsbetrachtung notwendig. Diese erfolgte über eine Fehlerfortpflanzungsrechnung, die sich am „Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“ (DIN V ENV 13005) sowie an institutseigenen Erfahrungswerten orientiert. Ein Vergleich der Messunsicherheiten zwischen vorheriger und neuer Messtechnik ergab eine deutliche Verbesserung der Messgenauigkeit.

Im folgenden Abschnitt wird erläutert, wie die Messunsicherheit der Ein- und Austrittstemperatur, des Ein- und Austrittsdrucks, des Massenstroms und der Wirkungsgrade ermittelt wird. Alle Messunsicherheiten werden als erweiterte Messunsicherheiten angegeben mit einem Grad des Vertrauens von 95%, d. h. der Student-Faktor  $k$  ergibt sich für  $n$  Messwerte gemäß VDI/VDE (1996) zu:

$$k = e^{-\frac{0,242+0,498n}{1-0,740n}} \quad (3.8)$$

Den angenommenen Unsicherheitsbeiträgen wird jeweils eine Verteilung zugeordnet: Normal, Student oder Rechteck. Unsicherheiten normalverteilter Größen müssen ggf. auf die Standardunsicherheit zurückgeführt werden, falls sie bereits erweitert angegeben wurden. Dann gilt für jede Einflussgröße  $x$

$$u_x = \pm \frac{U}{k}. \quad (3.9)$$

Studentverteilte Größen sind i.d.R. die Standardabweichungen der Messwerte. Diese werden auf die Standardabweichung des Mittelwerts der Messreihe mit

$$u_x = s_{\bar{x}} = \pm \frac{s_x}{\sqrt{n}} \quad (3.10)$$

umgerechnet.

Rechteckverteilte Größen, vor allem die unbekannt systematischen Unsicherheiten der Messgeräte, werden mit vollem Umfang in der Fortpflanzung der Unsicherheiten einbezogen. Zur Ermittlung und Darstellung der Zusammensetzung der erweiterten Messunsicherheiten werden tabellarische Messunsicherheitsbudgets aufgestellt. In diesen werden jeder Einflussgröße die anfallenden Unsicherheiten zugeordnet. Dabei bezeichnet  $U_x$  i.d.R. eine bereits kombinierte Messunsicherheit (Kalibrierschein, vorherige Berechnung etc.),  $\delta x$  eine unbekannte systematische Messunsicherheit (Datenblätter, etc.) und  $s_x$  eine empirische Standardabweichung der Messdaten.

In den Budgets werden Annahmen zu Verteilung der Unsicherheitseinflüsse getroffen. Im Allgemeinen werden Angaben aus Datenblättern von Messgeräten, welche nicht weiter spezifiziert sind, als Rechteckverteilung angenommen. Standardabweichungen werden als studentverteilt angenommen und nur solche Unsicherheiten, die entsprechend berechnet wurden oder ausführlichen Kalibrierscheinen entnommen wurden, werden als normalverteilt betrachtet. Auf Basis der Verteilungen wird die Gewichtung  $G$  wie oben beschrieben vorgenommen.

Die Sensitivitätskoeffizienten werden mit Hilfe der partiellen Ableitung der Ergebnisgröße nach der Einflussgröße bestimmt:

$$c_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} \text{ mit } y = f(x_1, x_2, \dots, x_3). \quad (3.11)$$

Der Beitrag der Messunsicherheit ist das folgende Produkt:

$$u_i = G_i \cdot c_i \cdot u_{x_i}. \quad (3.12)$$

In der untersten Zeile (Ergebniszeile) stehen die Ergebnisgröße sowie die kombinierte und erweiterte Messunsicherheit. Sie wird aus den Messunsicherheitsbeiträgen gebildet:

$$U_y = \pm k \cdot \sqrt{\sum u_i^2}. \quad (3.13)$$

# 4. Numerische Untersuchungen

## 4.1. Abfolge und Inhalte der Simulationen

Die numerischen Arbeiten des Projektes können in Vor- und Hauptstudien unterschieden werden. In den Vorstudien wurde das grundsätzliche numerische Setup sowie die Netzerstellung anhand der ersten Stufe der Turbine getestet. Darüber hinaus wurde der Einfluss der Kavitäten und der Filletradien an Nabe und Gehäuse simuliert. Dazu sind CFD-Rechnungen ohne Fillet, mit idealisiertem Fillet in den Größen 1 mm, 1,5 mm, 3 mm und 5 mm sowie mit dem realen Fillet durchgeführt worden. Die Ergebnisse hierzu wurden von [Kwitschinski et al. \(2014\)](#) veröffentlicht. Eine Netz- und Plausibilitätsstudie wurde ebenfalls an der ersten Stufe durchgeführt. Die Implementierung der Seitenwandkontur in das numerische Modell wurde in gleicher Weise an der ersten Stufe erfolgreich getestet.

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

R = Referenzbeschaufelung; S = SWK-Beschaufelung

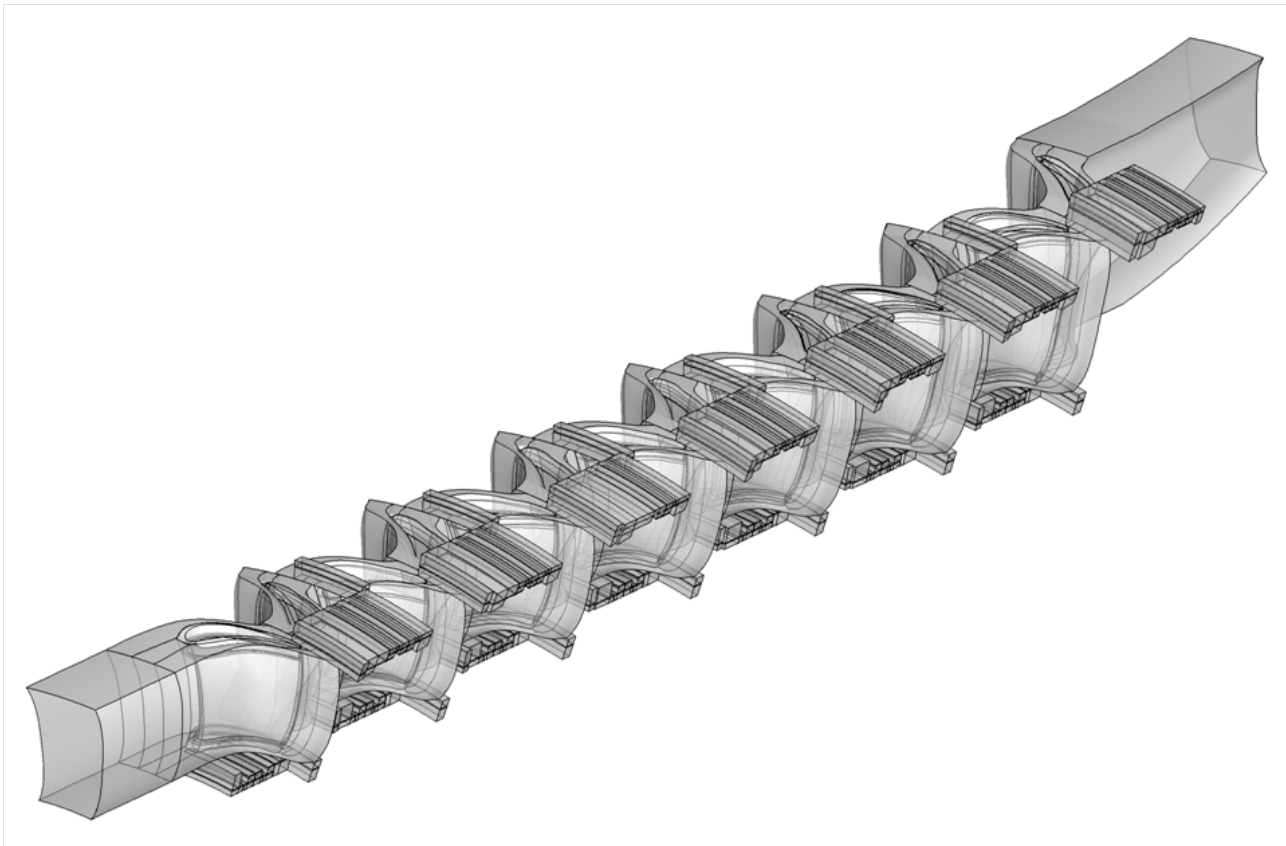
Abbildung 4.1.: Matrix der numerisch untersuchten Betriebspunkte

Nach Abschluss der Vorstudien wurde in den Hauptstudien die komplette 7-stufige Turbine mit realen Fillets und Kavitäten für die Referenzbeschaufelung und die SWK-Beschaufelung berechnet. Durch die Beachtung der Kavitäten und der realen Filletgeometrie werden die nicht unerheblichen Einflüsse dieser geometrischen Faktoren in die Strömungssimulation mit aufgenommen. Die im Rahmen dieses Projektes simulierten Betriebspunkte sind in Abb. 4.1 dargestellt.

## 4.2. Geometrie und Vernetzung

Die Vernetzung der Geometrien wurde sowohl für die Referenz- als auch für die SWK-Beschaufelung mit NUMECA Autogrid5 durchgeführt. Alle verwendeten Netze bilden den Schaufelkanal inklusive realer Filletgeometrie sowie Deckbandkavitäten ab. Die Netze haben eine Knotenzahl von ca. 49 Mio. Knoten und benötigen daher erhebliche numerische Ressourcen für die Strömungssimulation. Abbildung 4.2 gibt einen Überblick über das verwendete Rechenetz. Die Auswerteebenen der numerischen Strömungssimulation wurden den realen

Messeebenen aus den Experimenten angepasst. Somit ist ein CFD-Messdaten-Vergleich des Strömungsfeldes an den exakt gleichen axialen Positionen innerhalb der Turbine möglich. Abbildung 4.3 zeigt die vernetzte Leitreihe der ersten Stufe, Abb. 4.4 zeigt Detailbilder der vernetzten Fillets an Vorder- und Hinterkante.



**Abbildung 4.2.:** Verwendetes Rechennetz mit Kavitäten und realen Fillets

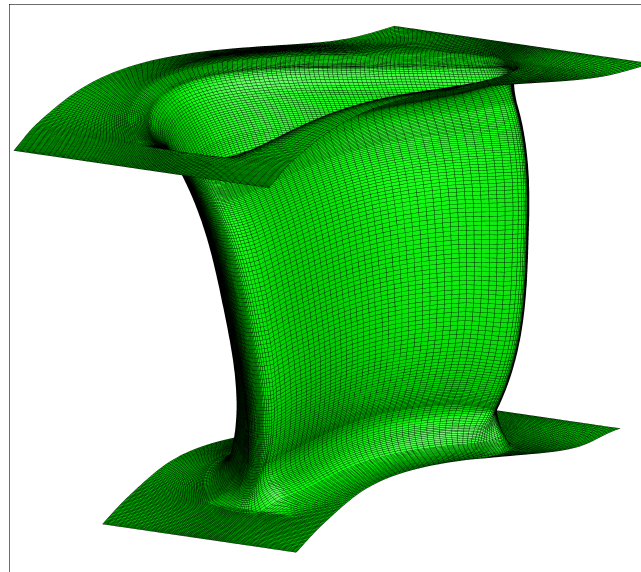


Abbildung 4.3.: Rechennetz auf der 1. Leitreihe

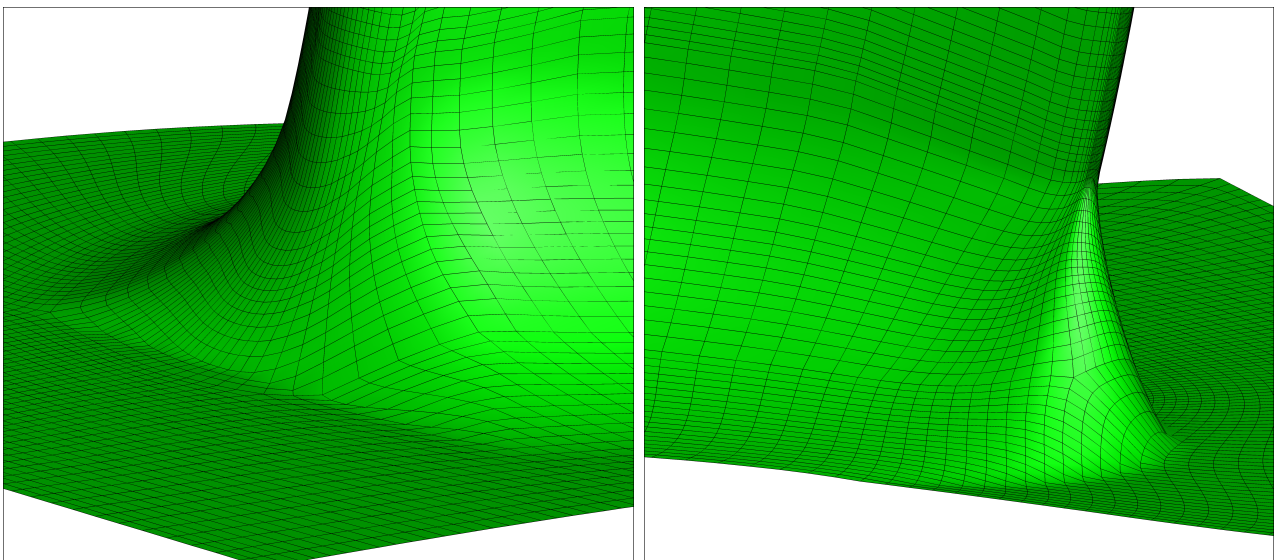


Abbildung 4.4.: Vernetzung der Schaufelvorder- und hinterkante mit realem Fillet

## 4.3. Numerisches Setup

Die stationären numerischen Untersuchungen der 7-stufigen Luftturbine wurden mit ANSYS CFX 14.5 durchgeführt. Dazu wurde, wie in der Industrie üblich, das SST-Modell nach Menter als Turbulenzmodell verwendet. Für die Randbedingungen am Ein- und Austritt wurden gemessene Randbedingungen aus der zweiten Messkampagne verwendet. Daher konnte am Eintritt die Totaltemperatur als radiales Profil, der Massenstrom sowie ein Turbulenzgrad von 1,5 % vorgegeben werden. Am Austritt wurde ein radiales Profil des statischen Druckes verwendet. Die Rechnungen erfolgten auf dem Clustersystem der Leibniz Universität IT Services (LUIS). Die Rechenzeit für das verwendete Netz mit 49 Millionen Knoten betrug



circa 5 Tage pro Rechnung unter Verwendung von 92 Prozessoren und 31 GB RAM. Bei allen untersuchten Betriebspunkten konvergierte die Rechnung. Es wurde eine Konvergenz der RMS-Residuen von mindestens  $10^{-6}$  erwartet und erreicht. Abbildung 4.5 zeigt eine Übersicht über die  $y^+$ -Werte einer auskonvergierten CFD-Simulation.

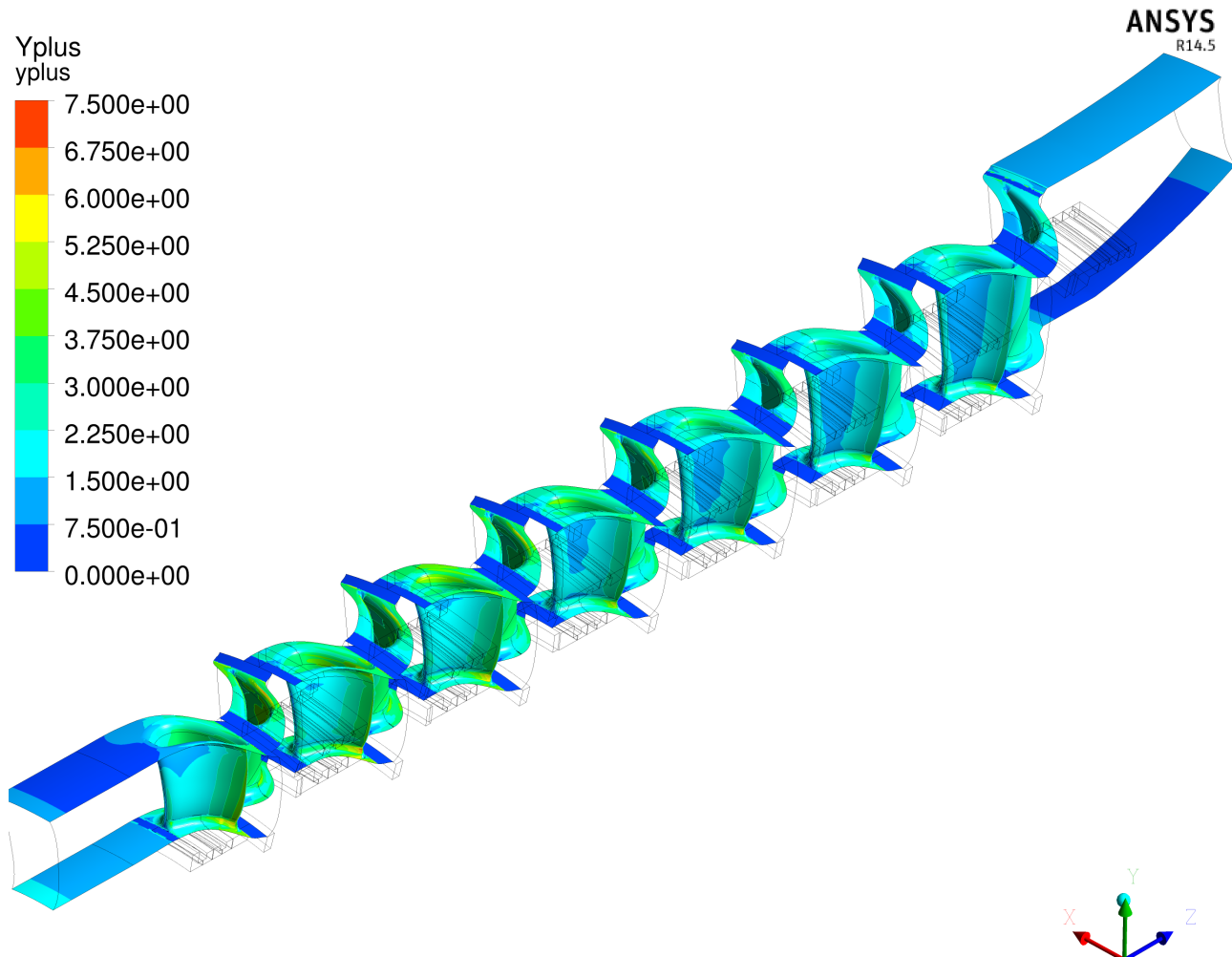


Abbildung 4.5.: Überblickansicht über die erreichten  $y^+$ -Werte des Netzes am Nennlastpunkt

## 4.4. Netzunabhängigkeit

Um die Unabhängigkeit der numerischen Lösung vom Rechnernetz nachzuweisen, wurde für die erste Stufe der Referenz-Konfiguration eine Netzunabhängigkeitsstudie für den Nennlastfall durchgeführt. Der reale Fillet wurde in dem Netz modelliert, während der Einfluss der Kavitäten nicht berücksichtigt wurde. Dafür wurden drei Netze mit unterschiedlichen Knotenanzahlen genutzt, die in Tab. 4.1 dargestellt sind.



**Tabelle 4.1.:** Für die Netzunabhängigkeitsstudie verwendete Netze

Index	Auflösung	Kontenanzahl
1	fein	44 200 512
2	mittel	5 587 552
3	grob	714 192

Zur Bewertung der Netzunabhängigkeit dient die thermische Leistung sowie der isentrope thermische Wirkungsgrad. Die Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie zeigt Tab. 4.2.

**Tabelle 4.2.:** Ergebnisse der Netzunabhängigkeitsstudie

Variable	Wert bzgl. $\eta_{is,th}$	Wert bzgl. $P_{th}$
$r_{21}$	1,9925	1,9925
$r_{32}$	1,9852	1,9852
p	1,6240	1,4955
$F_s$	1,25	1,25
$GCI_1$	9,3E-4	0,0044
$GCI_2$	0,0029	0,0124
$GCI_3$	0,0087	0,0347
$\frac{GCI_2}{(GCI_1 r_{21}^p)}$	1,0015	1,0064
$EERE_1$	7,44E-4	0,0035
$EERE_2$	0,0023	0,0099
$EERE_3$	0,0069	0,0275
$GCI_{1,p=1}$	0,0019	0,0080
$GCI_{2,p=1}$	0,0059	0,0226
$GCI_{3,p=1}$	0,0118	0,0449
$EERE_{1,p=1}$	0,0015	0,0064
$EERE_{2,p=1}$	0,0031	0,0127
$EERE_{3,p=1}$	0,0077	0,0303

Der Grid Convergence Index (GCI) sinkt mit feiner werdenden Netzen, sowohl für die tatsächliche Ordnung  $p$  als auch für die Ordnung  $p = 1$  für beide Zielgrößen. Ebenso sinkt der Estimated Extrapolated Relative Error (EERE) mit feiner werdenden Netzen. Beide Verläufe weisen daher einen asymptotischen Verlauf der Zielgrößen nach. Da die zu untersuchenden Stufen der Turbine geometrisch ähnlich sind, wird die Netzkonvergenzstudie für die erste Stufe als ausreichend für die gesamte Maschine angesehen. Um den Rechenaufwand für die 7-stufige Beschaukelung in einem realistischen Maß zu halten, wurde für die numerischen Untersuchungen das mittlere Netz verwendet.

# 5. Diskussion der Ergebnisse

## 5.1. Ergebnisse der Kennfelduntersuchungen

Ziel der Messkampagnen ist es, in Abhängigkeit einer eingebrachten Seitenwandkonturierung Aufschluss über das globale Betriebsverhalten der Turbine und über die Ausprägung der Sekundärströmungen zu erhalten. Die Betriebsgrößen werden, wie in Abschn. 3.4.3 beschrieben, als reduzierter Massenstrom und reduzierte Drehzahl in der Turbinenleitwarte geregelt. Als Bewertungsgrößen für die Kennfeldmessungen werden im Folgenden das Druckverhältnis, die reduzierte thermische Leistung und der isentrope thermische Wirkungsgrad herangezogen. Die Definition der Größen ist ebenfalls Abschn. 3.4.3 zu entnehmen. Die Kennfelduntersuchungen erfolgten für drei verschiedene Drehzahlen bei

- 48 % ( $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ),
- 83,3 % ( $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$ ) und
- 100 % ( $n_{red} = 6300 \text{ min}^{-1}$ )

der Nenndrehzahl. In diesem Abschnitt wird jedoch nur die Nenndrehzahl intensiv diskutiert, die Kennlinien bei anderen Drehzahlen sind im Anhang angefügt.

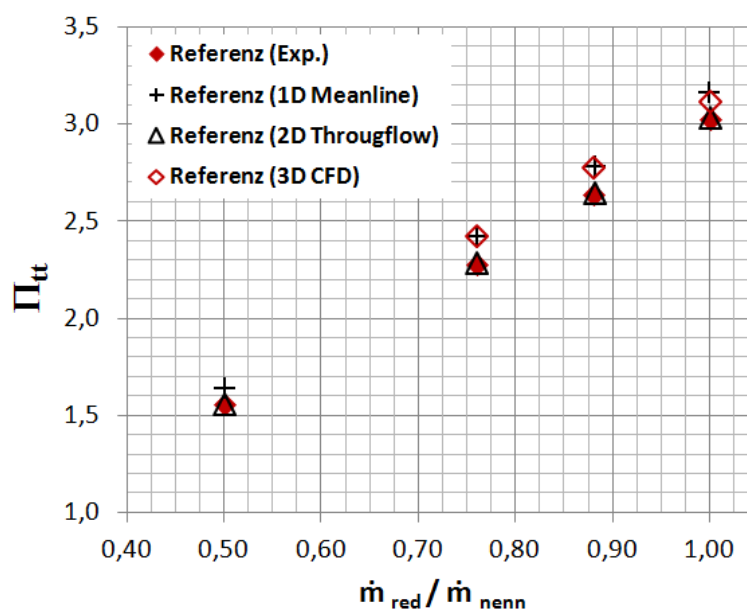


Abbildung 5.1.: Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl

Die Abbildungen 5.1, 5.2 und 5.3 zeigen für die Nenndrehzahl den Vergleich zwischen den Kennfeldmessungen, dem Ergebnis der 1D-Meanline Auslegung und der 2D-Throughflow Nachrechnung durch Siemens sowie der vom TFD durchgeführten 3D-CFD der Referenzbeschaufelung mit Labyrinthdichtung. Ein Vergleich der Kennfeldmessungen der drei verschiedenen Konfigurationen (Voruntersuchung der Referenzbeschaufelung mit Bürstendichtung [Bürste], Referenzbeschaufelung mit Labyrinthdichtung [Labyrinth/Referenz], Beschaufelung mit Seitenwandkontur [SWK]) ist in den Abb. 5.4, 5.5 und 5.6 dargestellt. Um die Wirksamkeit der Seitenwandkontur zu zeigen, ist in den Abb. 5.7, 5.8 und 5.9 ein Vergleich zwischen der Labyrinth- und der SWK-Konfiguration in 3D-CFD und Messungen abgebildet. Wurden für einzelne Kennfeldpunkte mehrere Messungen an verschiedenen Tagen durchgeführt, ist in den Kennfeldern das arithmetische Mittel der Messungen dargestellt.

Die Betrachtung der Druckverhältnisse in Abb. 5.1, 5.4 und 5.7 zeigt für  $n_{red} = 6300 \text{ min}^{-1}$  bei zunehmendem Massenstrom einen deutlichen Anstieg mit schwach parabolischem Verlauf. Dies ist, wie auch bei Binner (2011) beschrieben, auf die Schluckfähigkeit der Turbine zurückzuführen, die maßgeblich durch die erste Leitschaufelpassage bestimmt wird, da hier die Schaufelpassage mit der kleinsten Durchtrittsfläche vorhanden ist. Das sich im Auslegungspunkt bei  $\dot{m}_{red} = 5,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  einstellende Druckverhältnis beträgt  $\Pi_{tt} = 3,02$ .

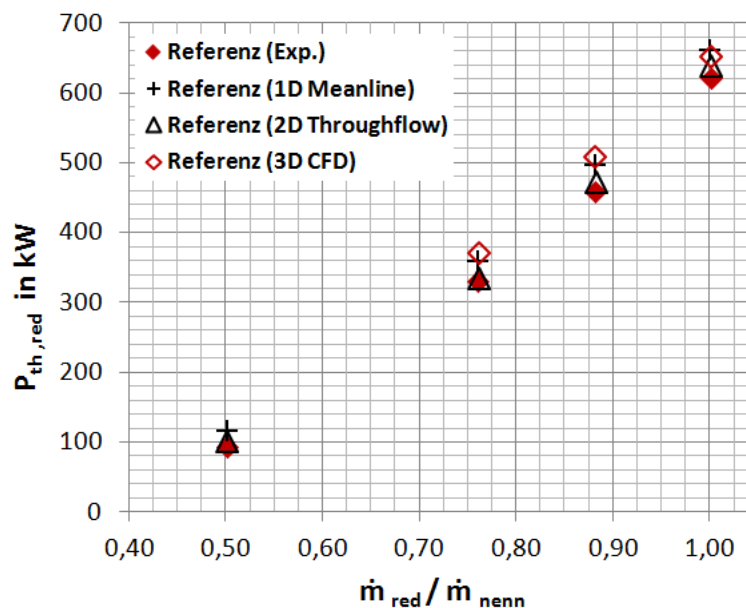


Abbildung 5.2.: Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl

Die in Abb. 5.2, 5.5 und 5.8 dargestellte reduzierte thermische Leistung  $P_{th,red}$  zeigt ein ähnliches Verhalten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich die Turbinenleistung unmittelbar aus dem Massenstrom und dem Temperaturgefälle berechnet. Die im Auslegungspunkt gemessene Leistung beträgt ca. 620 kW.

Die Betrachtung des isentropen thermischen Wirkungsgrads in Abb. 5.3, 5.6 und 5.9 zeigt hier auch den höchsten Wirkungsgrad. Im oberen Leistungsbereich ist mit abnehmendem Massen-

strom bei Nenndrehzahl ein nur sehr geringer Abfall des Wirkungsgrads zu beobachten. Dies ist auf die dampfturbinentypische, relativ dicke Profilverkante der Beschaukelung zurückzuführen, wodurch diese relativ unempfindlich für große Inzidenzwinkel ist. Bei zunehmender Teillast kommt es für Nenndrehzahl zu einem steilen Abfall des Wirkungsgrades. Die bei geringerem Massenstrom einsetzende, steile Wirkungsgradabnahme ist darauf zurückzuführen, dass die mit der Massenstromabsenkung einhergehende Verringerung der axialen Geschwindigkeitskomponente bei gleichbleibender Drehzahl zu einer Verringerung der Relativgeschwindigkeit sowie zu einer Fehlanströmung der Laufschaufeln führt. Diese große Inzidenz wiederum ist außerhalb des Toleranzbereiches der vergleichsweise dicken Profilverkanten. Die saugseitige Anströmung der Beschaukelung die nach Herzog (2008) am Gehäuse zu druckseitiger Strömungsablösung führen kann, wird reduziert.

### 5.1.1. Plausibilisierung der gemessenen Kennlinie anhand der Auslegungsdaten

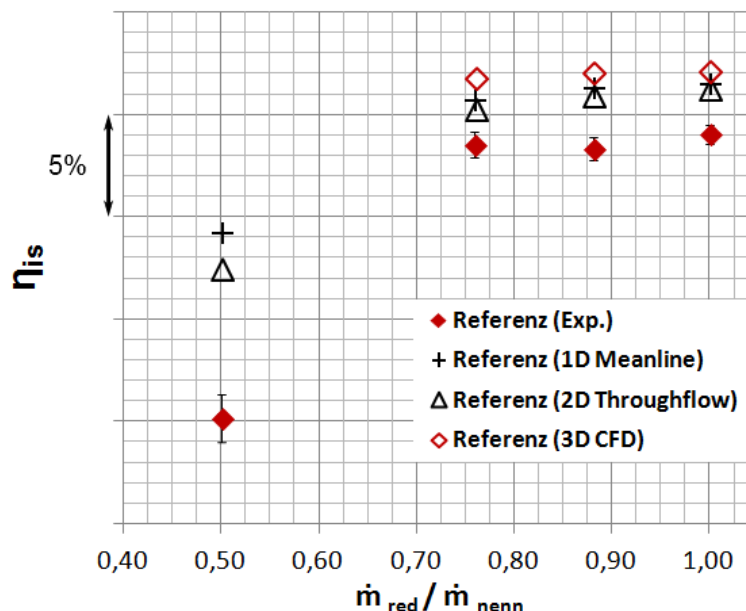


Abbildung 5.3.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei Nenndrehzahl

Die Plausibilisierung der gemessenen Kennlinie kann ausschließlich anhand der Auslegung der Referenz-Konfiguration mit Labyrinth-Dichtung erfolgen, da nur für diese Konfiguration Auslegungsdaten zur Verfügung standen. Es ist in Abb. 5.1, 5.2 und 5.3 gut zu erkennen, dass der qualitative Verlauf des Druckverhältnisses, der reduzierten thermischen Leistung sowie dem isentropen thermischen Wirkungsgrad mit den Auslegungsdaten der 1D-Meanline und der 2D-Throughflow-Rechnungen übereinstimmen. Die 1D-Meanline Rechnungen weisen allerdings für alle Bewertungsgrößen höhere Werte gegenüber den Messungen auf. Es gibt eine gute Übereinstimmung der 2D-Throughflow Rechnungen mit den Messergebnissen beim Druckverhältnis, und die berechnete Leistung der 2D-Throughflow Rechnungen treffen die

reduzierten thermischen Leistungen deutlich besser als die 1D Rechnungen. Wird der isentrope thermische Wirkungsgrad betrachtet, ist ein Wirkungsgraddelta von  $\Delta\eta_{is,th} = 2 - 2,5 \%$  im oberen Lastbereich zu erkennen, das sich bei 50 %  $\dot{m}_{nenn}$  deutlich erhöht. Die Werte der CFD-Ergebnisse liegen für alle Bewertungsgrößen eher im Bereich der 1D-Meanline Rechnungen, wobei die Wirkungsgradvorhersage noch über den Werten der 1D-Rechnungen liegt. Dies ist größtenteils auf die Annahme adiabater Grenzen des Kontrollvolumens bei der CFD-Simulation zurückzuführen. Durch die qualitativ gute Übereinstimmung der Kennfeldlinien kann das gemessene Kennfeld als plausibel angesehen werden.

### 5.1.2. Vergleich der Messkampagnen

Im Vergleich der drei Messkampagnen ist in Abb. 5.6 ersichtlich, dass die Bürsten-Konfiguration den höchsten Wirkungsgrad zeigt. Die Wirkungsgradeltas sind jedoch sehr gering und teilweise innerhalb der Messunsicherheit. Die Druckverhältnisse in Abb. 5.4 sind zwischen den Messkampagnen nahezu gleich geblieben, während es geringe Unterschiede bei der reduzierten thermischen Leistung, die in Abb. 5.5 dargestellt ist, gibt. Die SWK-Konfiguration zeigt hierbei die geringsten Leistungen. Generell ist zu sagen, dass die Unterschiede der Konfigurationen sehr gering sind. Eine globale Wirkungsgradsteigerung durch die Seitenwandkontur kann in diesem Fall durch die Messkampagnen nicht nachgewiesen werden, jedoch zeigt die Bürstendichtung eine leichte Wirkungsgradsteigerung. Letzteres konnte im Vorgängerprojekt AG Turbo IV 4.3.6 “Einfluss des Abströmbereiches auf die Ventilation und die Auswirkung der Ventilation auf die Schaufelabdichtung“ nicht nachgewiesen werden.

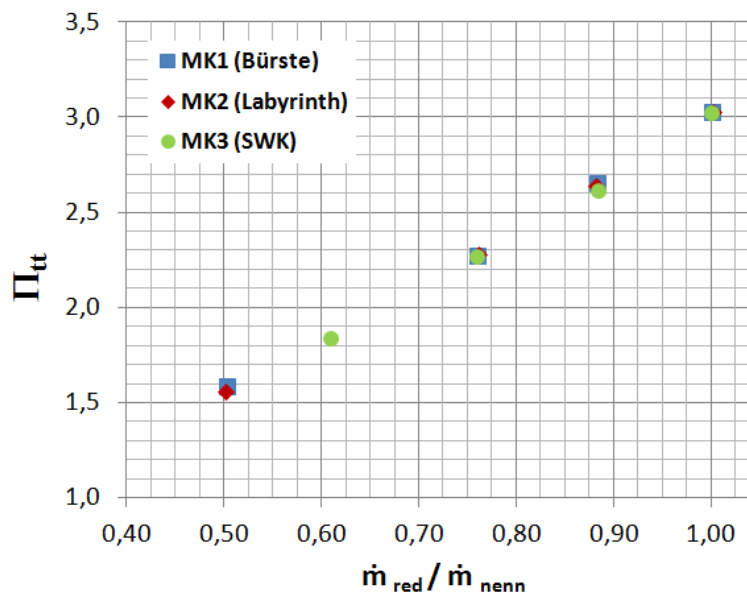


Abbildung 5.4.: Druckverhältnis der Messungen bei Nenndrehzahl

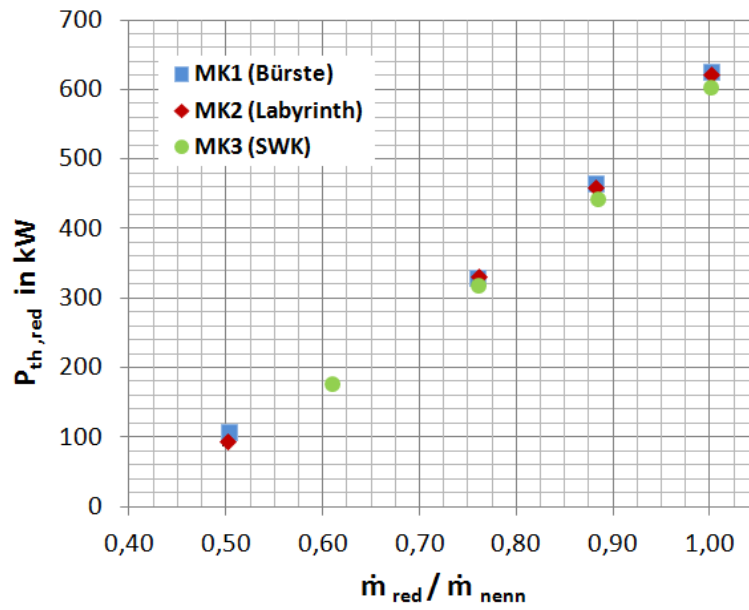


Abbildung 5.5.: Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei Nenndrehzahl

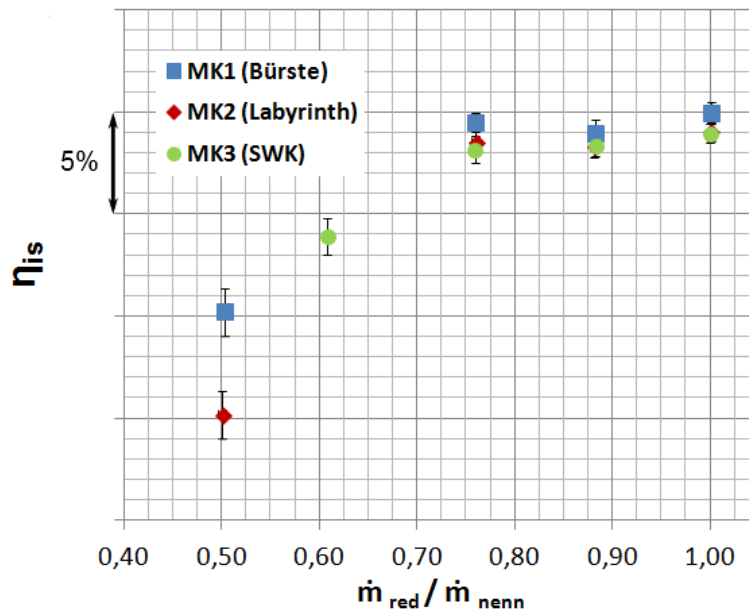


Abbildung 5.6.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei Nenndrehzahl



### 5.1.3. Vergleich der Labyrinth- und der SWK-Konfiguration

Sowohl die Messungen als auch die CFD-Ergebnisse liefern den gleichen qualitativen Verlauf für alle drei Bewertungsgrößen. Die CFD-Rechnungen ergeben allerdings höhere Werte, der isentrope thermische Wirkungsgrad hat hier ein konstantes  $\Delta\eta_{is,th} = 3,5 \%$  im Vergleich zu den Messungen. Dies ist, wie bereits erwähnt, größtenteils auf die Annahme adiabater Grenzen des Kontrollvolumens bei der CFD-Simulation zurückzuführen. In der reduzierten thermischen Leistung zeigt die Labyrinth-Konfiguration in den Messungen ein leicht besseres Betriebsverhalten als die SWK-Konfiguration. Die Wirkungsgradänderung zwischen den beiden Konfigurationen ist sowohl in den Messungen als auch in den CFD-Rechnungen sehr gering und für alle Betriebspunkte dieser Drehzahlreihe innerhalb der Messunsicherheit. Analog zu den Messungen konnte auch durch die numerischen Simulationen keine globale Wirkungsgradsteigerung des isentropen thermischen Wirkungsgrades nachgewiesen werden. Es zeigte sich sogar eine Verschlechterung um  $\Delta\eta_{is,th} = -0,09 \%$  bei nahezu gleichen thermischen Leistungen der Turbine.

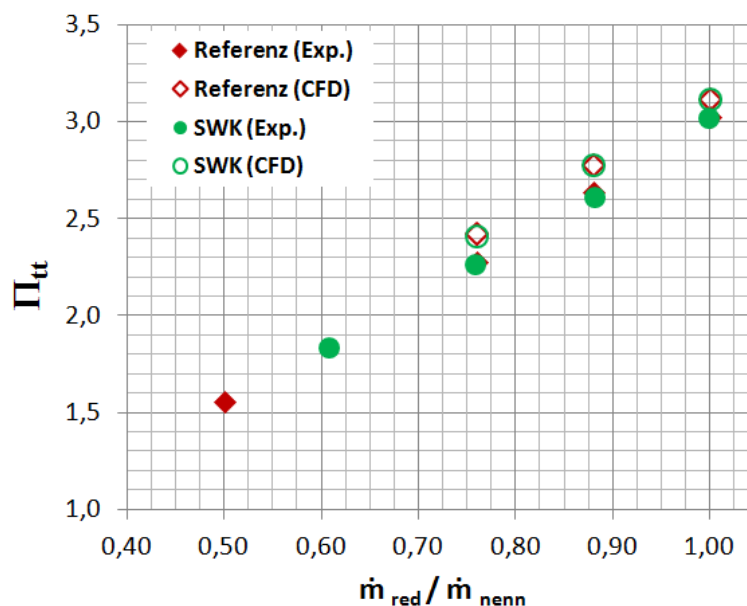


Abbildung 5.7.: Druckverhältnis der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl

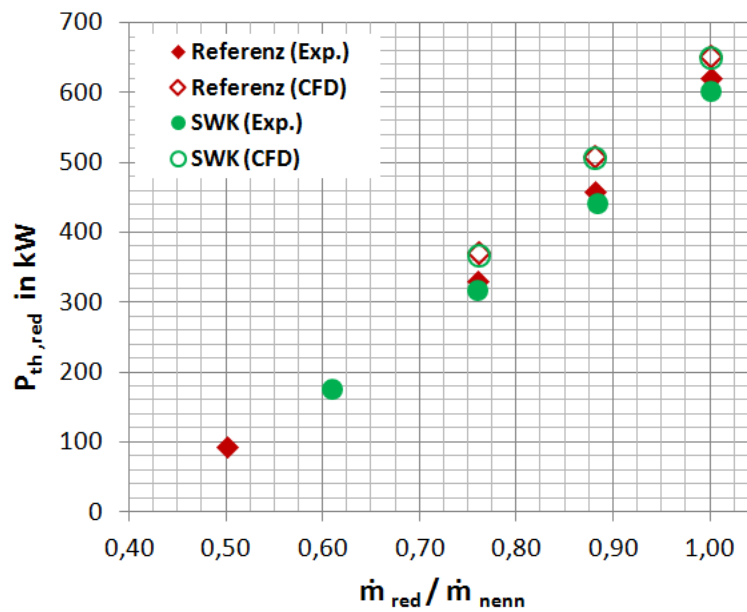


Abbildung 5.8.: Reduzierte thermische Leistung der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl

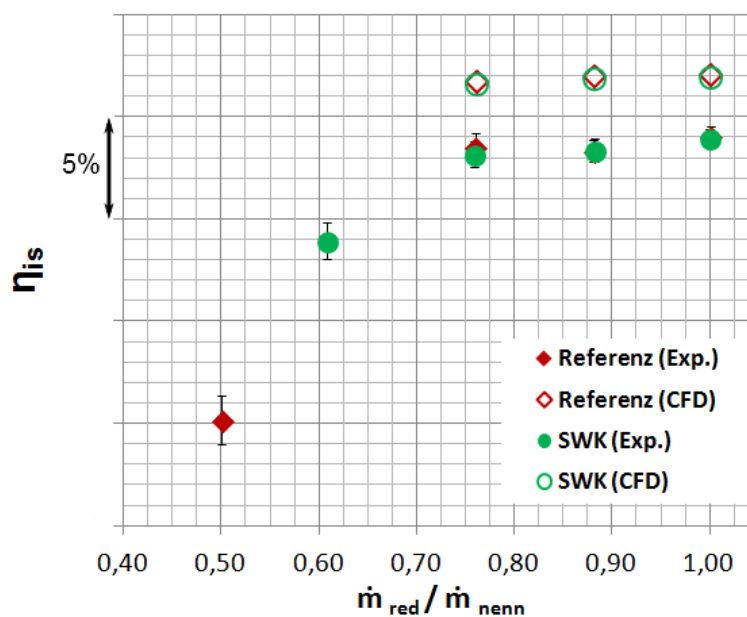


Abbildung 5.9.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei Nenndrehzahl

## 5.2. Reproduzierbarkeitsanalyse

### 5.2.1. Reproduzierbarkeit des Referenzpunktes

Zu Beginn eines jeden Messtages wurde, wie in Abschn. 3.3 erläutert, der Referenzpunkt bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$  und  $\dot{m}_{red} = 2,875 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  angefahren. Ziel dieses Messpunktes ist einerseits ein Messtechnikcheck zu Beginn des Messtages, andererseits soll eine Aussage über die Wiederholgenauigkeit der gemessenen Kennfeldpunkte getroffen werden. Abbildung 5.10 zeigt die nach Abschn. 3.4.3 reduzierten Einstellgrößen des Referenzpunktes für die verschiedenen Messkampagnen. Blau hinterlegt ist das 95%-Konfidenzintervall der Messwerte.

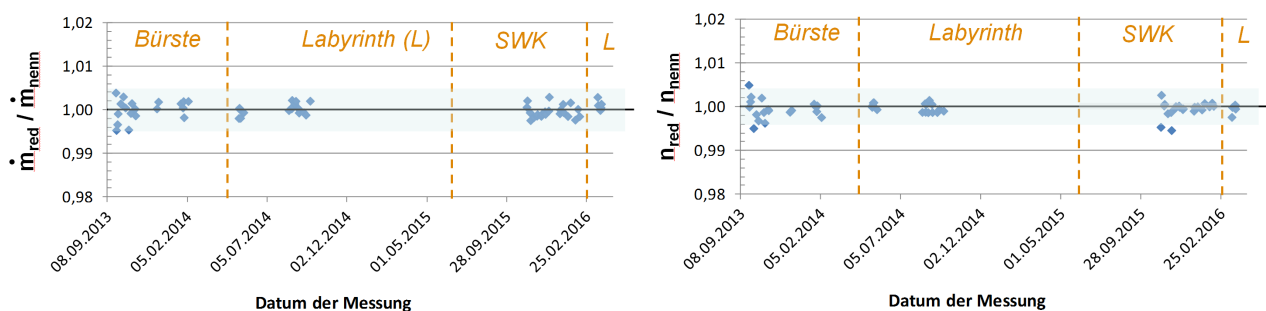


Abbildung 5.10.: Reproduzierbarkeit der Einstellgrößen des Referenzpunktes

Es zeigt sich eine Streuung der reduzierten Einstellgrößen von deutlich unter einem Prozentpunkt, so dass von einer guten Einstellgenauigkeit gesprochen werden kann. Es existiert somit eine Streuung von weniger als  $\pm 30 \text{ g}$  Massenstrom und  $\pm 3 \text{ min}^{-1}$  Umdrehungen für jeden eingestellten Betriebspunkt. Die Bewertungsgrößen der Reproduzierbarkeit sind in Abb. 5.11 dargestellt. Die dargestellten Werte sind auf den arithmetischen Mittelwert der jeweiligen Konfiguration normiert. Wird die Mach-Zahl der axialen Anströmung  $Ma_{10}$  betrachtet, variiert diese auch lediglich im Bereich von unter  $\pm 1\%$ -Punkt, meist sogar im Bereich unter  $0,5 \%$ -Punkten. Ähnlich verhält sich der normierte Totaldruck, der ebenfalls um  $\pm 1 \%$ -Punkt streut.

Trotz der wenig streuenden Einstellgrößen besteht eine deutlich größere Variation beim isentropen thermischen Wirkungsgrad. Dieser variiert, bezogen auf den arithmetischen Mittelwert und unter Nichtbeachtung der Extrempunkte in allen Messkampagnen, deutlich im Bereich von knapp unter  $\pm 1\%$ . Wird jedoch gleichzeitig die Messunsicherheit der Wirkungsgradmessung betrachtet, kann gesagt werden, dass die Streuung des isentropen thermischen Wirkungsgrades nur leicht höher als die Messunsicherheit ist. Der Hauptgrund der Variation liegt allerdings in der schwankenden Turbineneintrittstemperatur, die einen hohen unmittelbaren Einfluss auf den isentropen thermischen Wirkungsgrad hat. Durch die Tatsache, dass die Einstellgrößen auf das Ansaughaus reduziert werden, werden schwankende Einflüsse durch den Maschinenpark, insbesondere der Schraubenkompressoren, nicht durch die Reduzierung ausgeglichen. Die Turbineneintrittstemperatur kann unter anderem durch die Umgebungstemperatur, die Hallentemperatur oder Kühlwassertemperaturen der Schraubenkompressoren beeinflusst werden.

Um den Einfluss der Temperatur-Messunsicherheit zu vermindern, wird zusätzlich der Kuppelungswirkungsgrad  $\eta_K$  betrachtet. Dieser setzt die an der hochpräzisen Drehmomentmesswelle gemessene Leistung in Verhältnis zur thermischen Turbinenleistung. Im Fall des Referenzpunktes kann durch die Betrachtung dieses Wirkungsgrades die Streuung auf einen Bereich von  $\pm 0,5\%$  verringert werden.

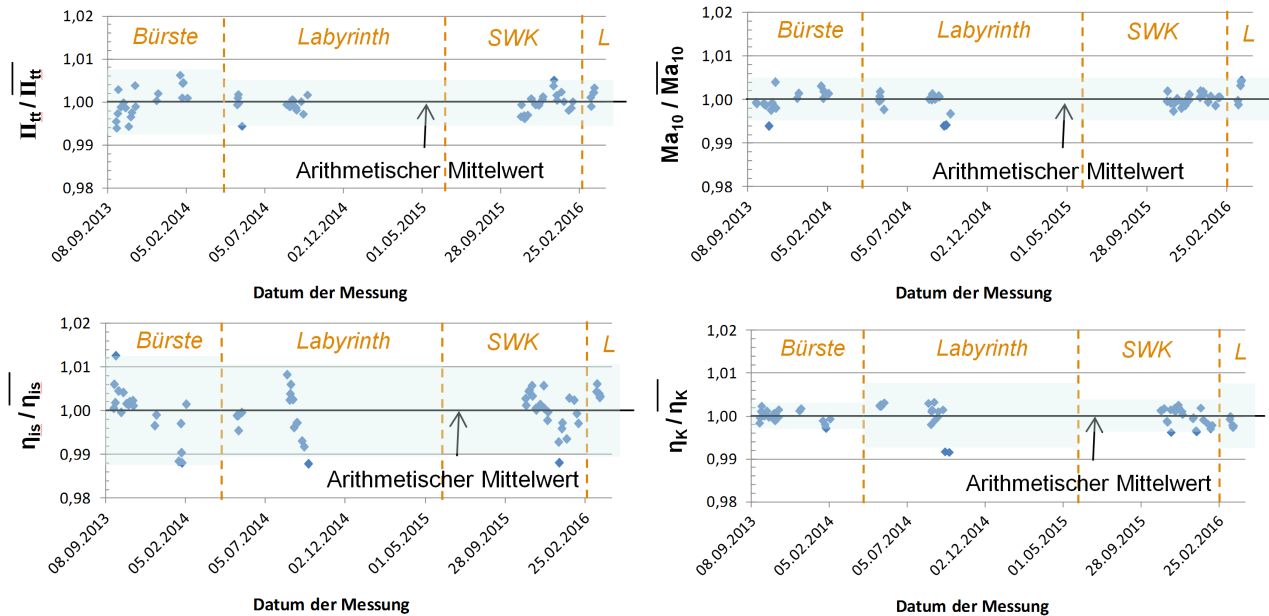


Abbildung 5.11.: Reproduzierbarkeit der Bewertungsgrößen des Referenzpunktes

## 5.2.2. Reproduzierbarkeit des Nennlastpunktes

Aufgrund der hohen Streuung des isentropen thermischen Wirkungsgrades in der Reproduzierbarkeitsanalyse des Referenzpunktes wird die Analyse auch für den Nennlastpunkt durchgeführt. Durch das deutlich höhere Temperaturdelta zwischen Turbinenein- und austritt sowie der generell höheren Turbineneintrittstemperatur fällt der relative Messfehler der Temperaturmessung an diesem Punkt weniger ins Gewicht. Abbildung 5.12 zeigt die Einstellgrößen für die Reproduzierbarkeitsanalyse des Nennlastpunktes. Da für den Nennlastpunkt deutlich weniger Kennfeldpunkte gemessen wurden als für den Referenzpunkt, sind hier zusätzlich berechnete Kennfeldpunkte aus Traversiermessungen dargestellt (rote Rauten). Hier ist, ähnlich zu der Reproduzierbarkeitsbetrachtung des Referenzpunktes in Abb. 5.10, eine sehr gute Wiederholgenauigkeit der Einstellgrößen zu erkennen. Diese schwanken, wenn man zwei Extrempunkte in der Massenstromeinstellung der SWK-Kampagnen vernachlässigt, deutlich unter  $\pm 0,5\%$ .

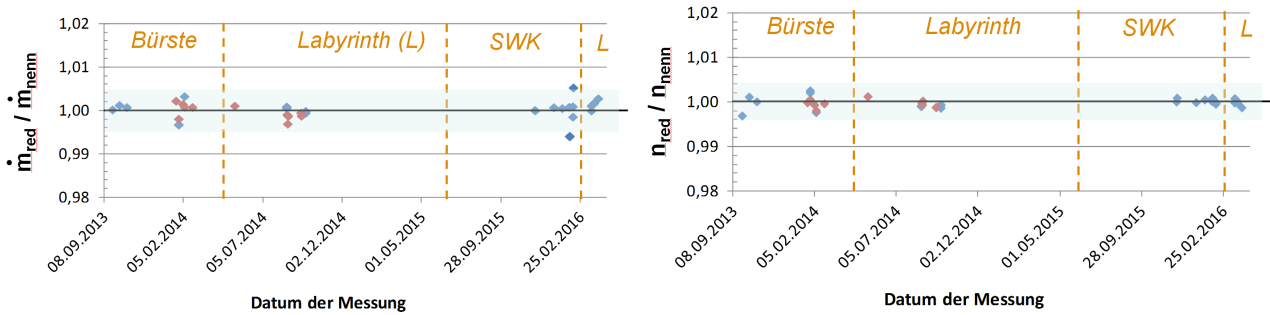


Abbildung 5.12.: Reproduzierbarkeit der Einstellgrößen des Nennlastpunktes

Die Reproduzierbarkeitsanalyse der Bewertungsgrößen am Nennlastpunkt ist in Abb. 5.13 dargestellt. Analog zum Referenzpunkt liegt auch am Nennlastpunkt die Schwankung der axialen Mach-Zahl der Zuströmung bei lediglich  $\pm 0,5\%$ . Eine etwas höhere Streuung von  $\pm 1\%$ , bezogen auf den arithmetischen Mittelwert, ist in der Darstellung des Totaldruckverhältnisses zu erkennen. Trotz der höheren Temperaturen am Eintritt der Turbine streut der isentrope thermische Wirkungsgrad weiterhin im Bereich von  $\pm 1\%$ . Der Grund dafür liegt in der Tatsache, dass die vorliegenden Daten in einer unisolierten Turbine gemessen wurden. Eine rudimentäre Abschätzung der Wärmeverluste über das Gehäuse durch Strahlung und freie Konvektion zeigt, dass diese im Bereich von 5 – 10 % der Kupplungsleistung liegen. Durch diese relativen Wärmeverluste schwankt auch die thermische Leistung der Turbine. Eine Verbesserung der Reproduzierbarkeit kann daher, wie in Abb. 5.13 gezeigt, in diesem Betriebspunkt durch die Einführung des Kupplungswirkungsgrades nicht erreicht werden.

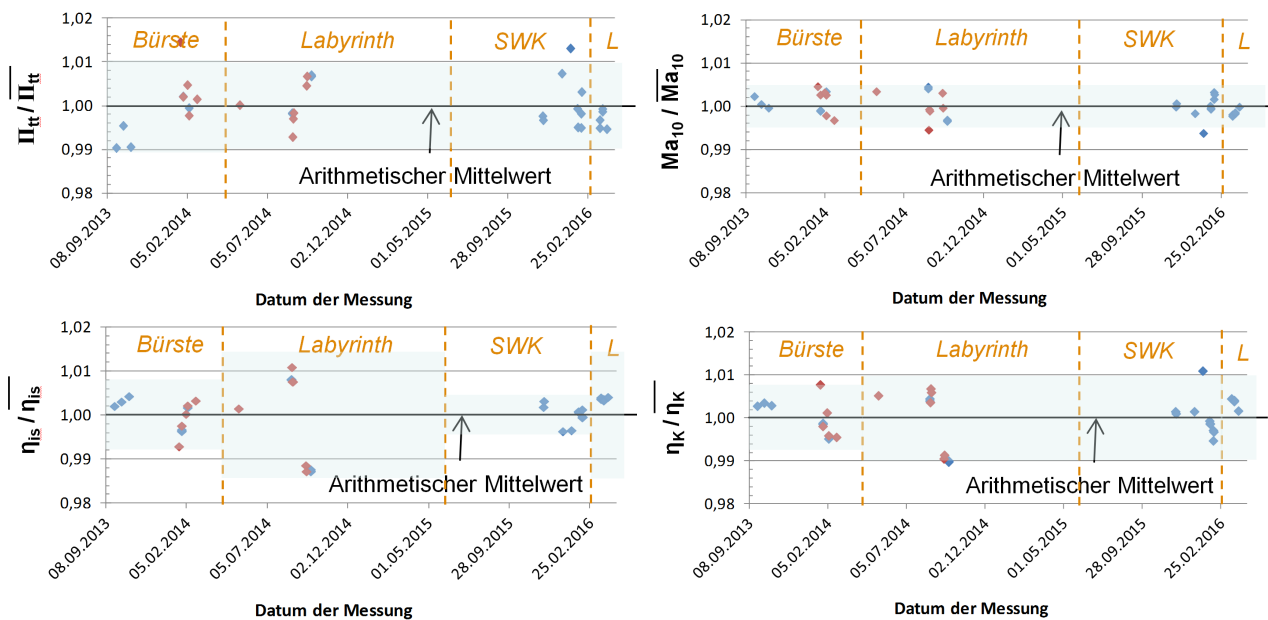


Abbildung 5.13.: Reproduzierbarkeit der Bewertungsgrößen des Nennlastpunktes

Insgesamt zeigt die Reproduzierbarkeit eine gute Übereinstimmung in den Einstellgrößen des reduzierten Massenstroms und der reduzierten Drehzahl. Darüber hinaus sind die Schwankungen des Totaldruckverhältnisses sowie der Mach-Zahl der axialen Anströmung in einem

vertretbaren Rahmen. Die Variation der Bewertungsgröße des isentropen thermischen Wirkungsgrades fällt, gerade in Hinsicht auf die durch die Seitenwandkontur erwarteten geringen Wirkungsgradveränderungen, jedoch deutlich zu hoch aus. Die durch den Kupplungswirkungsgrad angestrebte Verringerung der Streuung durch Reduzierung der Temperatureinflüsse gelingt im Referenzpunkt. Im Nennlastpunkt ist der prozentuale Wärmeverlust über das Gehäuse sehr groß. Damit ist die Messung des Wirkungsgrades nicht nur stark von den Umgebungseinflüssen wie der Luftfeuchte und der Außentemperatur abhängig, sondern zusätzlich von der Hallentemperatur. Dies führt zu der Erkenntnis, dass Messkampagnen, die auf die Messung äußerst geringer Wirkungsgradunterschiede abzielen, nicht ohne eine Wärmeisolierung des Turbinengehäuses durchgeführt werden sollten. Die Reproduzierbarkeit kann noch weiter verbessert werden, wenn der Ort der Reduzierung möglichst nah an das zu untersuchende Kontrollvolumen herangelegt wird, möglichst an den Turbineneintritt, um schwankende Umwelteinflüsse auszugleichen.

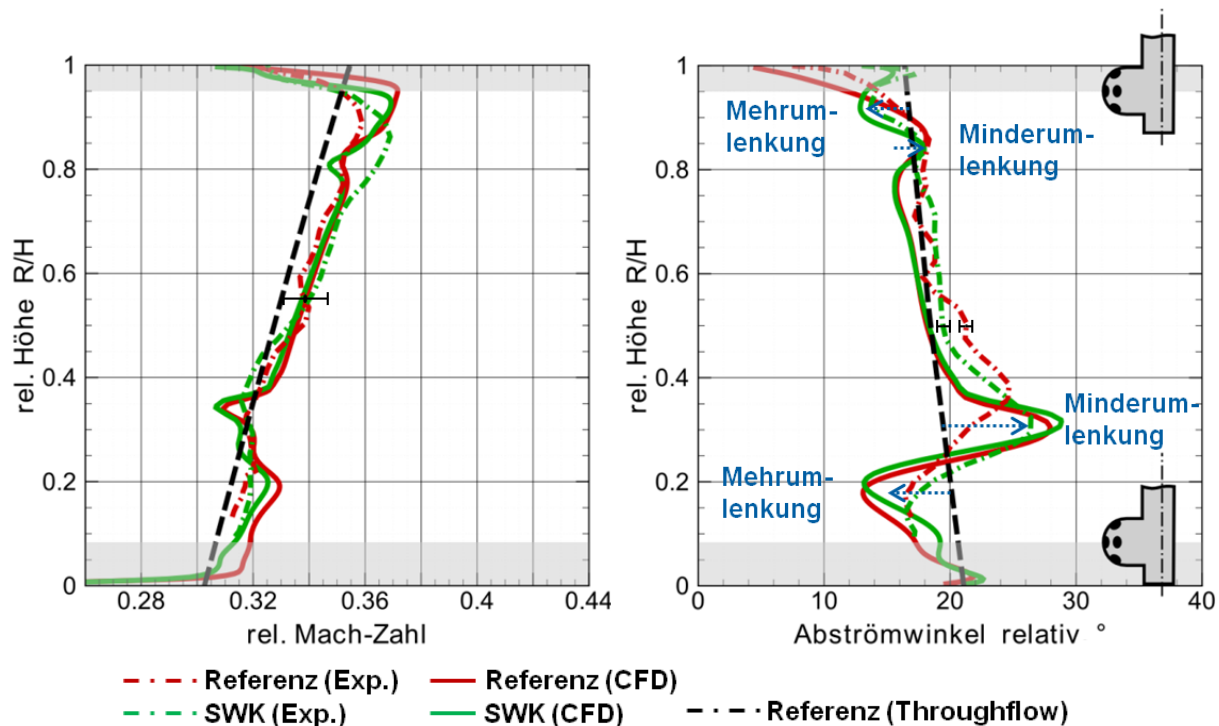
## 5.3. Beurteilung des Strömungsfeldes in den Messebenen

Durch Umfangs- und radiale Traversierungen können Sekundärströmungen im Strömungsfeld detektiert werden. Die Bewertungsgrößen sind im vorliegenden Bericht die relative Mach-Zahl und der relative Abströmwinkel für die radialen Traversierungen. Für die Umfangstraversierungen wird lediglich die relative Mach-Zahl betrachtet, um Wirbelgebiete darzustellen. Es erfolgt ein Vergleich der Strömungsfelder zwischen den Messungen und den CFD-Simulationen sowohl für die Referenz- als auch die SWK-Konfiguration. Darüber hinaus sind in den Auswertungen der radialen Traversierungen die Ergebnisse der 2D-Throughflow Rechnung dargestellt. Analog zu Abschn. 5.1 werden die Ergebnisse der radialen und der Umfangstraversierungen in ausgewählten Messebenen am Nennlastpunkt diskutiert, die Darstellungen der übrigen Traversierungen sind im Anhang angefügt.

### 5.3.1. Radiale Traversierungen

Abbildung 5.14 zeigt die Ergebnisgrößen der radialen Traversierung hinter der ersten Laufreihe für den Nennlastpunkt. Die grauen Bereiche naben- und gehäuseseitig kennzeichnen Bereiche, in denen Sondenmessungen nicht durchgeführt werden können. Einerseits kann die Sonde durch die Größe des Sondenkopfes nicht komplett an die Nabe herangeführt werden. Andererseits kommt es in den Bereichen zu einer Interaktion der Wandgrenzschicht mit dem Sondenkopf, sodass die Strömung in diesem Bereich verfälscht wird. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der relativen Mach-Zahl über die gesamte Höhe des Schaufelkanals. Sowohl die CFD-Ergebnisse als auch das Ergebnis der Throughflow-Rechnung liegt für alle radialen Höhen innerhalb der Messunsicherheit.





**Abbildung 5.14.:** Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 1 bei Nennlast

Die Sekundärströmungen zeichnen sich dadurch aus, dass der relative Abströmwinkel der Reihe wandnah zunächst eine Mehrumlenkung gegenüber der Auslegungsrechnung erfährt und wandferner in eine deutliche Minderumlenkung übergeht. Gut zu erkennen ist die deutlich ausgeprägtere Sekundärströmung im Nabenbereich in Abb. 5.14 sowohl in den CFD Untersuchungen als auch in den Messergebnissen. Die Ergebnisse der CFD-Rechnungen liegen eng beieinander, nabenseitig kann eine minimale Verschiebung der Mehr- und Minderumlenkung in Richtung Kanalmitte detektiert werden. Gegenteilig zeigen sich hier die Ergebnisse der Messungen, es ist eine deutliche Verschiebung der Sekundärströmungen durch die SWK in Richtung Nabe zu erkennen. Die Messungen zeigen im Vergleich zu den CFD-Simulationen geringer ausgeprägte Sekundärströmungen im Nabenbereich. Die Mehr- und Minderumlenkungen gehäuseseitig werden in dieser Messebene von den numerischen Berechnungen relativ gut prognostiziert. Eine gute Übereinstimmung der Experimente, CFD- und Throughflow-Rechnungen ist in der Kanalmitte zu erkennen.

Diese gute Übereinstimmung der Rechnungen in der Kanalmitte ist ebenfalls in Abb. 5.15 zu erkennen, die die Ergebnisse der radialen Traversierung hinter der zweiten Laufreihe zeigt. Wie auch in der Auswertung hinter der ersten Laufreihe gezeigt, ist ebenfalls eine leichte Verlagerung der Sekundärströmungen zur Kanalmitte in den CFD-Rechnungen zu sehen. Erneut sind die Sekundärströmungen im Nabenbereich deutlich ausgeprägter als gehäuseseitig. Eine Abschwächung der Mehr- und Minderumlenkung durch die SWK ist auch in dieser Ebene durch die CFD nicht nachzuweisen. Die Messungen zeigen, verglichen mit den Ergebnissen der CFD, in dieser Ebene eine deutlich bessere Übereinstimmung der Position der Sekundärströmungen im Bereich der Nabe. Es existiert jedoch eine deutliche geringere Minderumlenkung bei der Referenzkonfiguration. Die relativen Mach-Zahlen unterscheiden sich nur gering und bilden die durch die Throughflow-Rechnung erwarteten Werte ab.

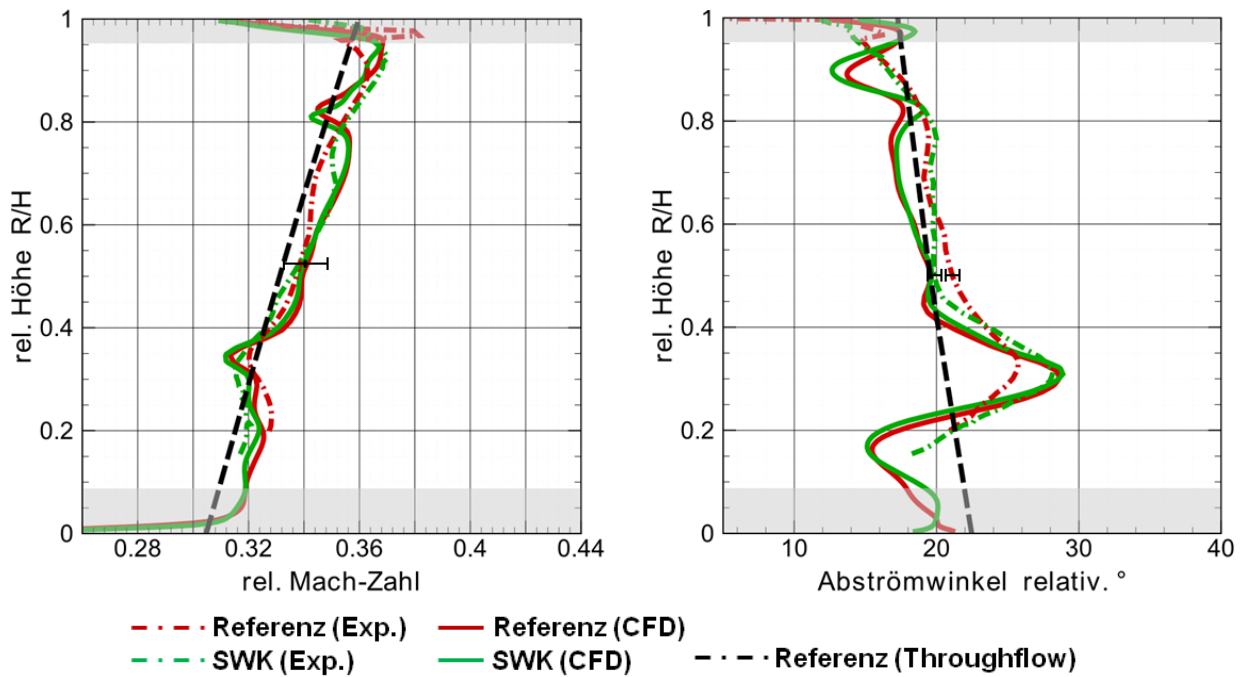


Abbildung 5.15.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 2 bei Nennlast

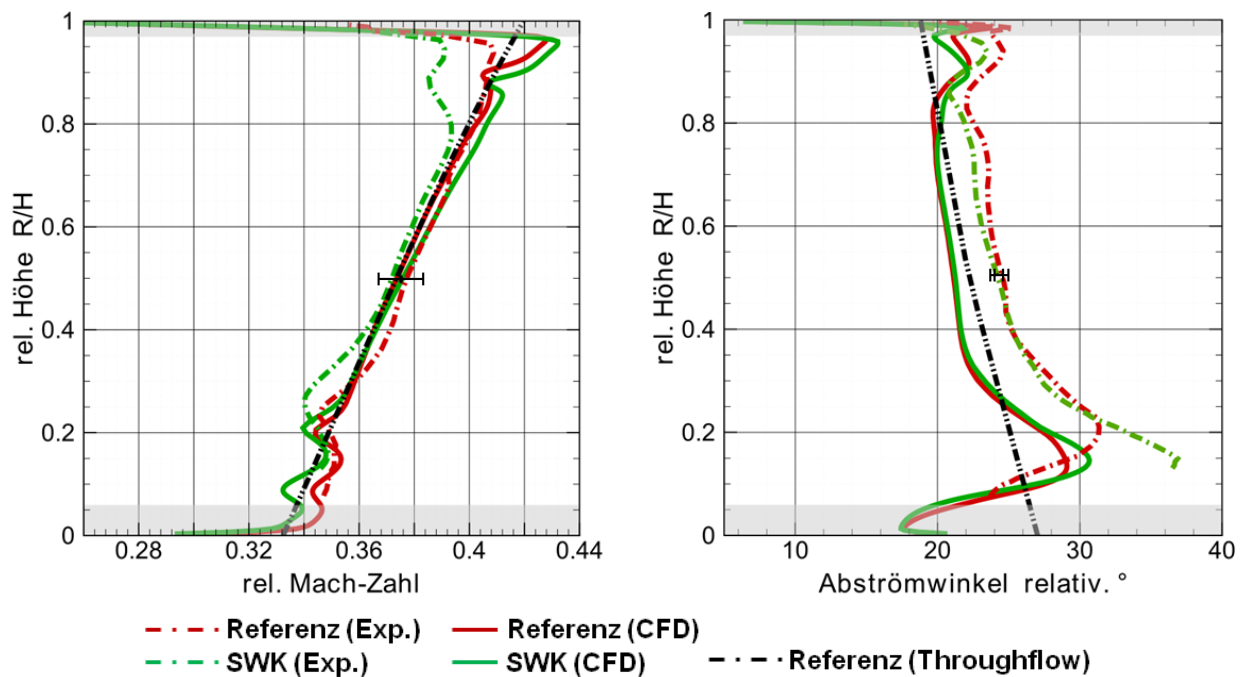


Abbildung 5.16.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 7 bei Nennlast

Die Ergebnisse der CFD-Rechnungen und der radialen Traversierungen hinter der siebten Laufreihe (Abb. 5.16) zeigen im Mittenschnitt und an der Nabe erneut eine gute Übereinstimmung der relativen Mach-Zahlen. Gehäuseseitig ist, vor allem in der Messungen der SWK-Konfiguration, eine geringere relative Mach-Zahl zu sehen. Im Vergleich der beiden Konfigurationen ist sowohl in der CFD als auch in den Messungen eine gute Übereinstimmung der relativen Abströmwinkel gehäuseseitig und in der Kanalmitte vorhanden. Deutliche Unterschiede sind allerdings in der nabenseitigen Sekundärströmung zu erkennen. Während die CFD für die SWK-Konfiguration eine leichte Minderumlenkung und eine geringe Verschiebung der Sekundärströmung in die Kanalmitte zeigt, ist in den Messungen ein anderer Trend zu erkennen. Die SWK-Konfiguration hat hier eine deutliche Minderumlenkung, die radiale Höhe der Sekundärströmung verschiebt sich in Richtung der Nabe.

Eine Verringerung der quantitativen Unterschiede zwischen den Ergebnissen der CFD und den Messungen kann, analog zu den Ergebnissen der Reproduzierbarkeitsanalyse, durch eine Reduzierung der Einstellgrößen am Turbineneintritt erreicht werden. Die durch die Reduzierung angestrebte Ähnlichkeit der Mach-Zahl sowie die Gleichheit der Geschwindigkeitsdreiecke wird dadurch besser eingehalten. Reduziert man nachträglich die Betriebspunkte der in Abb. 5.16 dargestellten Messungen auf den Turbineneintritt, zeigen sich leichte Unterschiede sowohl im reduzierten Massenstrom als auch in der reduzierten Drehzahl im Vergleich zum angestrebten Betriebspunkt. Diese sind in Tab. 5.1 dargestellt. Eine Abschätzung ergab hierdurch Abweichungen des Abströmwinkels von bis zu  $1,2^\circ$  im Mittenschnitt. Als Referenzgrößen wird der Turbineneintrittsdruck  $p_{ein}$ , die Turbineneintrittstemperatur  $T_{ein}$  und die spezifische Gaskonstante  $R$  aus der Auslegung der Beschauelfelung verwendet.

**Tabelle 5.1.:** Eingestellte Betriebspunkte nachträglich auf den Turbineneintritt reduziert

Konfiguration	$n_{red}$ in $min^{-1}$	$m_{red}$ in $\frac{kg}{s}$
Referenz	6333	5,93
SWK	6253	5,90

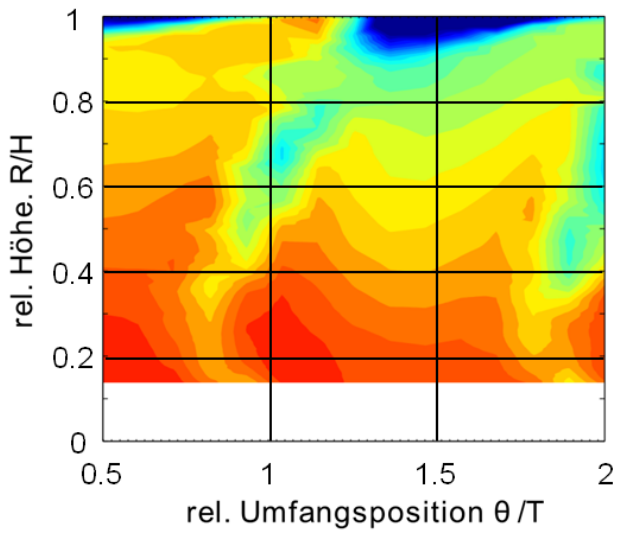
Grundsätzlich stimmen die CFD-Ergebnisse und die Messergebnisse der radialen und peripheren Traversiermessungen qualitativ überein. Hinter den Rotoren konnten nabenseitig und hinter den Statorn gehäuseseitig stärkere Sekundärströmungen als auf der gegenüberliegenden Seite nachgewiesen werden. Ein Einfluss der Seitenwandkontur auf die Intensität der Sekundärströmungen konnten weder die CFD-Ergebnisse noch die Messungen zeigen. Lediglich eine leichte Verschiebung der Sekundärströmungsgebiete in Richtung Kanalmitte konnte an einigen Punkte festgestellt werden. Die quantitativen Abweichungen in den Messungen können ebenfalls, wie in Abschn. 5.2 beschrieben, durch die hohen Wärmeverluste der Turbine begründet werden. Es zeigt sich daher, dass Wärmeverluste für Messkampagnen dieser Art erheblichen Einfluss auf die Ergebnisse haben und auf eine Isolierung nicht verzichtet werden sollte.

### 5.3.2. Umfangstraversierungen

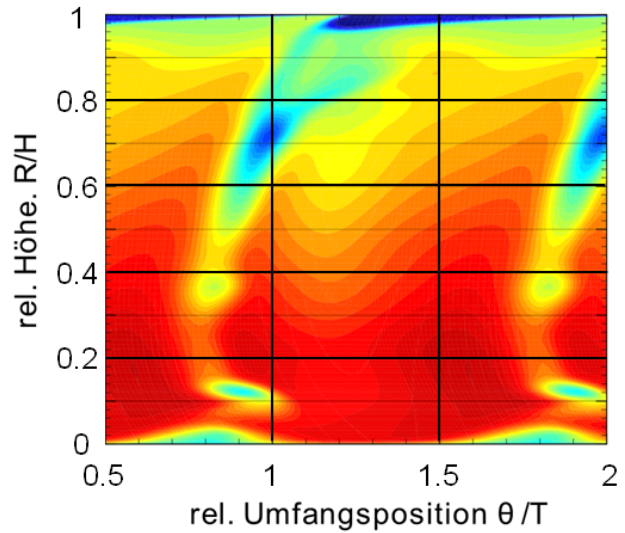
Um den Einfluss der Seitenwandkonturen in den Leitreihen detektieren zu können, reichen aufgrund der fehlenden Rotationsbewegung radiale Traversierungen nicht aus. Daher wurden in den Messkampagnen umfangreiche Umfangstraversierungen hinter den Leitreihen der Stufen 5, 6 und 7 durchgeführt. Eine Umfangstraversierung besteht aus mehr als 1200 Messpunkten und benötigt circa 12-14 Stunden Messzeit. Die Erfassung des kompletten Abströmbereiches hinter den Leitreihen ist durch die Messung und Darstellung von mindestens 1,5 Teilungen sichergestellt.

Abbildung 5.17 zeigt die Mach-Zahl hinter der Leitreihe der fünften Stufe für den Nennlastpunkt. Es ist zu erkennen, dass die Sekundärströmungen, hier erkenntlich durch Gebiete geringer Mach-Zahl, gehäuseseitig deutlich stärker ausgeprägt sind als nabenseitig. Der Einfluss der Kavitäten ist im Bereich von 0-10 % und 90-100 % relativer Kanalhöhe durch geringe Mach-Zahlen zu sehen. Der Kavitäteneinfluss ist bei den Messungen stärker ausgeprägt als bei den numerischen Simulationen. Die radiale Position der Sekundärströmungsgebiete stimmt zwischen Messungen und den CFD-Ergebnissen überein. Allerdings sagt die CFD für die SWK-Konfiguration ein stärkeres Mach-Zahl-Minimum und damit stärkere Sekundärströmungen an der Nabe voraus. Das gehäuseseitige Sekundärströmungsgebiet wird in der CFD durch die SWK leicht abgeschwächt und minimal in Richtung Kanalmitte verschoben.

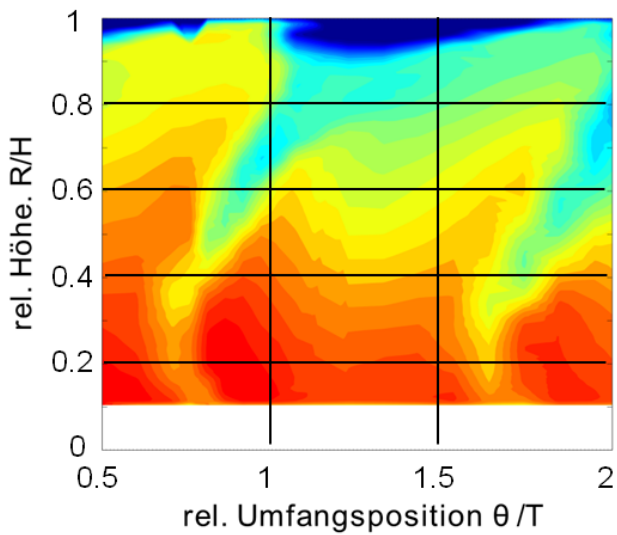
Ein ähnliches Bild zeigt sich in Abb. 5.18, welche die Mach-Zahl hinter der Leitreihe der siebten Stufe zeigt. Der Einfluss der Kavitäten ist analog zur Ebene hinter der fünften Leitreihe in den Messungen stärker ausgeprägt als in den numerischen Simulationen. Insgesamt ist das Niveau der Mach-Zahl bei den CFD-Ergebnissen leicht höher als in den Messungen nachgewiesen wurde. Die Radialposition der gehäuseseitigen Sekundärströmungen stimmen zwischen den Messungen und der CFD gut überein. Im Nabenbereich ist kaum ein Sekundärströmungsgebiet zu erkennen. Der äußerst geringe Einfluss der Seitenwandkontur ist an den leicht verschobenen Minima der Mach-Zahl in der SWK-Konfiguration erkenntlich.



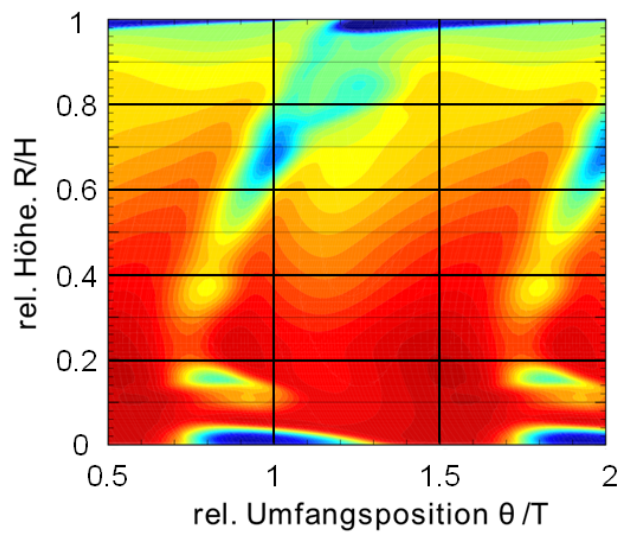
(a) Referenzbeschaufelung, Messdaten



(b) Referenzbeschaufelung, CFD



(c) SWK-Beschaufelung, Messdaten



(d) SWK-Beschaufelung, CFD

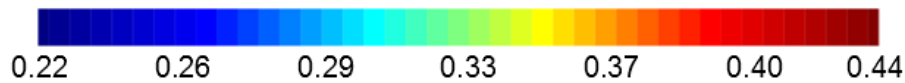
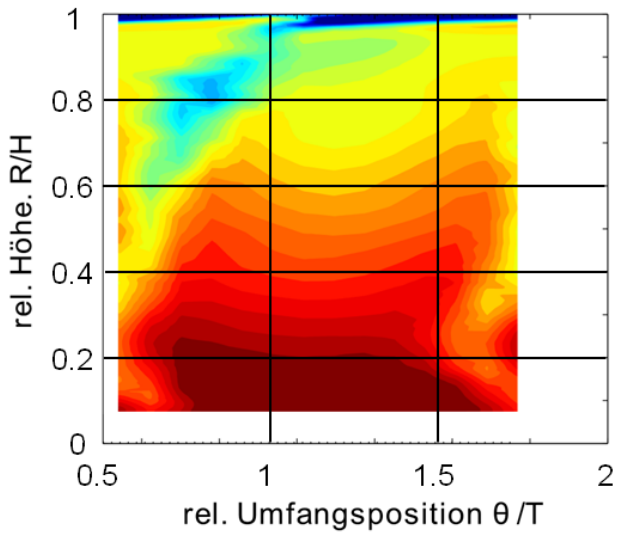
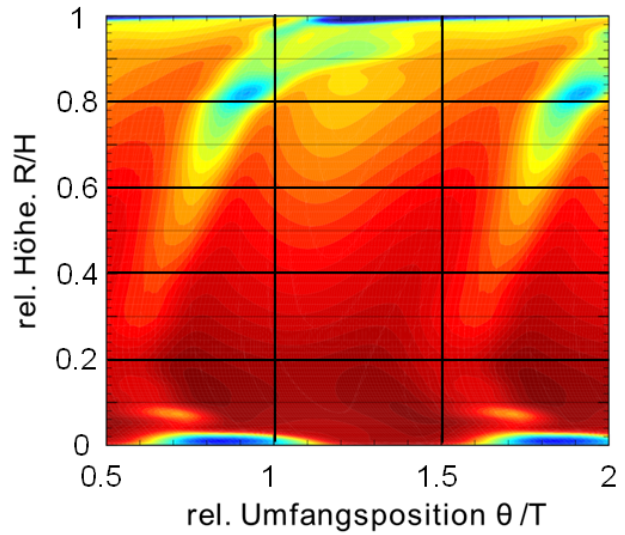


Abbildung 5.17.: Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 5 bei Nennlast

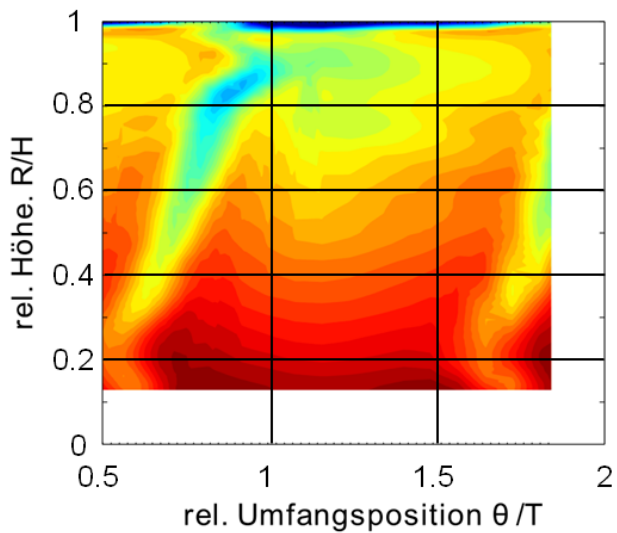




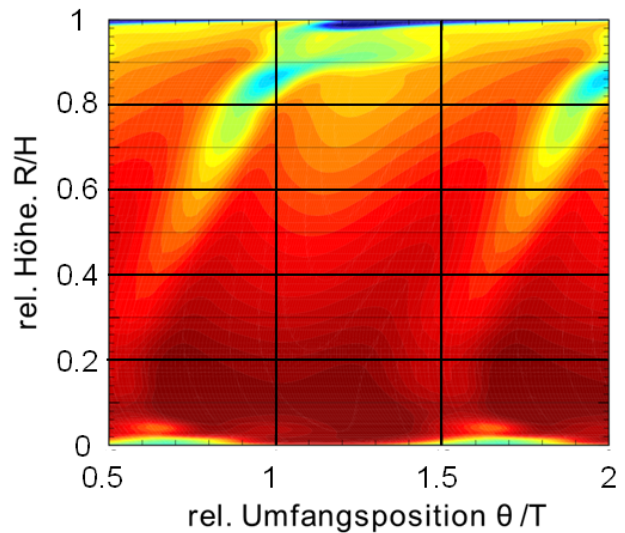
(a) Referenzbeschaufelung, Messdaten



(b) Referenzbeschaufelung, CFD



(c) SWK-Beschaufelung, Messdaten



(d) SWK-Beschaufelung, CFD



**Abbildung 5.18.:** Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 7 bei Nennlast



# 6. Schlussfolgerungen und Ausblick

## Schlussfolgerungen

Das im vorliegenden Bericht beschriebene AG Turbo 2020 Projekt “Innovativer Schaufelpfad für hohe Leistungsdichten“ hat sich mit dem Einfluss einer Seitenwandkontur auf die Strömungs- und Kennfelder einer 7-stufigen HD-Dampfturbinenbeschaufelung mit Deckband befasst. Dafür wurden sowohl umfassende numerische Untersuchungen als auch umfangreiche Messkampagnen für eine unkonturierte sowie eine konturierte Beschaufelung durchgeführt. Zusätzlich wurde für die unkonturierte Variante eine weitere Messkampagne mit einer veränderten Dichtungstechnologie (Bürstendichtung statt Labyrinthdichtung) durchgeführt.

Generell gibt es eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der CFD und den Messungen der Bewertungsgrößen in den Kennfeldern. Die numerischen Untersuchungen sagten jedoch für alle berechneten Betriebspunkte einen höheren Wirkungsgrad voraus als messtechnisch nachgewiesen werden konnte. Ursache dafür ist die Annahme adiabater Grenzen des Kontrollvolumens in den CFD-Rechnungen. Die Wirksamkeit der außerhalb des Projektes ausgelegten Seitenwandkontur konnte weder numerisch noch durch Messungen gezeigt werden. Die Wirkungsgradunterschiede zwischen der Referenz- und der SWK-Beschaufelung war sehr gering und innerhalb der Messunsicherheit. In den Kennfeldern konnte jedoch ein erhöhter isentroper thermischer Wirkungsgrad für die Referenzbeschaufelung mit Bürstendichtung nachgewiesen werden, sodass deren Wirksamkeit im Gegensatz zum Vorgängervorhaben quantitativ nachgewiesen wurde. Dies ist auf die erheblich verbesserte Messtechnik und auf das in einem Parallelprojekt und aus Eigenmitteln neu eingeführte Betriebspunktregelsystem des Prüfstandes zurückzuführen.

In den Strömungsfeldern zeigen die Messungen, die 2D-Throughflow Rechnung und die CFD eine gute Übereinstimmung im Mittenschnitt. Als Bewertungsgrößen dienen hierbei die relative Mach-Zahl sowie der relative Abströmwinkel. Es kann sowohl numerisch als auch messtechnisch gezeigt werden, dass die Sekundärströmungen hinter den Rotoren nabenseitig und hinter den Statorn gehäuseseitig stärker ausgeprägt sind als auf der gegenüberliegenden Seite des Strömungskanals. Weiterhin sagen die numerischen Untersuchungen über den gesamten Schaufelpfad die gehäuseseitigen Sekundärströmungen stärker voraus, als in den Messkampagnen nachgewiesen werden konnte. Analog zu den Kennfeldmessungen können die in der CFD vorrausgesagten Abströmwinkel und Mach-Zahlen in den Messkampagnen qualitativ nachgewiesen werden.

Vor dem Hintergrund der in diesem Vorhaben aber auch in zukünftigen Projekten durch verbesserte Turbinentechnologien zu erwartenden geringen Wirkungsgradverbesserungen wurde während aller Messkampagnen ein Schwerpunkt auf die Analyse und Verbesserung der Versuchsmethodik gelegt. Die Reproduzierbarkeitsanalyse zeigt hierbei für die reduzierten Ein-

stellgrößen geringe Schwankungen und belegt damit die Wirksamkeit der Massenstrom- und Drehzahlregelung am Turbinenprüfstand. Beobachtete Schwankungen der Bewertungsgrößen Leistung und Wirkungsgrad können mit Hilfe einer seit Antragsstellung in einem Projekt eines anderen Industriepartners vorgenommen und auf dieses Projekt nun übertragenen detaillierten Ergebnisanalysen mit Wärmeverlusten über das nicht isolierte Turbinengehäuse korreliert werden. Da dieser Wärmestrom eine Funktion der Versuchshallentemperatur ist, unterliegt er entsprechend hohen Schwankungen. Zu der Thematik der Betriebspunktstabilität und der Wiederholgenauigkeit wurde die Messunsicherheit bewertet. Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Wirkungsgradbestimmung stellt hierbei die geringe Temperaturdifferenz zwischen Turbineneintritt und -austritt dar. Am Betriebspunkt, der für die Reproduzierbarkeitsanalyse dient, liegt die Schwankung des isentropen thermischen Wirkungsgrades nur knapp über der Messunsicherheit, da die Temperaturdifferenz hier lediglich 40 K beträgt.

## Ausblick

Für kommende Messkampagnen sollte in Folgeprojekten die Auswertung des diabaten polytropen Wirkungsgrades durchgeführt werden, da bei diesem Wirkungsgrad die Wärmeverluste des Gehäuses mit betrachtet werden. Um den diabaten polytropen Wirkungsgrad präzise auswerten zu können, ist eine Erhöhung der Anzahl der Temperaturmessstellen im Gehäuse nötig. Zusätzlich wird empfohlen, folgende Messkampagnen mit der am TFD im Rahmen eines anderen Projektes angeschafften Wärmeisolierung durchzuführen. Die Wärmeverluste über das Gehäuse werden dadurch reduziert und die Temperatur der Versuchshalle verliert an Einfluss auf die Wirkungsgradmessung. Weiterhin sollte der Ort der Reduzierung vom Ansaughaus auf den Turbineneintritt verlegt werden, um die Reproduzierbarkeit der Messungen weiter zu verbessern. Störgrößen, die durch Umwelteinflüsse oder Schwankungen im Betriebsverhalten des vorgelagerten Maschinenparks entstehen, werden auf diese Weise reduziert und die Ähnlichkeit der Mach-Zahl kann in der Turbine besser eingehalten werden.

Wie [Panchal et al. \(2011\)](#) bereits zeigten, versprechen höhere Druckzahlen eine deutlich bessere Wirksamkeit von Seitenwandkonturen auf die Strömungsfelder und dadurch auch auf die globalen Größen wie den Wirkungsgrad. Dieser Ansatz wird in dem bereits am 01.01.2015 begonnenen AG Turbo Nachfolgeprojekt COOREFLEX "Innovativer Dampfturbinenschau-felfad für hohe Leistungsdichten" der Siemens Dampfturbinenentwicklung und dem TFD verfolgt. Zusätzlich wird im Nachfolgeprojekt die SWK in einem 3D-CFD Strömungslöser sowohl als Einzelstufe als auch in einem 4-Stufen-Verbund optimiert.

# Literaturverzeichnis

- Biester, M.; Müller, L.; Guendogdu, Y. und Seume, J.R. (2011): Time-Resolved Numerical Investigation of the Interaction of Labyrinth-Seal Leakage and Main Flow in a 1.5-Stage LP Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Vancouver, Kanada, GT2011-45883.
- Biester, M.; Wiegmann, F.; Guendogdu, Y. und Seume, J.R. (2013): Time-Resolved Numerical Study of Axial Gap Effects on Labyrinth-Seal Leakage and Secondary Flow in a LP Turbine. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. San Antonio, Texas, USA, GT2013-95628.
- Binner, M. (2011): Experimentelle Untersuchung von Teil- und Schwachlastzuständen in Hochdruckdampfturbinen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- Binner, M. und Seume, J.R. (2013): Flow Patterns in High Pressure Steam Turbines during Low-Load Operation. In: Journal of Turbomachinery, Band 136.
- Denton, J.D. und Pullan, G. (2012): Numerical Investigations into the Sources of Endwall Loss in Axial Flow Turbines. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Kopenhagen, GT2012-69173.
- 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.
- Eymann, S. (2001): Seitenwandeffekte im mehrstufigen Niederdruck-Turbinenrig. Dissertation, Universität Stuttgart.
- Fruböse, J. (1990): Reduktion der Kenngrößen von Gasturbinenanlagen auf Normal-Eintrittszustand. In: BWK, Band 42:S. 676–680.
- Gier, J.; Kasper, C. und Pöhler, T. (2009): Erhöhung des Wirkungsgrads von Turbinenstufen durch Realisierung nichtrotationssymmetrischer Seitenwandkonturen in den Beschaufelungen. In: Informationstagung Turbomaschinen, Band R546:S. 95–116.
- Harrison, S. (1989): Secondary Loss Generation in a Linear Cascade of High-Turning Turbine Blades. In: Journal of Turbomachinery, Band 111.
- Herzog, N. (2008): Numerische Untersuchung von Schwachlastströmungen in mehrstufigen Axialturbinen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover.
- ICAO (1993): Manual of the ICAO Standard Atmosphere. International Civil Aviation Organization.
- Kasper, C. (2009): Untersuchungen zur Seitenwandkonturierung für Gasturbinen an einem Ringgitter-Wasserkanal. Dissertation, Universität Stuttgart.

- Kawai, T.; Shinoki, S. und Adachi, T. (1988): Visualization of Secondary Flow in a Turbine Cascade with and without Boundary Layer Fences. In: Proceedings of 2nd International Symposium of Fluid Controls. Glasgow, UK, S. 421.
- Kwitschinski, T.; Gustav, D.; Gerkens, P. und Seume, J. (2014): Einfluss der Filletgeometrie auf die Ausbildung von Sekundärströmungen in einer Turbinenstufe. In: Kraftwerkstechnik 2014 - Strategien, Anlagentechnik und Betrieb.
- Lintz, A.; Karakasism, M. und Xu, L. (2011): Assesment 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 Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. Brüssel, Belgien.
- Panchal, K.; Abraham, S.; Ekkad, S.; Ng, W.; Brown, B. und Malandra, A. (2011): Investigation of Effect of End Wall Contouring Methods on a Transonic Turbine Blade Passage. In: Proceedings of ASME Turbo Expo. Vancouver, Kanada, GT2011-45192.
- Schobeiri, M. T. und Lu, K. (2013): Endwall Contouring Using Continuous Diffusion: A New Method and its Application to a Three-Stage High Pressure Turbine. In: Journal of Turbomachinery, Band 136.
- VDI/VDE, 3511 (1996): Technische Temperaturmessungen. Grundlagen und Übersicht über besondere Temperaturmessverfahren. Blatt 1. Verein Deutscher Ingenieure. Düsseldorf, Deutschland.
- Vázquez, R. und Fidalgo, V. J. (2010): The Effect of Reynolds and Mach Number on End-Wall Profiling Performance. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo. Glasgow, UK, GT2010-22765.

# A. Plots der Kennfeldmessungen

## A.1. Kennlinien für $n_{red} = 3000 \text{min}^{-1}$

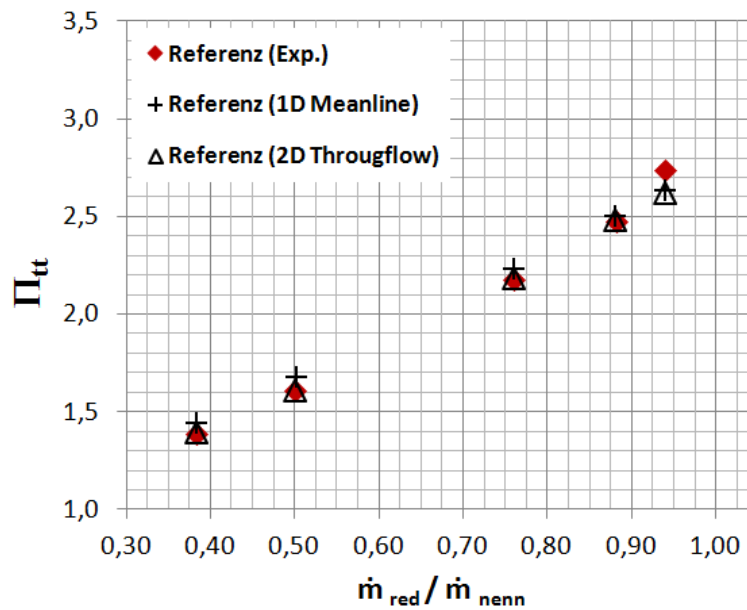


Abbildung A.1.: Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 3000 \text{min}^{-1}$

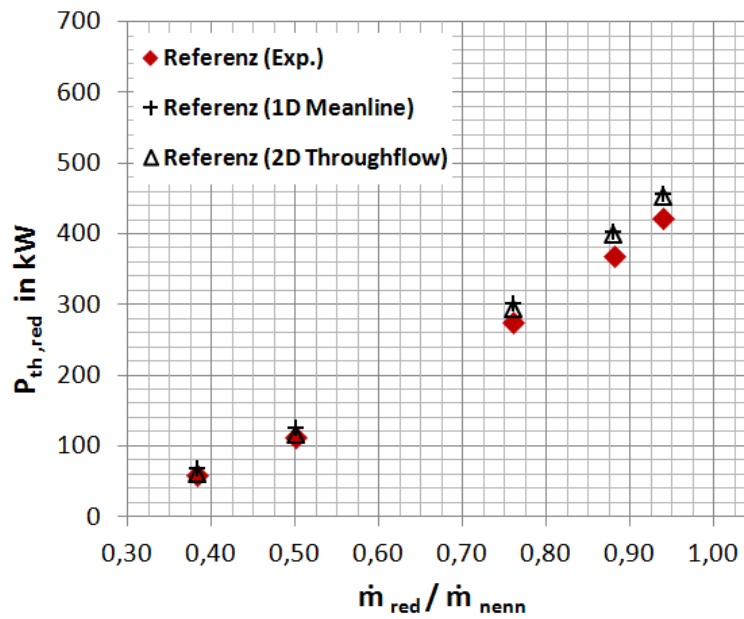


Abbildung A.2.: Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$

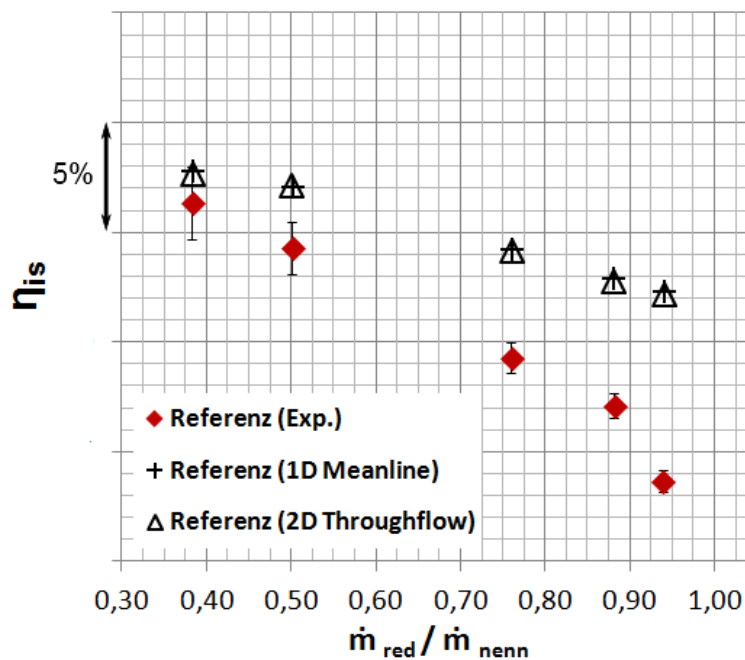


Abbildung A.3.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$



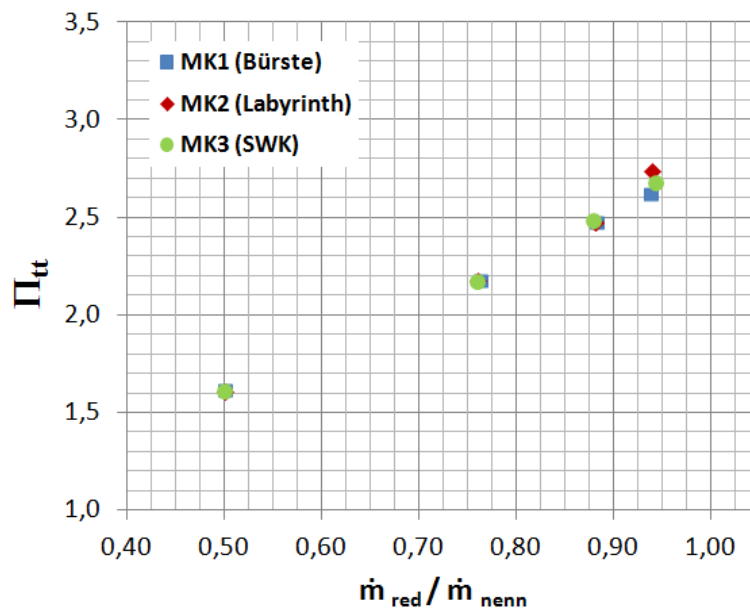


Abbildung A.4.: Druckverhältnis der Messungen bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$

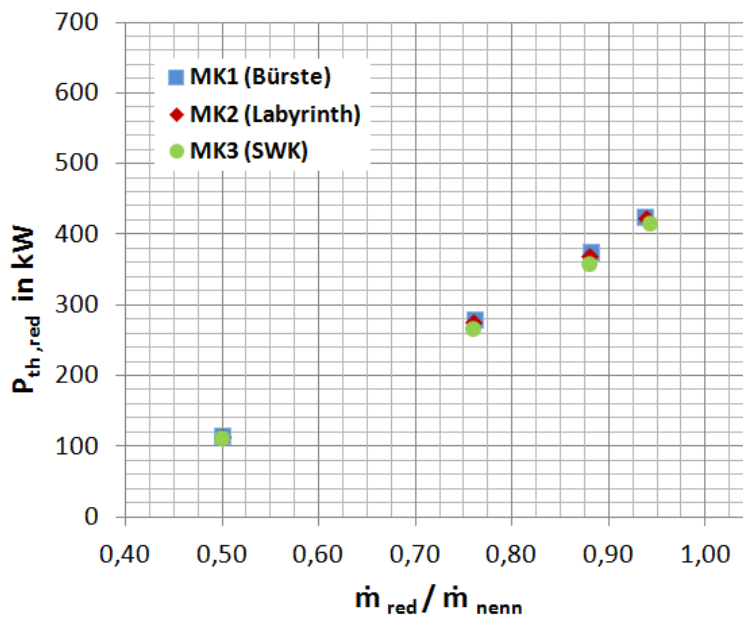


Abbildung A.5.: Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$

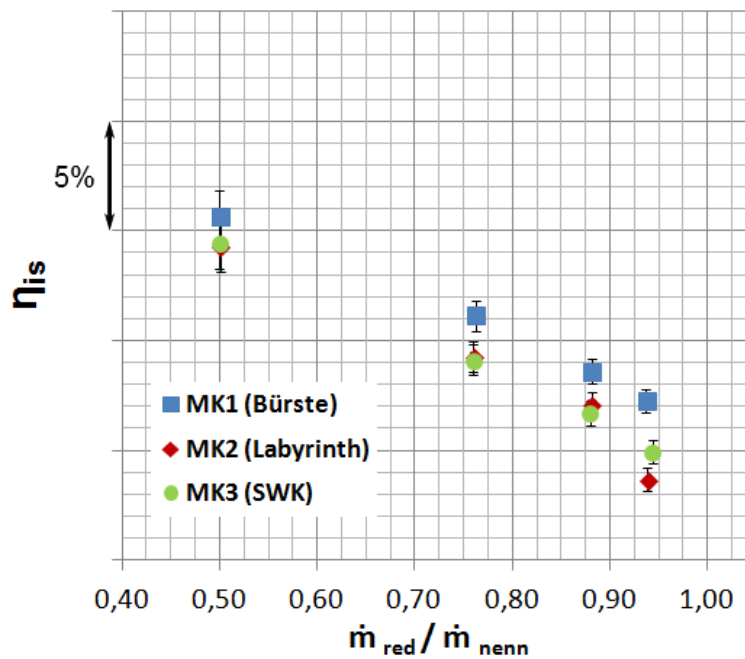


Abbildung A.6.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei  $n_{red} = 3000 \text{ min}^{-1}$

## A.2. Kennlinien für $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

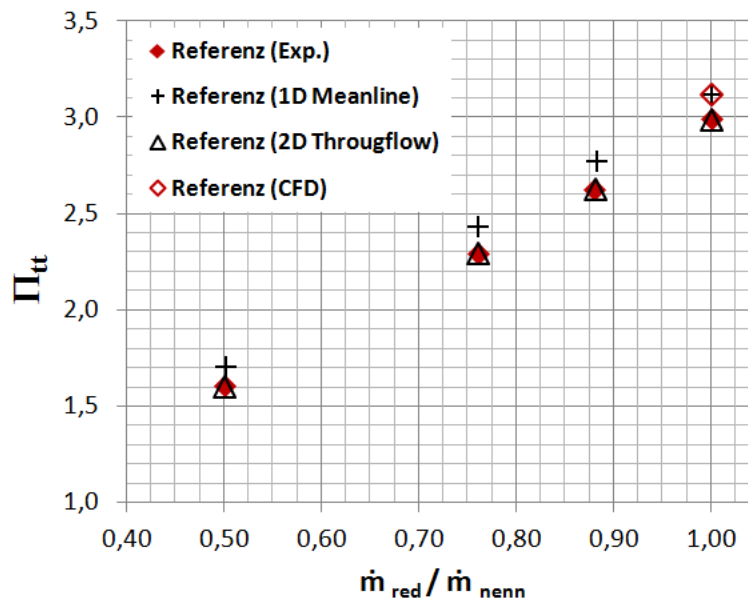


Abbildung A.7.: Reduzierte thermische Leistung der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

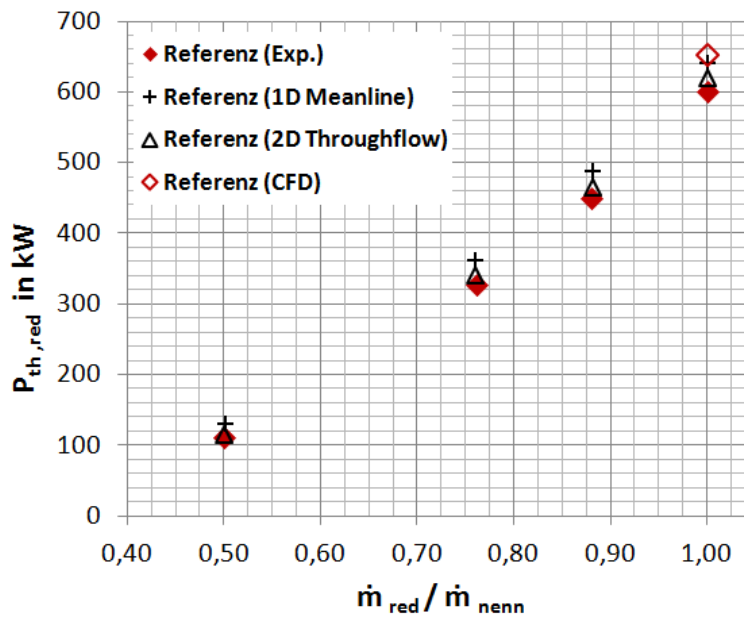


Abbildung A.8.: Druckverhältnis der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

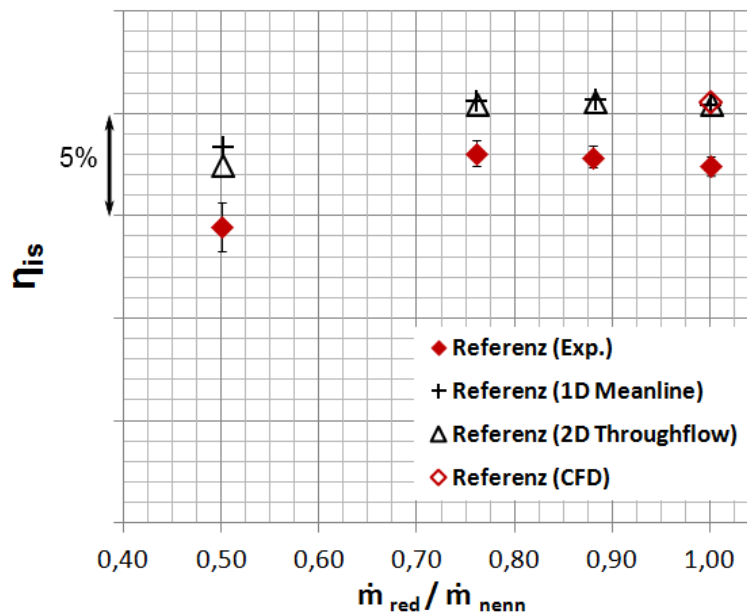


Abbildung A.9.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Referenzkonfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

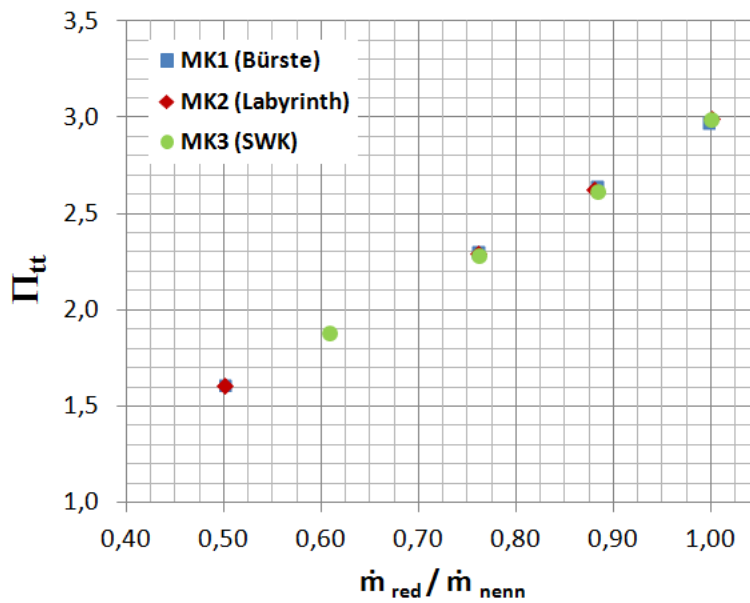


Abbildung A.10.: Druckverhältnis der Messungen bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

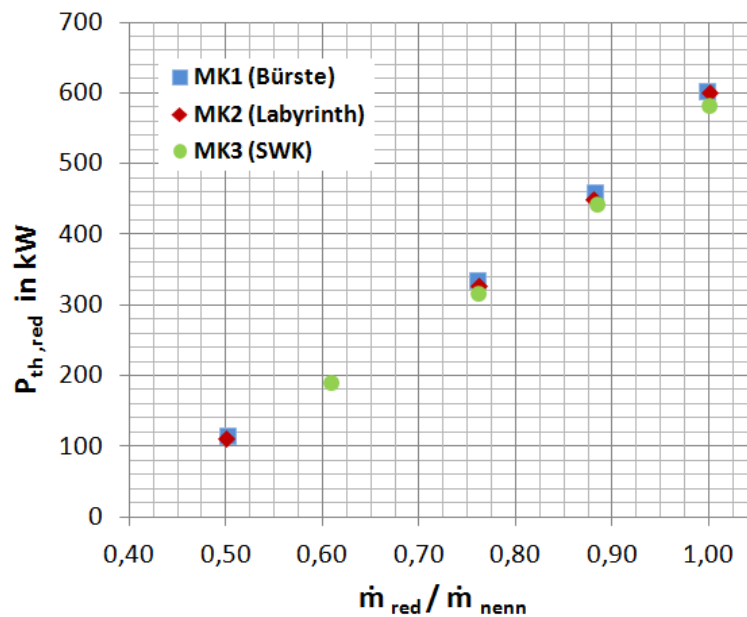


Abbildung A.11.: Reduzierte thermische Leistung der Messungen bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

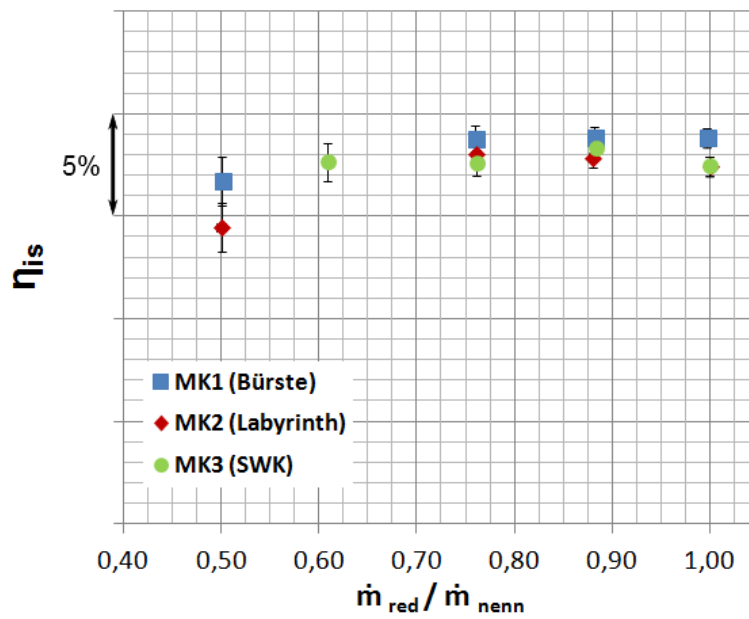


Abbildung A.12.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Messungen bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

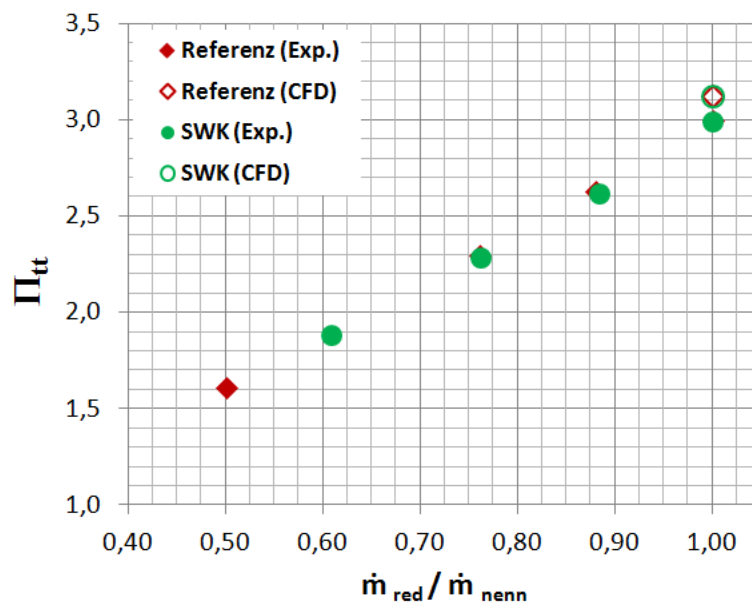


Abbildung A.13.: Druckverhältnis der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

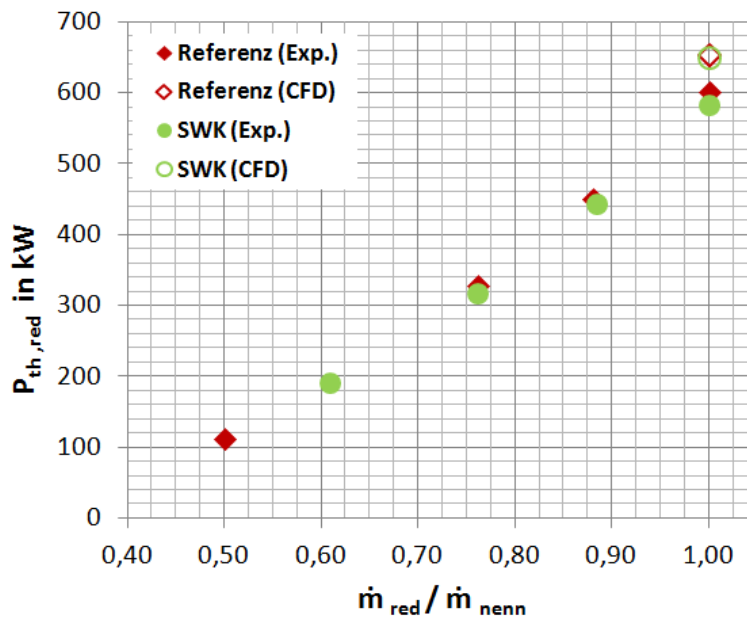


Abbildung A.14.: Reduzierte thermische Leistung der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$

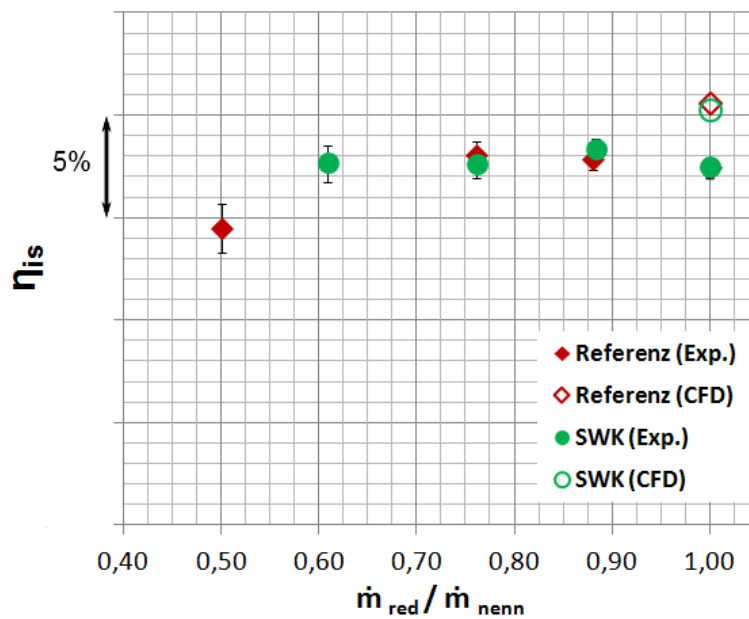


Abbildung A.15.: Isentroper thermischer Wirkungsgrad der Labyrinth- und SWK-Konfiguration bei  $n_{red} = 5250 \text{ min}^{-1}$



# B. Plots der Traversierungen

## B.1. Radiale Traversierungen

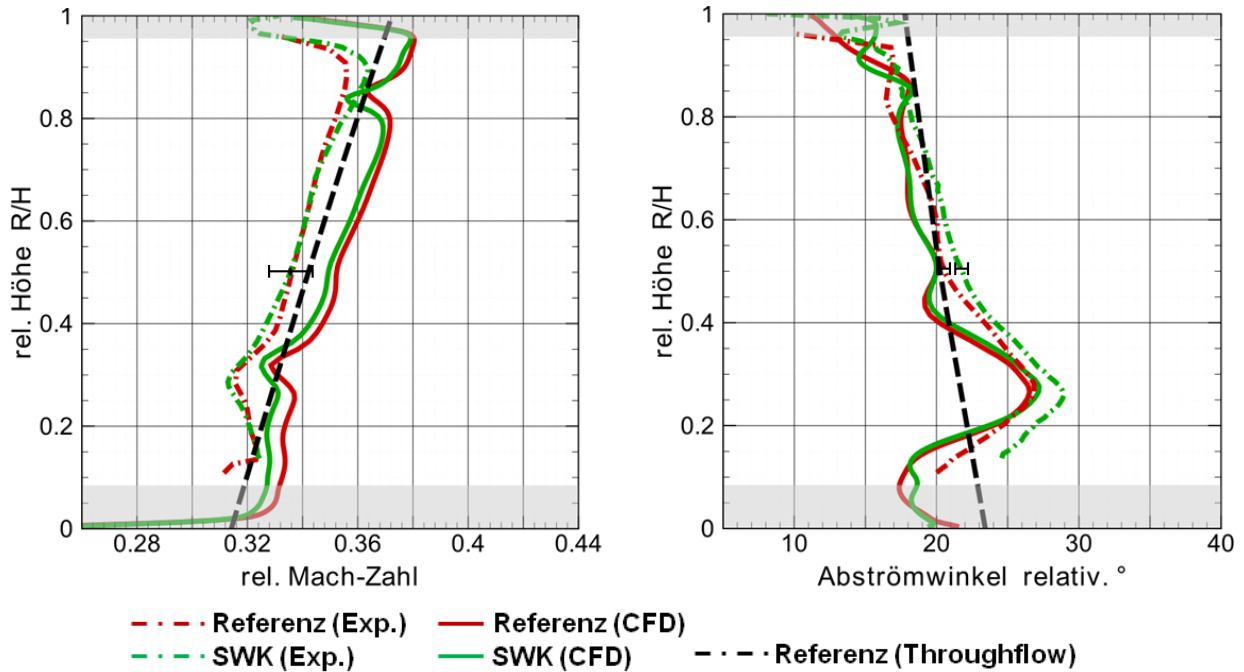


Abbildung B.1.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 3

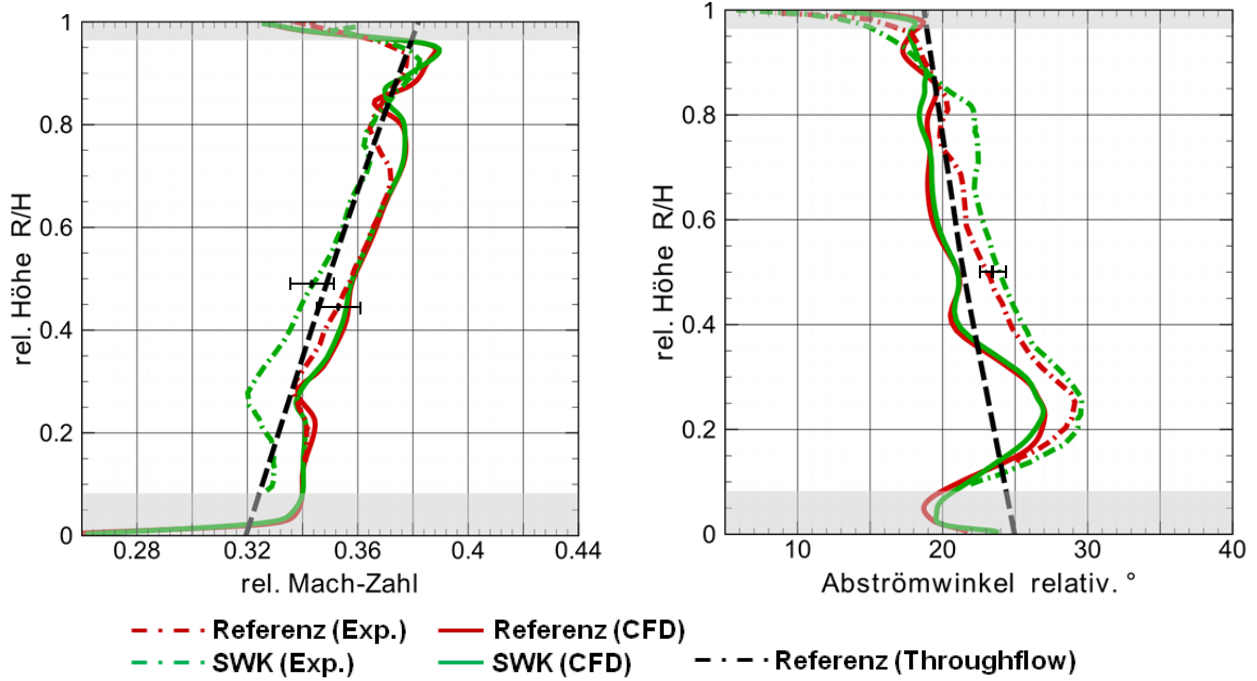


Abbildung B.2.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 4

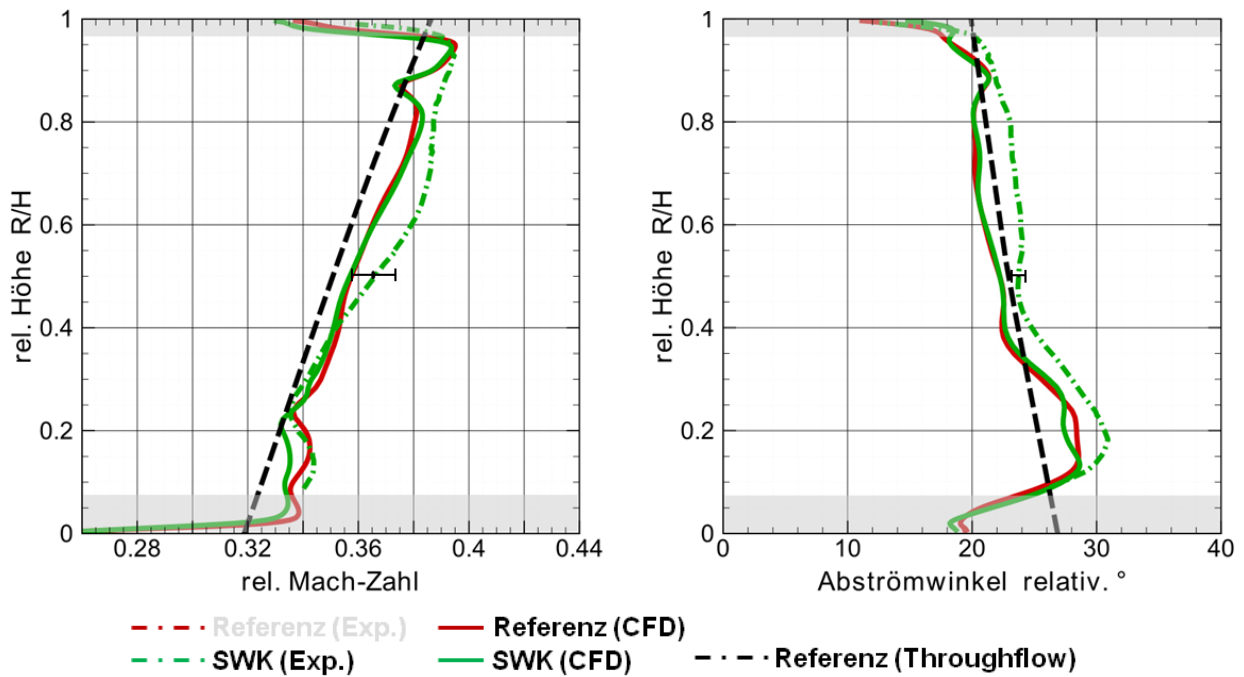


Abbildung B.3.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 5

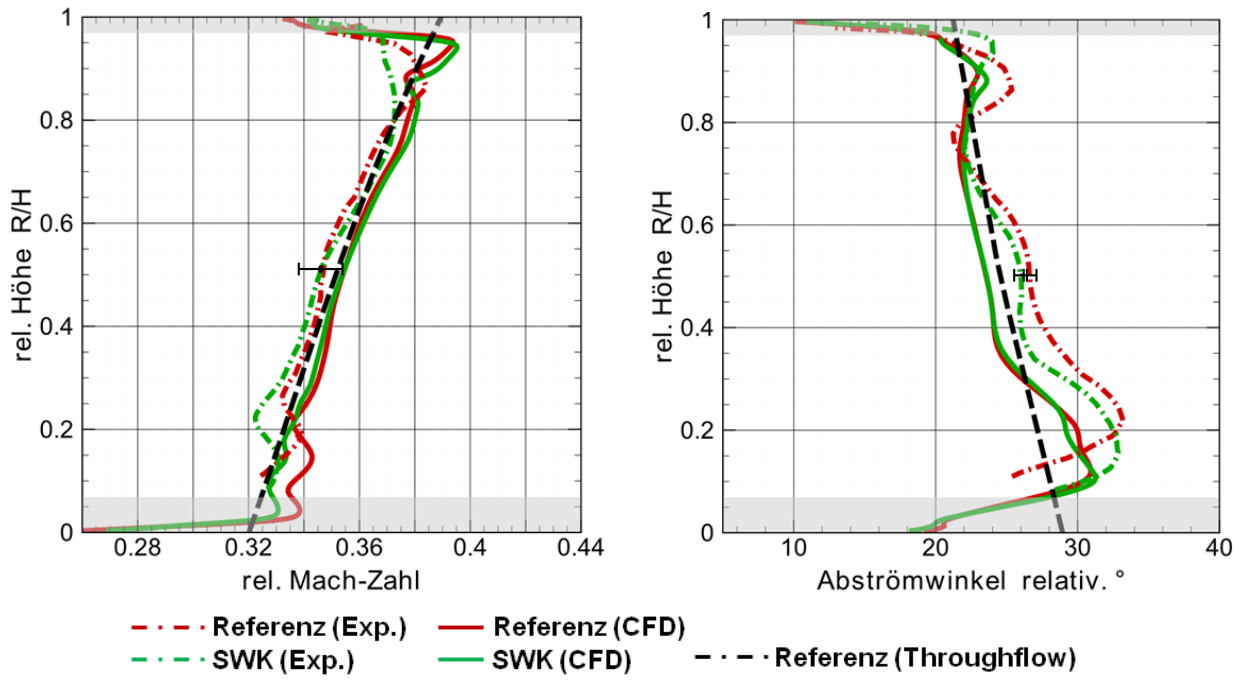
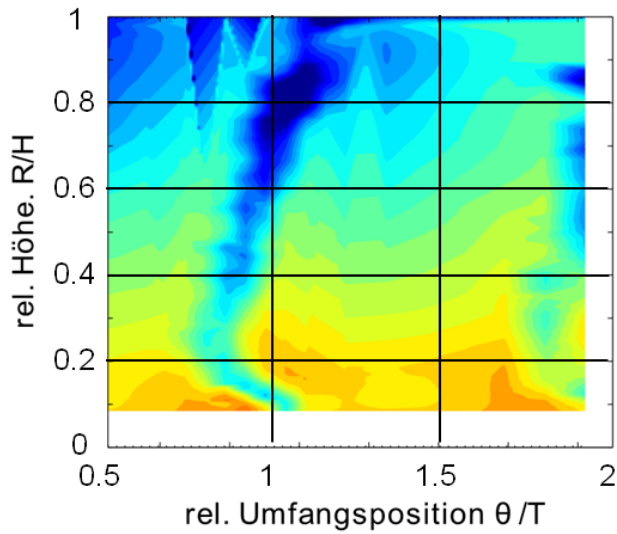
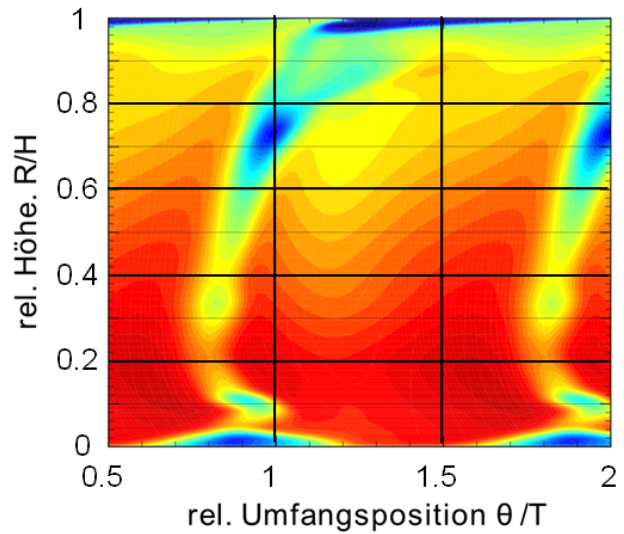


Abbildung B.4.: Radiale Traversierung hinter der Laufreihe der Stufe 6

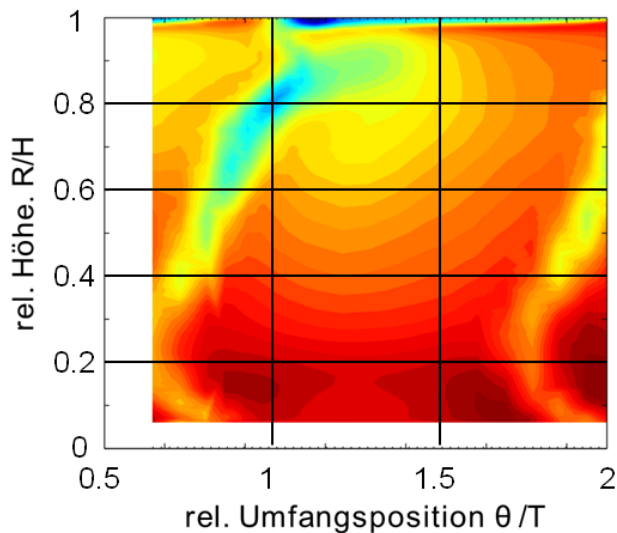
## B.2. Umfangstraversierungen



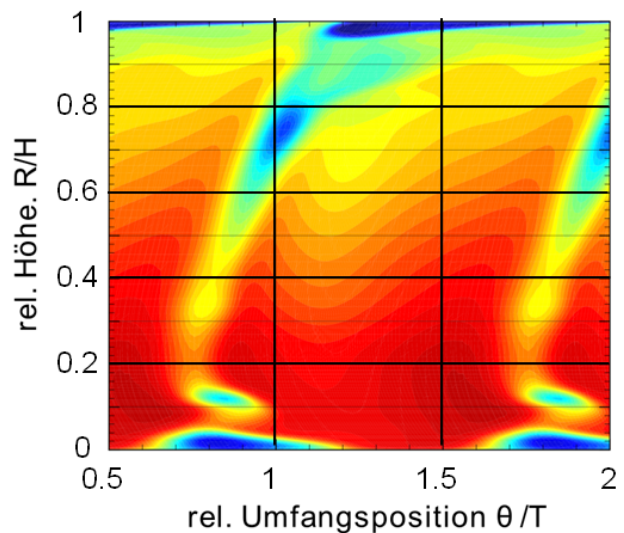
(a) Referenzbeschaufelung, Messdaten



(b) Referenzbeschaufelung, CFD



(c) SWK-Beschaufelung, Messdaten



(d) SWK-Beschaufelung, CFD

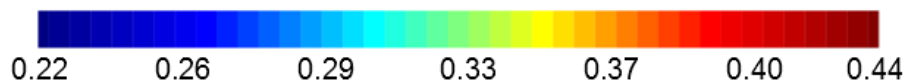


Abbildung B.5.: Mach-Zahl hinter der Leitreihe der Stufe 6

## Berichtsblatt

<b>1. ISBN oder ISSN</b> -	<b>2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung)</b> Schlussbericht	
<b>3. Titel</b> Innovative 3D-Schaufelgeometrien		
<b>4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)]</b> Dipl.-Ing. Simon Bittner (TFD) Dipl.-Ing. Thomas Kwitschinski (TFD) Dipl.-Ing. Peter Gerkens (Siemens AG) Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume (TFD)	<b>5. Abschlussdatum des Vorhabens</b> 31.12.2015	
	<b>6. Veröffentlichungsdatum</b> 30.06.2016	
	<b>7. Form der Publikation</b> Schlussbericht	
<b>8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse)</b> Siemens Aktiengesellschaft Power and Gas Abt. PG SU R&D TEC BLD 1 Rheinstraße 100 45478 Mülheim an der Ruhr - Leibniz Universität Hannover Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) Appelstraße 9 30167 Hannover	<b>9. Ber.-Nr. Durchführende Institution</b> -	
	<b>10. Förderkennzeichen</b> 0327718E	
	<b>11. Seitenzahl</b> 55	
	<b>13. Literaturangaben</b> 20	
	<b>14. Tabellen</b> 3	
<b>12. Fördernde Institution (Name, Adresse)</b> Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	<b>15. Abbildungen</b> 51	
	<b>16. Zusätzliche Angaben</b> -	
<b>17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)</b> Projekträger Jülich (PtJ), 52425 Jülich, 11.07.2016 - Technische Informationsbibliothek (TIB), Deutsche Forschungsberichte, Postfach 6080, 30060 Hannover, 11.07.2016		
<b>18. Kurzfassung</b> Ziel des AG Turbo Vorhabens 4.1.8 „Innovative 3D-Schaufelgeometrien“ ist die Reduzierung der Sekundärströmungen in Hochdruckdampfturbinen mittels Seitenwandkonturierung (SWK). Dazu erfolgten am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover vergleichende Messungen zum Kennfeld und zum Strömungsfeld einer unkonturierten und einer seitenwandkonturierten 7-stufigen Beschaufelung einer Hochdruckdampfturbine sowie einer Konfiguration mit Bürstendichtungen in dem am TFD vorhandenen Luftturbinenprüfstand.  Nach einer kurzen Einführung in die Thematik der Sekundärströmungen und der Seitenwandkonturierung folgt die Beschreibung des Prüfstands, der eingesetzten Messtechnik sowie der erreichten Verbesserungen während des Vorhabens. Anschließend werden die Ergebnisse der Kennfeldmessungen erläutert. Nach einer Reproduzierbarkeitsanalyse der Messungen wird ein Vergleich der gemessenen Strömungsfelder durchgeführt.  Es zeigt sich, dass die Kennlinienverläufe qualitativ gute Übereinstimmungen mit den 1D- und 2D-Rechnungen erzielen. Quantitativ ist für alle Kennlinien ein konstanter Offset vorhanden, welcher durch die Wärmeverluste der Turbine erklärt werden kann. Eine globale Wirkungsgradsteigerung durch die hier verwendete Seitenwandkontur konnte nicht nachgewiesen werden. Um solch geringe Wirkungsgradänderung nachweisen zu können, ist eine Wärmeisolierung der Prüfstandsturbine zwingend erforderlich.  Allerdings zeigt sich im Gegensatz zum Vorgängervorhaben eine Steigerung des isentropen thermischen Wirkungsgrades durch die Bürstendichtung. Dieser Nachweis konnte durch die vorgenannten erheblichen Verbesserungen der Prüfstandsmesstechnik erbracht werden. Insgesamt bilden die CFD-Rechnungen und die Messungen bilden die Positionen der Sekundärströmungsgebiete übereinstimmend ab.		
<b>19. Schlagwörter</b> Dampfturbine, Sekundärströmungen, Seitenwandkonturierung, Wirkungsgraderhöhung		
<b>20. Verlag</b> -	<b>21. Preis</b> -	

Nicht änderbare Endfassung mit der Kennung 378200-18

## Document control sheet

<b>1. ISBN or ISSN</b> -	<b>2. type of document (e.g. report, publication)</b> Veröffentlichung (Publikation)	
<b>3. title</b> Innovative 3D-Schaufelgeometrien (Innovative 3D blade geometries)		
<b>4. author(s) (family name, first name(s))</b> Dipl.-Ing. Simon Bittner (TFD) Dipl.-Ing. Thomas Kwitschinski (TFD) Dipl.-Ing. Peter Gerken (Siemens AG) Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume (TFD)	<b>5. end of project</b> 31.12.2015	
	<b>6. publication date</b> 30.06.2016	
	<b>7. form of publication</b> Sonstiges	
<b>8. performing organization(s) name, address</b> Siemens Aktiengesellschaft Power and Gas Abt. PG SU R&D TEC BLD 1 Rheinstraße 100 45478 Mülheim an der Ruhr - Leibniz University Hannover Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics (TFD) Appelstraße 9 30167 Hannover	<b>9. originators report no.</b> -	
	<b>10. reference no.</b> 0327718E	
	<b>11. no. of pages</b> 55	
	<b>13. no. of references</b> 20	
	<b>14. no. of tables</b> 3	
<b>12. sponsoring agency (name, address)</b> Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	<b>15. no. of figures</b> 51	
	<b>16. supplementary notes</b> -	
<b>17. presented at (title, place, date)</b> Projekträger Jülich (PtJ), 52425 Jülich, 11.07.2016 - Technische Informationsbibliothek (TIB), Deutsche Forschungsberichte, Postfach 6080, 30060 Hannover, 11.07.2016		
<b>18. abstract</b> The aim of this AG Turbo project 4.1.8. "Innovative 3D blade geometries" is the reduction of secondary flows in high pressure (HP) steam turbines via non-axisymmetric endwall contouring. To this end, detailed measurements were taken in a 7-stage HP-turbine blading with and without endwall contours, and with a brush seal instead of a labyrinth seal at the air turbine test rig of the Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics (TFD) of the Leibniz University of Hannover.  First an introduction to secondary flows and endwall contouring is given. The turbine test rig at the TFD, its technical specifications and the improvements on the measurement technology carried out during the project are described in detail. Afterwards, the results of the measurements are compared to the results of the numerical studies in terms of a performance map and the flow field within the blading.  Qualitative agreement of measured and numerically computed performance maps was found with a constant offset present between the data sets. The numerical results predict a higher isentropic thermal efficiency as a result of the assumption of adiabatic boundaries of the control volume. A global increase of the efficiency due to the endwall contouring was not detected.  In contrast to a previous project an increase of the isentropic thermal efficiency due to the substitution of labyrinth seals by brush seals was detected. Significant evidence of this increase could be recorded due to the aforementioned improvements of the measurement technology of the test rig. Both, CFD calculations and measurements, depict the positions of the secondary flow consistently, while the quantitative agreement varies.		
<b>19. keywords</b> Steam turbine, secondary flow, endwall contouring, efficiency increasement		
<b>20. publisher</b> -	<b>21. price</b> -	

Nicht änderbare Endfassung mit der Kennung 378201-11