

Manfred Egger

Numerische Untersuchung einer Hochdruckturbinen mit Kühlluftströmung

Masterarbeit

Technische Universität Graz

Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Heitmeir

Betreuer: Ao.Univ.-Prof Dipl.-Ing. Dr.techn Wolfgang Sanz

Graz, September 2017

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, _____
Date

Signature

Eidesstattliche Erklärung¹

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am _____
Datum

Unterschrift

¹Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008; Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Vorwort

Herrn Ao.Univ.-Prof Dipl.-Ing. Dr.techn Wolfgang Sanz möchte ich für die Möglichkeit dieser Arbeit und der ausgezeichneten Betreuung danken.

Herrn Dipl.-Ing. BSc Pascal Bader möchte ich für die geduldige Betreuung und die wertvollen Tips danken. Weiterer Dank gilt Dr. Paul Pieringer für seine Unterstützung bei der Netzerstellung.

Ein besonderer Dank gilt meiner Familie, die mir das Studium erst ermöglicht hat.

Inhaltsangabe

Bei Gasturbinen und Flugtriebwerken sind zwischen stehenden und rotierenden Teilen Spalte. Diese Spalte sind notwendig, um Festkörperreibung zu verhindern. Um ein Eindringen heißer Gase zu vermeiden und eine Kühlung zu gewährleisten, werden Kühlluftströmungen durch den Spalt in die Hauptströmung eingeblasen.

Die Auswirkung dieser Kühlluftströme werden in den CFD Simulationen oft nicht miterfasst, da die Modellierung der Spaltgeometrie schwierig ist. Daher wird in dieser Arbeit ein Rechenetz für die Haupt- und Spaltströmung erstellt. Anschließend werden mittels CFD die Interaktionen der Kühlluftströmung mit der Hauptströmung untersucht. Um den Einfluss der Kühlluft zu ermitteln, wurden ein Fall ohne Kühlluft und ein Fall mit Kühlluft berechnet und miteinander verglichen.

Dadurch konnte ein deutlicher Einfluss der Kühlluft auf die Sekundärströmung erkannt werden. Weiters entsteht durch die Kühlluft eine zusätzliche Sekundärströmung.

Abstract

Gas turbines are characterized by a gap between stationary and rotating parts. This gap is necessary to avoid contact between moving and stationary parts. In order to prevent hot gas inflow and provide cooling, a purge flow is fed to the cavity and from there injected through the gap to the main flow field.

Due to modelling difficulties of the gap geometry, the interaction between purge and main flow is seldom investigated by CFD calculations. Therefore a mesh covering the main flow area and cavity is created. Two sets of CFD simulations are provided with this mesh, one with purge flow and one without purge flow. This two data sets are compared to investigate the influence of the purge flow.

It was found that purge flows have clear influence on the secondary flow and generate an additional secondary vortex.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsangabe	iv
Abstract	v
Nomenklatur	1
Abbildungsverzeichnis	5
Tabellenverzeichnis	6
1. Grundgleichungen der Strömungsmechanik	7
1.1. Navier-Stokes-Gleichungen	7
1.1.1. Kontinuitätsgleichung	7
1.1.2. Impulsgleichung	7
1.1.3. Energiegleichung	8
1.1.4. Reynolds-Average-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)	8
2. Turbulenzmodelle	10
2.1. Wirbelviskositätsmodelle	10
2.2. Reynolds-Spannungsmodelle	11
2.3. Häufig genutzte Turbulenzmodelle	12
3. CFD-Löser	13
3.1. LINARS	13
3.2. CFX	13
4. Strömungen im Schaufelkanal	14
4.1. Sekundärströmungen	14
4.2. Spaltströmung zwischen Schaufel und Gehäuse	16
4.3. Kühlluftströmung	16
5. Prüfstand und Geometrie	20
6. Modellerstellung und Simulation	22
6.1. Netzarten	22
6.1.1. Strukturierte Rechenetze	23
6.1.2. Netzverdichtung	24
6.2. Vernetzung	25
6.2.1. Vernetzung des Schaufelkanals	26

Inhaltsverzeichnis

6.2.2. Vernetzung der Cavitys	29
6.3. Mixing Plane Methode	30
6.4. Randbedingungen	31
6.5. Simulation in LINARS	33
6.6. Simulation in CFX	34
6.7. Konvergenz	34
7. Ergebnisse	36
7.1. Massenströme	37
7.2. Rotorströmung	37
7.2.1. Ebene B	37
7.2.2. Ebene VB	39
7.2.3. Wirbel am Rotor	43
7.2.4. Unterschiede durch die Kühlluft	45
7.2.5. Strömung in den Cavitys	54
7.3. Strömung nach dem Stator	60
7.3.1. Ebene NS	60
7.4. Strömung nach dem Übergangskanal (MTF)	62
7.4.1. Ebene C	62
8. Zusammenfassung und Ausblick	67
8.1. Zusammenfassung	67
8.2. Ausblick	67
A. Ebene B	68
Literatur	71

Nomenklatur

Römische Symbole

\bar{x}	Mittelwert von x
\mathbf{f}	Körperkraftvektor
\mathbf{v}	Geschwindigkeitsvektor
C	Konstante
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
e	totale innere Energie je Volumseinheit
k	turbulente kinetische Energie
k_w	Wärmeleitfähigkeit
p	Druck
Pr	Prandtl Zahl
Q	interne Wärmequellen
q	Wärmeleitungsvektor
T	Temperatur
x'	Fluktuationsterm von x
x, y, z	kartesische Koordinaten
y^+	dimensionsloser Wandabstand
t	Zeit

Griechische Symbole

δ_{ij}	Kronecker-delta
ϵ	isentropie Dissipationsrate
μ	dynamische Viskosität
μ_t	Wirbelviskosität

Nomenklatur

ω	turbulente Dissipation
ρ	Dichte
τ	Spannungstensor
τ_{ij}^{RS}	Reynolds-Spannungstensor
ξ, η, ζ	schiefwinkelige Koordinaten

Abkürzungsverzeichnis

CIV Cavity-Induced-Vortex

CSV Concentrated-Shed-Vortex

mK mit Kühlluftströmung

MTF Mid Turbine Frame

MUSCL Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws

oK ohne Kühlluftströmung

PSV Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex

PV Passage-Vortex

RANS Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen

RB Randbedingung

RLZ Realizable

RNG Re-Normalisation Group

RSM Reynolds Stress Modell

SSV Suction-Side-Horse-Shoe-Vortex

SV Scraping-Vortex

TCF Turbine Center Frame

TLV Tip-Leakage-Vortex

TVD Total Variation Diminishing

TVS Trailing-Vortex-Sheet

WV Wall-Vortex

Abbildungsverzeichnis

2.1.	Ausgebildete Strömung in einem quadratischen Rohr [10]	11
2.2.	Interpretation der Transportgleichungsterme für die Reynolds-Spannungen [10]	12
4.1.	Schema von Horse-Shoe und Passage-Vortex [15]	14
4.2.	Schema von shed vortex [7]	15
4.3.	Strömung zwischen Schaufel und Gehäuse 2D [5]	17
4.4.	Strömung zwischen Schaufel und Gehäuse 3D [6]	18
4.5.	Druckverteilung zwischen Rotor und Stator an der Endwall und dessen Einfluss auf Heissgaseinzug [11]	18
4.6.	Vereinfachte Darstellung der Strömung in der Cavity [11]	19
5.1.	Meridionalschnitt des Messaufbaus [14]	20
5.2.	Skizze der Schaufeln des Aufbaus der Turbinenmessung mit detaillierten Darstellung der Cavities [16]	21
6.1.	Definition Rechennetz [8]	22
6.2.	Schema eines kartesischen Rechennetzes [8]	23
6.3.	Unterschiedliche Arten schiefwinkliger Rechennetze [8]	23
6.4.	Schema eines blockstrukturierten O-H-Rechennetzes [8]	24
6.5.	Netzverdichtung am Festkörperperrand [8]	25
6.6.	Gesamtes Rechennetz	25
6.7.	Rechennetz Hochdruckstator	26
6.8.	Rechennetz Rotor	27
6.9.	Spaltnetz zwischen Rotor und Gehäuse	27
6.10.	Rechennetz Mid Turbine Frame (MTF)	28
6.11.	Rechennetz Niederdruckstator	29
6.12.	Rechennetz der Cavity	30
6.13.	radiale Verteilung der Randbedingungen am Eintritt	33
6.14.	Die letzten Kontinuitätsresiduumwerte der einzelnen Blöcke in LINARS für den Fall mit Kühlluft	35
6.15.	Residuum in CFX für den Fall mit Kühlluft	35
7.1.	Messebenen	37
7.2.	Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene VB	41
7.3.	Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene VB	42

Abbildungsverzeichnis

7.4. umfangs- und massengemittelte LINARS-Werte in der Ebene VB	44
7.5. innere Wirbel des Rotors ohne Kühlluft	46
7.6. innere Wirbel des Rotors mit Kühlluft	47
7.7. äußere Wirbel des Rotors ohne Kühlluft	50
7.8. äußere Wirbel des Rotors mit Kühlluft	51
7.9. Shed Vortex am Rotor	52
7.10. Temperatur am Rotor mit LINARS und den Stromlinien der Wirbel . . .	53
7.11. Positionen der ausgearbeiteten Ebenen in den Cavitys	54
7.12. Massenstromverteilung der Cavitys	56
7.13. Strömung in den Cavitys an unerschiedlichen Stellen im Schaufelkanal der Variante ohne Kühlluft	57
7.14. Massenstromverteilung der Cavitys	58
7.15. FI 35%	58
7.16. Strömung in den Cavitys an unterschiedlichen Stellen im Schaufelkanal der Variante mit Kühlluft	59
7.17. umfangs- und massengemittelte Werte in der Ebene NS	61
7.18. Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene C	64
7.19. Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene C	65
7.20. Umfangs- und massengemittelte Werte beider Varianten mit LINARS in der Ebene C	66
A.1. Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene B	69
A.2. Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene B	70

Tabellenverzeichnis

2.1. Häufig genutzte Turbulenzmodelle [13]	12
5.1. Schaufelanzahl der einzelnen Schaufelreihen	21
6.1. Randbedingungen	32
6.2. zusätzliche Randbedingungen am Eingang für Konfiguration mit Kühlluft	32
6.3. Parameter für LINARS	33
6.4. Parameter für CFX	34
7.1. Massenströme	38

1. Grundgleichungen der Strömungsmechanik

In diesem Kapitel werden die Navier-Stokes- und die Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)-Gleichungen in Anlehnung an [12] behandelt.

1.1. Navier-Stokes-Gleichungen

Die Kontinuität-, Impuls- und Energiegleichung in differenzieller Form werden durch Bilanzierung von Masse, Impuls und Energie an einem infinitesimalen Volumenelement erhalten. In diesen Gleichungen stellt ρ die Dichte, \mathbf{v} die absolute Geschwindigkeit, p den statischen Druck, T die Temperatur und e die totale innere Energie pro Volumeneinheit dar.

1.1.1. Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1.1)$$

Der erste Term stellt zeitliche Änderung der Dichte in dem betrachteten Volumenelement dar, der zweite Term beschreibt die Dichteänderung durch die Massenströme über die Oberfläche des Volumenelements.

1.1.2. Impulsgleichung

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) + \nabla p = \rho \mathbf{f} + \nabla \cdot \tau \quad (1.2)$$

Die ersten zwei Terme sind die zeitliche Änderung des Impulses und die Impulsänderung durch Impulsströme über die Oberflächen des Volumenelements. Der dritte Term sind die Oberflächenkräfte (Druckkräfte). Der erste Term auf der rechten Seite beschreibt die Körperkräfte, die wichtigste Körperkraft ist die Gravitation. Bei thermischen Turbomaschinen kann die Gravitation wegen der geringen Dichte vernachlässigt werden. Der letzte Term sind die viskosen Normal- und Scherspannungen. Der Spannungstensor τ für Newton'sche Fluide ist durch das Stokes'sche Spannungsgesetz definiert. In diesem Fall wird die Impulsgleichung Navier-Stokes Gleichung genannt.

1. Grundgleichungen der Strömungsmechanik

1.1.3. Energiegleichung

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla[\mathbf{v}(e + p)] = \frac{\partial Q}{\partial t} + \rho \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} - \nabla \cdot \mathbf{q} + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{v}) \quad (1.3)$$

Die Energiegleichung ist mit der totalen inneren Energie pro Volumseinheit e dargestellt. Die linke Seite der Gleichung beschreibt die zeitliche Änderung der Energie, die Energieströme über die Oberflächen und die Arbeit der Druckkräfte. Der erste Term auf der rechten Seite beschreibt den Einfluss von internen Wärmequellen, der zweite Term die Beeinflussung durch die Körperkräfte. Beide Terme können bei Turbomaschinen vernachlässigt werden. Der dritte Term beschreibt die Energieänderung durch Wärmeleitung. Die Wärmeleitung ist in Glg. 1.4 angegeben. Der letzte Term wird Dissipationsfunktion genannt und erläutert die benötigte Deformationsenergie eines Fluidpartikels durch viskose Kräfte.

$$\mathbf{q} = -k_w \nabla T \quad (1.4)$$

Das partielle Differenzialgleichungssystem besteht aus drei Differenzialgleichungen und beinhaltet folgende 5 Unbekannte, ρ , \mathbf{v} , T , e , und p . Das System kann durch eine thermische Zustandsgleichung und der Annahme eines Newton'sches Fluid geschlossen werden.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad \delta_{ij} = 1 \quad \text{für } i = j, \quad \text{sonst } 0 \quad (1.5)$$

μ ist die dynamische Viskosität und kann z.B. durch das Sutherland-Modell als Funktion der Temperatur beschrieben werden.

Wenn die dynamische Viskosität bekannt ist, kann die Wärmeleitfähigkeit k_w für das Medium mit Hilfe der Prandtl-Zahl berechnet werden. Die Prandtl-Zahl ist für die meisten Gase konstant.

$$k_w = \frac{c_p}{Pr} \mu \quad (1.6)$$

Dieses Gleichungssystem wird Navier-Stokes-Gleichungen genannt und beinhaltet noch keine Vereinfachungen.

1.1.4. Reynolds-Average-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)

Mit den Navier-Stokes Gleichungen lassen sich laminare und turbulente Strömungen beschreiben. Jedoch geht die Lösung einer turbulenten Strömung mit hohem numerischem Aufwand einher. Um alle Turbulenzen und Wirbel aufzulösen, muss das Rechenetz sehr fein gewählt werden, wodurch die Rechenzeit stark zunimmt. Deswegen verwenden die CFD-Programme die RANS-Gleichungen. Um die RANS-Gleichungen zu erhalten, werden in den Navier-Stokes-Gleichungen die Strömungsgrößen mit Mittelwert und Fluktuationsterm $\Phi = \bar{\Phi} + \Phi'$ ersetzt. Dabei werden alle Größen bis auf Druck und Dichte nach Favre (Glg. 1.7) massengewichtet gemittelt. Druck und Dichte werden nach Reynolds (Glg. 1.8) gemittelt. Durch diesen Vorgang erhält man in den zeitlich

1. Grundgleichungen der Strömungsmechanik

gemittelten Gleichungen zusätzlich den Reynolds-Spannungs-Tensor und den turbulenten Wärmestrom. Diese Größen werden durch Turbulenzmodelle ermittelt. Durch diese Vereinfachungen können turbulente Strömungen mit gröberen Rechengitter berechnet werden, was zu deutlich kürzeren Rechenzeiten führt.

Mittelung nach Favre:

$$\overline{\rho u} = \frac{1}{T} \int_0^T (\rho u) dt \quad (1.7)$$

Mittelung nach Reynolds:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u dt \quad (1.8)$$

2. Turbulenzmodelle

Turbulenzmodelle für die RANS-Gleichungen werden in 2 verschiedene Gruppen unterteilt. Das sind die Wirbelviskositätsmodelle und die Reynolds-Spannungsmodelle. Dieses Kapitel wurde mit Hilfe von [13] und [10] verfasst.

2.1. Wirbelviskositätsmodelle

Mit dem Boussinesq-Ansatz (Glg. 2.1) lassen sich die Reynolds-Spannungen mit Hilfe der Wirbelviskosität modellieren.

$$-\overline{\rho \cdot u'_i \cdot u'_i} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot k \delta_{ij} \quad (2.1)$$

In dieser Gleichung ist μ_t die turbulente Zähigkeit oder Wirbelviskosität und k ist die turbulente kinetische Energie nach Glg. 2.2. Die Wirbelviskosität beschreibt die lokale Turbulenz in der jeweiligen Strömung und ist keine Stoffeigenschaft.

Da hier die Turbulenz mit einer Größe beschrieben wird, werden die turbulenten Fluktuationen in alle Raumrichtungen gleichgesetzt. Die Turbulenz ist isotrop.

$$k = \frac{\overline{u'_i \cdot u'_i}}{2 \cdot \bar{\rho}} \quad (2.2)$$

Durch diesen Ansatz muss anstatt aller 6 turbulenten Reynolds-Spannungen nur noch die Wirbelviskosität modelliert werden. Dadurch reduziert sich der Aufwand beträchtlich. Jedoch ist zu beachten, dass die turbulenten Fluktuationen in der Nähe von Wänden anisotrop sind. Die Ursache liegt an der beschränkten Fluktuationmöglichkeit an den Wänden.

Algebraische Wirbelviskositätsmodelle

Die algebraischen Wirbelviskositätsturbulenzmodelle sind die einfachsten ihrer Art. In diesen Modellen hängt die Wirbelviskosität nur vom Wandabstand ab, wie z.B. beim Prandtl'schen Mischungswegansatz. Der Prandtl'sche Mischungsweg beschreibt dabei die Strecke, die ein Turbulenzballen zurücklegt, bis er auf den nächsten trifft.

Beim Baldwin-Lomax-Turbulenzmodell ist die Grenzschichtströmung in zwei Teile geteilt. In der viskosen Unterschicht wird ein modifizierter Mischungswegansatz verwendet. In der zweiten Schicht ist die Stärke der Turbulenz von der Außenschicht abhängig. Diese Außenströmung wird reibungsfrei behandelt.

2. Turbulenzmodelle

Die Strömung an der Vorderkante eines umströmten Körpers ist laminar und kann stromabwärts durch natürliche Transition oder Bypasstransition in eine turbulente Strömung umschlagen. Jedoch gelten die Turbulenzmodelle nur für turbulente Strömungen, deswegen wurden Transportmodelle für diesen laminar- turbulente Übergang eingeführt. Ein Transportmodell ist nicht mehr allein von den lokalen Gegebenheiten abhängig, es werden auch die Transportmechanismen der Turbulenz berücksichtigt. Neben dem Transport kommt es zu lokalen Einflüssen auf die Turbulenzen durch den Produktionsterm (Quellterm), turbulenten Diffusionsterm, Druckdiffusionsterm und Dissipationsterm (Senkenterm).

Ein weiterer Vertreter der Wirbelviskositätsmodelle ist das $k - \epsilon$ -Modell (Zwei-Gleichungsmodell). k ist wieder die turbulente kinetische Energie und ϵ ist die turbulente Dissipation. Hier ist die Wirbelviskosität μ_t nicht mehr von der charakteristischen Länge abhängig, sondern von zwei Transportgrößen wie in Glg. 2.3 dargestellt.

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad , \quad C_\mu = 0,09 \quad (2.3)$$

Die Idee, die Transportgrößen k und ϵ zu modellieren, beruht auf der Beobachtung, dass durch Instabilitäten zu Beginn große Wirbel entstehen. Die großen Wirbel sind jedoch selbst instabil und zerfallen in kleinere Wirbel.

2.2. Reynolds-Spannungsmodelle

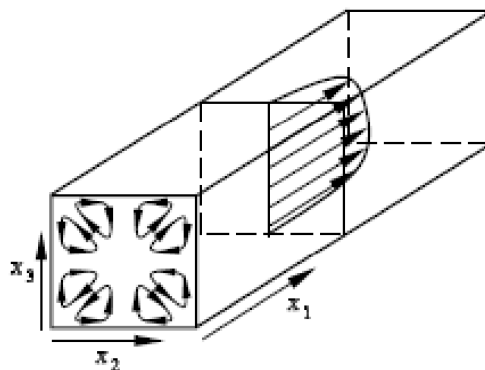


Abbildung 2.1.: Ausgebildete Strömung in einem quadratischen Rohr [10]

Bei stark anisotropen Strömungen führen Wirbelviskositätsmodelle zu unzureichenden Ergebnissen. Es muss somit die Richtungsabhängigkeit der Turbulenz berücksichtigt werden. Durch die individuelle Berechnung der Reynolds-Spannungen lässt sich das umsetzen. Anstatt einer Wirbelviskosität werden nun 6 Spannungen (3 Normal- und 3 Scherspannungen) berechnet.

Die Transportgleichungen werden durch Konvektion, Produktion, turbulente Dissipation, Druckdilatation und die Diffusion beschrieben (vgl. Abb. 2.2) Durch die Dilatation

2. Turbulenzmodelle

nimmt das anisotrope Verhalten mit dem Wandabstand ab. Diese Eigenschaft stimmt auch mit Beobachtungen überein.

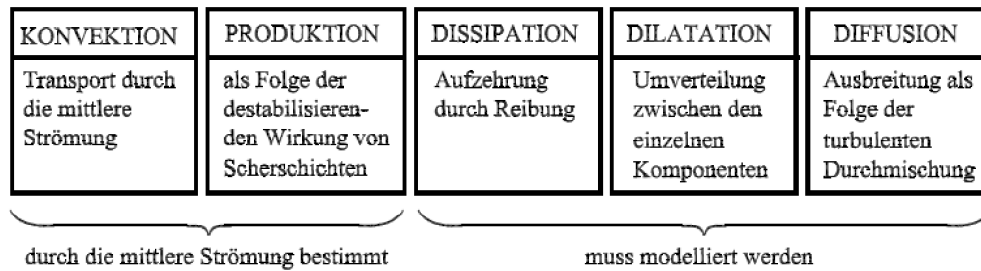


Abbildung 2.2.: Interpretation der Transportgleichungsterme für die Reynolds-Spannungen [10]

2.3. Häufig genutzte Turbulenzmodelle

In der Tabelle 2.1 sind häufig verwendete Turbulenzmodelle zusammengefasst. Der Rechenaufwand steigt mit der Anzahl der Gleichungen. Es gibt kein überlegenes Modell. Für jede Simulation sollte das Modell problemspezifisch ausgewählt werden.

Tabelle 2.1.: Häufig genutzte Turbulenzmodelle [13]

Bezeichnung	Größen	Glg.	Anwendungsbereiche
Spalart-Allmaras	μ_t	1	einfache Scher- und Nachlaufströmungen, speziell Aussenströmungen der Aerodynamik
Standard- $k - \epsilon$,	k, ϵ	2	Strömungen mit näherungsweise isotroper Turbulenz, RNG und RLZ- Ansatz mit besseren Ergebnissen für spezielle Strömungskonfig.
Wilcox- $k - \omega$, Menter-SST- $k - \omega$	K, ω	2	Scher- und Nachlaufströmungen, Strömungen mit näherungsweise isotroper Turbulenz
RSM	τ_{ij}^{RS}, ϵ	4(2d) ,7(3d)	isotrope und anisotrope Turbulenz

3. CFD-Löser

3.1. LINARS

LINARS löst die kompressiblen RANS Gleichungen in konservativer Form mit einer voll impliziten, zeititerativen Finiten-Volumen Methode. Dafür wird ein blockstrukturiertes Netz benötigt. Die reibungsfreien Flüsse werden mit der upwind flux difference splitting Methode nach Roe gelöst. Eine Genauigkeit höherer Ordnung wird durch das Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws (MUSCL) Schema erreicht. Numerische Instabilitäten werden durch das Total Variation Diminishing (TVD) Verfahren unterdrückt. Bei großen Gradienten schaltet dieses Verfahren auf eine Genauigkeit erster Ordnung zurück. Der viskose Fluss-Vektor an den Grenzflächen der Zellen wird durch eine zentrale Diskretisierung und Green's Theorem erstellt. [2]

3.2. CFX

Dieser Löser arbeitet mit einem Druckkorrektur-Schema. Die RANS werden durch die Finite-Volumen Methode diskretisiert. Diese Gleichungen werden in Gebieten mit großen Gradientenänderungen mit einer Genauigkeit erster Ordnung gelöst, damit bleibt man robust und vermeidet Über- und Unterschwingen der numerischen Lösung. In Gebieten mit geringen Gradienten wird mit einer Genauigkeit zweiter Ordnung gelöst um die Genauigkeit zu verbessern. [4]

4. Strömungen im Schaufelkanal

Die Beschreibung der Sekundärströmungen in der Turbine wurden in Anlehnung an [1] verfasst und die der Kühlluftströmung mit Hilfe von [9] und [11].

4.1. Sekundärströmungen

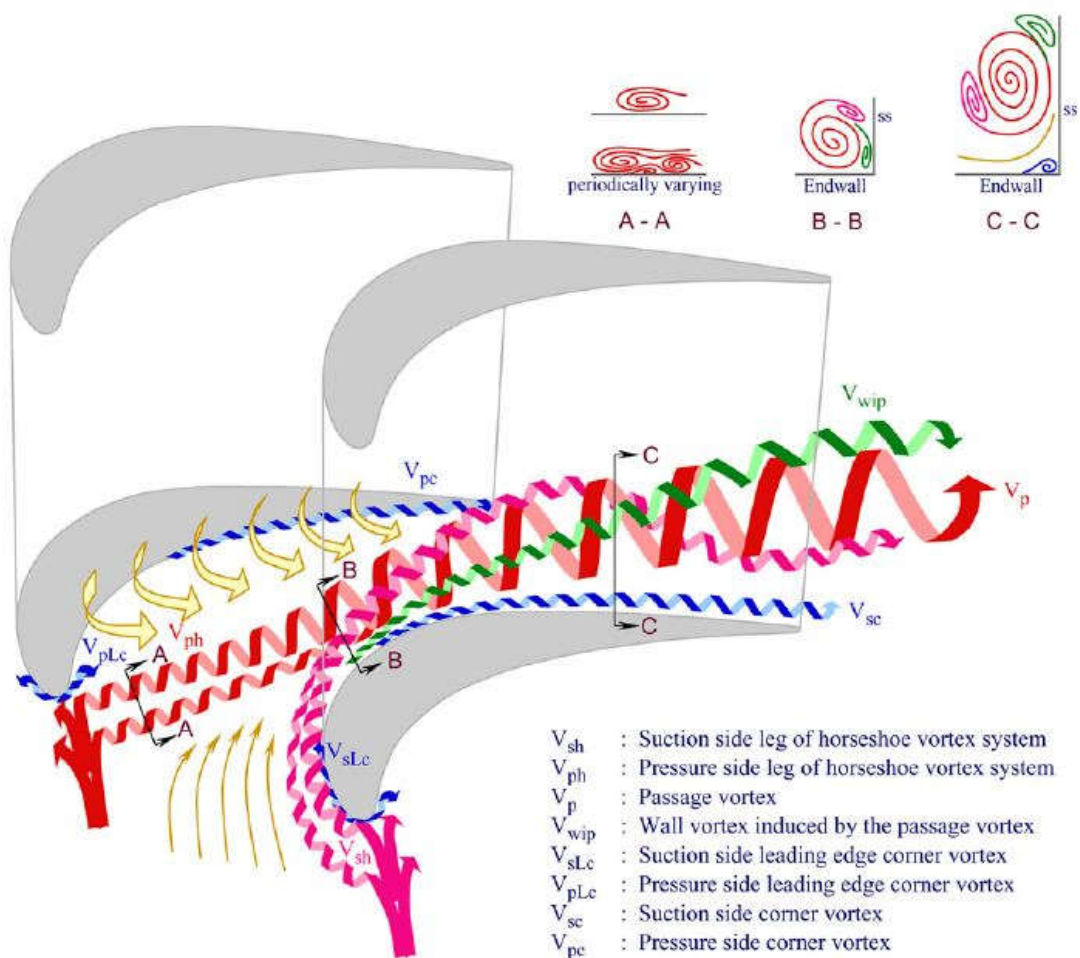


Abbildung 4.1.: Schema von Horse-Shoe und Passage-Vortex [15]

In der Abb. 4.1 sind die wichtigsten Sekundärströmungen in einem Schaufelkanal dargestellt. Durch die Grenzschicht ist die Strömungsgeschwindigkeit in Wandnähe ge-

4. Strömungen im Schaufelkanal

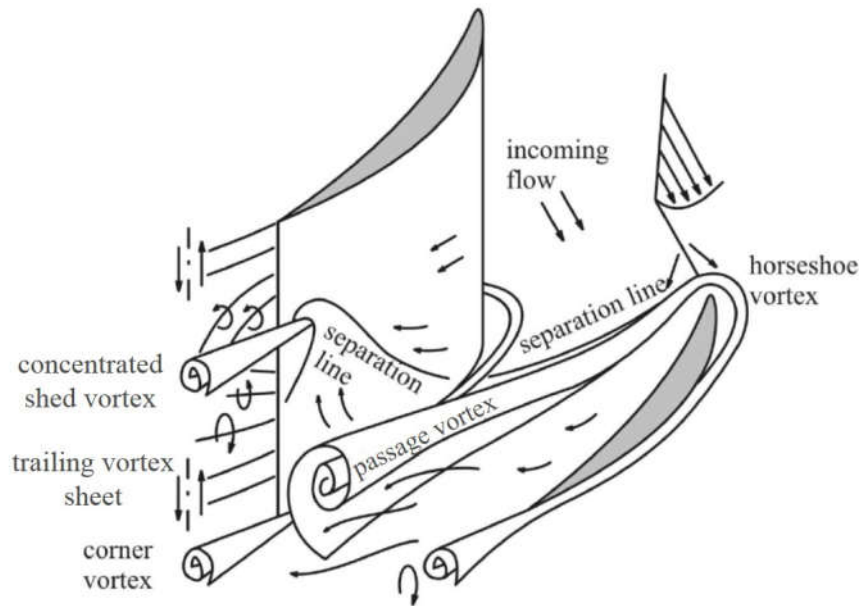


Abbildung 4.2.: Schema von shed vortex [7]

ringer. Dadurch steigt der Staudruck an der Schaufelvorderkante mit dem Wandabstand in der Grenzschicht. Diese Druckdifferenz führt zu einem Aufrollen eines Wirbelssystems. Diese Sekundärströmung wird Leading-Edge-Horse-Shoe-Vortex-System genannt. Dieses System ist in der Abb. 4.1 vor dem Stagnationspunkt an der rechten Schaufel rosa und an der linken Schaufel rot dargestellt. Durch diese Wirbel entsteht in der Ecke zwischen Schaufel und Wand ein zweiter kleinerer Wirbel. Dieser wird Leading-Edge-Corner-Vortex genannt und ist in Abb. 4.1 an der Vorderkante blau dargestellt (V_{pLc} & V_{sLc}). Durch das Leading-Edge-Horse-Shoe-Vortex-System entsteht ein Wirbelarmsystem an der Saugseite (Suction-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex-System) (rosa V_{sh}) und einer an der Druckseite (Pressure-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex-System) (rot V_{ph}). Diese Wirbelarmsysteme drehen in gegensätzliche Richtungen. Das Pressure-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex-System ist in Abb. 4.1 zusätzlich durch den Schnitt A abgebildet. Durch den Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite wird das Pressure-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex-System im Kanal zu der Saugseite gezogen. An der Saugseite wickelt sich das Wirbelarmsystem der Saugseite um das Wirbelarmsystem der Druckseite. Dieses Verhalten der Wirbelarme findet ungefähr nach einem Viertel des Schaufelkanals statt.

Ab dieser Stelle entsteht der Passage-Vortex (V_p). Die Hauptströmungskomponente ist der Pressure-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex, aber auch die Grenzschicht, die Querströmung an der Endwand, der Leading-Edge-Corner-Vortex und die Hauptströmung nehmen Einfluss auf diesen Wirbel. Der Passage-Vortex bleibt stromabwärts an der Saugseite und wandert radial in Richtung Kanalmitte. Durch die Stärke des Passage-Vortex entsteht ein Wandwirbel (Wall-Vortex) (grün V_{wip}). Dieser Wandwirbel entsteht an der selben axialen Koordinate wie der Passage Vortex und bleibt stromabwärts oberhalb

4. Strömungen im Schaufelkanal

des Passage-Vortex haften. Da dieser Wandwirbel eine Reaktion auf den Passage-Vortex ist, haben diese beiden Wirbel entgegengesetzte Drehrichtungen. Diese Eigenschaften sind zusätzlich in der Abb. 4.1 in den Schnitten B und C festgehalten. Im Kanal entstehen an den Ecken der Saug- und Druckseite noch kleinere Wirbel (Suction-Side- und Pressure-Side-Corner-Vortex)(blau V_{sc} & V_{pc}). Diese drehen in die gleiche Richtung, wie der Suction-Side-Leg-of-Horseshoe-Vortex. Die Präsenz der Corner-Vortices kann durch abgerundete Schaufelübergänge zum Gehäuse verloren gehen. Weiters beeinflussen die Vorderkantenabrundung, Ein- & Auslasswinkel, Grenzschichten, Schaufelanzahl etc. die Sekundärströmungen. Vor allem die Multi-Horseshoe-Vortex Struktur kann variieren.

Weitere Sekundärströmungen sind nach der Schaufelhinterkante zu erkennen und in der Abb. 4.2 dargestellt. Durch die radiale Geschwindigkeitsdifferenz an der Hinterkante zwischen Druck- und Saugseite entsteht ein länglicher Wirbel. Diese Sekundärströmung wird Trailing-Vortex-Sheet genannt. Nach dieser Modellvorstellung entsteht an der Hinterkante auch ein Concentrated-Shed-Vortex. Dieser Wirbel entsteht ähnlich wie die Trailing-Vortex-Sheet. Der Unterschied ist, dass der Concentrated-Shed-Vortex nach einer Ablösung an der Saugseite entsteht und somit punktförmig und intensiver ist. Die Ablösung wird durch den Passage-Vortex hervorgerufen.

4.2. Spaltströmung zwischen Schaufel und Gehäuse

In der Abb.4.3 sind Schnitte ungefähr normal zur Skeletlinie mit einer qualitativen Strömung eines Rotorspaltes dargestellt. Es wird zwischen den Fällen (a) dicke Schaufel und (b) dünne Schaufel unterschieden. Das Medium strömt von der Druckseite zur Saugseite. Dabei entsteht an der scharfen Eintrittskante eine Kontraktion, wodurch die Strömung weiter beschleunigt wird. Im Fall mit der dicken Schaufel (a) verlangsamt sich die Strömung nach der Kontraktion wieder. Gegenteilig verhält sich der Fall mit der dünnen Schaufel (b). Hier ist der Weg zu kurz, sodass ein Wiederanlegen der Strömung nicht stattfindet. In beiden Fällen entsteht durch den Geschwindigkeitsunterschied zwischen Spaltaustritt und Saugseite ein Wirbel. Dieser Wirbel wird Tip-Leakage-Vortex genannt. Dieser Vortex und der Passage-Vortex sind qualitativ der Abb. 4.4 dargestellt.

4.3. Kühlluftströmung

Zwischen bewegten und rotierenden Teile sind Spalte notwendig, um Festkörperreibung zu vermeiden. Der Spalt wird Cavity genannt und ist mit Arbeitsmedium gefüllt. Dieses interagiert mit der Strömung in der Turbine, wodurch zum Teil heißes Gas in die Cavity eingezogen wird (Heißgaseinzug) und die thermische Belastung im Radseitenraum erhöht. Um diese thermische Belastung im Radseitenraum, aber auch an der Endwall des Rotors, zu verringern, wird Kühlluft in den Radseitenraum eingeblasen, die entlang der Spalte strömt und in die Hauptströmung übergeht. Dabei beeinflusst die Kühlluftströmung den Wirkungsgrad negativ, weswegen dieser auch so gering wie möglich gehalten wird.

4. Strömungen im Schaufelkanal

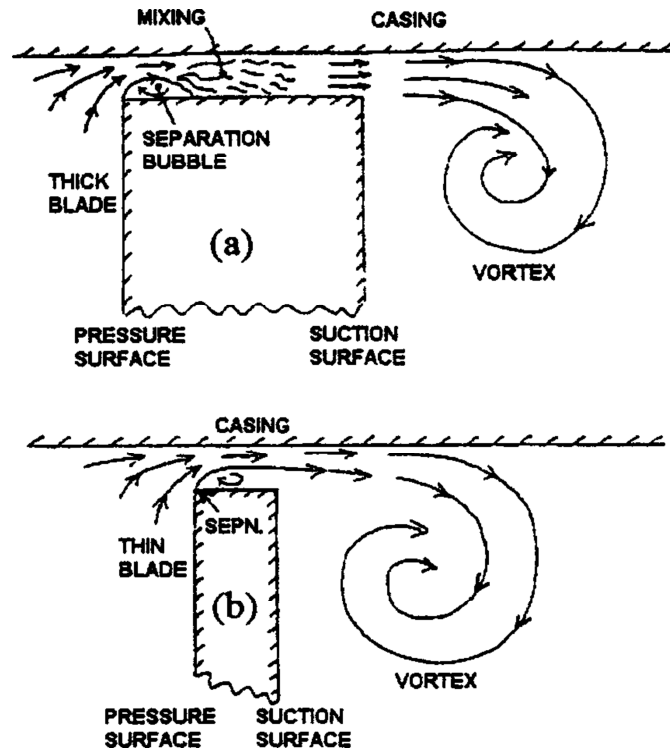


Abbildung 4.3.: Strömung zwischen Schaufel und Gehäuse 2D [5]

In der Abb. 4.5 ist die Druckverteilung zwischen Rotor und Stator am äußeren Ende der Cavity in Umfangsrichtung dargestellt. Die Druckverteilung in der Cavity ist jedoch viel gleichmäßiger, wodurch Druckunterschiede entstehen. Dadurch strömt Medium in Bereichen höheren Außendrucks in den Spalt (rot) und in Bereichen geringeren Außendrucks (rot) heraus.

Die prinzipielle Strömung in der Cavity ist in der Abb. 4.6 dargestellt. Fall a ist mit geringer Kühlluftströmung (hier sealing flow) und Fall b mit viel Kühlluft. Beim Fall a ist zu erkennen, wie heißes Medium vom Schaufelkanal in die Cavity gezogen wird, sich in einem Gebiet (mixing Region) mit der am Rotor nach außen fließenden Strömung mischt und am Stator nach innen wandert. Das noch heiße Fluid mischt sich schrittweise mit der kühleren Kühlluft, wandert am Rotor nach außen und tritt schließlich durch die Mischzone in den Schaufelkanal. Dabei wandert ein Teil der heißeren Strömung, welche am Stator nach innen wandert, über die Kernregion zu der kühleren Strömung an der Rotorscheibe. Dadurch wird das Medium an der Rotorscheibe mit dem Radius wärmer. Durch diese Strömungseigenschaften erfährt der Stator eine hohe thermische Belastung. Im Fall b wird kein heißes Medium in die Cavity gedrückt. Die Kühlluft tritt ganz innen in die Cavity ein und wandert am Rotor nach außen, tritt zum Teil in den Schaufelkanal. Der Rest der Strömung wandert am Stator nach innen und mischt sich wieder mit der Kühlluft. Die thermischen Belastungen der Stator- und Rotorscheibe bleiben gering.

4. Strömungen im Schaufelkanal

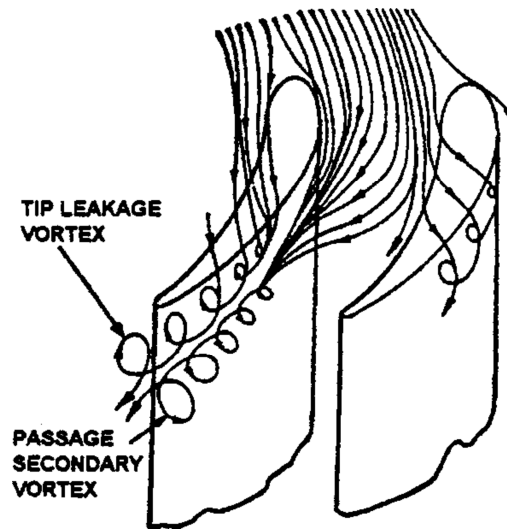


Abbildung 4.4.: Strömung zwischen Schaufel und Gehäuse 3D [6]

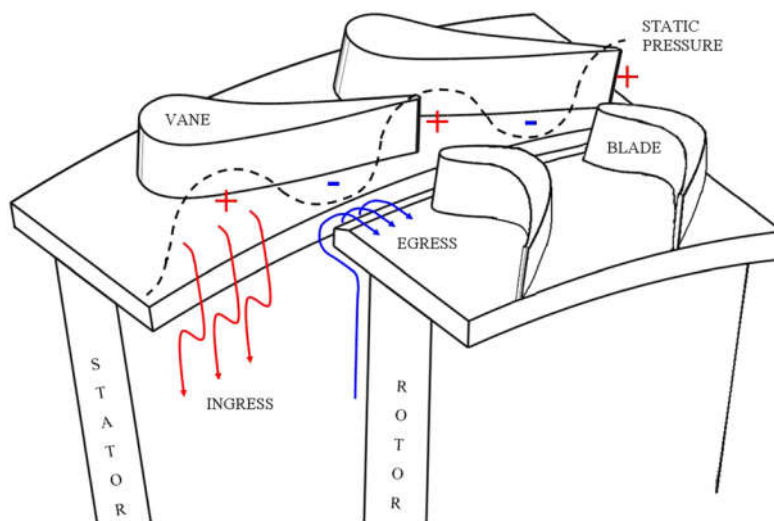


Abbildung 4.5.: Druckverteilung zwischen Rotor und Stator an der Endwall und dessen Einfluss auf Heissgaseinzug [11]

4. Strömungen im Schaufelkanal

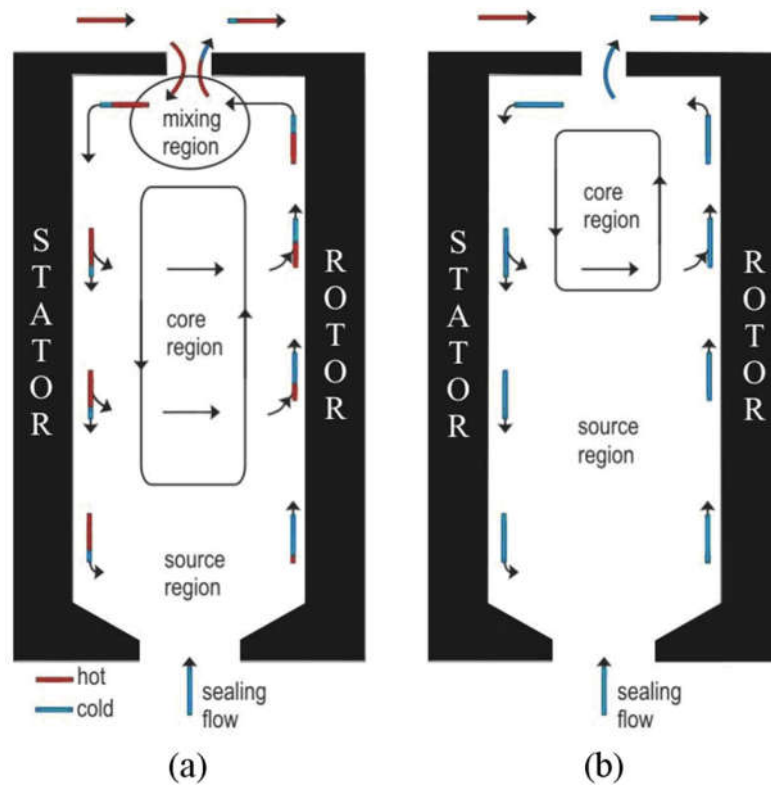


Abbildung 4.6.: Vereinfachte Darstellung der Strömung in der Cavity [11]

5. Prüfstand und Geometrie

Der Prüfstand und der Aufbau der Messung ist hier oberflächlich erklärt. Eine detailliertere Beschreibung ist in [16].

Alle Messungen wurden an dem transsonischen Turbinenprüfstand an dem Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt.

In Abb. 5.1 ist der Meridionalschnitt des Messaufbaus dargestellt. Die Strömung tritt von der linken Mischkammer in die Hochdruckturbinenstufe (HP Stage). Weiter stromabwärts wird die Strömung durch den Turbine Center Frame (TCF) oder MTF zu einen größeren Durchmesser geleitet. Danach strömt das Medium über den Niederdruckstator (LP Vane) und zwei Gleichrichter in den Austrittskanal. Die Position der Messebenen und die Cavities mit Kühlluftströmung sind in Abb. 5.2 dargestellt. Die Schaufelanzahl der einzelnen Komponenten ist in Tab. 5.1 angeführt.

Ein 3 MW Kompressor sorgt für die benötigten Strömungsbedingungen am Eingang. Die Hochdruckturbinenstufe und der MTF wurden mit repräsentativen Strömungsbedingungen betrieben. Alle Messungen wurden beim Auslegungspunkt durchgeführt. An diesem Punkt ist die Rotordrehzahl 9570rpm, der Massenstrom 13,3kg/s und das Druckverhältnis zwischen Eingang und Ausgang 2,81. Die Kühlluftströmung wurde durch einen 1,1 MW Hilfskompressor erzeugt. Die Luft dieses Kompressors wurde aufgeteilt. Ein Teil wurde gekühlt und über einem getrennten Tank zum ungekühlten Strom geführt. Dadurch konnten die gewünschten Bedingungen für die verschiedenen Kühlluftströmungen erzeugt werden. Schließlich wurde die Strömung durch sechs über den Umfang aufgeteilte Rohre in die jeweiligen Cavities eingebracht.

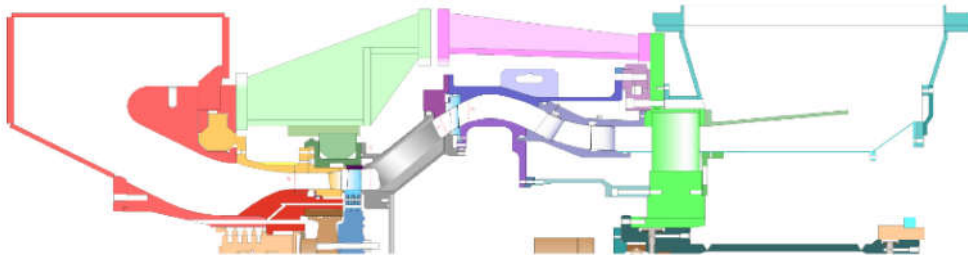


Abbildung 5.1.: Meridionalschnitt des Messaufbaus [14]

5. Prüfstand und Geometrie

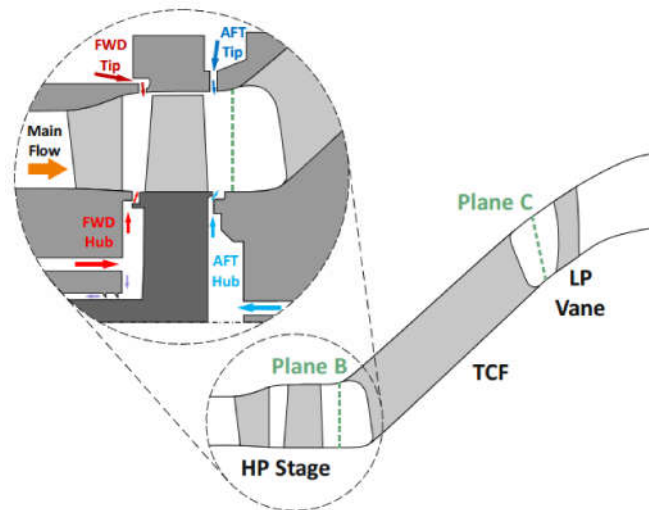


Abbildung 5.2.: Skizze der Schaufeln des Aufbaus der Turbinenmessung mit detaillierten Darstellung der Cavities [16]

Tabelle 5.1.: Schaufelanzahl der einzelnen Schaufelreihen

	Schaufelanzahl
Hochdruckstator	48
Hochdruckrotor	74
MTF	12
Niederdruckstator	162

6. Modellerstellung und Simulation

6.1. Netzarten

Die diskretisierten Erhaltungsgleichungen werden an den definierten Stützstellen gelöst. Durch das Rechennetz gibt man diese Stützstellen vor. Die Qualität dieses Netzes entscheidet über Konvergenzverhalten und Genauigkeit der Lösung. Es sollen wichtige Strömungsinformationen erfasst und die Rechenzeit kurz gehalten werden. Daher gilt für das Netz so grob wie möglich und so fein wie nötig zu sein.

Zu Beginn müssen die Geometriedaten in den Netzgenerators eingelesen werden. Danach sind die Ränder des Rechengebiets zu definieren. Hier sollte man mögliche Symmetrien ausnutzen, um das Rechennetz so klein wie möglich zu halten. Der Festkörperperrand ist für die Strömung undurchlässig. An dem Zu- bzw. Abströmrand tritt die Strömung ein bzw. aus. Wenn immer dieselben Geometrien in periodischen Abständen vorkommen, nutzt man dies durch periodische Ränder aus. Dadurch wird das Netz um ein Vielfaches kleiner.

Das von den Rändern umschlossene Gebiet kann nun mit einem Rechennetz aufgefüllt werden. Ein solche Rechennetz ist in der Abb. 6.1 dargestellt. Dabei wird grundsätzlich zwischen strukturierten und unstrukturierten Rechennetzen unterschieden. In dieser Arbeit werden nur strukturierte Netze verwendet. Deswegen werden in diesem Kapitel keine unstrukturierten Netze behandelt und auf [8] verwiesen.

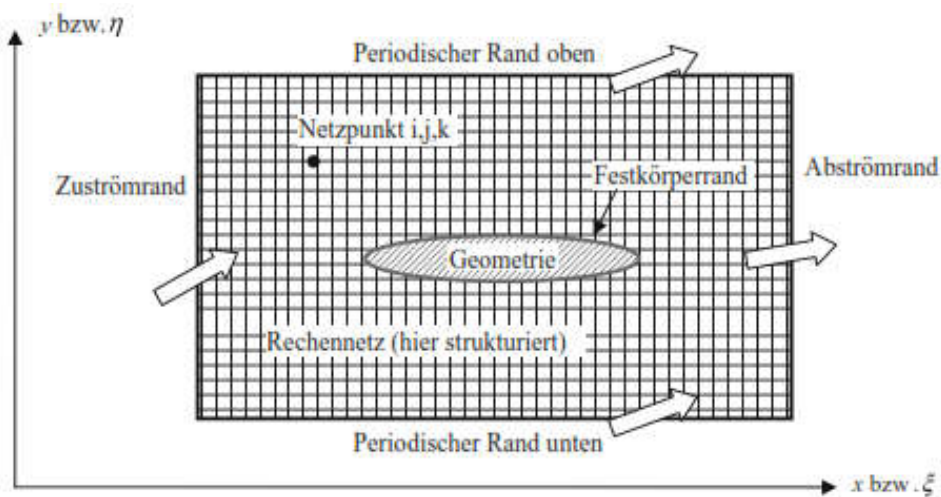


Abbildung 6.1.: Definition Rechennetz [8]

6.1.1. Strukturierte Rechnetze

Diese Netze sind für Finite-Differenzen-Diskretisierung geeignet. Jeder Knotenpunkt ist durch die Indices i, j, k definiert. Es muss in jeder i Ebene die gleiche Anzahl j und k -Linien vorhanden sein. Dies gilt analog für die j - und k -Ebenen.

Kartesische Netze

Kartesische Rechnetze lassen sich einfach erzeugen. Alle Zellen sind orthonogal. Das Netz wird an den Schnittpunkten zwischen Geometrien und Netzlinien abgeschnitten. Somit erhält man an den Rändern Knotenpunkte und es entstehen nicht orthonogale Elemente. In der Nähe der Ränder erhält man wenig und schlecht verteilte Knotenpunkte. Da die Strömung in Wandnähe große Bedeutung hat, ist dieses Netz von geringem Nutzen. Abb. 6.2 zeigt das kartesische Netz schematisch.

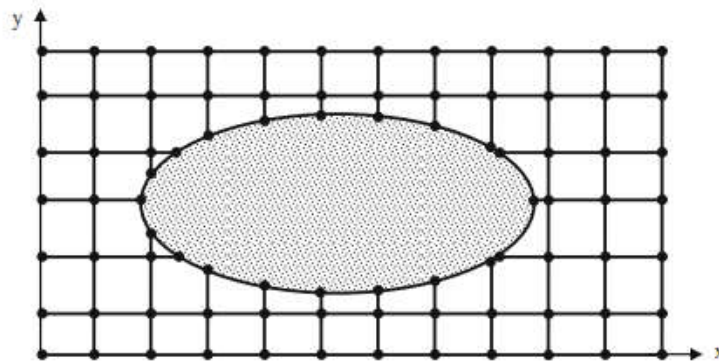


Abbildung 6.2.: Schema eines kartesischen Rechnetzes [8]

Schiefwinkeliges Rechnetz

Schiefwinkelige Rechnetze sind in Abb. 6.3 dargestellt und lassen sich der Wandkontur anpassen. Hier werden die Koordinaten nicht mehr kartesisch (x, y, z) sondern schiefwinkelig (ξ, η, ζ) angegeben. Im Netz repräsentiert jede Netzlinie eine konstante schiefwinkelige Koordinate. Diese Rechnetze sind meist vom Typ O-, H- und C-Netz.

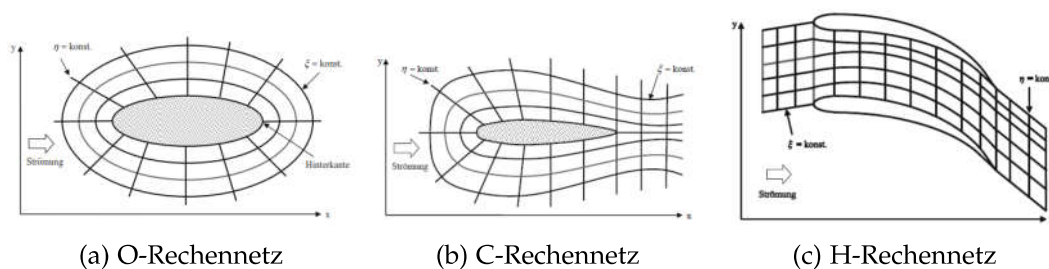


Abbildung 6.3.: Unterschiedliche Arten schiefwinkliger Rechnetze [8]

Blockstrukturierte Rechnetze

Blockstrukturierte Rechnetze bestehen aus mehreren Netzblöcken. Diese sind meistens strukturiert, es gibt aber auch Kombinationen zwischen Strukturierten und unstrukturierten Blöcken. Im Bild. 6.4 ist die Kombination zwischen O- und H-Netz dargestellt. Mit dem O-Netz lässt sich die Grenzschicht des ovalen Körpers gut auflösen und für das restlichen Feld wird ein H-Netz verwendet.

Zwischen den Blöcken müssen die Strömungsgrößen richtig übergeben werden. Sind die Positionen der Netzpunkte in den verschiedenen Blöcken identisch, können die Rechengrößen einfach übergeben werden. Liegen die Netzpunkte nicht übereinander muss interpoliert werden.

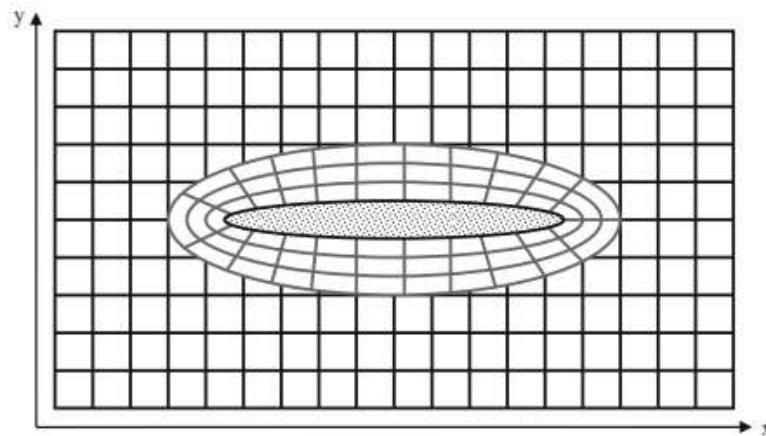


Abbildung 6.4.: Schema eines blockstrukturierten O-H-Rechnetzes [8]

6.1.2. Netzverdichtung

An einem Körper gilt die Haftbedingung. Diese Bedingung führt zu einer Grenzschicht. Dadurch steigt der Gradient der Rechengrößen vom äußeren Grenzschichttrand zur Wand. Zur Auflösung dieser hohen Gradienten wird das Rechnetze zur Wand verdichtet. In Bild 6.5 ist die Netzverdichtung zu einer Wand dargestellt.

Um die Auflösung der Grenzschicht zu klassifizieren, wird der dimensionslose Wandabstand y^+ verwendet. Sind für eine erste Simulation die Daten der Grenzschicht unbekannt, wird die notwendige Netzverdichtung abgeschätzt. In späteren Rechnungen passt man die Grenzschichtauflösung nach Bedarf an.

6. Modellerstellung und Simulation

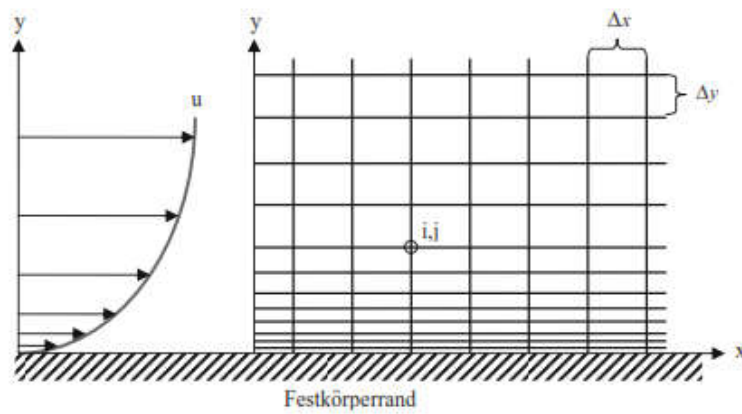


Abbildung 6.5.: Netzverdichtung am Festkörperwand [8]

6.2. Vernetzung

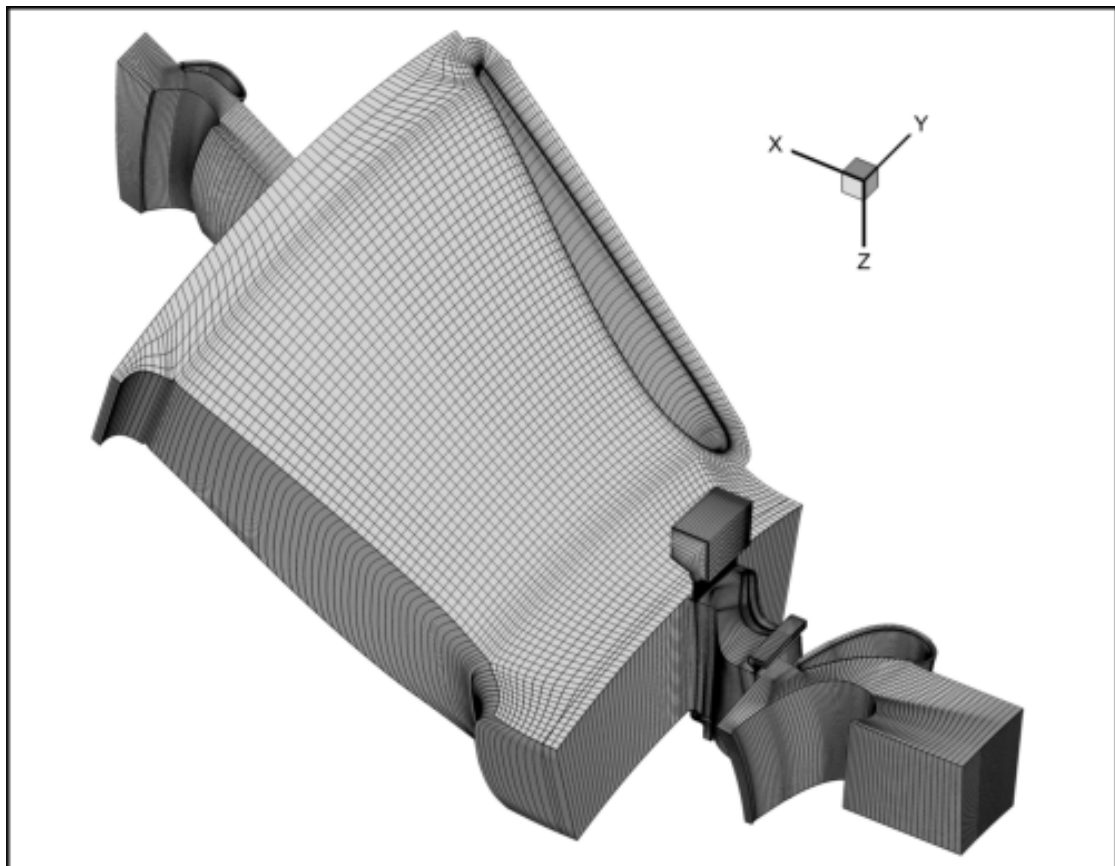


Abbildung 6.6.: Gesamtes Rechnetz

6. Modellerstellung und Simulation

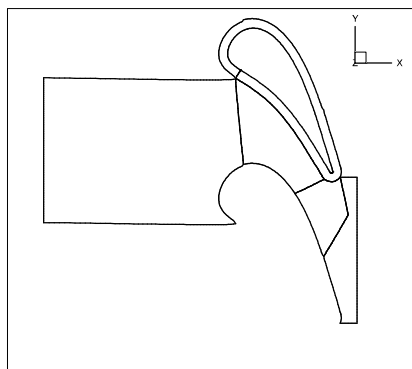
Die benötigten geometrischen Daten wurden aus CAD-Dateien extrahiert und mittels Matlab in xml-Format umgewandelt. Es werden zwei verschiedene Konfigurationen des Netzes benötigt. Eine mit geschlossenen Cavities (ohne Kühlluft) und eine mit offenen Cavities (mit Kühlluft). Die beiden Konfigurationen unterscheiden sich nur durch das Spaltmaß zwischen Rotorspitze und Gehäuse. Dieses Spaltmaß unterscheidet zwischen warmen und kalten Zustand (mit Kühlströmung) der Turbine. Deswegen wurde der Spalt im Betriebspunkt gemessen und bei den Simulationen übernommen

Das Vernetzungsprogramm heißt Ai-Grid3D. Das Netz ist strukturiert und in Blöcke eingeteilt. Es werden ausschließlich O- und H-Blöcke verwendet. Ai-Grid3D erstellt 3 essentielle Dateien für die nachfolgende Aufgaben. Eine Datei erfasst die geometrischen Daten der Netzknoten unter Berücksichtigung der Blockunterteilung und wird für die Simulation benötigt. Die zweite Datei beschreibt, wie die einzelnen Blöcke miteinander verbunden sind. Diese Datei wird zum Erzeugen der Randbedingungen und für die Simulation benötigt. Die letzte Datei stellt eine Statistik des Netzes auf. In dieser Statistik-Datei sind unter anderem die Zellenanzahl und die ausschlaggebenden Volumsänderungen an den Blockrändern festgehalten. Die Volumsänderung gibt einen Hinweis auf die Netzqualität.

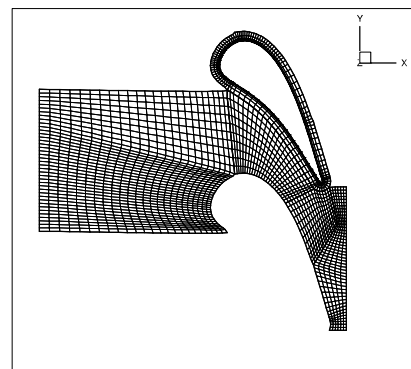
Das gesamte Netz ist in Abb. 6.6 dargestellt. Es hat ungefähr 9669000 Zellen. Die maximale relative Volumsänderung beträgt ungefähr 3 und die mittlere Volumsänderung 0.87.

6.2.1. Vernetzung des Schaufelkanals

Hochdruckstator



(a) Einteilung der Blöcke



(b) Netz mit jeder zweiten Netzlinie

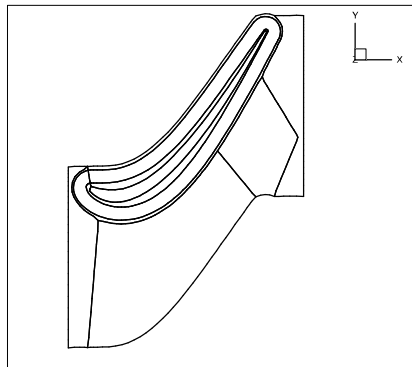
Abbildung 6.7.: Rechenetz Hochdruckstator

Im Hochdruckstator werden ein O-Netz und 4 H-Netze verwendet. Wie in Abb. 6.7a zu sehen ist, schmiegt sich das O-Netz um die Schaufel des Hochdruckstators und ist zur Schaufelwand verdichtet. Die H-Netze beanspruchen den restlichen Raum des Schaufelkanals. Das Netz ist an der linken Seite mit einer Eingangsrandbedingung

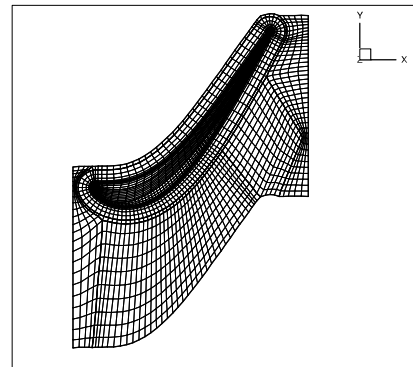
6. Modellerstellung und Simulation

und auf der rechten Seite mit einer Ausgangsrandbedingung versehen. Das obere und untere Ende des Netzes sind durch periodische Randbedingungen verbunden. Die Schaufelanzahl des Hochdruckstators beträgt 48 und definiert die Winkeldifferenz zwischen den periodischen Rändern. In Abb. 6.7b ist der Hochdruckstator mit jeder zweiten Netzlinie dargestellt.

Rotor



(a) Einteilung der Blöcke



(b) Netz mit jeder zweiten Netzlinie

Abbildung 6.8.: Rechenetz Rotor

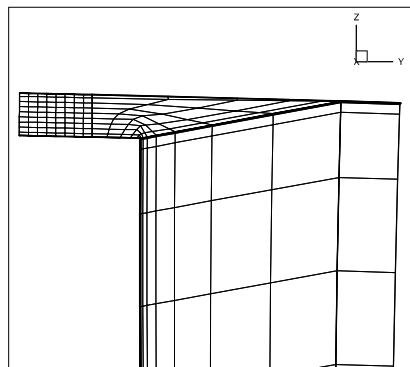


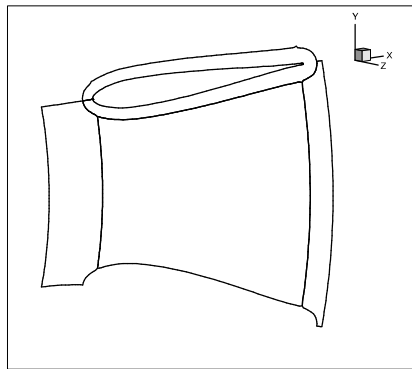
Abbildung 6.9.: Spaltnetz zwischen Rotor und Gehäuse

In dieser Domain unterscheiden sich die beiden Konfigurationen durch das Spaltmaß zwischen Rotorspitze und Gehäuse. Das Rotornetz ist in das Netz des Hauptkanals und das Spaltnetz unterteilt. Die Aufteilung der Blöcke ist in der Abb. 6.8a zu erkennen. Der Hauptkanal besteht aus 2 O-Blöcken und 4 H-Blöcken. Die O-Blöcke sind um die Rotorschaufel geschichtet. Das innere O-Netz ist zur Schaufel verdichtet. Das restliche Volumen des Hauptkanals im Rotor füllen die 4 H-Blöcke aus. Das Spaltnetz besteht aus einem O-Netz und einem H-Netz. Dabei ist das O-Netz um das H-Netz

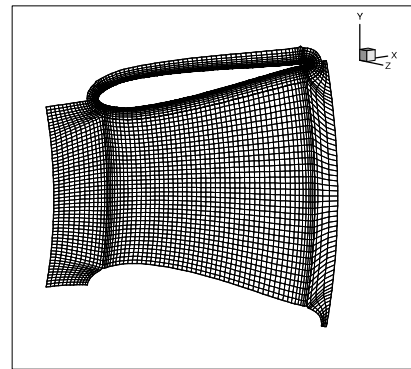
6. Modellerstellung und Simulation

gewickelt. An einer Seite des H-Netzes stimmt die Anzahl der Knotenpunkte mit der des O-Netzes nicht überein, hier wird eine zusätzliche Randbedingung eingeführt. Mit dieser Bedingung werden die Flüsse aus der CFD-Rechnung flächengemittelt an die entsprechenden Zellen weitergegeben. Da die Rundung zwischen Nabe und Rotor im inneren O-Netz der Schaufel enthalten sein muss, ist damit der äußere Rand des O-Blockes vorgegeben. Die Position dieses äußeren Randes führt zu einer Verzerrung des Spaltnetzes. (vgl. Abb. 6.9). Diese Verzerrung führt zu einer Verminderung der Netzqualität. Das Netz ist am linken Ende mit einer Eingangs- und am rechten Ende mit einer Ausgangsrandbedingung versehen. Oberes und unteres Ende des Netzes sind wieder mit periodischen Randbedingungen belegt. Die Schaufelanzahl beträgt 74. Der Rotor bewegt sich mit 9571.45 U/min. In Abb. 6.8b ist das Rotornetz mit jeder zweiten Netzlinie dargestellt.

MTF



(a) Einteilung der Blöcke

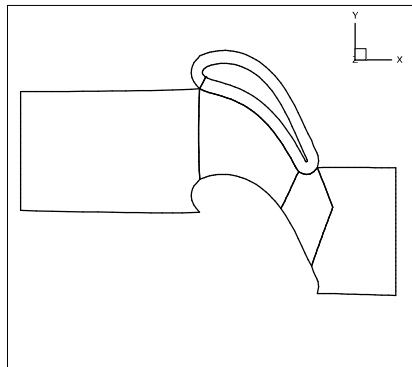


(b) Netz mit jeder zweiten Netzlinie

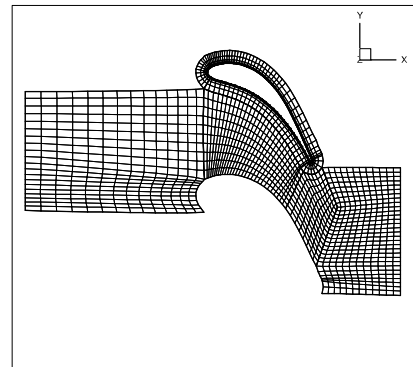
Abbildung 6.10.: Rechennetz MTF

Das MTF besteht aus einem O-Netz und 3 H-Netzen (vgl, Abb. 6.10a). Das O-Netz schmiegt sich um die Schaufel. Die Rundung am oberen und unteren Ende der MTF-Schaukel muss im O-Netz enthalten sein. Dadurch entsteht ein breiteres O-Netz. Weiters sind die äußeren Schaufelschnitte im Bereich der Rundungen durch ein CAD-Programm ermittelt worden. Diese zusätzlichen Schnitte wurden durch die Extrapolation der Schaufelfläche ermittelt und sind notwendig um das Verschneiden der Schaufel mit den Gehäusekonturen im Ai-Grid3D zu gewährleisten. Die Schaufelfläche ist die aufgespannte Fläche zwischen den vorhandenen Schaufelschnitten. Der restliche Schaufelkanal ist mit 3 H-Netzen gefüllt. Die Schaufelanzahl beträgt 12. Am linken und rechten Ende ist das Netz mit Eingangs- und Ausgangsrandbedingungen versehen. Das obere und untere Ende des Netzes sind durch eine periodische Randbedingung miteinander verbunden. In Abb. 6.10b ist der MTF mit jeder zweiten Netzlinie dargestellt.

Niederdruckstator



(a) Einteilung der Blöcke



(b) Netz mit jeder zweiten Netzlinie

Abbildung 6.11.: Rechennetz Niederdruckstator

Der Niederdruckstator besteht aus einem O-Block und 4 H-Blöcken. Der O-Block schmiegt sich um die Schaufel des Niederdruckstators und ist zur Wand verdichtet. Der restliche Raum wird durch 4 H-Blöcke ausgefüllt. Das linke und rechte Ende des Netzes ist mit einer Eingangs- und einer Ausgangsrandbedingung versehen. Das obere und untere Ende sind mit periodischen Randbedingungen miteinander verbunden. Die Schaufelanzahl beträgt 162. In Abb. 6.11b ist der Niederdruckstator mit jeder zweiten Netzlinie dargestellt..

6.2.2. Vernetzung der Cavitys

Cavitys befinden vor und nach dem Rotor an der Innen- und Außenseite. Ein Cavity-Netz besteht aus einem Teil des Hauptkanals und 2 Nebenkanälen und wurde ausschließlich mit H-Blöcken vernetzt. Da die Geometrie rotationssymmetrisch ist, genügt eine Netzerstellung in der Meridionalebene. Der Netzgenerator erzeugt durch die Rotation das 3D-Netz. Da sich die Anzahl der k-Netzlinien über eine Domäne nicht ändern darf, werden diese Netzlinien mit einer schiefen Fläche vom Hauptkanal in die Cavity geführt. Durch diese schiefen Flächen entsteht ein Keil. Dieser Keil ist in Abb. 6.12c dargestellt. Die Cavitynetze sind Teil der Rotordomäne

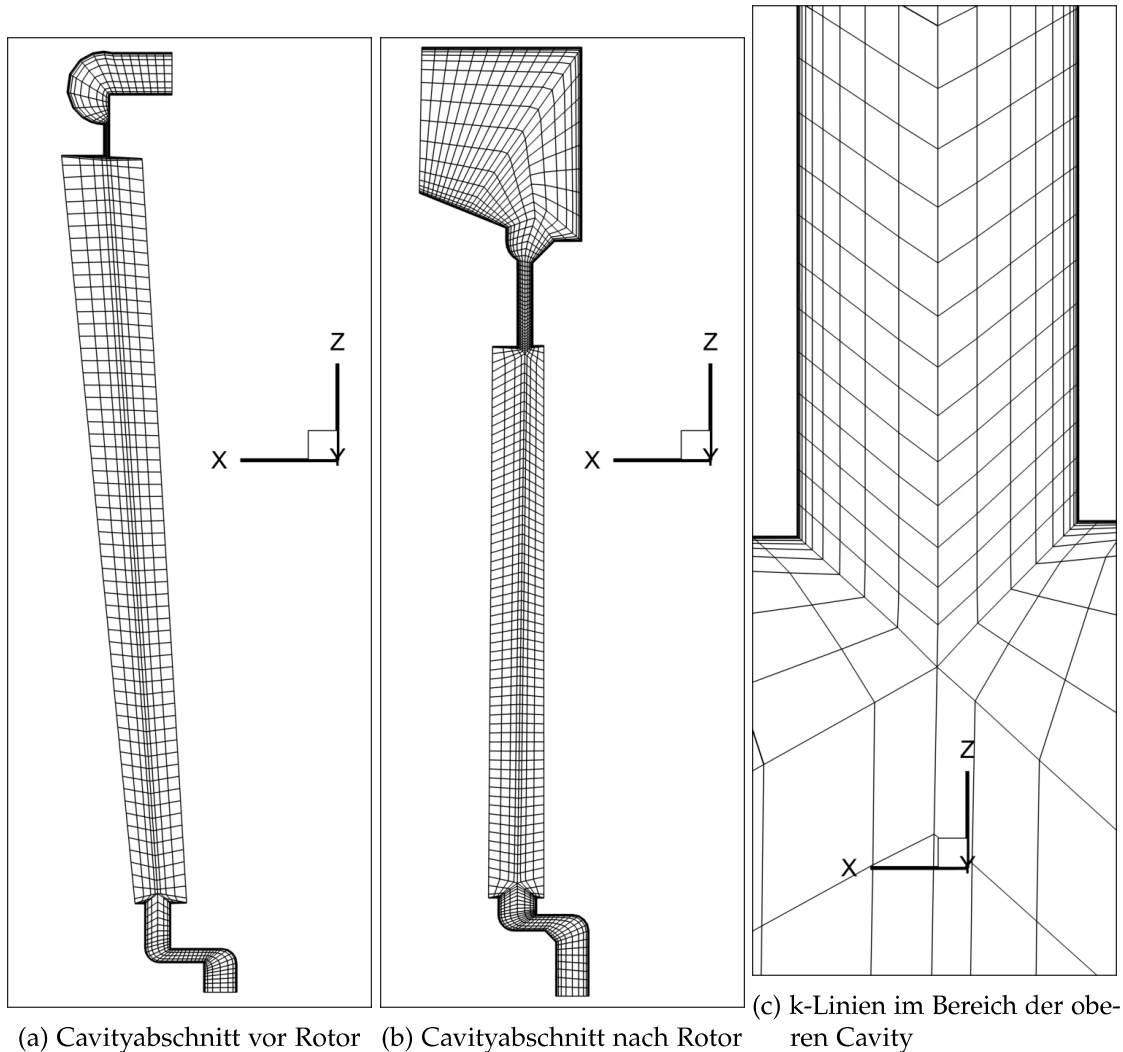


Abbildung 6.12.: Rechennetz der Cavity

6.3. Mixing Plane Methode

Um die einzelnen Domänen (Hochdruckstator, Rotor, MTF, Niederdruckstator) miteinander zu verbinden, wurde in der stationären Simulation die Mixing Plane Methode verwendet.

Dabei werden die Domänen getrennt voneinander vernetzt. Diese separaten Gitter haben jeweils Eingangs- und Ausgangsrandbedingungen. Der Ausgang des Stators und der Eingang des Rotors werden miteinander durch die Mischungsebene verknüpft. Dazu werden die Randwerte des Ausgangs (p_t , T_t , Strömungswinkel) über den Umfang gemittelt und stromabwärts an den Eingang weitergegeben. Umgekehrt wird eine umfangsgemittelte radiale Verteilung des statischen Druckes p stromaufwärts

übergeben. Falls die Entfernung zwischen Schaufel und Mischebene zu gering ist, wird die Strömung im Kanal durch die in Umfangsrichtung konstanten Randwerte beeinflusst. Deshalb werden an den Austrittsrändern nicht reflektierende Randbedingungen nach Giles verwendet. Diese Methode bietet hohe Rechenstabilität und benötigt einen geringen Ressourcenaufwand. [3]

6.4. Randbedingungen

Die Randbedingungsdatei wird mit dem Programm Ai-Grid-LINARS erstellt. Dazu wird die Datei, in der alle Flächen und deren Zusammenhänge definiert sind, eingelesen (faces.xml). Diese Datei wurde zuvor von Ai-Grid3D erstellt. Anschließend werden die Ränder als stehende Wand, bewegte Wand, Mixing Plane zwischen den Domänen, Eingang, Ausgang oder als Verbindungsfläche im Rotorspalt definiert (vgl. Kap. 6.2.1). Am Eingang in das Rechengebiet wird die radiale Verteilung aus der Messung mit Kühlluft als Randbedingung vorgegeben. Die Verteilung mit Kühlluft und ohne Kühlluft ist in Abb. 6.13 dargestellt und unterscheiden sich nur durch die Totaltemperatur. Die Rotationsgeschwindigkeit für die bewegten Wände, ein Teil der Eintrittsrandbedingungen und die Randbedingungen am Austritt sind in der Tab. 6.1 aufgelistet. Weiters gibt es zwei verschiedene Konfigurationen. Bei der Konfiguration ohne Durchspülung werden die Cavityränder durchgehend als Wand definiert und haben somit keine Durchspülung. In der zweiten Konfiguration werden am Eintritt der Cavities der Totaldruck p_{tot} , Totaltemperatur T_{tot} und die axiale Zuströmung (LINARS) bzw. der Massenfluss (CFX) vorgegeben. Die vorgegebenen Drücke oder Massenströme sind in Tab. 6.2 angegeben. Die Druckwerte für LINARS wurden mit dem vorgegebenen Massenstrom iterativ ermittelt. Da sich in den Cavities Wirbel einstellen, welche sich instationär verhalten, ändert sich der Massenstrom mit jedem Rechenschritt. Durch diese Schwankungen kann der Massenstrom nicht exakt eingestellt werden. Die simulierten Totaldrücke aus CFX sind zum Vergleich ebenfalls in der Tab. 6.2 aufgelistet. Aus Gründen der Vertraulichkeit wurden hier alle Massenströme, Totaldrücke und Totaltemperaturen normalisiert

6. Modellerstellung und Simulation

Tabelle 6.1.: Randbedingungen

RB für bewegte Wände	
Winkelgeschwindigkeit	$1002,31 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
RB für Eingang	
Turbulenzintensität am Eingang	10%
MueSpalartDivMueLam	10
Integrale Längenskala	1mm
RB für Ausgang	
statischer konstanter Ausgangsdruck	0,8115bar

Tabelle 6.2.: zusätzliche Randbedingungen am Eingang für Konfiguration mit Kühlluft

	$\frac{p_{totLINARS}}{p_{totLINARS_{FI}}}$	$\frac{p_{totCFX}}{p_{totLINARS_{FI}}}$	$\frac{\dot{m}_{Cav}}{\dot{m}_{Cav_{FI}Messung}}$	$\frac{T_{tot}}{T_{tot_{FI}}}$
FA	1.172 [-]	1.173 [-]	0.67[-]	0.988[-]
FI	1.000 [-]	1.032 [-]	1.00[-]	1.000[-]
AA	0.718 [-]	0.706 [-]	0.95[-]	0.932[-]
AI	0.723 [-]	0.722 [-]	0.89[-]	0.961[-]

FA(forward aussen)...Cavity vor Rotor aussen

FI(forward innen)...Cavity vor Rotor innen

AA(after aussen)...Cavity nach Rotor aussen

AI(after innen)...Cavity nach Rotor innen

6. Modellerstellung und Simulation

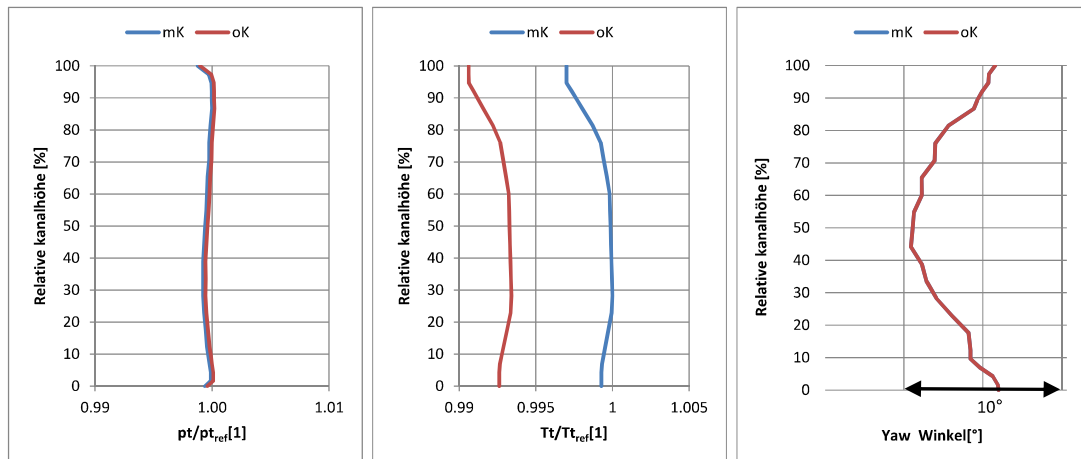


Abbildung 6.13.: radiale Verteilung der Randbedingungen am Eintritt

6.5. Simulation in LINARS

Für die Simulation werden die Datei mit den geometrischen Daten (geom.bin) und die Datei mit der Definition der Flächen aus dem AiGrid3D (faces.xml), die Randbedingungsdatei aus dem AiGridLINARS (boundCond.xml) und zusätzlich eine Einstellungsdatei (control.xml) benötigt. Diese Einstellungsdatei enthält alle Parameter die für die Strömungssimulation benötigt werden. Die wichtigsten eingestellten Parameter sind in Tab. 6.3 angegeben.

Tabelle 6.3.: Parameter für LINARS

Medium	Luft
kompRESSIBEL	ja
CFL-Zahl	25
Turbuenzmodell	Menter SST
Viskosität	nach Sutherland
Solver	TVD
stationäre Rechnung	ja

Die Simulation divergiert, wenn die angeführten Randbedingungen sofort aufgeprägt werden. Deswegen ist es notwendig, mit einer geringeren Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang und mit einer geringeren Drehzahl zu starten. Danach werden die Randbedingungen sukzessive geändert, bis die gewünschten Randbedingungen

erreicht sind.

6.6. Simulation in CFX

Für CFX ist mittels Ai-Grid3D die Netzdatei in ein kompatibles Format umgewandelt worden (cgns). Mit CFX muss die Simulation nicht „hochgefahren“ werden. Es konvergiert schon zu Beginn mit den Endrandbedingungen. Die wichtigsten Einstellungen sind in 6.4 angegeben.

Tabelle 6.4.: Parameter für CFX

Medium	Air Ideal Gas
Viskosität	nach Sutherland
Turbuenzmodell	SST
Wall function	Automatic
Heat Transfer	Total Energy incl. viscous work term
Solver Contol: Turbulence Numerics	High Resolution
Advection Scheme: Option	High Resolution

6.7. Konvergenz

Um die Konvergenz zu überprüfen, wurden zuerst die Residuen überprüft. Als Beispiel für LINARS ist das Residuum der Kontinuität für den Fall mit Kühlluft in der Abb. 6.14 angegeben. In dieser Abbildung ist jede Kurve das Residuum eines Blocks. Die einzelnen Residuen schwanken um einen nahezu konstanten Wert. Diese Schwankungen entstehen durch das instationäre Verhalten der Wirbel in den Cavitys und geben die Einstellschwierigkeiten der Cavity Randbedingungen wieder (siehe Kap. 6.4).

Die Residuen der CFX Lösung sind in der Abb. 6.15 angegeben. Dieses Bild zeigt die Massen-, Energie- und Impuls-Residuen des ganzen Rechengitters. Hier schwingt sich das System ein, bis es um einen konstanten Wert schwankt.

Zusätzlich wurde das Strömungsfeld der Simulation mit dem Strömungsfeld derselben Simulation mit nach weiteren Rechenschritten miteinander verglichen. Sobald die Strömungsgrößen annähernd identisch bleiben und die Residuen um einen Wert schwingen wird die Simulation als konvergent angesehen.

6. Modellerstellung und Simulation

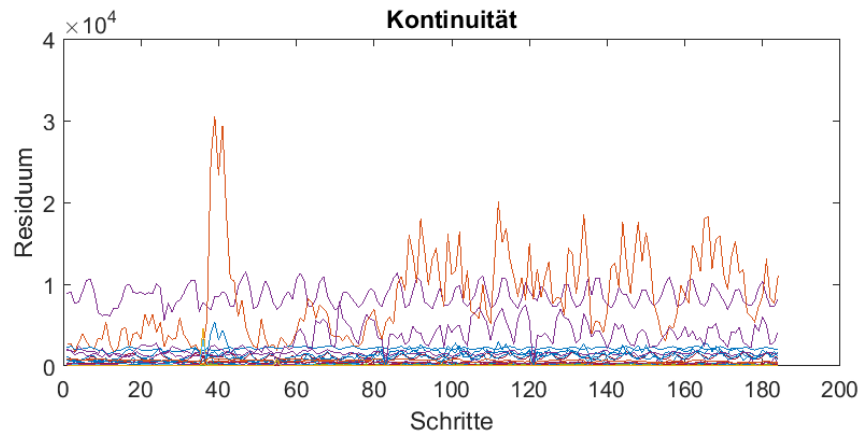


Abbildung 6.14.: Die letzten Kontinuitätsresiduumwerte der einzelnen Blöcke in LINARS für den Fall mit Kühlluft

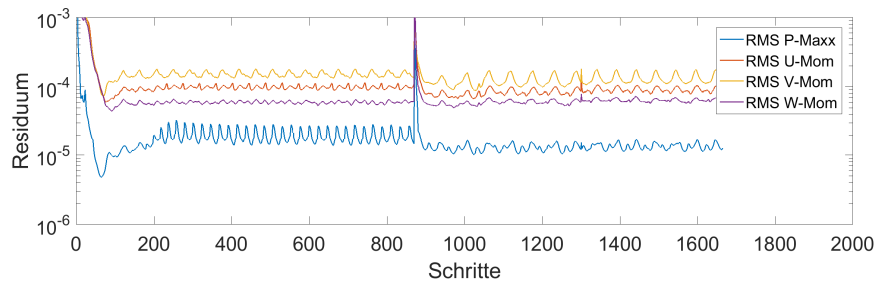


Abbildung 6.15.: Residuum in CFX für den Fall mit Kühlluft

7. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Messungen und Simulationen miteinander verglichen und diskutiert. Dabei wurden für alle Rechnungen die Randbedingungen aus den Messungen mit Kühlluft verwendet. Somit lässt sich der Einfluss der Kühlluft einfacher beurteilen, da der Einfluss der sich ändernden Randbedingungen nicht vorhanden ist. Allerdings können Simulationen ohne Kühlluft mit den Messungen nur qualitativ verglichen werden. Aus Gründen der Vertraulichkeit wurden alle Diagramme und Tabellen, die Totaldruck, Totaltemperatur, Massenströme oder Geschwindigkeiten des Hauptströmung enthalten, auf den jeweiligen Maximalwert der Messung mit Kühlströmung normalisiert. Sind keine Messergebnisse vorhanden wurde auf die umfangsgemittelten Maximalwerte der LINARS-Simulation mit Kühlluft bezogen (Ebene NS). Die Strömungswinkel wurden ohne Absolutpunkt dargestellt. Die gleichen Strömungsgrößen wurden in der Spaltströmung auf die FI(forward innen) Cavity (vgl. Abb. 7.11) bezogen. In allen Diagrammen sind die Werte der Simulationen und der Messung, mit Ausnahme der streamwise Vorticity (Wirbelstärke in Strömungsrichtung), über den Umfang massengemittelt. Die Diagramme mit streamwise Vorticity wurden arithmetisch gemittelt.

Die Positionen der ausgewerteten Ebenen sind in der Abb. 7.1 dargestellt. Die Ebene NS ist direkt nach dem Hochdruckstator. Die Ebene B befindet sich nach dem Rotor jedoch in der MTF Domain. Dadurch befindet sich eine Mixing Plane zwischen dem Rotor Domain und dem MTF Domain. Um den Einfluss der Mixing Plane zu verringern wird die Ebene VB im Rotor Domain eingeführt. Die Ebene C befindet sich nach dem MTF in dem Niederdruckstator-Domain.

Durch die Kühlluftströmung sinkt der Wirkungsgrad in der Hochdruckturbinenstufe der LINARS Simulationen um 0.35 Prozentpunkte.

7. Ergebnisse

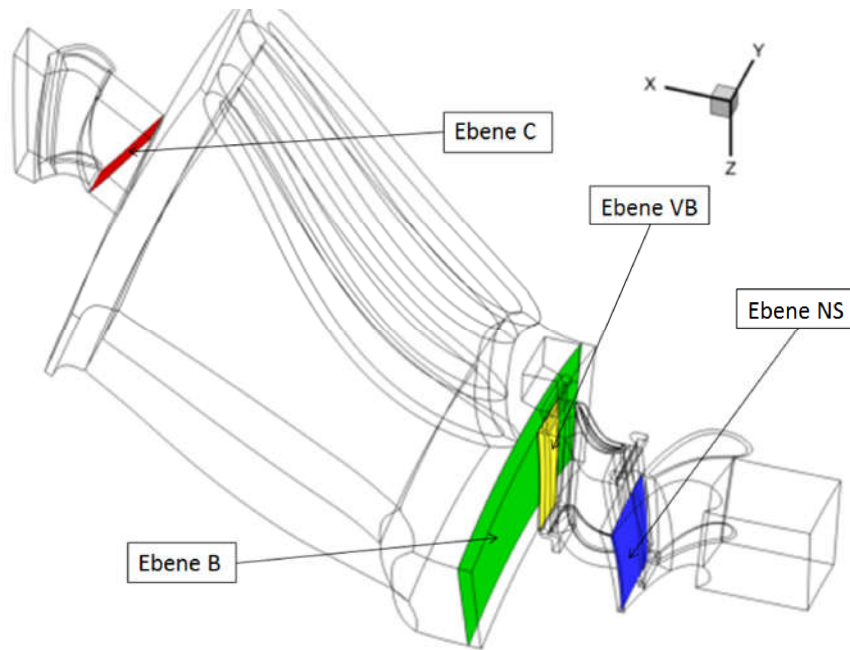


Abbildung 7.1.: Messebenen

7.1. Massenströme

Die berechneten und gemessenen Massenströme sind in Tab. 7.1 angegeben. Bei der CFX Simulation strömt geringfügig mehr Masse aus. Bei den LINARS Ergebnissen sind die Massenströme der hinteren Cavitys ungenauer getroffen. In den Cavitys entstehen größere Wirbel, wie in den Abb. 7.13-7.16 zu erkennen ist. Diese Wirbel führen zu instationärem Verhalten. Dadurch wird das Einstellen der Massenströme erschwert. Durch einen Tippfehler ist bei CFX in der inneren Cavity vor dem Rotor ein erhöhter Massenstrom.

7.2. Rotorströmung

In diesem Kapitel wird die Strömung im Rotor behandelt. Dabei wird der Einfluss der Kühlluft auf die gemittelten Werte der Ebene VB, die Sekundärströmung um den Rotor und die Strömung in den Cavitys dargestellt.

7.2.1. Ebene B

Die umfangs- und massengemittelten Ergebnisse der Ebene B von der Variante ohne Kühlluft sind im Appendix in Abb. A.1 und von der mit Kühlluft in Abb. A.2 dargestellt. In beiden Ergebnissen wurden die Randbedingungen der Messung mit Kühlluft verwendet. Dadurch entsteht eine Verschiebung des Totaldrucks zwischen

7. Ergebnisse

Tabelle 7.1.: Massenströme

	LINARS		CFX		Messung	
	mK	oK	mK	oK	mK	oK
-						
$\frac{\dot{m}_{Ein}}{\dot{m}_{EinMessung}}$	0.98 [-]	0.98 [-]	0.98 [-]	0.98 [-]	1.00 [-]	0.99 [-]
$\frac{\dot{m}_{Aus}}{\dot{m}_{EinMessung}}$	1.00 [-]	0.98 [-]	1,01 [-]	0.98 [-]	1.02 [-]	0.99 [-]
	Cavity Eingänge					
$\frac{\dot{m}_{CavFA}}{\dot{m}_{CavFIMessung}}$	0.67 [-]	-	0.67 [-]	-	0.67 [-]	-
$\frac{\dot{m}_{CavFI}}{\dot{m}_{CavFIMessung}}$	0.98 [-]	-	1.24 [-]	-	1.00 [-]	-
$\frac{\dot{m}_{CavAA}}{\dot{m}_{CavFIMessung}}$	0.88 [-]	-	0.95 [-]	-	0.95 [-]	-
$\frac{\dot{m}_{CavAI}}{\dot{m}_{CavFIMessung}}$	0.82 [-]	-	0.89 [-]	-	0.89 [-]	-

FA(forward aussen)...Cavity vor Rotor aussen

FI(forward innen)...Cavity vor Rotor innen

AA(after aussen)...Cavity nach Rotor aussen

AI(after innen)...Cavity nach Rotor innen

7. Ergebnisse

Simulation und Messung für den Fall ohne Kühlluft (A.1a). Vor allem beim Vergleich des Pitch-Winkels zwischen den Ebenen B (mit Kühlluft: A.2f ohne Kühlluft: A.1f) und VB (mit Kühlluft: 7.3f ohne Kühlluft: 7.2f) wirken die Simulationsergebnisse an der Ebene B geglättet. Diese Glättung kommt durch die Mixing Plane, welche zwischen Ebene B und VB angeordnet ist. Deswegen werden die Messergebnisse der Ebene B mit den Simulationsergebnissen der Ebene VB verglichen, die etwas stromaufwärts liegt.

7.2.2. Ebene VB

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse der Ebene B mit den Simulationsergebnissen der etwas stromaufwärts liegenden Ebene VB verglichen. Der Versatz zwischen den Ebenen beträgt 6mm

Variante ohne Kühlluft

Abb. 7.2 stellt die umfangs- und massengemittelten Ergebnisse von der Simulation ohne Kühlluft der Ebene VB und die Messergebnisse der Ebene B dar. Hier können nur qualitative Aussagen gewonnen werden, da für die Simulation die Randbedingungen mit Kühlluft verwendet werden (siehe Kap. 6.4).

In den meisten Diagrammen ist der Einfluss der Wirbel deutlich erkennbar. Die Wirbel sind von außen nach innen: Tip-Leakage-Vortex, äußerer Passage-Vortex, äußerer Wall-Vortex, innerer Wall-Vortex und innerer Passage-Vortex und sind durch die Extrema zu erkennen. Die Wirbel sind in der Messung am geringsten sichtbar und in den LINARS-Werten am stärksten. Bei der Messung ist der innere Passage Vortex nicht eindeutig erkennbar. Bei Druck und Temperatur ist der Einfluss der anderen Wirbel auch geringer ausgebildet.

Die Abb. 7.2b zeigt den statischen Druck. Hier sinkt über der Kanalhöhe der Druck bei allen Ergebnissen, bei der Messung sinkt er stärker. Diese Tendenz entsteht durch die mit dem Radius steigende Geschwindigkeit (7.2g).

Die Abb. 7.2c zeigt die Totaltemperatur. Hier ist der Einfluss des Passage Vortex im Vergleich, zwischen den Simulationen, in CFX geringer.

Die Temperatur ist in Abb. 7.2d dargestellt. Hier zeigen die beiden Simulationen großteils die gleichen Tendenzen. Die Messwerte sinken über den Radius um einiges mehr. Im äußeren Bereich entsteht zwischen den Ergebnissen ein qualitativer Unterschied. Hier sind die Einflüsse der einzelnen Wirbel vor allem bei den Simulationen nicht eindeutig zuzuordnen.

Die Winkel Yaw und Pitch sind in den Abb. 7.2e und 7.2f abgebildet. Beim Yaw-Winkel verhalten sich die Simulationen sehr ähnlich, jedoch sind die Wirbel im äußeren Teil des Kanals in der LINARS-Simulation stärker ausgeprägt. In diesem Gebiet sind die qualitativen Eigenschaften zwischen CFX und Messung ähnlich, aber mit einem Unterschied von etwa 5° . Weiters sind beim Yaw-Winkel die Werte im mittleren Bereich sehr ähnlich, im inneren Bereich ist der Einfluss der Wirbel auf die Messung geringer. Beim Pitch-Winkel (Radial-Winkel) verhalten sich alle 3 Ergebnisse im inneren Bereich

7. Ergebnisse

ähnlich. Der äußere Passage-Vortex hat auf die CFX-Lösung und die Messung einen identischen Einfluss, welcher bei LINARS nicht zu erkennen ist.

Abb. 7.2h zeigt die streamwise Vorticity. Die Simulationen verhalten sich sehr ähnlich. Der Einfluss der Sekundärströmungen ist über die gesamte Kanalhöhe bei LINARS intensiver. Der innere Passage-Vortex ist qualitativ etwas unterschiedlich ausgeprägt.

Variante mit Kühlluft

Die Abb. 7.3 vergleicht verschiedene Strömungsgrößen der Messung mit denen der Simulationen über die relative Kanalhöhe. In den meisten Diagrammen ist der Einfluss durch die Sekundär-Wirbel zu erkennen. Die Wirbel sind wider von außen nach innen: Tip-Leakage-Vortex, äußerer Passage-Vortex, äußerer Wall-Vortex, innerer Wall-Vortex und der innere Passage-Vortex. Die Wirbel sind in der Messung am geringsten und in den LINARS-Werten am stärksten ausgeprägt. Bei der Messung ist der innere Passage-Vortex in den meisten Abbildungen kaum zu erkennen und bei Druck und Temperatur ist der Einfluss der anderen Wirbel auch sehr undeutlich. Weiters ist zwischen den Simulationen ein radialer Versatz der inneren Wirbel beim Totaldruck, statischen Druck, Totaltemperatur, Yaw-Winkel, Mach-Zahl und der streamwise Vorticity, zu erkennen.

Abb. 7.3b stellt den statischen Druck dar. Hier sinkt der Druck über die Kanalhöhe bei allen Ergebnissen, da die Geschwindigkeit über den Radius steigt (7.3g).

Die Abb. 7.3c zeigt die Totaltemperatur. Hier ist der Einfluss des Passage Vortex im Vergleich, zwischen den Simulationen, in CFX geringer.

Die statische Temperatur wird in der Abb. 7.3d angezeigt. Hier verhalten sich die Simulationen ähnlich. Gemeinsamkeiten zwischen Messungen und Simulation sind nur bedingt vorhanden.

Die Winkel Yaw und Pitch sind in 7.3e und 7.3f dargestellt. Die Simulationen verhalten sich tendenziell ähnlich. Natürlich entsteht durch die axiale Verschiebung zwischen Mess- und Simulationsebene ein Unterschied. Beim Pitch-Winkel (Radialer-Winkel) ist dieser Unterschied deutlich zu erkennen. Dieser Winkel steigt mit dem Radius in der Messung, aber sinkt in den Simulationen. Der Einfluss des äußeren Passage-Vortex sieht bei der CFX-Lösung und der Messung identisch aus, bei LINARS fällt dieser Einfluss etwas geringer aus. Beim Yaw-Winkel sind die Einflüsse der Wirbel in allen Ergebnissen erkennbar.

Die Abb. 7.3h zeigt die streamwise Vorticity der Simulationen. Die Wirbel sind außen bei CFX und innen bei LINARS stärker.

Vergleich der Varianten mit und ohne Kühlluft

Die umfangs- und massengemittelten LINARS-Simulationen mit und ohne Kühlluft sind in der Abb. 7.4 dargestellt. Grundsätzlich wandert der Einflussbereich der Wirbel durch die Kühlluft Richtung Kanalmitte. Damit schrumpft die durch Wirbel unbeeinflusste Zone ungefähr von 30-75% auf 35-70%. Natürlich hat die Kühlluft großen Einfluss auf den Pitch-Winkel (Abb. 7.4e). Durch diese zusätzliche Strömung wird der Kanalströmung vor allem am Rand mit einer radialen Komponente versehen. Dies wirkt

7. Ergebnisse

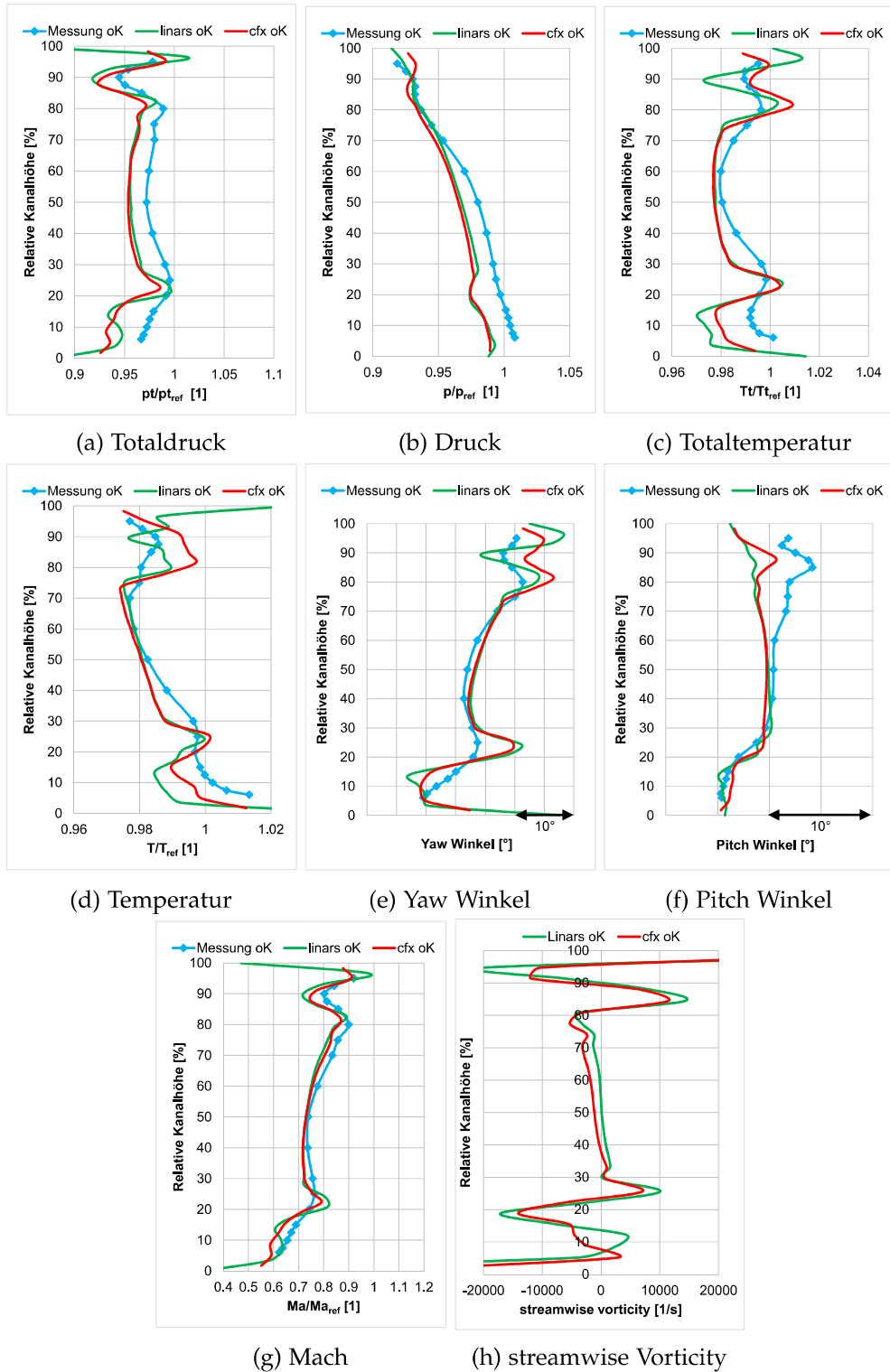


Abbildung 7.2.: Umfangs- und massenmittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene VB

7. Ergebnisse

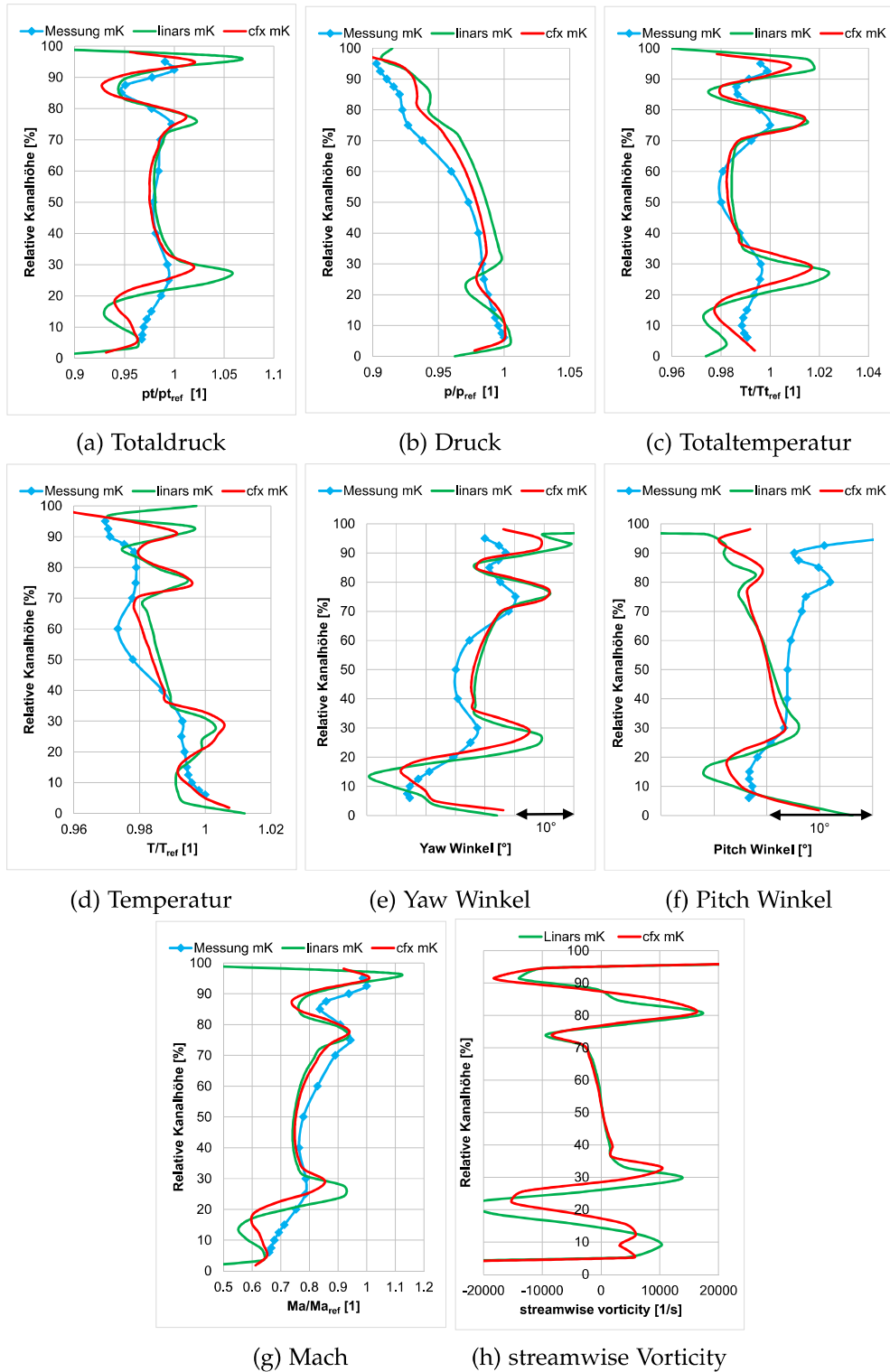


Abbildung 7.3.: Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene VB

sich innen mit einer positiven und außen mit einer negativen Verschiebung aus. Weiters sind beim Pitch-Winkel die Wirbel durch die Kühlluft besser erkennbar.

Außerdem erhöhen sich durch die Kühlluft der Totaldruck, die Totaltemperatur und die Machzahl merklich.

7.2.3. Wirbel am Rotor

In den Abbildungen 7.5 - 7.9 sind die Sekundärwirbel im Schaufelkanal des Rotors mit LINARS berechnet und dargestellt. Die Contourplots zeigen die Vorticity in Strömungsrichtung, wobei für die Erstellung die Relativgeschwindigkeiten verwendet wurden. Abb. 7.5 und 7.6 zeigen die Wirbel im inneren Bereich des Schaufelkanals. Die roten und rosa Streamlines vor der Schaufel zeigen den Horse-Shoe-Vortex. Dieser Vortex teilt sich in den Suction-Side-Horse-Shoe-Vortex (SSV) (rosa) und den Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex (PSV) (rot) auf. Diese beiden Wirbel drehen in entgegengesetzte Richtungen, wie auf dem Bild 7.5b zu erkennen ist. Nachdem der Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex auf die Saugseite hinüberwandert, bildet er die Hauptströmungskomponente des Passage Vortex (PV) und der Suction-Side-Horse-Shoe-Vortex dreht sich um diesen. Der Passage-Vortex wird zusätzlich beeinflusst durch die Grenzschicht, die Querströmungen der Endwall, den Leading-Edge-Corner-Vortex und die Hauptströmung. Durch diesen Passage-Vortex entsteht in Wandnähe ein Wall-Vortex (WV) (grün). Dieser Wall-Vortex dreht gegensätzlich zu dem Passage-Vortex und ist in den Abb. 7.5c und 7.6c dargestellt.

In den Abbildungen 7.9a und 7.9b ist stromabwärts der Hinterkante der Trailing-Vortex-Sheet (TVS) zu erkennen. Dieser Wirbel entsteht an der Hinterkante durch die unterschiedlichen Strömungsrichtungen zwischen Saug- und Druckseite. In den selben Bildern ist der Concentrated-Shed-Vortex (CSV) dargestellt. Dieser Wirbel entsteht ähnlich wie der Trailing-Vortex-Sheet, jedoch löst sich an der Saugseitenhinterkante durch den Passage-Vortex die Strömung ab und führt zu einer punktförmigen Wirbelstruktur. Am äußeren Ende der Schaufel entstehen die gegenläufigen Äquivalente des Passage-Vortex, des Wall-Vortex, des Trailing-Vortex-Sheet und des Concentrated-Shed-Vortex.

Die Wirbel im äußeren Bereich des Schaufelkanals sind in den Abb. 7.7 und 7.8 gezeigt. Hier sind die Stromlinien des Passage-Vortex türkis, des Wall-Vortex grün und des Tip-Leakage-Vortex (TLV) (gelb) dargestellt. Dieser Tip-Leakage-Vortex entsteht durch die Spaltströmung und ist im Kapitel 4.2 näher beschrieben. In der Abb. 7.7d und 7.8d ist noch der Scraping-Vortex (SV) zu erkennen. Dieser Wirbel entsteht durch die Interaktion des Passage und des Tip-Leakage-Vortex.

In den Abb. 7.7b und 7.8b ist die ungefähre Position der Entstehung des Wall-Vortex dargestellt. Dabei entsteht dieser äußere Wall-Vortex vor dem inneren Wall-Vortex gemessen an der relativen Schaufellänge.

7. Ergebnisse

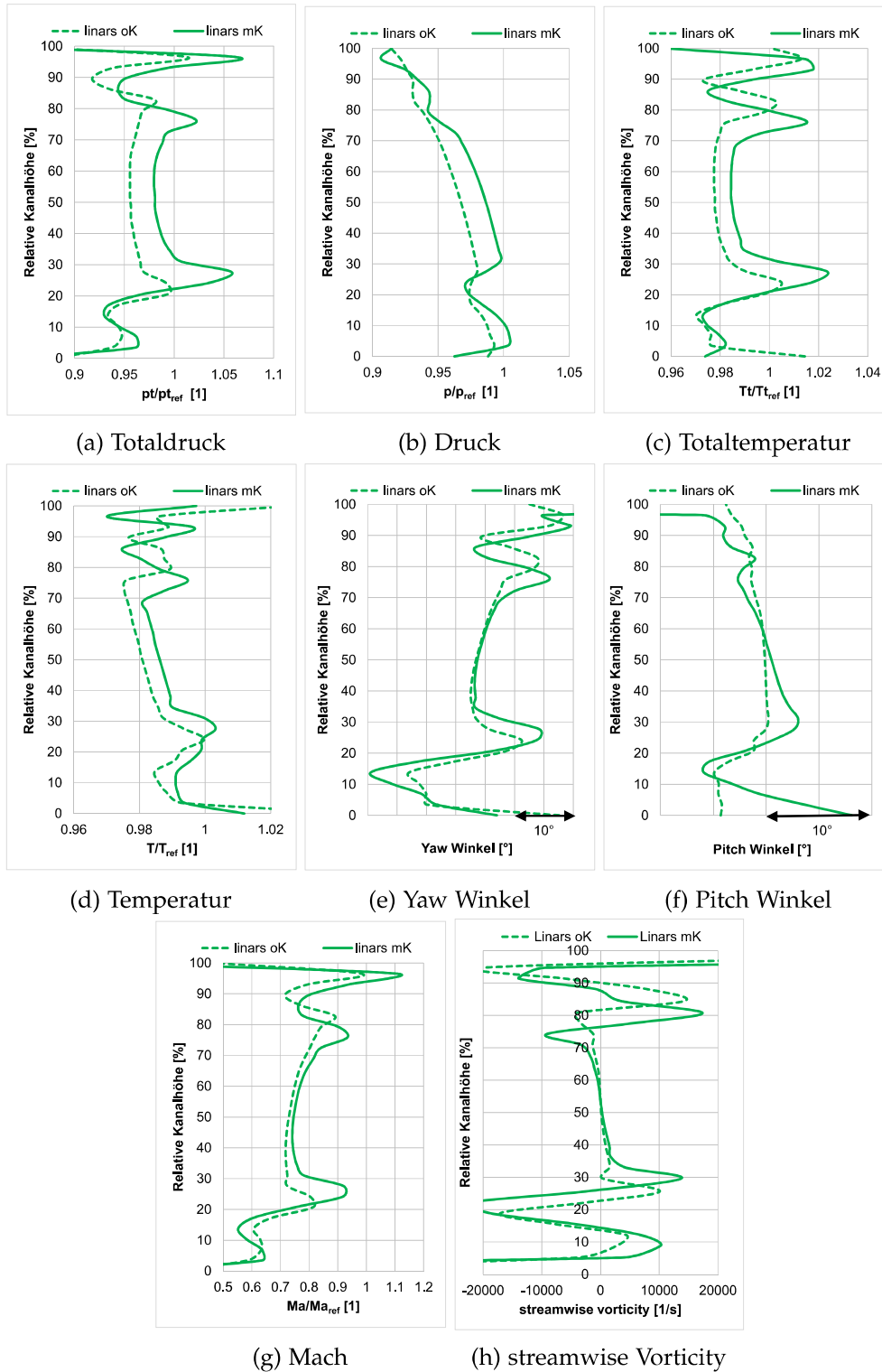


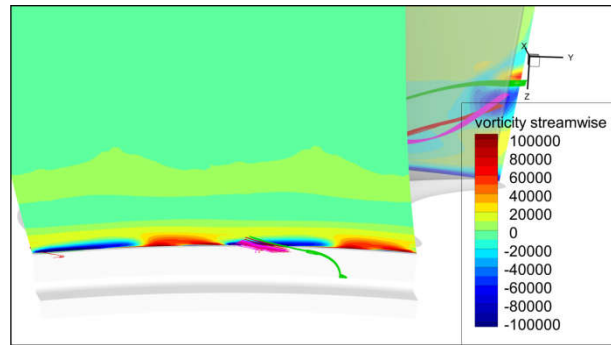
Abbildung 7.4.: umfangs- und massengemittelte LINARS-Werte in der Ebene VB

7.2.4. Unterschiede durch die Kühlluft

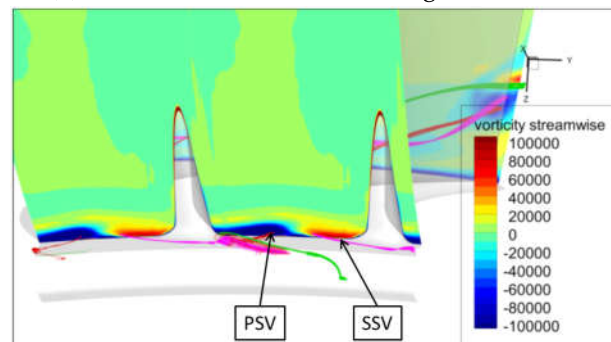
Innere Wirbel

In den Abb. 7.5a und 7.6a ist die Vorticity in Strömungsrichtung nach der vorderen Cavity dargestellt. Abb. 7.5a zeigt eine Schnittebene der streamwise Vorticity ohne Kühlluft direkt am Rotorbeginn. Es entstehen in Wandnähe zwei verschiedene Zonen, in denen die Strömung in unterschiedliche Richtungen dreht. Diese Zonen entstehen durch den Horse-Shoe-Vortex. Bei der Konfiguration mit Kühlluft (7.6a) hat diese zusätzliche radiale Strömung auch Einfluss auf die streamwise Vorticity, somit entsteht eine andere Struktur wie in der Konfiguration ohne Kühlluft. Im weiteren Verlauf ist den Stromlinien des Cavity-Induced-Vortex (türkis) besondere Aufmerksamkeit zu widmen. In den Abb. 7.5b und 7.6b sieht man wie die Struktur durch die Kühlluft komplexer wird und der radiale Einflussbereich der Sekundärströmung steigt. Der Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex bei Kühlluftströmung bleibt (Bild: 7.5b und 7.6b) bis zu dieser axialen Position nahe an der Druckseite der Schaufel. Der Suction-Side-Horse-Shoe-Vortex bleibt an der Saugseite. Zusätzlich entsteht durch die Kühlluft ein weiterer Wirbel. Dieser Wirbel wird Cavity-Induced-Vortex (türkis) genannt. In der Abb. 7.6c sieht man, wie in der Variation mit Kühlluft der Suction- und Pressure-Side-Vortex sehr nahe an die Schaufelwand strömt und erst an der Wand nach außen wandert. Der Passage-Vortex scheint durch den Cavity-Induced-Vortex am meisten beeinflusst zu werden. Im Gegensatz zu der Konfiguration ohne Kühlluft (7.5c), hier wird der Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex zum Passage-Vortex.. Der radiale und tangential Einflussbereich des Passage-Vortex ist ohne Kühlluft geringer. In diesen beiden Bildern ist noch zu erkennen, wo der Wall-Vortex an der Wand entsteht. In den letzten beiden Abbildungen 7.5d und 7.6d sieht man, dass in der Austrittsebene die Vorticity und der Einflussbereich durch die Kühlluft wachsen.

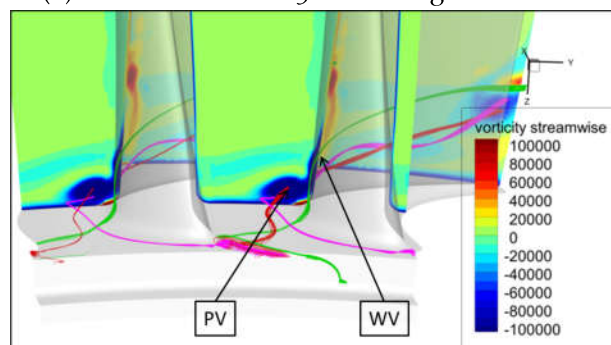
7. Ergebnisse



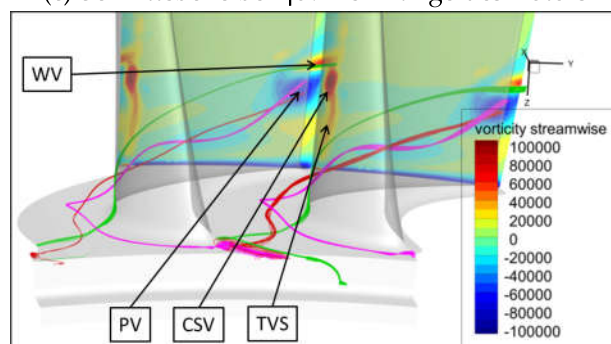
(a) Schnittebene bei 2% rel. Länge des Rotors



(b) Schnittebene bei 13% rel. Länge des Rotors



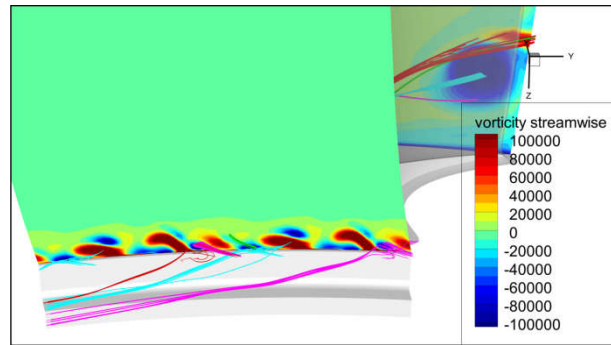
(c) Schnittebene bei 48% rel. Länge des Rotors



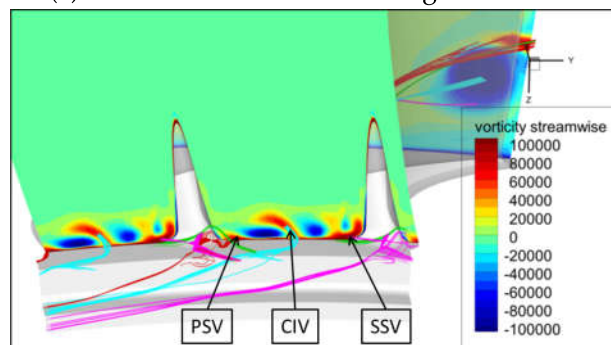
(d) Schnittebene bei 89% rel. Länge des Rotors

Abbildung 7.5.: innere Wirbel des Rotors ohne Kühlluft

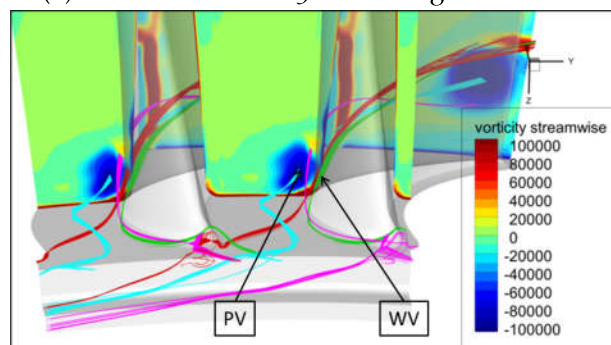
7. Ergebnisse



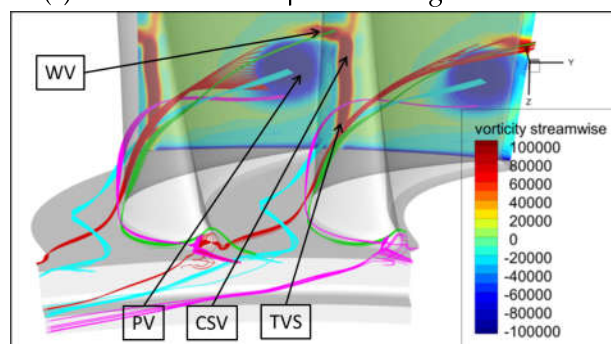
(a) Schnittebene bei 2% rel. Länge des Rotors



(b) Schnittebene bei 13% rel. Länge des Rotors



(c) Schnittebene bei 48% rel. Länge des Rotors



(d) Schnittebene bei 89% rel. Länge des Rotors

Abbildung 7.6.: innere Wirbel des Rotors mit Kühlluft

Äußere Wirbel

In den Abb. 7.7a und 7.8a ist der vorderste Konturplot nach der äußeren Cavity dargestellt. Die Konfiguration mit Kühlluft zweigt in Wandnähe eine komplexere Struktur. Die Bilder 7.7b und 7.8b zeigen den Passage-Vortex (türkis) und den Wall-Vortex (grün). Durch die Kühlluft sinkt der Passage-Vortex weiter in den Schaufelkanal. Der Wall-Vortex entsteht mit Kühlluft früher als sein Äquivalent ohne Kühlluft und wandert weiter nach innen. In den Bildern 7.7c und 7.8c ist der Einflussbereich des Tip-Leakage-Vortex zu erkennen, welcher durch die Kühlluftströmung vergrößert wird. Die Abb. 7.7d und 7.8d zeigen die streamwise Vorticity in einer Ebene nach den Schaufeln. Hier ist zu erkennen, wie die Kühlluft zu einem deutlich ausgebildeten Scraping-Vortex führt.

Shed Vortex

Der Einfluss des Shed-Vortex ist in der Abb. 7.9 dargestellt. Beide Bilder zeigen die projizierten Stromlinien an der Schaufel und die Verteilung der Vorticity der relativen Geschwindigkeiten in Strömungsrichtung. Im unteren Bereich des Kanal ist hinter der Schaufelkante die streamwise Vorticity positiv. Diese linienförmige Struktur ist der untere Trailing-Vortex-Sheet und die stärkere punktförmige Struktur ist der Concentrated-Shed-Vortex. Im oberen Bereich prägt sich der Trailing-Vortex-Sheet nicht so stark aus, aber der Concentrated-Shed-Vortex hebt sich deutlich hervor.

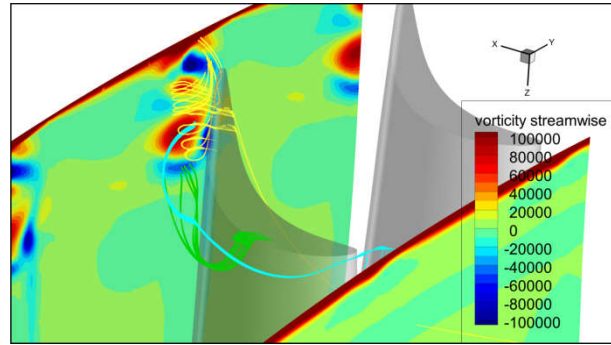
Temperatur an der Rotorschaukel

In der Abb. 7.10 ist die Temperatur am Rotor mit LINARS in den Varianten ohne und mit Kühlluft dargestellt. Die Strömungstemperatur an der Schaufel und an der Innenkontur wird durch die Kühlluft deutlich reduziert. Das Maximum an der Innenkontur wird durch die Kühlströmung von 412 K auf 392 K verringert. In der Konfiguration ohne Kühlluft entsteht unter der Spaltströmung an der Saugseite ein Temperaturmaximum. An dieser Stelle wandern die Stromlinien des Wall-Vortex vom Spalt an der Schaufelspitze in den Kanal. Durch die Kühlluftströmung entsteht an dieser Stelle kein Temperaturmaximum und die Stromlinien des Wall-Vortex kommen nicht aus dem Spalt. Ohne Kühlluft entsteht an der Nabe zwischen den Side-Vortices und der Cavity-Ausströmkante ein Bereich mit höheren Temperaturen. An dieser Stelle ist in der Variante mit Kühlluft der Cavity-Induced-Vortex. Dieser Wirbel reduziert die Temperatur an der Nabe. An der Schaufelspitze bleiben die Temperaturen ohne Kühlluft niedrig und erhöhen sich durch die Kühlluft. In der Abb. 7.10c und 7.10d ist die Schaufelspitze mit Blick gegen die Strömungsrichtung mit einer Temperaturebene vor der Schaufel dargestellt. Zusätzlich sind rote und grüne Stromlinien vorhanden. Diese grünen Stromlinien zeigen die Strömungsrichtung im unteren Bereich des Spaltstroms an der vorderen Schaufelspitze und die roten den oberen Bereich des Spaltstroms. In Abb. 7.10c (ohne Kühlluft) wandern die unteren grünen Stromlinien aus dem kühlen Kanalbereich zur Druckseite der Schaufel, und danach über den Spalt an der Saugseite

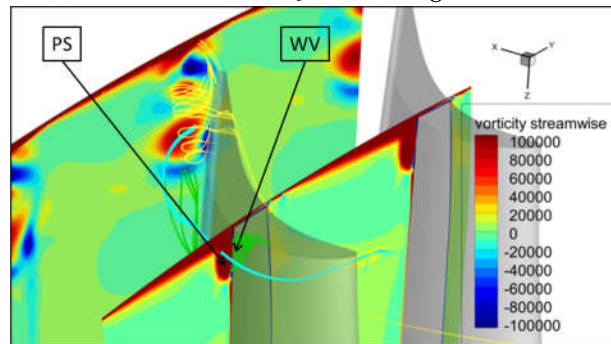
7. Ergebnisse

wieder nach innen. Die oberen roten Stromlinien, welche von der heißen Randschicht vor dem Rotor in den Spalt fließen, im Spalt die Richtung ändern und ihn ungefähr axial verlassen, erhitzen die Schaufelspitze nicht merkbar. In der Abb. 7.10d (mit Kühlluft) wandern die oberen roten und die unteren grünen Stromlinien von einer kühlen Randschicht über die Saugseite in den vorderen Spalt. Im Spalt drehen sich vor allem die unteren grünen Stromlinien und treten wieder an der Saugseite aus. Der Großteil der oberen Stromlinien beinhalten eine ähnliche Richtung und verlassen den Spalt an der Druckseite. Die ganz äußeren Stromlinien werden also nur wenig von der Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite beeinflusst. Da die Spitze eine erhöhte Temperatur besitzt, jedoch von keinem heißen Fluid umströmt ist, wird eine Erhitzung durch Reibung vermutet.

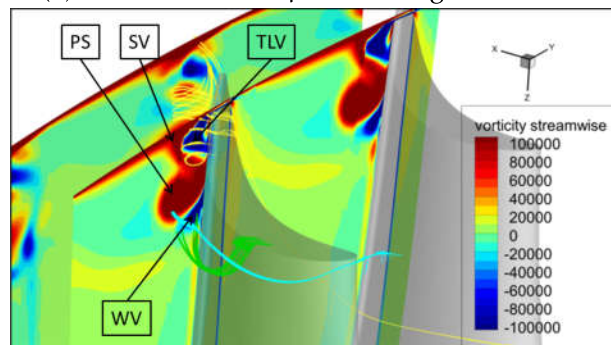
7. Ergebnisse



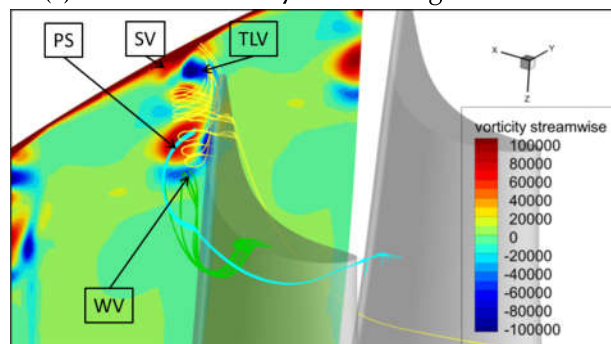
(a) Schnittebene bei 13% rel. Länge des Rotors



(b) Schnittebene bei 42% rel. Länge des Rotors



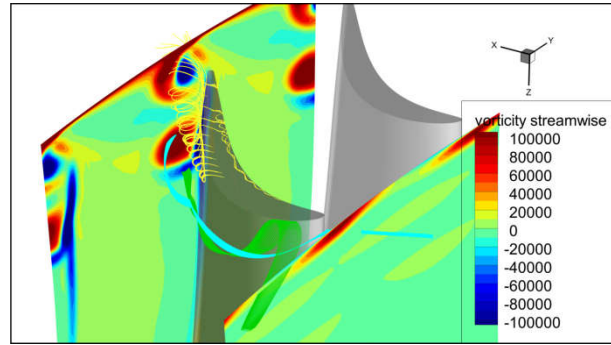
(c) Schnittebene bei 70% rel. Länge des Rotors



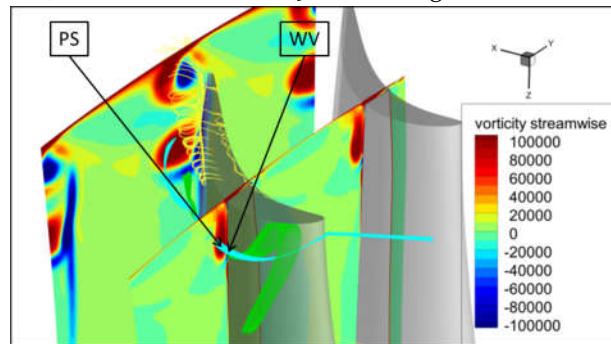
(d) Schnittebene bei 89% rel. Länge des Rotors

Abbildung 7.7.: äußere Wirbel des Rotors ohne Kühlluft

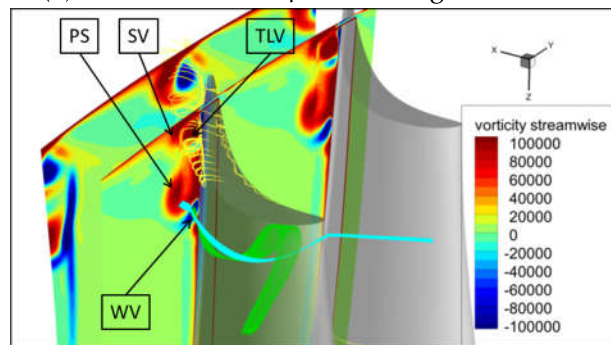
7. Ergebnisse



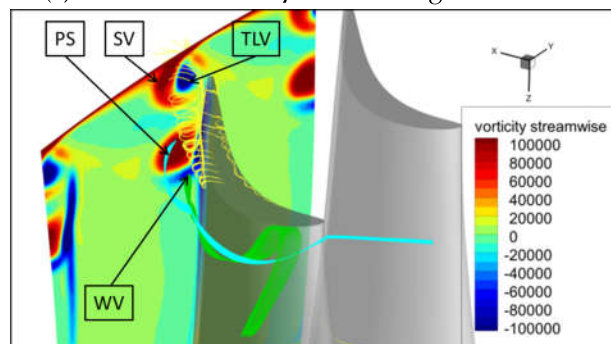
(a) Schnittebene bei 13% rel. Länge des Rotors



(b) Schnittebene bei 42% rel. Länge des Rotors



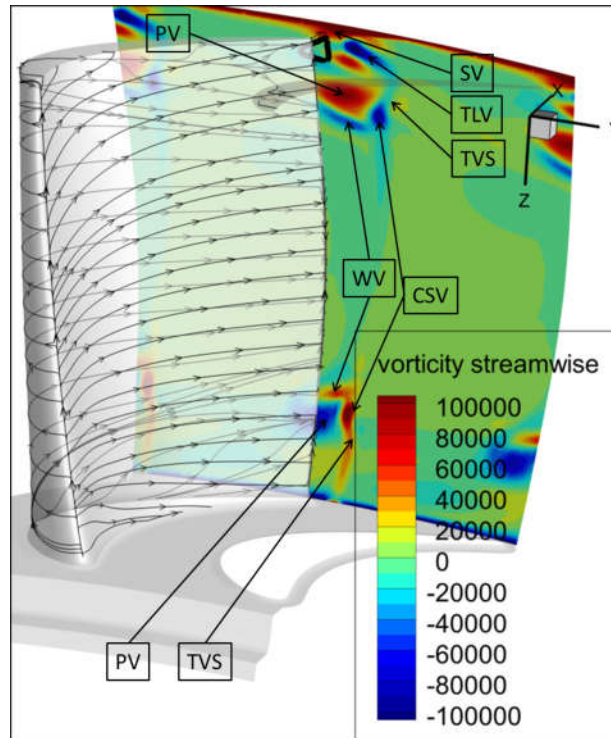
(c) Schnittebene bei 70% rel. Länge des Rotors



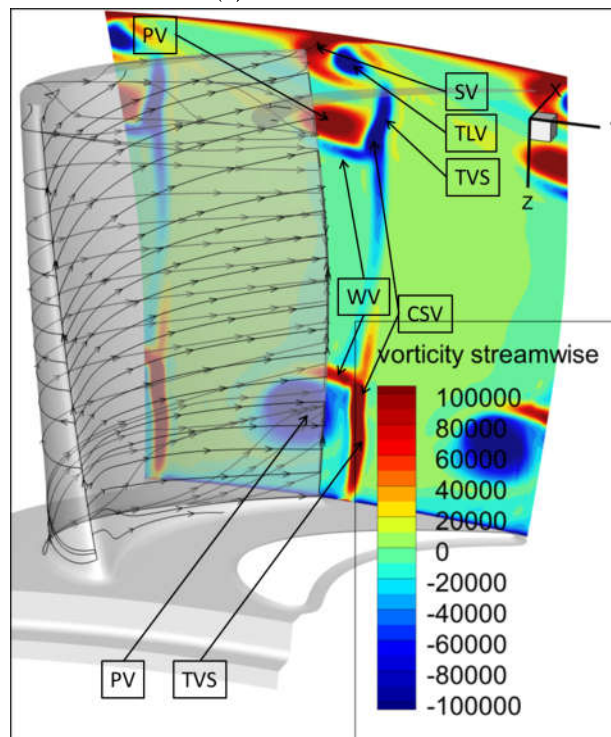
(d) Schnittebene bei 89% rel. Länge des Rotors

Abbildung 7.8.: äußere Wirbel des Rotors mit Kühlluft

7. Ergebnisse



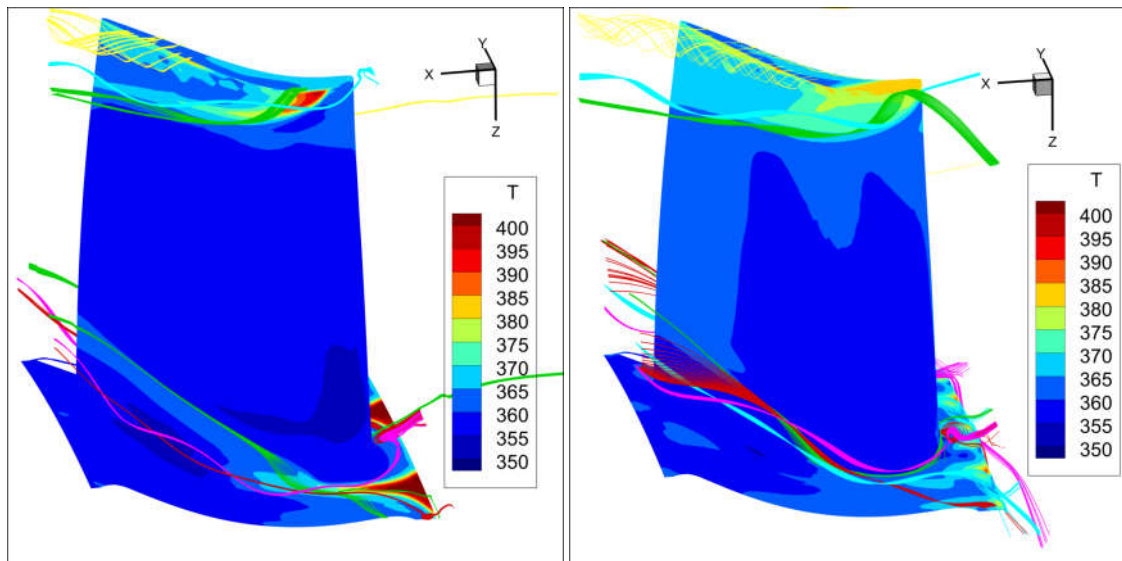
(a) ohne Kühlluft



(b) mit Kühlluft

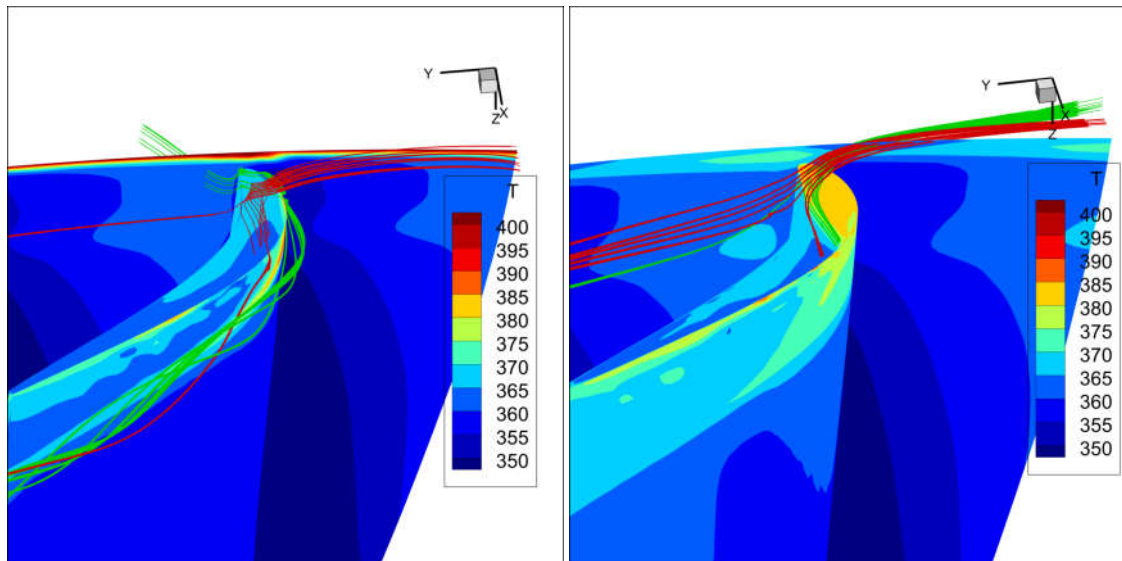
Abbildung 7.9.: Shed Vortex am Rotor

7. Ergebnisse



(a) ohne Kühlluft

(b) mit Kühlluft



(c) Spitze ohne Kühlluft mit Blick gegen Strömungsrichtung (d) Spitze mit Kühlluft Blick gegen Strömungsrichtung

Abbildung 7.10.: Temperatur am Rotor mit LINARS und den Stromlinien der Wirbel

7.2.5. Strömung in den Cavities

In den Abb. 7.13 und 7.16 sind die Stromlinien der Cavities und der statische Druck mit bzw. ohne Kühlluft angegeben. Die Positionierung der ausgearbeiteten Ebenen ist in Abb. 7.11 dargestellt. Bei den Beschriftungen beschreibt der erste Buchstabe die axiale Position der Cavity (F für forward (vor dem Rotor), und A für After (nach dem Rotor)). Der zweite Buchstabe ist A für außen oder I für innen und beschreibt die radiale Position. Die Zahlen beschreiben die tangential Position. 0% ist ungefähr axial vor der Schaufelvorderkante, oder axial nach der Schaufelhinterkante und mit steigender Zahl wandert die Position von Saugseite Richtung Druckseite. Diese tangential Position wird in Abb. 7.11 mittels Farbcode dargestellt. Dabei zeigt gelb die 0%, rot die ~ 25%, grün die ~ 55% und blau die ~ 88% Position.

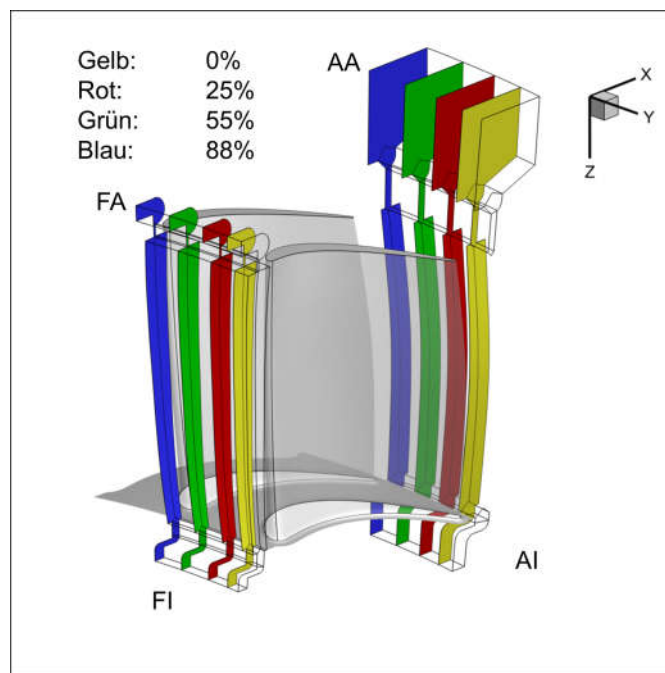


Abbildung 7.11.: Positionen der ausgearbeiteten Ebenen in den Cavities

Variante ohne Kühlluft

In den Abb. 7.13a bis 7.13d wechselt die Richtung der Strömung über die Kanalbreite von aus zu einströmen in die Cavity. Der Wirbel wandert mit tangentialer Position auch in axiale Richtung. Bis sich dieser Wirbel an die Gegenwand anlegt. Dies wird durch den unterschiedlichen statischen Druck in der Hauptströmung gesteuert.

Die untere Cavity vor dem Rotor ohne Kühlluft ist in der Bilderreihe 7.13e bis 7.13h festgehalten. Bei 0% entsteht in der Cavity an dem Hauptkanal ein Wirbel mit größerem Totwassergebiet an der linken Seite der Cavity. Durch die Strömung im Hauptkanal dreht sich dieser Wirbel in den Uhrzeigersinn und zieht einen Teil der

7. Ergebnisse

Hauptströmung in die Cavity. Bei 25% wandert dieser Wirbel an die gegenüberliegende Seite und treibt somit Medium aus der Cavity hinaus. Mit der Breite des Schaufelkanals wandert der Wirbel wieder an die linke Seite und weiter nach außen. Dabei sinkt der Einflussbereich des Wirbels. Es entsteht weiter innen ein weiterer Wirbel, welcher gegen den Uhrzeigersinn dreht. Dieser zweite Wirbel treibt das Medium aus der Cavity. In der nächsten Umfungsposition (88%) wird der erste Wirbel wieder größer, ist aber kleiner als bei 0% und treibt das Medium aus dem Schaufelkanal in die Cavity. Der zweite Wirbel ist nicht mehr zu erkennen.

Die Abb. 7.13i-7.13l zeigen die äußere Cavity nach dem Rotor über die Kanalbreite. Bei 0% ist der untere Wirbel tendenziell weiter rechts. Dieser Wirbel dreht gegen den Uhrzeigersinn und fördert somit Medium in den Hauptkanal. Etwas weiter außen liegt noch ein Wirbel. Dieser Wirbel dreht in die entgegengesetzte Richtung und ist auf der gegenüberliegenden Seite. Von 0 auf 25 % wechselt das Totwasser die Seite und liegt auf der gegenüberliegenden Seite an. Dadurch kann Fluid in die Cavity strömen. Von 25 auf 55% gibt es keine qualitativen Änderungen. Bei 88% ist der untere Wirbel wieder tendenziell weiter recht. Es strömt wieder Medium aus der Cavity

Die untere Cavity hinter dem Rotor in der Variante ohne Kühlluft ist in den Abb. 7.13m- 7.13p dargestellt. Man sieht, dass sich der Druckgradient der Hauptströmung in Umfangsrichtung von positiv auf negativ ändert. Bei 0% dreht der äußere Wirbel im Uhrzeigersinn. Das Totwasser dieses Wirbels belegt fast den ganzen Raum des Cavityausgangs, er lässt nur an linken Seite etwas Platz frei. Somit kann Medium aus der Cavity strömen. Der Raum des Totwassers wächst von 0 auf 25% und es wirkt, als ob kein Medium Austritt. Bei 55% ist das Totwasser wieder kleiner und es tritt Medium in die Cavity. Bei 88% tritt wieder Medium aus der Cavity aus.

Die Abb. 7.12 zeigt die Massenströme über die tangential Position der einzelnen Cavities. Um diese Massenströme zu ermitteln wurde eine Fläche zwischen Cavity und Hauptkanal verwendet. Tendenziell verhalten sich die meisten Massenströme der Cavities gleich, am Rand tritt Masse aus und dazwischen tritt Masse in die Cavity ein. Die FI Cavity verhält sich gegengleich. Dieses Diagramm gibt auch die Ergebnisse der Abb. 7.13 wieder.

7. Ergebnisse

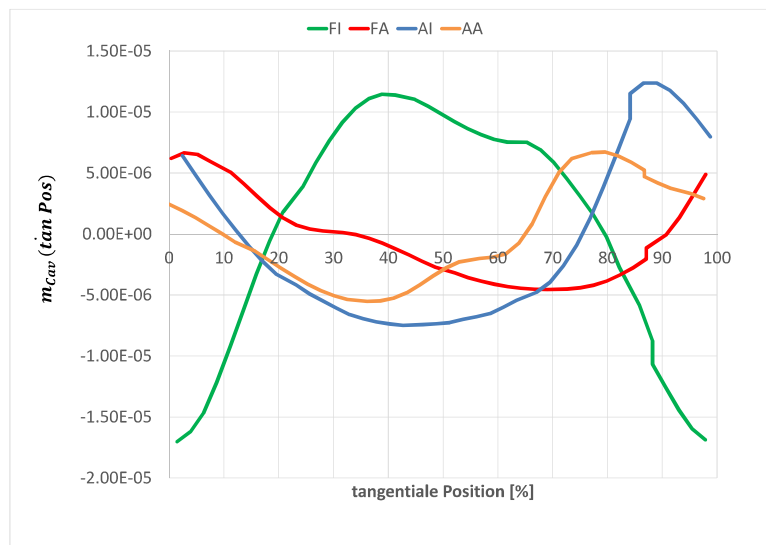


Abbildung 7.12.: Massenstromverteilung der Cavitys

Variante mit Kühlluft

Grundsätzlich strömen die meisten Kühlluftströmungen in den Hauptkanal, wobei nach der Cavity im Hauptkanal ein Totwassergebiet entsteht. Bei Cavity FI gibt es Gebiete an denen Medium in die Cavity strömt. Die Größe des Totwassers hängt von der Druckverteilung in der jeweiligen Umfangsposition ab.

Die äußere Cavity vor dem Rotor mit Kühlluft zeigen die Abb. 7.16a - 7.16d. Bei allen 4 Bildern entsteht außen ein Rückströmgebiet. Die qualitative Strömung bleibt über die Kanalbreite gleich.

Die Abb. 7.16e- 7.16h zeigen die Strömung in der inneren Cavity vor dem Rotor mit Kühlluft. Bei 0% erzeugen die zwei Wirbel am Cavityaustritt ein größeres Totwasser, wodurch der Massenstrom zwischen Cavity und Hauptkanal in diesem Bereich geringer ist. Ursache ist der geringe Druckunterschied. Der Druckunterschied ist bei 25% am größten. Dadurch sind zwei Quellen an der linken Seite der Cavity zu erkennen, die Zufluss von der Seite andeuten. Die Strömung tritt aus der Cavity steil aus und fließt anschließend an die Rotornabe. Bei 55% ist der Druckunterschied zwischen vorderer und hinterer Cavityaustrittskante am größten. Das Medium wird aus der Cavity in den Hauptkanal gezogen. Im Austrittsbereich der Cavity ist kein Wirbel und die Austrittsrichtung ist radial. Bei 88% ist der Druckunterschied wieder gering, zum Teil wird Medium aus dem Hauptkanal in die Cavity gezogen. Diese Stromlinien verlassen im weiteren Verlauf die Cavity wieder. Der Wirbel an der Austrittskante ist hier am stärksten ausgeprägt.

Die äußere Cavityströmung nach dem Rotor mit Kühlluft ist in den Abb. 7.16i - 7.16l dargestellt. Hier steigt der Druck am Cavityausgang von 0% auf 55%. Dieser Cavitydruck scheint auch Einfluss auf den kleinen Wirbel an der linken Seite der Cavity

7. Ergebnisse

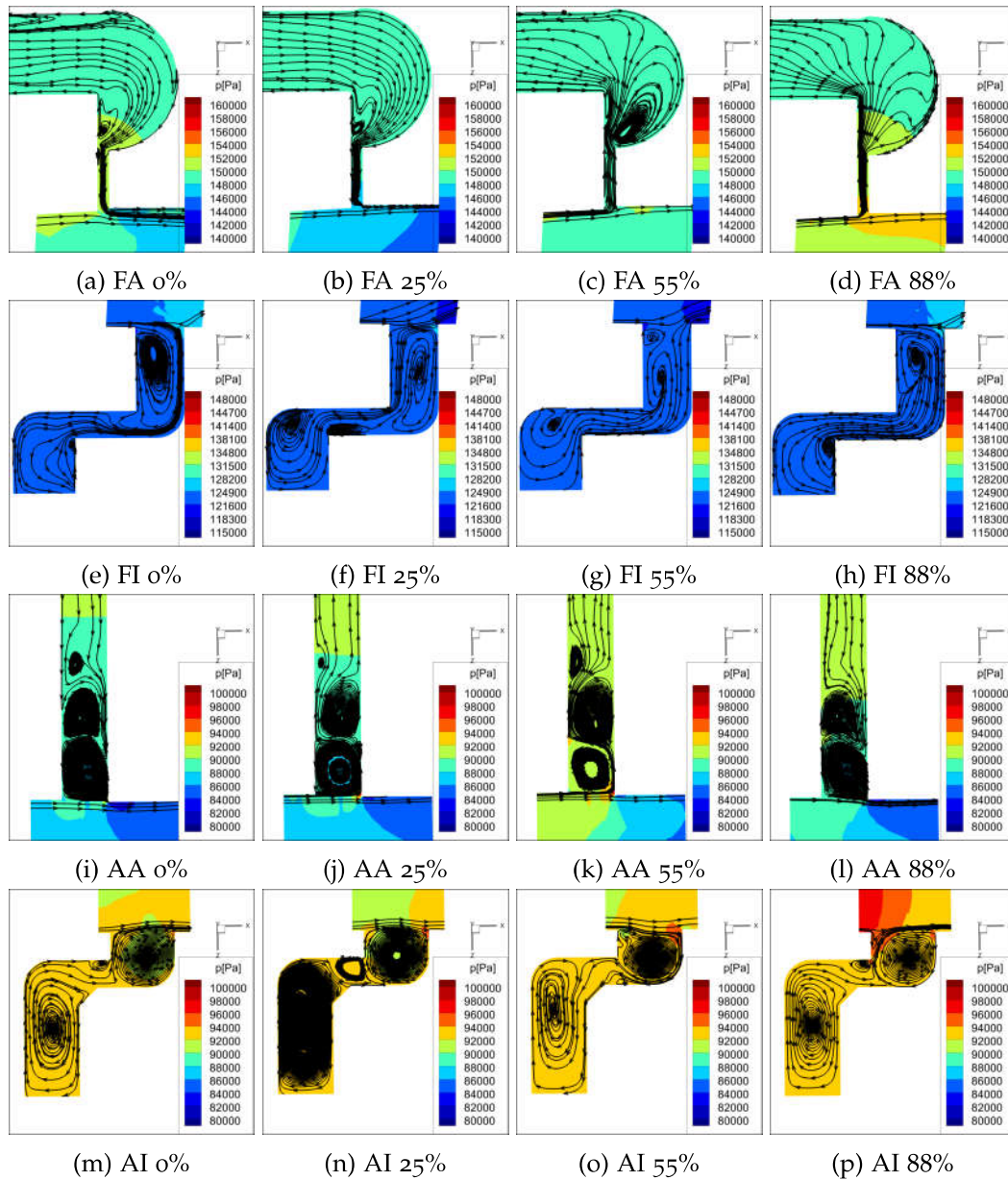


Abbildung 7.13.: Strömung in den Cavities an unterschiedlichen Stellen im Schaufelkanal der Variante ohne Kühlluft

7. Ergebnisse

zu haben. Dieser Wirbel wächst mit dem Druck der Hauptströmung. Bei niedrigem Druckunterschied strömt das Medium steiler aus der Cavity aus. Das führt zu einem größeren Ablösegebiet an der Austrittskante. Die Größe der Ablösung sinkt von 0% auf 55 %.

Die Abb. 7.16m - 7.16p zeigen die innere Cavity nach dem Rotor mit Kühlluft. Über den Umfang ist nur eine geringe Änderung des Drucks erkennbar. Der gegen den Uhrzeigersinn drehende Wirbel am linken Rand ist bei 0%, 55% und 88% vorhanden und die tangentielle Position verändert sich leicht. Bei 25% ist in einer ähnlichen Position ein im Uhrzeigersinn drehender Wirbel vorhanden. Der Wirbel am inneren Rechten Rand ist in allen tangentialen Positionen vorhanden und verändert sich kaum.

Die Abb. 7.14 zeigt die relativen Massenströme an den Cavities. Dabei sind die Massenströme auf den Gesamtmassenstrom der vorderen inneren (FI) Cavity bezogen. Die vordere innere Cavity zeigt deutliche Schwankungen über den Umfang. Zum Teil tritt auch Masse in die Cavity ein (vgl. Abb. 7.15). Bei allen anderen Cavities tritt Masse relativ gleichmäßig über den Umfang aus.

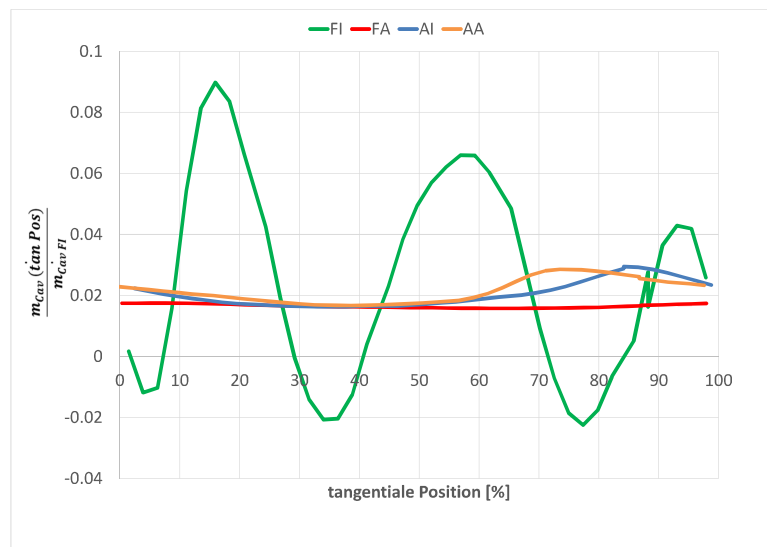


Abbildung 7.14.: Massenstromverteilung der Cavitys

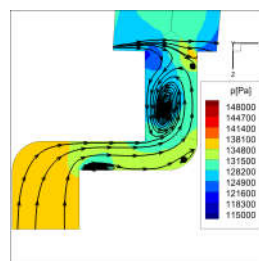


Abbildung 7.15.: FI 35%

7. Ergebnisse

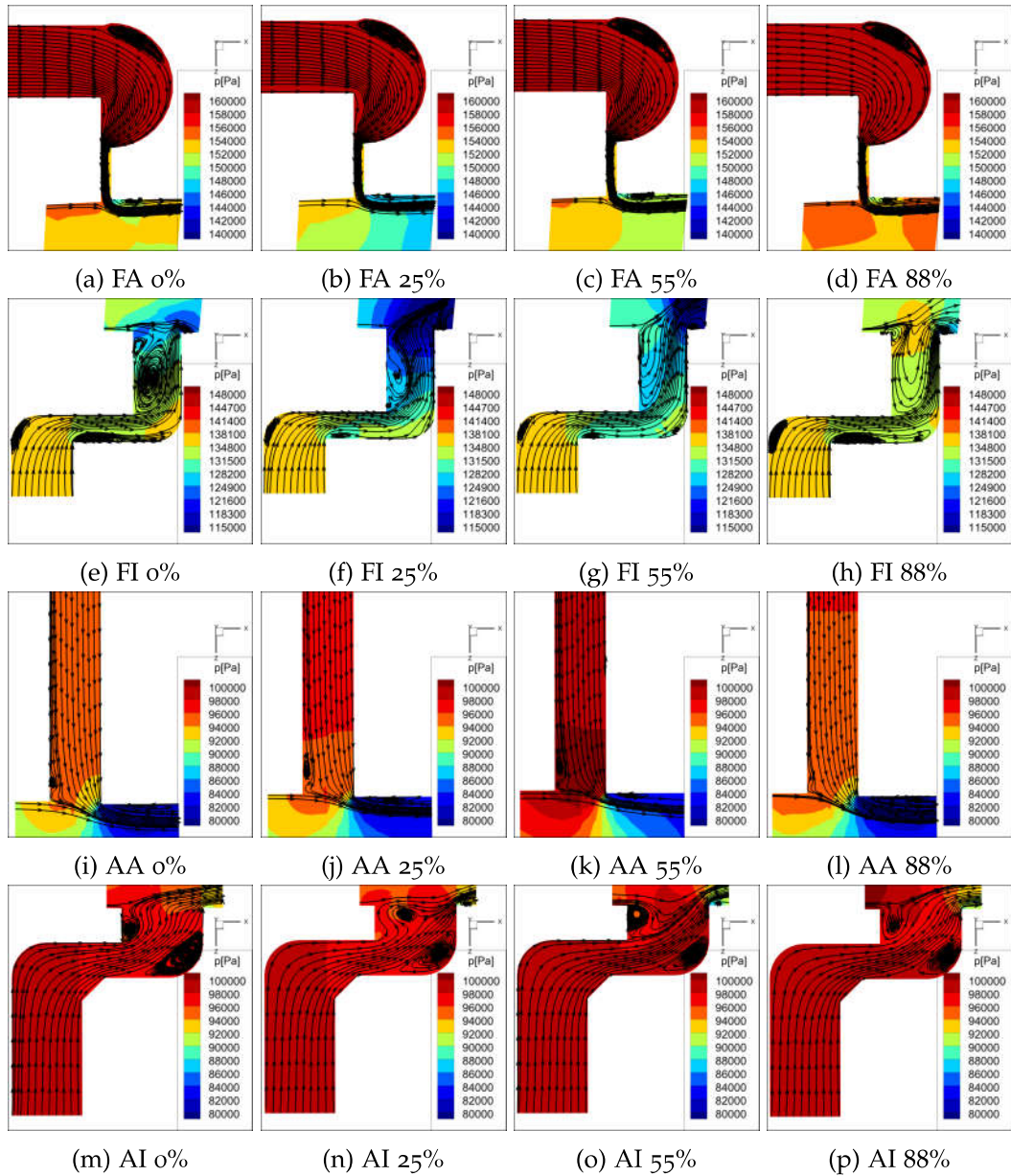


Abbildung 7.16.: Strömung in den Cavities an unterschiedlichen Stellen im Schaufelkanal der Variante mit Kühlluft

7.3. Strömung nach dem Stator

7.3.1. Ebene NS

In der Abb. 7.17 sind die umfangs- und massengemittelten Ergebnisse der Konfigurationen mit bzw. ohne Kühlluft beider Simulationen in der Ebene NS nach dem Stator abgebildet (siehe Abb. 7.1)

LINARS vs CFX

In LINARS und CFX sind die äußeren Sekundärströmungen ähnlich stark ausgebildet, aber die Positionen unterscheiden sich leicht. Die inneren Wirbel sind in CFX etwas deutlicher ausgebildet und radial weiter außen. Besonders auffällig ist beim Totaldruck (Abb. 7.17a) die Differenz der Lösungen ohne Kühlluft in innersten Bereich des Kanals. Hier wirkt sich der innere Passage Vortex auf die CFX Variante deutlich erkennbar aus, im Gegensatz zur LINARS Lösung. Die größten Differenzen sind bei der Totaltemperatur zu erkennen (Abb. 7.17c). Es hat sich herausgestellt, dass CFX die vorgegebenen Werte am Eintritt nicht genau einhält. Eine Energiebilanz zwischen Eintritt und Austritt zeigt aber für beide Lösungen nur geringe Defizite. Der Verlauf von LINARS ergibt sich aus der vorgegebenen Verteilung am Eintritt, während CFX einen nahezu konstanten Verlauf aufgrund des Nichteinhaltens der Randbedingung berechnet. Davon abgesehen lässt CFX den Einfluss der Sekundärwirbel erkennen. Bei LINARS ist der Einfluss des inneren Kanalwirbels gut zu erkennen, des äußeren weniger.

Vergleich der Konfigurationen mit und ohne Kühlluft

Grundsätzlich führt die Kühlluft nach der betrachteten Ebene zu einer Änderung des Drucks, der Temperatur und der Machzahl. In der oberen Hälfte zeigen die Ergebnisse ähnliche Strukturen. Im inneren Bereich wird der Einfluss des Passage-Vortex stärker und ist in der Abb. 7.17a deutlich ersichtlich. Ein weiterer Einfluss der Kühlluft ist beim Pitch-Winkel zu erkennen (Abb. 7.17f). Der Verlauf in der unteren Kanalhälfte ist deutlich unterschiedlich.

7. Ergebnisse

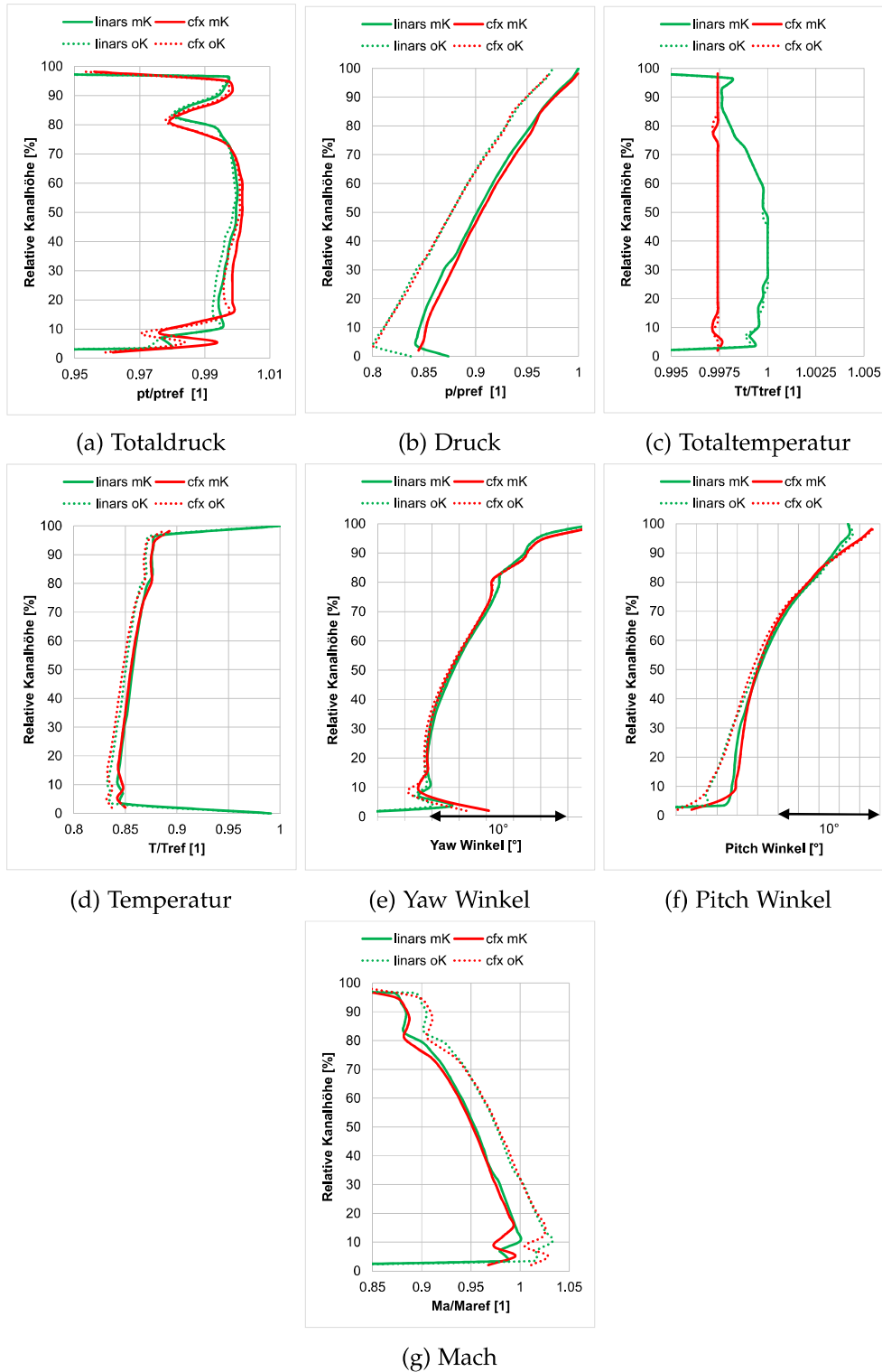


Abbildung 7.17.: umfangs- und massengemittelte Werte in der Ebene NS

7.4. Strömung nach dem Übergangskanal (MTF)

7.4.1. Ebene C

Hier werden die gemessenen und simulierten Ergebnisse der Ebene C nach dem MTF miteinander verglichen (siehe Abb. 7.1). Es ist zu beachten, dass für die Simulationen der Variante ohne Kühlluft die Randbedingungen der Variante mit Kühlluft verwendet wurden. Deshalb können in diesem Fall Messung und Rechnung nur qualitativ miteinander verglichen werden.

Variante ohne Kühlluft

Abb. 7.18 zeigt die Ergebnisse mit der Konfiguration ohne Kühlluft. Hier verhalten sich die Simulationen ähnlich, jedoch haben die LINARS- Ergebnisse innen und außen mehr Schwankungen. Zwischen den Messungen und Simulationen sind zum Teil qualitative Unterschiede zu erkennen, vor allem bei den Winkeln. Der Pitch-Winkel ist in 7.18f dargestellt. Dieser Winkel steigt mit dem Radius in den Simulationen stetig, in der Messung sinkt dieser bis 75% Schaufelhöhe und steigt erst danach. Die Pitch Winkel der Simulation am Rand wurde mit den geometrischen Daten von Gehäuse und Ebene C verglichen und passen zueinander. In Abb. 7.18h ist die streamwise Vorticity dargestellt. Hier bleiben die Werte in CFX über den größten Teil konstant, bei Linars sind deutliche Schwankungen zu erkennen. Es wirkt so, als ob sich die Vorticity zwischen Ebene B (Abb. A.1h) und C in CFX gänzlich herausmischt und bei LINARS zum größten Teil erhalten bleibt.

Variante mit Kühlluft

Die Ergebnisse der Messungen und Simulationen sind in Abb. 7.19 dargestellt. In den LINARS-Ergebnissen entstehen im äußeren Bereich des Kanals größere Schwankungen. Besonders auffallend sind die unterschiedlichen Tendenzen im inneren Bereich des Kanals zwischen Messung und Simulationen, was beim Totaldruck(7.19a) und bei der Machzahl (7.19g) deutlich erkennbar ist. In der Abb. 7.19e sind deutliche Unterschiede im äußeren Bereich zu erkennen. Der Pitch-Winkel (7.19f) weist ebenfalls zwischen Rechnung und Messung große Unterschiede auf, vor allem im inneren Bereich. Die Pitch-Winkel der Simulationen stimmen aber mit den geometrischen Daten der inneren und äußeren Kontur überein, sodass die Messwerte Abweichungen zeigen dürften. In Abb. 7.19h ist die streamwise Vorticity dargestellt. Hier ist bei CFX eine relativ glatte Kurve zu erkennen, bei Linars nicht obwohl beim Eintritt in den MTF ähnliche Verläufe vorhanden sind.

Vergleich der Varianten mit und ohne Kühlluft in LINARS

Die LINARS Ergebnisse mit und ohne Kühlluft sind in der Abb. 7.20 dargestellt. Durch die Kühlluft steigt der Totaldruck (Abb.7.20a), Druck (Abb.7.20b), Totaltemperatur (Abb. 7.20c) und die Temperatur (Abb. 7.20d). Durch die Kühlluft werden die äußeren

7. Ergebnisse

Sekundärströmungen weiter nach innen geschoben. Die inneren Sekundärströmungen sind in diesen gemittelten Werten mit Kühlluft nicht erkennbar (Abb. 7.20h). Die Pitch-Winkel (Abb. 7.20f) dieser Ergebnisse verhalten sich ähnlich. Die Yaw-Winkel (Abb. 7.20e) verhalten von 100%-30% qualitativ gleich. Im restlichen Bereich ist die unterschiedliche Auswirkung der gemittelten Sekundärströmung erkennbar.

7. Ergebnisse

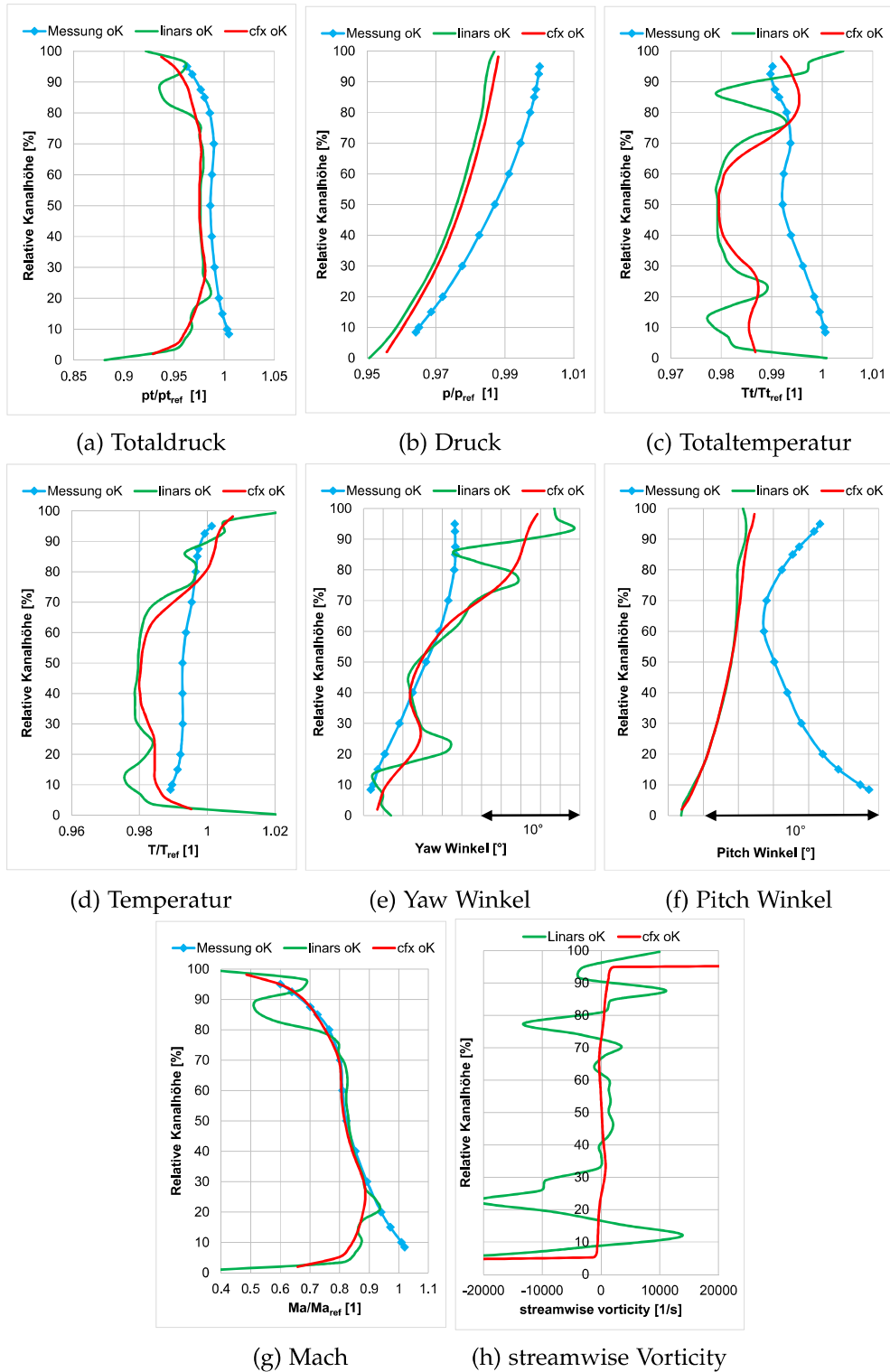


Abbildung 7.18.: Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene C

7. Ergebnisse

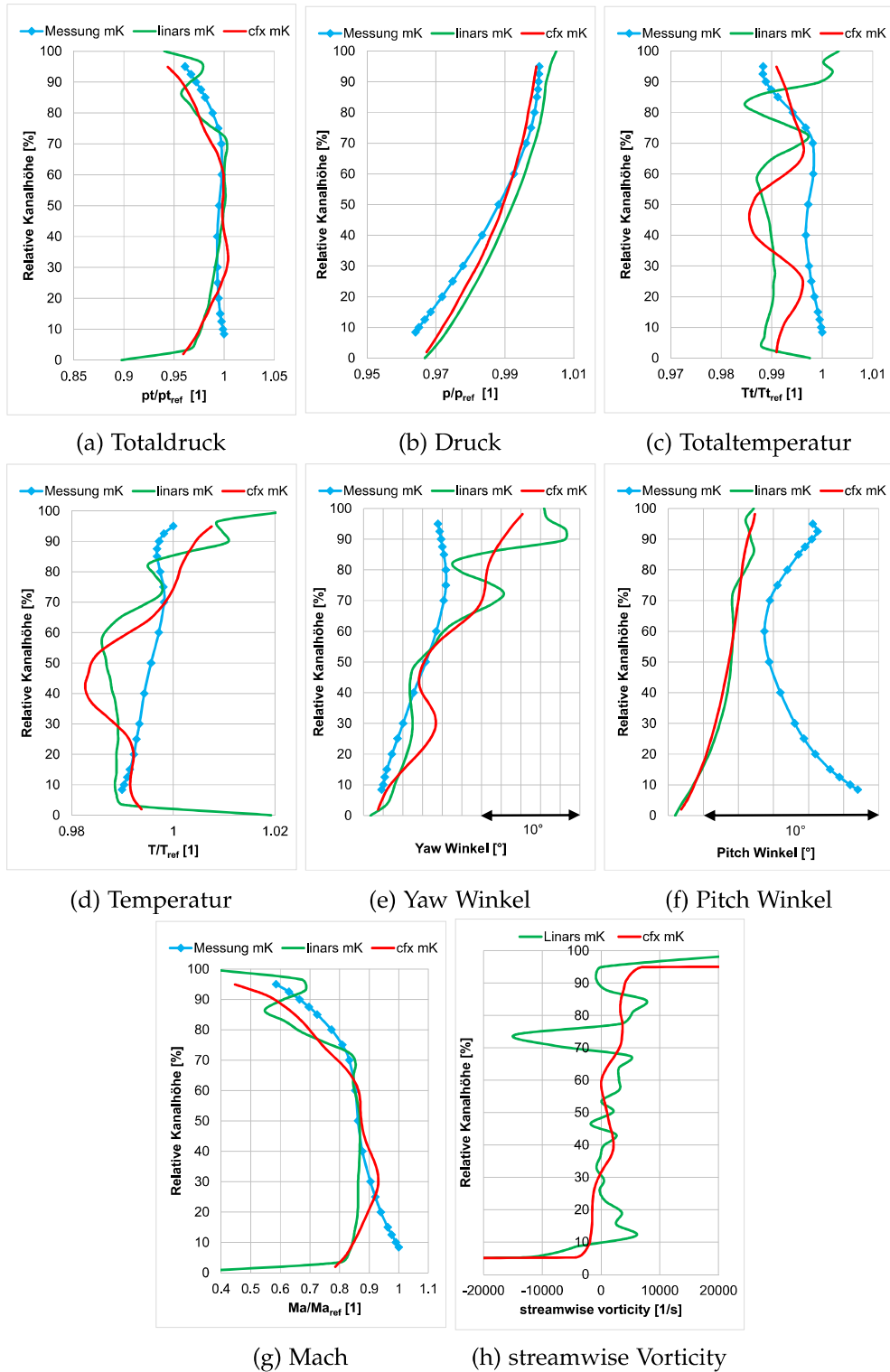


Abbildung 7.19.: Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene C

7. Ergebnisse

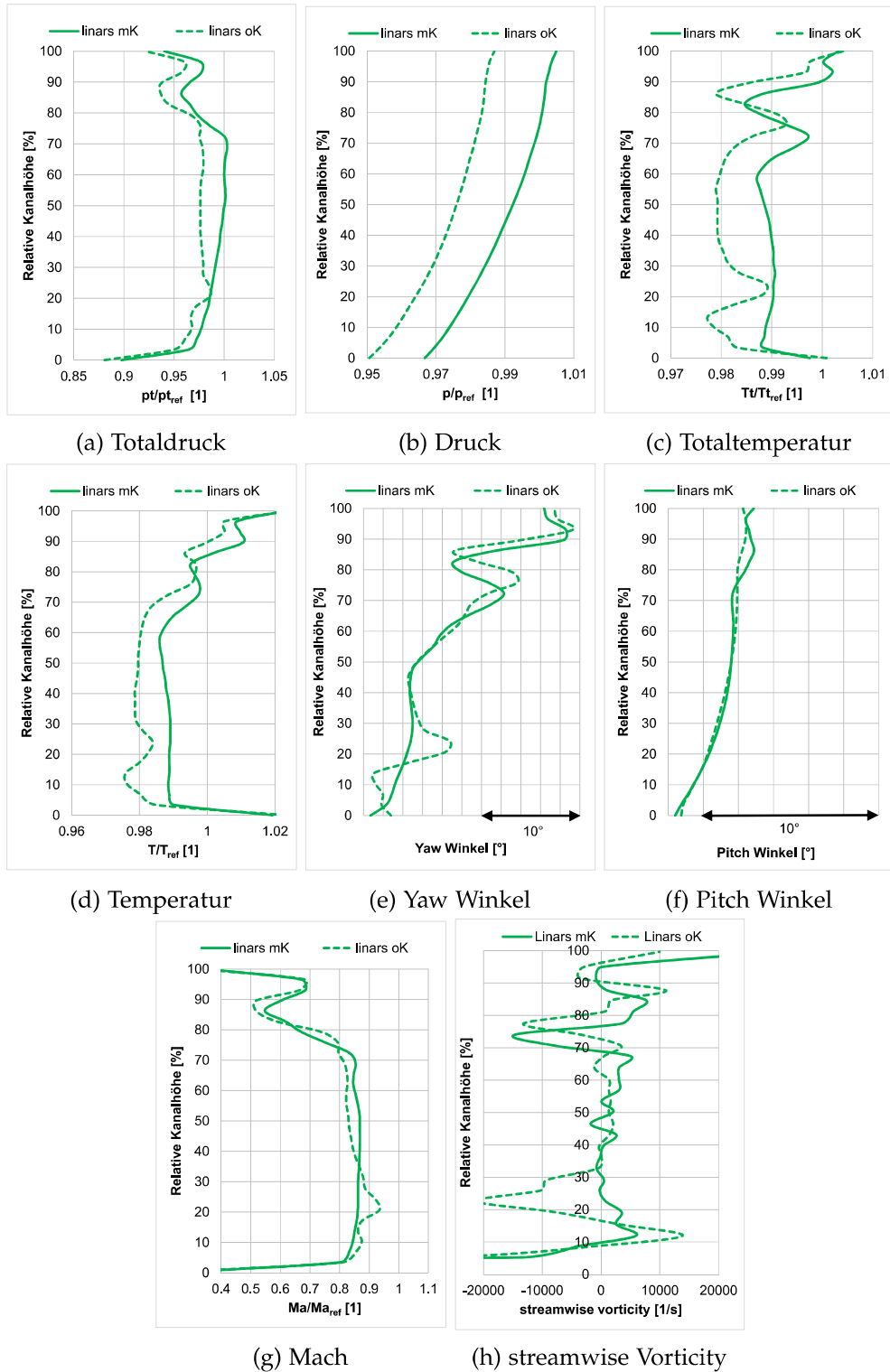


Abbildung 7.20.: Umfangs- und massengemittelte Werte beider Varianten mit LINARS in der Ebene C

8. Zusammenfassung und Ausblick

8.1. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde der Einfluss der Kühlluft auf eine Axialturbine untersucht. Dazu wurde die Turbine mittels LINARS und CFX mit und ohne Spülstrom stationär simuliert. Die errechneten Ergebnisse wurden mit den gemessenen Ergebnissen verglichen. Die Spülströmung hat auf die Rotorströmung deutlichen Einfluss, vor allem auf die Sekundärströmungen. Es entsteht ein zusätzlicher Wirbel vor dem Rotor am inneren Spalt. Dieser Wirbel wird Cavity-Induced-Vortex genannt und bildet mit den Suction- und Pressure-Side-Horse-Shoe-Vortex den größten Beitrag zu den Wirbelstrukturen im Rotorkanal. Der radiale Einfluss des inneren und äußeren Passage-Vortex wächst durch die Spülströmung. Weiters steigt durch die Spülströmung der Einflussbereich des Tip-Leakage-Vortex. Die zusätzliche radiale Einströmung verändert auch die radiale Position des Shed-Vortex an der Hinterkante.

Der Cavity-Induced-Vortex beeinflusst die Temperaturverteilung der Nabe positiv und durch den äußeren Spülstrom sinkt das Temperaturmaximum an der Rotorschaukelwand. Jedoch wird durch die Spülströmung die Schaufelspitze erhitzt. Dieses Verhalten entsteht vermutlich durch Reibung im Spalt zwischen Rotor und Gehäuse.

Ohne Spülströmung wird Medium in die Cavities eingezogen (Heissgaseinzug). Um die Kontinuität zu erhalten, entsteht an anderer Stelle in Umfangsrichtung ein Ausfluss. Dieses Verhalten ist an den vorderen Cavities stärker.

8.2. Ausblick

Um den Einfluss der Spülströmung auf die Interaktionen zwischen den Schaufelreihen untersuchen zu können, ist eine instationäre Rechnung notwendig. Dadurch kann die Strömungen an den Übergängen zwischen stehenden und rotierenden Netzen detaillierter übergeben werden. Somit könnten Interaktionen zwischen Statorsekundärströmung, Rotorsekundärströmung und Spülströmung herausgearbeitet werden. Im weiteren Verlauf könnten diese Sekundärströmungen im MTF weiterverfolgt werden. Dazu wäre die zeitliche Entwicklung der Sekundärströmungen allgemein, aber vor allem im Rotor interessant.

Anhang A.

Ebene B

Hier werden die Rechenergebnisse mit den Messungen in der Ebene B verglichen. Ebene B ist Teil der stationären MTF-Domäne, sodass die Rotorströmung hier umfangsgemittelt wirkt. Dies zeigt sich vor allem durch abgeschwächte Sekundäreffekte.

Anhang A. Ebene B

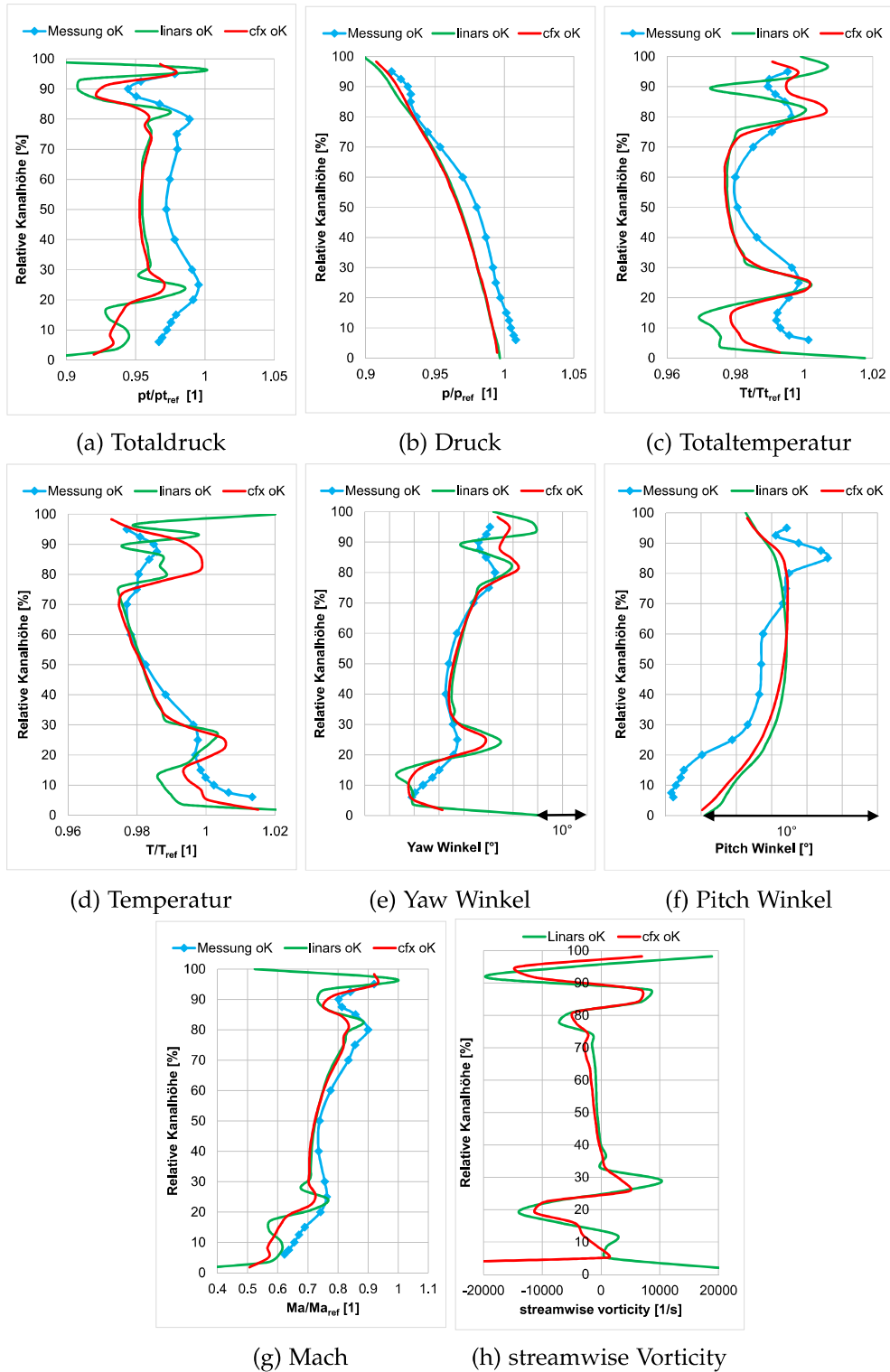


Abbildung A.1.: Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante ohne Kühlluft in der Ebene B

Anhang A. Ebene B

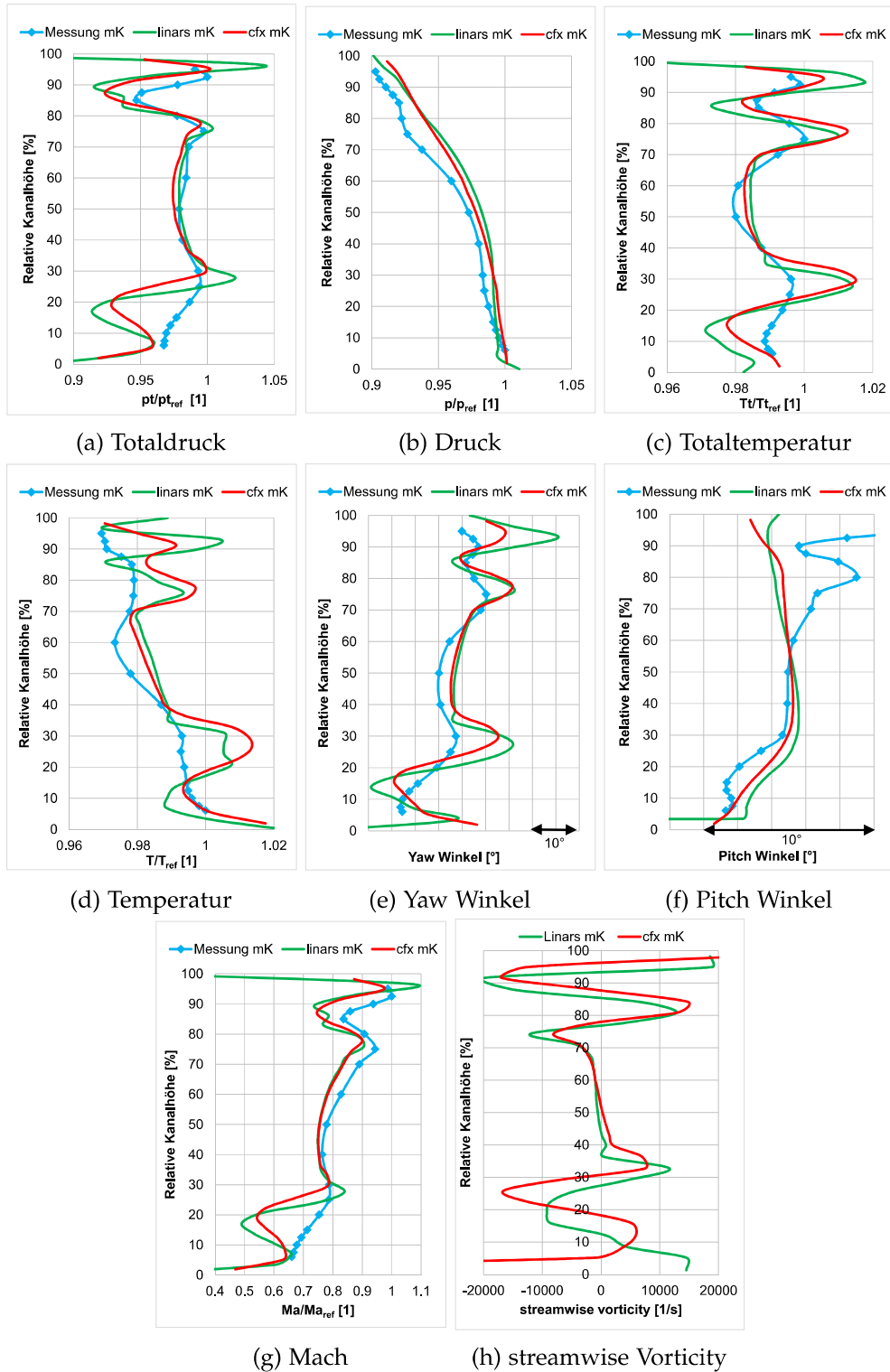


Abbildung A.2.: Umfangs- und massengemittelte Werte der Variante mit Kühlluft in der Ebene B

Literatur

- [1] Sumanta Acharya und GI Mahmood. »Turbine Blade Aerodynamics«. In: *The Gas Turbine Handbook 1* (2006), S. 364–380. URL: <https://www.netl.doe.gov/research/coal/energy-systems/turbines/publications/handbook> (besucht am 14.09.2017).
- [2] Mehmet Akin und Wolfgang Sanz. »Numerical Investigation of a Two-Stage Counter-Rotating Turbine With Transition Modelling and Prediction Improvement With Time-Accurate Calculations«. In: *10th International ERCOFTAC Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements (ETMM 10)* (2014).
- [3] *ANSYS Fluent User's Guide*. Release 15.0. Nov. 2013.
- [4] Pascal Bader u. a. »Flow Evolution Through a Turning Midturbine Frame with Embedded Design«. In: *Journal of Propulsion and Power* (30. Mai 2017), S. 1–11. ISSN: 0748-4658. DOI: 10.2514/1.B36257. URL: <https://doi.org/10.2514/1.B36257> (besucht am 14.09.2017).
- [5] J. D. Denton. »Loss Mechanisms in Turbomachines«. In: *ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 2* 78897 (1993), V002T14A001. DOI: 10.1115/93-GT-435. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/93-GT-435>.
- [6] Neil W. Harvey und Ken Ramsden. »A Computational Study of a Novel Turbine Rotor Partial Shroud«. In: *ASME. J. Turbomach* 123.3 (1. Feb. 2000), S. 534–543. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.1370166. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/1.1370166>.
- [7] Shun Kang und Ch. Hirsch. »Three Dimensional Flow in a Linear Compressor Cascade at Design Conditions«. In: *ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 1* 78989 (1991), V001T01A047. DOI: 10.1115/91-GT-114. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/91-GT-114>.
- [8] Stefan Lecheler. *Numerische Strömungsberechnung*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011. ISBN: 978-3-8348-1568-2.
- [9] Christof Lechner. *Stationäre Gasturbinen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-92787-7.
- [10] Herbert Oertel, Martin Böhle und Ludwig Prandtl, Hrsg. *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre: Grundlagen und Phänomene*. 13., überarb. Aufl. OCLC: 827052698. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012. 764 S. ISBN: 978-3-8348-2315-1 978-3-8348-1918-5.

Literatur

- [11] Carl M. Sangan u. a. »Experimental Measurements of Ingestion Through Turbine Rim Seals—Part I: Externally Induced Ingress«. In: *Journal of Turbomachinery* 135.2 (8. Nov. 2012), S. 021012–021012–10. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4006609. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4006609>.
- [12] Wolfgang Sanz. »Computational Fluid Dynamics«. Vorlesungskript. TU Graz, 2014.
- [13] Rüdiger Schwarze. *CFD-Modellierung*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2013. ISBN: 978-3-642-24378-3.
- [14] M. Steiner u. a. »Development and Commissioning of a Purge Flow System in a Two Spool Test Facility«. In: *European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics and Thermodynamics* (2017).
- [15] H. P. Wang u. a. »Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades«. In: *Journal of Turbomachinery* 119.1 (1. Jan. 1997), S. 1–8. ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.2841006. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2841006>.
- [16] S. Zerobin u. a. »The Behavior of Turbine Center Frames Under the Presence of Purge Flows«. In: *ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 2A* 50787 (2017), V02AT40A012. DOI: 10.1115/GT2017-63606. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/GT2017-63606>.