

# Numerische Turbulenzuntersuchung an einer Turbinenstufe



## Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Titels Diplomingenieur

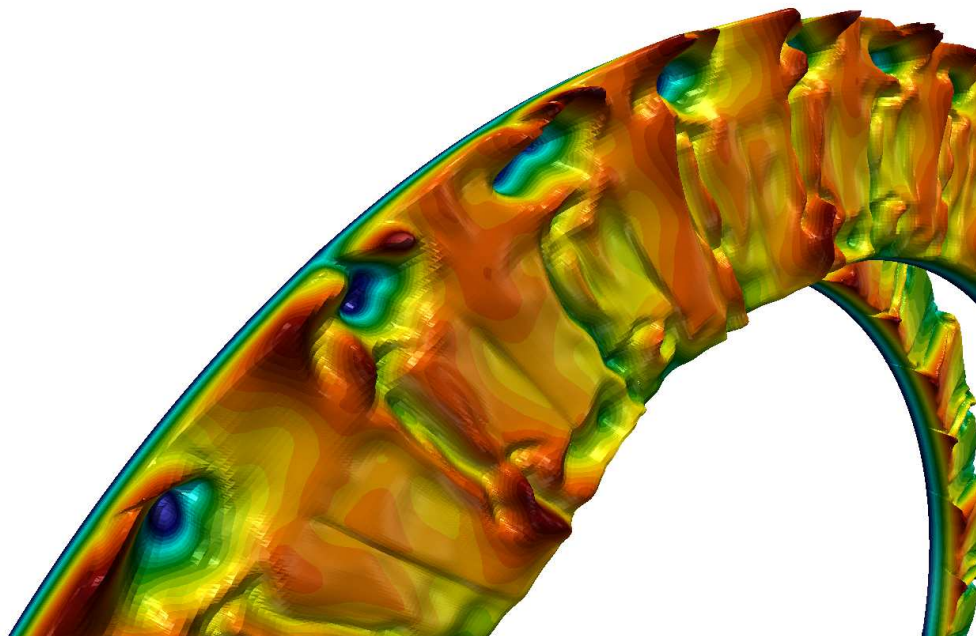
von David Scheier

Technische Universität Graz

Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik

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

Graz im November 2017



# Eidesstattliche Erklärung

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

Datum: 16.11.2017

Unterschrift: Scheer David

# Vorwort

Die Mechanik ist eine wichtige Disziplin des Maschinenbaustudiums. Ausgewählte Themen sind die Statik und die Dynamik von starren Körpern, die Festigkeitslehre, welche sich mit verformbaren, also nicht starren Festkörpern befasst, sowie die Strömungsmechanik, bei welcher die Abkehr von Festkörpern hin zu Fluiden erfolgt. Diese Themen sind nachfolgend in grob chronologischer Reihenfolge aufgelistet und kurz charakterisiert. Jedes dieser Teilgebiete stellt seine eigenen, besonderen Herausforderungen an die Anwender, welche sich damit beschäftigen.

In der Mechanik besteht die Lösung eines Problems oder einer Aufgabe oftmals im Finden eines Zustands eines Systems. Je nach Teildisziplin kann ein Zustand mathematisch unterschiedlich beschrieben werden. Die folgende Auflistung soll aufzeigen, wie der Zustand eines Systems in den verschiedenen Teilgebieten abgebildet werden kann, bzw. wie mathematisch das Finden eines Lösungszustands grob erfolgen könnte.

- Statik starrer Körper: Wenige Zahlenwerte von Größen wie Kräfte, Momente oder Positionen definieren den Zustand eines starren Körpers. Es genügen meist einfache algebraische Gleichungen, welche analytisch lösbar sind.
- Dynamik starrer Körper: Statt Zahlenwerte sind die Größen nun Funktionen über der Zeit. Bei einfachen Systemen kommen einfache Differenzialgleichungssysteme zum Einsatz, welche mitunter analytisch, mit Stift und Papier, lösbar sind.
- Mehrkörperdynamik: Die Systeme bestehen aus mehreren Festkörpern, wodurch größere Gleichungssysteme resultieren. Die Aufgaben werden schwieriger lösbar. Mathematische Tools am Computer sind oft notwendig.
- Festigkeitslehre: Der Zustand muss nun über Funktionen über mehrere Raumdimensionen, eventuell zusätzlich über die Zeit abgebildet werden. Die Verschiebungen sind hier eine wichtige Größe, um ein System eindeutig bestimmen zu können. Aufgaben an speziellen Bauteilen sind analytisch und von Hand lösbar. Meist sind aber mathematische, numerische Tools am Computer nötig. Viele Problemstellungen sind mit dem aktuellen Stand der Technik gut beherrschbar.
- Strömungsmechanik: Der Zustand ist, ähnlich wie bei der Festigkeitslehre, mittels Funktionen über Raum und Zeit beschreibbar. Sehr spezielle Beispiele sind von Hand lösbar. Mehrere Lösungsvariablen wie z.B. Dichte, Druck, Geschwindigkeiten, müssen bestimmt sein, eventuell zusätzlich noch Modellgrößen. Viele Probleme sind mittels numerischer Tools am Computer relativ gut lösbar, viele stellen mit dem aktuellen Stand der Technik aber noch große Herausforderungen an die Forschung.

Es ist erkennbar, dass das Berechnen einer Strömung mittels der Strömungsmechanik mathematisch gesehen herausfordernd ist. In den vergangenen Jahren wurde schon extrem viel geleistet und vorgearbeitet, weshalb schon vieles machbar ist. Dies ist besonders auch deshalb der Fall, weil für viele Problemstellungen schon ein geringerer Detailgrad ausreicht, um erfolgreich Schlüsse ziehen zu können. Schwierig wird es aber, wenn alle Feinheiten einer Strömung erfasst werden sollen. Dies ist gerade bei der Betrachtung der Turbulenz der Fall, weshalb diese ein aktiver Gegenstand der Forschung ist.

„Der Wind weht, wo er will, und du hörst sein Sausen; aber du weißt nicht, woher er kommt und wohin er geht. [...]“ Jesus, Bibel, Johannes 3,8 [1]

Das erwähnte Phänomen des Windes besitzt geometrisch zwar eine ganz andere Größenordnung als Phänomene, welche beim Durchfluss von Luft durch ein System wie eine Turbine auftreten. Jedoch ist die Turbulenz ein Phänomen, welches quasi alle Größenordnungen überspannt. Der Wind ist ebenfalls stark von der Turbulenz beeinflusst. So glaube ich, dass in dem Satz, welchen Jesus vor ungefähr 2000 Jahren sagte, mehr steckt, als vielleicht auf den ersten Blick vermutet werden könnte. Bestimmte Wirkungen in Strömungen lassen sich oft einfach erkennen, jedoch ist deren genaue Ursache oft schwierig zu erklären. Dies passt auch damit zusammen, dass bei der Wettervorhersage, bei der oft numerische Berechnungen von Strömungen eingesetzt werden, sich das Wetter mitunter anders verhält als es vorausgesagt wurde. Trotz der erwähnten Herausforderungen und der nach wie vor bestehenden Geheimnisse oder gerade deshalb beschäftigt sich diese Masterarbeit mit der Strömungsmechanik und der Turbulenz.

# Danksagung

Meine Danksagung gilt allen, die mich während der Zeit des Studiums unterstützt sowie allen, die mir das Studium ermöglicht haben. Ich danke meiner Familie, meinen Freunden, meinen Verwandten und Bekannten. Ich danke für die Ermutigungen, als mir manchmal die Motivation fehlte. Ich danke für die Zeit, die ich in Gemeinschaft verbringen und genießen durfte. Ich danke besonders meinen Eltern für ihre Hilfe gerade auch in finanzieller Hinsicht. Ohne ihre Unterstützung wäre meine Studienzeit wohl ganz anders verlaufen und ich wäre womöglich gar nicht so weit gekommen. Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern auch für ihre Geduld. Ich sage jenen danke, die verantwortlich sind, dass es in unserem Land viele gute Studienmöglichkeiten gibt. Ich danke meinem Betreuer Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Sanz für sein offenes Ohr, seine Unterstützung, seine Ratschläge sowie für den Freiraum in der Gestaltung der Masterarbeit. Nicht zuletzt danke ich Gott, der so viele Dinge in meinem Leben geschenkt und gelenkt hat, gerade auch während meiner Studienzeit.

# Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der Turbulenz an einer Turbinenstufe mittels numerischer Simulation. Dies führt von der Umsetzung der vorhandenen Geometrie in ein Rechengitter, zum Erfüllen aller Bedingungen, welche erfüllt werden müssen, um ein Lösen mit dem Solver zu ermöglichen, bis zum Auswerten der produzierten Lösungen. Der verwendete Solver ist eine Eigenentwicklung des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik.

In der Praxis ist eine Simulation als einziges Werkzeug zumeist noch nicht sinnvoll einsetzbar. Ihr liegen viele empirische Parameter zugrunde, welche nicht eindeutig bestimmbar und von der Problemstellung abhängig sind. Um sinnvolle Werte dieser Parameter annehmen zu können ist es daher meist sinnvoll, wenn nicht sogar notwendig, die Ergebnisse einer Simulation mit jenen von Messungen zu vergleichen. Ein solcher Vergleich wurde in der Arbeit durchgeführt. Die Messergebnisse waren dabei bereits vorhanden und mussten nicht im Zuge der Arbeit ermittelt werden, wurden aber kurz in der Arbeit dokumentiert. Um die Übereinstimmung zu verbessern, wurde an wenigen Parametern geschraubt. Es wurde eine Parametervariation der Randbedingungen der turbulenten Größen am Strömungseintritt durchgeführt. Wie sich herausstellte, konnte eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung von Messung und Simulation, was die Turbulenz betrifft, nicht erreicht werden. Weitere Parameter wurden nicht verändert. Hier ist noch einiges an Entwicklungspotenzial für weitere Forschung vorhanden. Bei der Parametervariation zeigte sich das Potenzial der Quasi-3D-Rechnung. Diese wurde aufgrund der reduzierten Berechnungsdauer für die Parametervariation verwendet.

Sekundäreffekte sind unerwünschte Strömungsverhältnisse, welche von der modellhaften, optimalen Vorstellung abweichen und Verluste verursachen. Sie resultieren in einer Erhöhung der Turbulenz in bestimmten Strömungsgebieten. Die Sekundäreffekte können mit geeigneten Methoden recht gut identifiziert und sichtbar gemacht werden. Dies wurde in der Arbeit durchgeführt und dokumentiert. Die zentrale Größe, welche in diesem Teil zur Anwendung kommt, trägt den englischen Namen Streamwise Vorticity.

Die Lösungen sowie der Vergleich zwischen Messung und Simulation wurden auf verschiedene Arten dargestellt. Hier wurden insbesondere auch frei verfügbare Tools verwendet, wodurch auch deren Potenzial sichtbar wurde.

# Abstract

The thesis discusses the investigation of turbulence in a turbine stage with numerical simulation. The process of the simulation setup like grid generation and definition of all conditions which have to be met to make the simulation possible as well as the discussion of the outcome is presented. The solver which was used for the simulations was developed at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics.

Another important topic was the comparison of the results of the simulation with the results produced with measurement results. For industrial use some simulation parameters should be tuned to achieve reliable results. The values of these parameters are dependent on the case studied and can only be estimated with measurements. So some comparisons were done as part of the thesis. The data of the measurements used in this thesis was available and did not need to be recorded. But the measurements and their resulting data are described. To improve the simulation a bit concerning the measurements some turbulent boundary conditions at the inlet were varied to achieve a better accordance of the results of the measurements and the simulation. It has to be mentioned that the coincidence of measurements and simulations could not be achieved as satisfactory as anticipated. Other parameters were not varied so that further numerical studies should be done. The possibility of doing a quasi 3d simulation was useful for the purpose of parameter variation due to the reduced calculation time.

One essential subject of the investigations was the examination of secondary flows. They appear in areas where the flow leaves the optimal path. The secondary flows increase turbulence in a flow field and lead to losses. The streamwise vorticity was used to visualize the secondary flows and to study their effects.

The results of the simulations including the comparisons with the measurements were presented in many different ways. For the postprocessing and presentation of the data freely available tools were mainly used revealing their potential.

# Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	ii
Vorwort	iii
Danksagung	v
Zusammenfassung	vi
Abstract	vii
Inhaltsverzeichnis	viii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xiv
Nomenklatur	xv
<b>I Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>1 Begriffe</b>	<b>3</b>
1.1 Numerik . . . . .	3
1.2 Turbinenstufe . . . . .	3
1.2.1 Flugzeugtriebwerk . . . . .	3
1.2.2 Gasturbine . . . . .	4
1.2.3 Turbinenstufe . . . . .	4
1.3 Turbulenz . . . . .	5
<b>2 Relevanz der behandelten Themen für die Forschung</b>	<b>8</b>
2.1 Thermische Turbomaschinen . . . . .	8
2.2 Numerische Strömungssimulation . . . . .	8
2.3 Turbulenzuntersuchung . . . . .	8
<b>3 Aufgabenstellung</b>	<b>9</b>
<b>II Messung</b>	<b>10</b>
<b>4 Turbinenprüfstand am Institut (TTTF)</b>	<b>12</b>
<b>5 TTM-Stufe</b>	<b>13</b>
<b>6 Messergebnisse</b>	<b>14</b>
6.1 Messung der Randbedingungen . . . . .	14
6.2 Messebenen, Geometrie, Koordinatensystem . . . . .	15



6.3	Geschwindigkeitsmessung mittels LDA . . . . .	15
6.4	Auswertung der Geschwindigkeitsmesswerte . . . . .	15
6.5	Vergleichbarkeit von Messung und Simulation . . . . .	18
<b>III Simulation</b>		<b>21</b>
<b>7</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>22</b>
7.1	Numerik . . . . .	22
7.2	Mathematische Modellierung . . . . .	22
7.2.1	Erhaltungsgleichungen . . . . .	22
7.2.2	Physikalische Zustandsgleichungen . . . . .	22
7.2.3	Navier-Stokes-Gleichungen . . . . .	23
7.3	Computational Fluid Dynamics (CFD) . . . . .	24
7.3.1	Chancen . . . . .	24
7.3.2	Schwierigkeiten . . . . .	24
7.3.3	Lösungsmethoden . . . . .	25
7.3.4	Rechengitter . . . . .	26
7.3.5	Finite-Volumen-Methode . . . . .	26
7.3.6	Randbedingungen . . . . .	27
7.3.7	Anfangsbedingungen . . . . .	28
7.3.8	Iterationsschritte . . . . .	28
7.3.9	Direct-Numerical-Simulation (DNS) . . . . .	29
7.3.10	Averaged-Navier-Stokes-Equations (RANS, FANS) . . . . .	29
7.3.11	Eddy-Viscosity . . . . .	30
7.3.12	Eddy-Viscosity-Turbulenz-Modelle . . . . .	30
7.3.13	„n-Gleichungs-Modelle“ . . . . .	31
7.3.14	Modellvariablen $k, \varepsilon, \omega$ . . . . .	31
7.3.15	SST-Modell . . . . .	31
<b>8</b>	<b>Beschreibung der CFD-Toolchain</b>	<b>33</b>
8.1	Preprocessing Netzerstellung: AiGrid3D . . . . .	33
8.2	Preprocessing der Randbedingungen: AiGrid for Linars . . . . .	34
8.3	Lösen mit der Software Linars . . . . .	34
8.4	Hardware für das Lösen: Rechencluster . . . . .	36
8.5	Postprocessing: Darstellen, Auswerten . . . . .	36
<b>9</b>	<b>Ablauf einer Simulation</b>	<b>37</b>
9.1	Netzerstellung . . . . .	37
9.2	Randbedingungen . . . . .	41
9.3	Konfigurationsdatei control.xml . . . . .	41
9.4	Simulationsstart . . . . .	48
9.5	Stationäre Lösung . . . . .	49
9.6	Instationäre Lösung . . . . .	49
9.7	Variation der Eintrittsrandbedingungen . . . . .	49
<b>10</b>	<b>Quasi-3D-Simulation</b>	<b>50</b>
10.1	Stationäre Lösung . . . . .	51
10.2	Instationäre Lösung . . . . .	51
10.3	Parametervariation . . . . .	58
10.4	360°-Simulation . . . . .	60

<b>11 Voll-3D-Simulation</b>	<b>61</b>
11.1 Netzstudie . . . . .	61
11.2 Konvergenz der stationären Lösung . . . . .	62
11.3 Stationäre Lösung . . . . .	64
11.4 Konvergenz der instationären Lösung . . . . .	66
11.5 Instationäre Lösung . . . . .	67
<b>IV Auswertung und Diskussion der Ergebnisse</b>	<b>73</b>
<b>12 Verwendete Software</b>	<b>74</b>
12.1 ParaView . . . . .	74
12.2 Python . . . . .	74
12.3 Abfolge der Datenverarbeitung . . . . .	74
<b>13 Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation in den Messebenen</b>	<b>76</b>
<b>14 Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation an ausgewählten Kurven</b>	<b>79</b>
<b>15 Minima, Maxima und Mittelwerte in Umfangsrichtung</b>	<b>82</b>
<b>16 Minima, Maxima und Mittelwerte in radialer Richtung</b>	<b>85</b>
<b>17 Sekundäreffekte</b>	<b>88</b>
17.1 Streamwise Vorticity . . . . .	88
17.2 Unterer Kanalwirbel . . . . .	89
17.3 Spaltwirbel . . . . .	91
17.4 Oberer Kanalwirbel . . . . .	96
17.5 Wandschubspannungen . . . . .	96
17.6 Rückströmgebiete . . . . .	98
<b>18 Time-Space-Plot (Quasi-3D)</b>	<b>102</b>
<b>19 Vergleich der stationären Lösung mit dem Mittelwert der instationären Lösung</b>	<b>104</b>
<b>V Schlussfolgerung</b>	<b>106</b>
<b>20 Resümee</b>	<b>107</b>
<b>21 Ausblick</b>	<b>108</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>109</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Mantelstromtriebwerk [2] (leicht verändert) . . . . .	4
1.2	Darstellung Turbinenstufe tatsächlich verwendeter Geometrie . . . . .	5
1.3	Kármánsche Wirbelstraße in Wolken um eine Insel [3] . . . . .	7
4.1	Schema TTTF bei Betrieb mit TTM-Stufe [4] (leicht modifiziert) . . . . .	12
4.2	3D-Modell des Prüfstands [4] . . . . .	12
5.1	Schnittdarstellung TTTF mit TTM-Stufe[4] . . . . .	13
6.1	Messpositionen und Randbedingungen . . . . .	14
6.2	Messebenen der LDA-Messung und Schaufelgeometrie[5] . . . . .	16
6.3	Geometrie und Messpunkte . . . . .	17
6.4	Koordinatensystem . . . . .	17
7.1	Beispiele für Rechengitter . . . . .	26
7.2	Zwei Zellen eines Finite Volumen Meshs . . . . .	27
8.1	Randbedingungen definieren mit AiGrid for Linars . . . . .	35
9.1	Vorgegebene Geometrie der TTM-Stufe . . . . .	38
9.2	2D-Blocktopologie . . . . .	39
9.3	Fertiges Netz . . . . .	40
9.4	Detail Spaltnetz . . . . .	40
9.5	Bereiche der Randbedingungen . . . . .	40
10.1	Vergleich von Quasi-3D- und Voll-3D-Netz . . . . .	50
10.2	Dichte $\bar{\rho}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . . . . .	52
10.3	Betrag der Relativgeschwindigkeit $ \tilde{\mathbf{u}}_{rel} $ in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ , mit Stromlinien . . . . .	52
10.4	Druck $\bar{p}$ ( $= P - \frac{2}{3}\bar{\rho}k$ ) in Pa . . . . .	52
10.5	Turbulente kinetische Energie $k$ in $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ . . . . .	53
10.6	Machzahl $M$ mit $M = 1$ Linie . . . . .	53
10.7	Betrag des Druckgradienten $ \text{grad}(\bar{p}) $ in $\frac{\text{Pa}}{\text{m}}$ . . . . .	53
10.8	Dichte $\bar{\rho}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . . . . .	55
10.9	Betrag der Relativgeschwindigkeit $ \tilde{\mathbf{u}}_{rel} $ in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ , mit Stromlinien . . . . .	55
10.10	Druck $\bar{p}$ ( $= P - \frac{2}{3}\bar{\rho}k$ ) in Pa . . . . .	56
10.11	Turbulente kinetische Energie $k$ in $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ . . . . .	56
10.12	Machzahl $M$ mit $M = 1$ Linie . . . . .	57
10.13	Betrag des Druckgradienten $ \text{grad}(\bar{p}) $ in $\frac{\text{Pa}}{\text{m}}$ . . . . .	57
10.14	Parametervariation der turbulenten Eintritts-Randbedingungen . . . . .	59
11.1	Kontrolle $y^+$ . . . . .	64
11.2	Verlauf der Wandschubspannung bei Gittern mit unterschiedlicher Auflösung . . . . .	65
11.3	Betrag der Wandschubspannungen $ \tau_w $ in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . . . . .	66
11.4	Verlauf der Wandschubspannung nach unterschiedlicher Anzahl von Lösungsschritten . . . . .	67

11.5	Dichte $\bar{\rho}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ an den Rotorscheaufeln und im Mittelschnitt . . . . .	68
11.6	Geschwindigkeitsbetrag $ \tilde{\mathbf{u}}_{rel} $ im $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ an den Rotorscheaufeln (Wandabstand 0.7 mm) und im Mittelschnitt . . . . .	69
11.7	Druck $\bar{p}$ in Pa an den Rotorscheaufeln und im Mittelschnitt . . . . .	70
11.8	Turbulente kinetische Energie $k$ in $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ . . . . .	71
11.9	Offset-Darstellung der turbulenten kinetischen Energie mit TI und TL von 12% und 0.001m . . . . .	72
11.10	Offset-Darstellung der turbulenten kinetischen Energie mit TI und TL von 18% und 0.005m . . . . .	72
12.1	Datenfluss . . . . .	75
13.1	Turbulente kinetische Energie in $k$ , in der Ebene B1 zu verschiedenen Zeitpunkten . . . . .	77
13.2	Turbulente kinetische Energie $k$ , in der Ebene C1 zu verschiedenen Zeitpunkten . . . . .	78
14.1	Turbulente kinetische Energie an ausgewählten Kurven, Vergleich Messung und Simulation, Ebene B1 . . . . .	80
14.2	Turbulente kinetische Energie an ausgewählten Kurven, Vergleich Messung und Simulation, Ebene C1 . . . . .	81
15.1	Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in Umfangsrichtung (wird fortgesetzt) . . . . .	83
15.1	Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in Umfangsrichtung (Fortsetzung) . . . . .	84
16.1	Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in radialer Richtung (wird fortgesetzt) . . . . .	86
16.1	Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in radialer Richtung (Fortsetzung) . . . . .	87
17.1	Hufeisenwirbel . . . . .	90
17.2	Hufeisenwirbelzopf an der Druckseite (Detailansicht) . . . . .	90
17.3	Interaktion von saug- und druckseitigem Hufeisenwirbelzweig . . . . .	90
17.4	Interaktion der Wirbelzöpfe und SWV-Konturen . . . . .	91
17.5	Eckenwirbel 1 . . . . .	91
17.6	Eckenwirbel 2A . . . . .	91
17.7	Eckenwirbel 2B . . . . .	92
17.8	Kanalwirbel und Hinterkantenwirbelschicht . . . . .	92
17.9	Spaltströmung und Wirbelzone an der Kante . . . . .	93
17.10	Wirbelzone an der Kante am Schaufelkopf . . . . .	93
17.11	Wirbelzone an der Kante am Schaufelkopf mit SWV Schnitten . . . . .	94
17.12	Teilzone des Spaltwirbels und Wirbelkern . . . . .	94
17.13	Strömungsverhältnisse im Wirbelkern . . . . .	95
17.14	Zentrum des Wirbels . . . . .	95
17.15	Schnitt durch den Wirbel . . . . .	95
17.16	Axiale Geschwindigkeitskomponente . . . . .	95
17.17	Betrag der Geschwindigkeit . . . . .	95
17.18	Interaktion Shroud Grenzschicht mit Wirbel an der Kante . . . . .	96
17.19	Stromlinien im Kanalbereich nahe an der Saugseite der Schaufel . . . . .	96
17.20	Stromlinien mit Beginn in Kanalmitte . . . . .	97

17.21	Stromlinien mit Beginn in der Gehäusegrenzschicht nahe der Druckseite der benachbarten Schaufel . . . . .	97
17.22	Interaktion Strömung von Druck- und Saugseite . . . . .	97
17.23	Stromlinien am Stator aufgrund der Wandschubspannungen . . . . .	99
17.24	Stromlinien am Rotor aufgrund der Wandschubspannungen . . . . .	100
17.25	Aufspaltung des Strömungspfades . . . . .	100
17.26	Rückströmgebiete . . . . .	101
18.1	Time-Space-Plot Messebene B1 . . . . .	103
18.2	Time-Space-Plot Messebene C1 . . . . .	103
19.1	Dichte $\bar{\rho}$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . . . . .	104
19.2	Druck $\bar{p}$ in Pa . . . . .	105
19.3	Turbulente kinetische Energie $k$ in $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ . . . . .	105

# Tabellenverzeichnis

9.1	Randbedingungen . . . . .	41
9.2	control.xml . . . . .	41
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	42
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	43
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	44
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	45
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	46
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	47
9.2	control.xml (Fortsetzung) . . . . .	48
11.1	Richtungsdefinitionen beim Gitter . . . . .	62
11.2	Blocknamen und -nummern des 3D-Rechennetzes . . . . .	63

# Nomenklatur

## Abkürzungen

CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy(-Zahl oder -Bedingung)
DNS	Direkte Numerische Simulation (engl. Direct Numerical Simulation)
EV	Eddy Viscosity (Wirbelsviskosität)
FANS	Favre-Averaged-Navier-Stokes(-Equations)
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LDV	Laser Doppler Velocimetry
MC	Mixing Chamber
RANS	Reynolds-Averaged-Navier-Stokes(-Equations)
SA	Spalart-Allmaras (Turbulenzmodell)
SST	Shear-Stress-Transport (Turbulenzmodell)
SWV	Streamwise Vorticity
TI	Turbulence Intensity
TKE	Turbulente kinetische Energie
TL	Turbulent Length Scale
TM	Turbulenzmodell
TTM	Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik (Institut)
TTTF	Transonic Test Turbine Facility

## Symbole

$\omega$	Streamwise Vorticity
$r^*$	Dimensionslose Koordinate in radialer Richtung
$t^*$	Dimensionslose Zeit
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand
$y_w$	Wandabstand
k	Turbulente kinetische Energie

# Teil I

## Einleitung



# Einleitung

Diese Masterarbeit ist auf dem Gebiet der Optimierung von Turbomaschinen, im Speziellen, der Optimierung von Gasturbinenstufen angesiedelt. Eine fortlaufende Weiterentwicklung und Optimierung von Gasturbinen ist ein wichtiges, relevantes Thema und eine Herausforderung für die Forschung und Entwicklung. Eine Turbine, die sich durch einen Luftstrom beaufschlagt, zu drehen beginnt, ist nicht besonders schwer zu bauen. Dies kann beobachtet werden, wenn ein Kind ein Windrad bastelt. Auch ist eine grundlegende Auslegung einer Turbinenstufe mit Stift und Papier, wenn auch mit einigen Stunden Aufwand, recht gut möglich. Geht es jedoch um die feine Optimierung und fortlaufende Verbesserung, wird es schwieriger. Ein Teilgebiet, welches bei der feinen Optimierung eine Rolle spielt, ist die Turbulenz. Wenn eben für den groben Entwurf einer Maschine, die Kenntnis der Turbulenz noch nicht eine sehr große Rolle spielt, so kommt sie in weiterer Folge zum Tragen. Turbulenz ist in vielen Fällen unerwünscht, da sie zu Verlusten führt. Eine genaue Kenntnis von Effekten und Phänomenen ist von starkem Interesse.

Zwei wichtige Werkzeuge, die für die Optimierung zur Verfügung stehen, sind der Prüfstand und die numerische Simulation. Werden beide Werkzeuge einander gegenübergestellt, so haben sie jeweils bedeutende Vor- und Nachteile. Daraus resultiert, dass die besten Ergebnisse erzielt werden können, wenn beide Werkzeuge in Kombination verwendet werden. So ist eine geringfügige Abänderung einer Turbinenschaufelgeometrie durch feine Änderungen eines Rechengitters bei einer Simulation mitunter recht einfach zu bewerkstelligen. Im Gegensatz dazu müssten beim Prüfstand die oft große Anzahl an Turbinenschaufeln neu hergestellt werden. Dies ist zeitaufwendig und kostenintensiv. Wiederum muss allerdings die Simulation mittels guter Messergebnisse vom Prüfstand validiert werden und so ist eine Simulation, für sich alleine, beim aktuellen Stand der Technik oft nicht sinnvoll einsetzbar. Daher sind Versuchsaufbauten mit ausführlichen Messmöglichkeiten sowie die numerische Simulation unumgänglich. Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik ist die Infrastruktur für Messung und Simulation vorhanden.

Die Einflüsse der Turbulenz in einem Strömungsfeld bzw. deren Variation bewirken eher kleinere Änderungen im Strömungsfeld (z.B. Druckverteilung oder Geschwindigkeitsfeld). Doch sind solche kleinen Änderungen mit einem hohen wirtschaftlichen Potenzial verbunden und mittlerweile sehr relevant. Daher beschäftigt sich diese Masterarbeit mit dem Thema Turbulenz.

# 1 Begriffe

## 1.1 Numerik

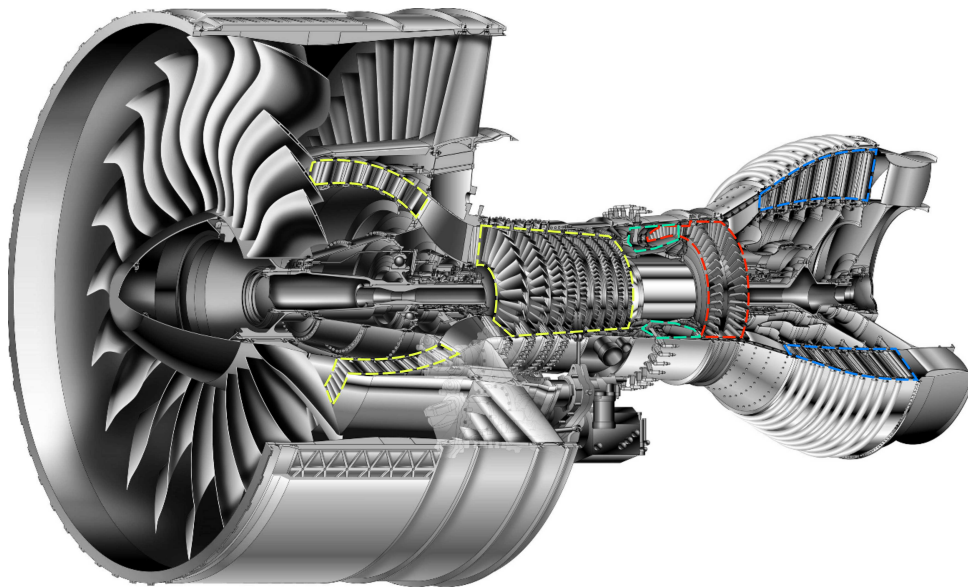
Numerik oder numerische Mathematik bezeichnet das Finden von Lösungen von mathematischen Fragestellungen mittels Diskretisierung mithilfe von Computern. Ein möglicher Gegensatz stellt die Analytik dar, bei welcher versucht wird, Lösungen in geschlossenen Darstellungen zu finden. Es darf auch nicht übersehen werden, dass es auf dem Gebiet der Analytik auch mächtige Werkzeuge für Computer gibt. Die Numerik kommt aber z.B. dann zur Anwendung, wenn analytische Lösungen gar nicht oder nur mit vergleichsweise hohem Aufwand gefunden werden können. Gerade in der Strömungsmechanik ist man in sehr vielen Fällen auf die numerische Lösung angewiesen. Die heutigen Computer werden immer leistungsfähiger, sodass sich immer mehr neue Möglichkeiten eröffnen. Probleme, bei denen eine Ermittlung der Lösung vor nicht allzu langer Zeit noch undenkbar schienen, können heute gelöst werden. Auch mit Privatrechnern können schon erstaunliche Aufgaben bewältigt werden. Werden die Aufgaben größer, können oder müssen diese mittels sogenannter Cluster-Computern bewältigt werden. Ein Cluster-Computer ist grob gesagt ein Verbund von vielen Einzel-Computer mit einer in Summe großen Anzahl an Prozessoren mit der zugehörigen Peripherie zu einem Gesamtsystem. Nichtsdestotrotz gibt es aber Probleme, welche auch mit dem größten Cluster generell oder wirtschaftlich nicht lösbar sind. Solche Probleme treten auf, wenn versucht wird, die reale Strömung bis ins kleinste Detail abzubilden.

## 1.2 Turbinenstufe

Die Turbinenstufe ist, wie später noch beschrieben, ein Bestandteil der Turbine. Turbinen gibt es für kompressible und inkompressible Fluide. Beispiele für Turbinen mit kompressiblen Fluiden sind die Dampf- und Gasturbine, die häufig in Kraftwerken zum Einsatz kommen, und das Flugzeugtriebwerk, das weltweit in großer Zahl verwendet wird.

### 1.2.1 Flugzeugtriebwerk

Vereinfacht besteht ein Flugzeugtriebwerk aus einem Verdichter, einer Brennkammer, einer Turbine und einer Düse oder einem Propeller. Verdichter bzw. Propeller und Turbine sind über eine oder mehrere Wellen miteinander verbunden. Die Luft strömt durch den Verdichter in die Brennkammer, wo ihr durch eine Verbrennung Energie zugeführt wird. Die verbleibende Luft und die Brenngase strömen dann durch die Turbine und verrichten Arbeit. Diese Arbeit ist groß genug, um den eben erwähnten Verdichter anzutreiben und einen Überschuss bereitzustellen. Dieser Überschuss wird für den Antrieb des Flugzeugs verwendet und damit an die Umgebung abgegeben. Dies kann z.B. in Form eines Strahls am Austritt des Triebwerks, mithilfe eines Propellers oder mithilfe eines weiteren Verdichters (Fan), dessen verdichtete Luft größtenteils am Kerntriebwerk vorbei strömt, geschehen. Die letztgenannte Variante ist das Mantelstromtriebwerk. Dieses wird heutzutage



Gelb: Verdichterstufen                      Grün: Brennkammer  
 Rot: Hochdruckturbinenstufen      Blau: Niederdruckturbinenstufen

**Abbildung 1.1:** Mantelstromtriebwerk [2] (leicht verändert)

sehr häufig im zivilen Luftverkehr eingesetzt. Abbildung 1.1 ist eine Schnittdarstellung durch ein solches Triebwerk.

### 1.2.2 Gasturbine

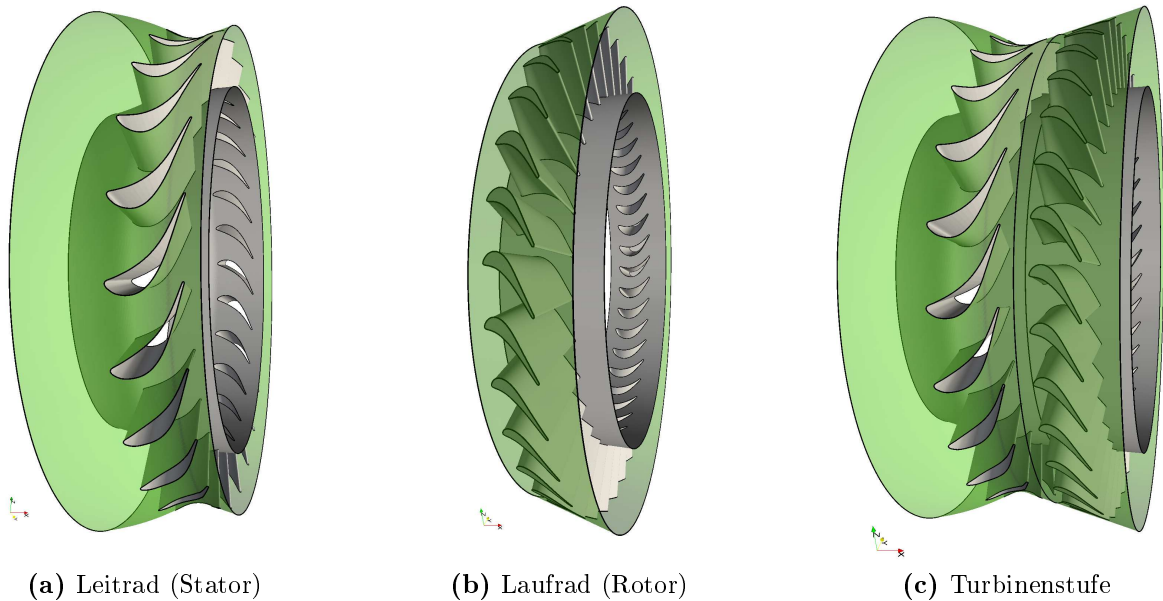
Die Gasturbine ist eine Maschine, welche verwendet werden kann, um die in einem kompressiblen Fluid wie z.B. Luft unter Druck vorhandene Energie zu nützen. Die Energie in Form von Druck- oder kinetischer Energie wird dabei in mechanische Energie umgewandelt. Die vom bewegten Fluid kommende Energie wird also gewandelt und auf einer rotierenden Welle verfügbar gemacht.

### 1.2.3 Turbinenstufe

Um einem Fluid mittels einer Turbine Energie zu entziehen, findet folgender zweiteiliger Prozess statt:

- Das Fluid wird in eine bestimmte Richtung umgelenkt. Hierbei wird ihm, abgesehen von Wärmeverlusten, in Summe noch keine Energie entzogen. Allerdings wird dabei Druckenergie in kinetische Energie umgewandelt.
- Auf diese Weise vorbereitet, trifft das Fluid auf ein rotierendes Rad. Dieses Rad lenkt das Fluid wiederum um, entzieht dem Fluid nun Energie und überträgt die Energie auf eine rotierende Welle. Diese Energie kann nun in Form von mechanischer Energie für verschiedene Zwecke genutzt werden.

Dieser zweiteilige Prozess lässt sich durch zwei Komponenten realisieren. Diese sind das Leitrad und das Laufrad, welche oft einfach als Stator und Rotor bezeichnet werden. Diese beiden Räder sind am Umfang mit einer Vielzahl von sogenannten Turbinenschaufeln bestückt. Diese Schaufeln ermöglichen das Umlenken des Fluids. Sie sind ein kritischer Bestandteil und müssen sorgfältig konstruiert sein. Die Kombination von Leitrad und Laufrad wird als Turbinenstufe bezeichnet. Abbildung 1.2 ist eine Darstellung einer Turbinenstufe. Die Geometrie dieser Stufe entspricht jener Geometrie, welche in der Arbeit



**Abbildung 1.2:** Darstellung Turbinenstufe tatsächlich verwendeter Geometrie

tatsächlich verwendet wurde. Diese Darstellung wurde mittels des später verwendeten Rechengitters erstellt.

Im allgemeinen kommen bei kompressiblen Medien mehrere Stufen zum Einsatz. Die Turbinen in Flugzeugtriebwerken werden in den meisten Fällen auf diese Weise ausgeführt. Dies ist auch bei dem modernen Triebwerk in Abbildung 1.1 gut erkennbar.

## 1.3 Turbulenz

Die Turbulenz ist ein Phänomen, welches noch viele Geheimnisse beinhaltet, welche noch nicht entdeckt wurden oder ins kleinste Detail verstanden werden. Auch die genaue Definition der Turbulenz ist gar nicht so einfach. Es können jedoch einige Begriffe definiert werden, welche eine Vorstellung über das Phänomen geben können.

### Laminare Strömung

Eine laminare Strömung kann dadurch charakterisiert werden, dass unterschiedliche Schichten im Strömungsfeld sich nicht durchmischen. Es kann zu Schwankungen oder Wirbeln kommen, welche jedoch selbst aus Schichten aufgebaut sind.

### Turbulente Strömung

Bei einer turbulenten Strömung lösen sich die oben genannten Schichten auf, weil Fluidbewegungen quer zur Hauptströmungsrichtung vorhanden sind und sich die Schichten so gegenseitig auflösen. Dies kann plötzlich und ohne ein vorher erkennbares Anzeichen geschehen. Wenn dies an einem bestimmten Ort im Strömungsfeld passiert, spricht man dort von einem Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung. Die Durchmischung resultiert in einer höheren Reibung im Fluid und in der Folge in Verlusten. In manchen technischen Fällen ist ein turbulentes Verhalten erwünscht, in vielen Fällen wie z.B. der Turbine jedoch nicht. Ein Unterbinden des Auftretens der turbulenten Strömung wäre also wünschenswert. Dies ist sehr oft schon grundlegend gar nicht möglich. Es ist also nötig

damit zu leben und zu versuchen eine möglichst optimale Maschine unter Berücksichtigung der Turbulenz zu entwickeln. Gute Maschinen trotz Vorhandensein von Turbulenz zu bauen, ist glücklicherweise schon seit langer Zeit möglich. Die Turbulenz jedoch bis ins kleinste Detail zu verstehen, ist ein entferntes Ziel der Forschung.

## Experiment turbulente vs. laminare Strömung

Um den Unterschied zwischen laminarer und turbulenter Strömung in Flüssigkeiten gut sichtbar machen zu können, gibt es ein einfaches Experiment. Anschaulich gemacht werden können insbesondere die beschriebenen Schichtbewegungen bzw. deren Abwesenheit. Dieses Experiment ist unter dem Namen Farbfadenversuch bekannt. Beim Versuch können eine oder mehrere Farben an bestimmten Stellen im Strömungsfeld eingebracht werden. Die Fortbewegung der eingefärbten Flüssigkeit kann dann beobachtet werden. Zur genaueren Analyse kann eine Videoaufzeichnung verwendet werden. Unter dem Web-Link <https://av.tib.eu/media/10886> ist ein solches Experiment mit Videos schön dargestellt und beschrieben.

## Turbulenz

Die Turbulenz beschreibt eine Eigenschaft von einem Strömungsfeld. Ist sie gegeben, schwanken die Strömungsgrößen wie Druck, Dichte und Geschwindigkeit im Strömungsfeld chaotisch. Die Schwankungen treten über weite Größenordnungen und Längenmaße auf und haben in diesen verschiedensten Größenordnungen auch bedeutende Einflüsse auf das Strömungsfeld. Die Stärke der Schwankungen steigt mit der Größe der Turbulenz. Die Schwankungen resultieren in einem dreidimensional fluktuierenden Strömungsfeld. Dies hat eine starke Durchmischung zufolge. Turbulenz ist ein Phänomen, welches in vielen praktisch relevanten Strömungen vorkommt. Ob sie auftritt, hängt von Fluid-Eigenschaften, der Geometrie sowie von der Strömung selbst ab. Eine charakteristische Größe, welche im Zusammenhang mit der Turbulenz auftritt, ist die Reynolds-Zahl.

$$Re = \frac{U \cdot L}{\nu}$$

Es sind  $U$  und  $L$  eine charakteristische Geschwindigkeit und eine charakteristische Länge des betrachteten Problems. Die Variable  $\nu$  ist die kinematische Viskosität. Es gibt eine kritische Reynolds-Zahl, ab welcher das Auftreten von Turbulenz möglich ist. Es ist also bei hohen Reynolds-Zahlen mit Turbulenz zu rechnen und bei sehr kleinen nicht. Tritt keine Turbulenz auf, so spricht man von einer laminaren Strömung. Die Größe dieser kritischen Reynolds-Zahl ist schwer bestimmbar. Nur in seltenen Fällen, wie dem Fall der Rohrströmung, ist sie bekannt. Bei der Rohrströmung liegt sie bei  $Re_{krit} \cong 2000$ . Es zeigt sich aber, dass bei sehr vielen technischen Anwendungen die Reynolds-Zahl sehr hoch ist, wodurch Turbulenz ganz sicher auftritt und die Kenntnis der kritischen Reynolds-Zahl mitunter gar nicht nötig ist. Mathematisch kann die Turbulenz mittels statistischer Methoden beschrieben werden. So können z.B. Mittelwerte und Standardabweichungen von Strömungsgrößen gebildet werden. Die Standardabweichungen sind dann ein Maß für die Größe der Turbulenz. Diese Methode wird insbesondere bei den später noch beschriebenen Geschwindigkeitsmessungen sowie auch bei der numerischen Simulation mit Turbulenz-Modellen verwendet.

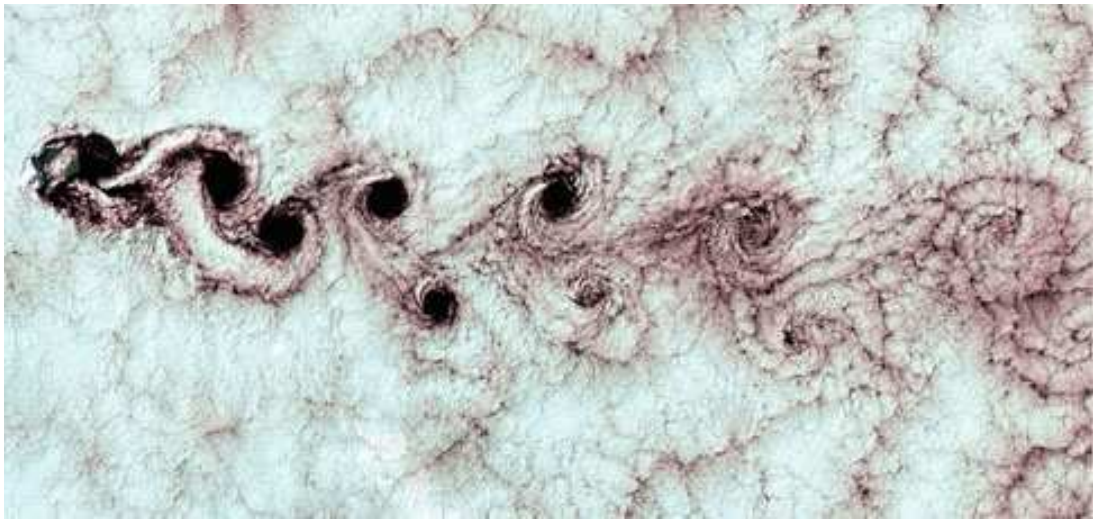


Abbildung 1.3: Kármánsche Wirbelstraße in Wolken um eine Insel [3]

### Turbulente Schwankungen vs. laminare Wirbel

Eine Schwierigkeit, die bei der Untersuchung von Turbulenz auftritt, ist die Unterscheidung von turbulenten und laminaren Schwankungen. Treten beide Arten von Schwankungen am gleichen Ort auf, so kann dies zu Problemen bei einer statistischen Auswertung führen. Ein Beispiel für Schwankungen bei laminarer Strömung ist die Kármánsche Wirbelstraße. Eine solche Wirbelstraße ist in Abbildung 1.3 zu sehen.

# 2 Relevanz der behandelten Themen für die Forschung

## 2.1 Thermische Turbomaschinen

Diese Maschinen werden weltweit in einem hohen Maß eingesetzt. Beispiele dafür sind die thermischen Kraftwerke, welche den größten Teil der weltweit benötigten elektrischen Energie durch Wandlung von Wärme aus Verbrennung oder Kernfusion zur Verfügung stellen. Diese Kraftwerke werden hauptsächlich mit Gas- und/oder Dampfturbinen betrieben. Ein anderes wichtiges Beispiel sind die Flugzeugtriebwerke, welche ebenfalls weltweit in einer enorm großen Zahl eingesetzt werden. Ein wichtiger Aspekt neben der hohen Anzahl dieser Maschinen ist deren hohe Leistung. Dadurch steckt auch in einer kleinen Optimierung ein hohes Potenzial. Wird z.B. der Wirkungsgrad einer Maschine verbessert und infolgedessen der Treibstoffverbrauch weltweit reduziert, hat dies einen großen ökonomischen Nutzen sowie einen Vorteil für die Umwelt. Die Forschung und Entwicklung an Gasturbinen ist also sehr relevant.

## 2.2 Numerische Strömungssimulation

Die numerische Simulation eröffnet viele Möglichkeiten für die Untersuchung von Strömungsproblemen. Hoch aufgelöste Lösungsgebiete ermöglichen ein detailliertes Untersuchen der Lösungsergebnisse. Gute Simulationen sind ein wichtiges Werkzeug für die Optimierung von Strömungsmaschinen.

## 2.3 Turbulenzuntersuchung

Da die Turbinen heutzutage schon einen sehr hohen Optimierungsgrad aufweisen, wird es wichtig, immer mehr Feinheiten des Strömungsfeldes zu kennen und zu verstehen. War das genaue Verständnis der Turbulenz bei den anfänglichen Entwicklungen noch weniger wichtig, so bekommt es heutzutage einen hohen Stellenwert. Die Optimierung geschieht in immer feineren Schritten. Ein Problem bei der numerischen Untersuchung der Turbulenz resultiert aus den verschiedensten Größenverhältnissen, die bei der Turbulenz eine Rolle spielen. Um die kleinsten Fluidbewegungen numerisch abzubilden, muss das betrachtete Simulations-Gebiet entsprechend fein aufgelöst werden oder es wird ein gutes Turbulenz-Modell benötigt, welches diese Feinheiten berücksichtigen kann, ohne von dieser feinsten Auflösung des Gebiets abhängig zu sein. In der Industrie wird fast ausschließlich die beschriebene Möglichkeit der Turbulenz-Modelle eingesetzt, da die feinste Auflösung für den täglichen Gebrauch noch nicht oder in wenigen Fällen umsetzbar ist. Ziel ist es, die Turbulenz-Modelle immer weiter zu verbessern, da sie, abhängig von der Anwendung, Schwächen aufweisen. Es ist also auch auf diesem Gebiet viel Entwicklungsbedarf vorhanden.

# 3 Aufgabenstellung

Durch die oben beschriebenen Punkte kommt man zu der hier behandelten Aufgabenstellung: Für die Untersuchung der Turbulenz in einer Turbinenstufe ist eine numerische Simulation aufzusetzen und mit vorgegebenen Parametern durchzuführen und zu dokumentieren. Die untersuchte Turbinenstufe ist ein Bestandteil einer am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik entwickelten Versuchsturbine. Die Ergebnisse der Simulation sollen zum Einen für sich betrachtet werden und nach charakteristischen Phänomenen (Sekundäreffekte) untersucht werden. Zum Anderen sollen die Ergebnisse der Simulation mit den Ergebnissen von einer bereits durchgeführten Messung verglichen werden. Das besondere Augenmerk soll dabei auf die vergleichbaren Turbulenzgrößen gesetzt werden. Die sich beim Vergleich ergebenden Resultate sollen interpretiert werden.



# Teil II

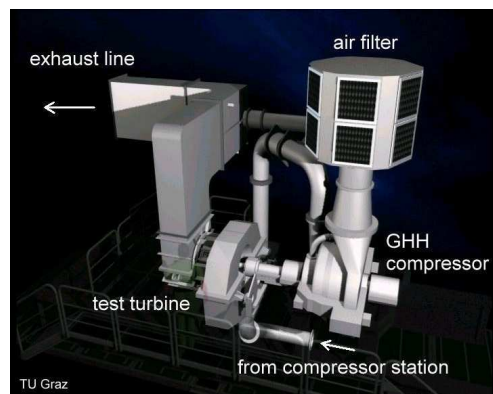
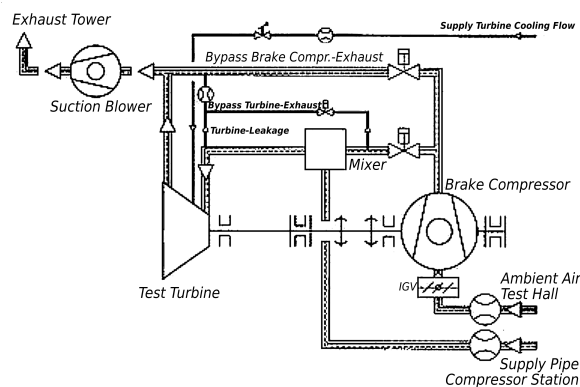
## Messung

# Messung

Eine Teilaufgabe der Masterarbeit bestand darin, die Ergebnisse der numerischen Simulation mit Messwerten, welche am Prüfstand aufgenommen wurden, zu vergleichen. Diese Messwerte wurden nicht im Zuge der Masterarbeit ermittelt, sondern bereits einige Jahre zuvor am Institut. Sie stehen also bereits seit längerer Zeit zur Verfügung. In den folgenden Kapiteln werden der Prüfstand, die Versuchsturbine, sowie die damals durchgeführten Messungen kurz beschrieben. Am Ende dieses Teils werden kurz die zwischen Messung und Simulation vergleichbaren Variablen aufgezeigt sowie eine mit dem Vergleich auftretende Problematik.

# 4 Turbinenprüfstand am Institut (TTTF)

Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik befindet sich ein Prüfstand, an welchem Versuche mit Turbinen durchgeführt werden können. Dieser trägt den englischen Namen Transonic Test Turbine Facility (TTTF). Diese Anlage wurde erstmals im November 1999 in Betrieb genommen. Es können unterschiedlichste Konfigurationen von bis zu zwei Stufen mit jeweils eigenen Abtriebswellen untersucht werden. Die für den Antrieb notwendige zuzuführende Luft wird von einer großen Verdichteranlage, welche sich im Keller des Instituts befindet, sowie von einem direkt von der Turbine angetriebenen Bremskompressor bereitgestellt. Es werden also nicht etwa Verdichter und Brennkammer in der Form, wie sie bei einem Flugzeugtriebwerk vorhanden sind, verwendet. Eine genauere Beschreibung des Prüfstands ist mittels der Dokumentation [4] verfügbar. Die zwei Abbildungen 4.1 und 4.2 stellen den Prüfstand in der nachfolgend beschriebenen Konfiguration dar.



**Abbildung 4.1:** Schema TTTF bei Betrieb mit TTM-Stufe [4] (leicht modifiziert)

**Abbildung 4.2:** 3D-Modell des Prüfstands [4]

## 5 TTM-Stufe

Für die Masterarbeit wurde eine bestimmte Konfiguration des Prüfstands ausgewählt. Bei dieser Konfiguration kommt die sogenannte TTM-Stufe zum Einsatz. Mit dieser Stufe begannen die Versuche am Prüfstand. Sie stellt eine Eigenentwicklung des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik dar und trägt dessen Namen als Abkürzung. Eine schematische Darstellung der TTM-Konfiguration ist in Abbildung 4.1 zu sehen. Die für die Turbine benötigte Luft wird über eine Verdichteranlage (Compressor Station), sowie den Bremskompressor (Brake Compressor) bereitgestellt. Mittels eines Gebläses (Suction Blower) kann das Druckniveau am Turbinenaustritt bei Bedarf zusätzlich abgesenkt werden, um das gesamte Druckverhältnis zu erhöhen. Über verschiedene Ventile kann der gewünschte Betriebspunkt der Turbine eingestellt werden. Die verwendete Turbine besteht aus nur einer Stufe, einer Hochdruckstufe. In Abbildung 4.2 ist das Kernstück der Anlage als 3D-CAD-Modell dargestellt. Eine Schnittdarstellung der Konfiguration bei Verwendung der TTM-Stufe ist in Abbildung 5.1 zu sehen. Erwähnenswert ist, dass bei diesen Abbildungen der Luftstrom von rechts nach links fließt, entsprechend der Ansicht im Labor von vorne. Im Gegensatz dazu sind die meisten folgenden Darstellungen umgekehrt erstellt (vgl. z.B. Abbildung 6.1a).

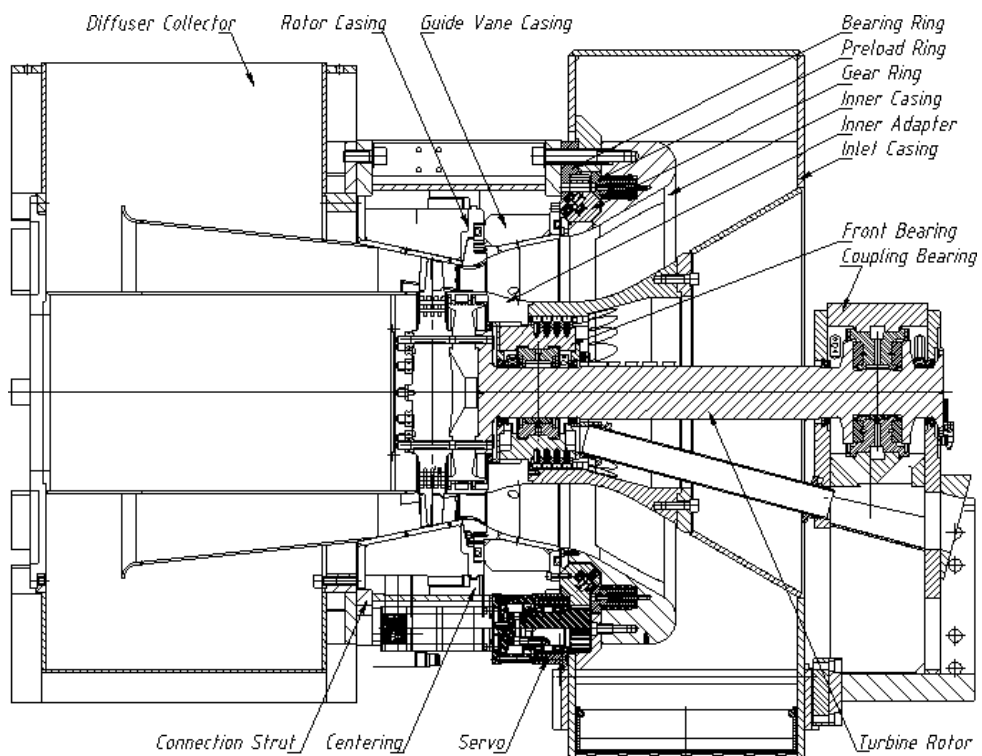


Abbildung 5.1: Schnittdarstellung TTF mit TTM-Stufe[4]

# 6 Messergebnisse

Die im Zuge der Masterarbeit verwendeten zusammengefassten Messergebnisse sind am Institut verfügbar. Die Messungen wurden nicht im Zuge der Masterarbeit durchgeführt. Diese wurden bereits im Jahr 2004 aufgenommen und liegen vor. Die Dokumentation zu den Messungen besteht in dem angeführten Dokument mit dem Titel „LDV Measurements in radial planes after stator and rotor of the TTM-stage“ [5].

## 6.1 Messung der Randbedingungen

Die ermittelten Randbedingungen sind nachfolgend kurz aufgelistet. Die jeweiligen Messpositionen „MC“, „in“, „out“, „exit“, sind in Abbildung 6.1a ersichtlich. Nicht ermittelt bzw. dokumentiert wurden allerdings beispielsweise die Randbedingungen für die turbulenten Größen am Eintritt.

- Drehzahl
- Wellenleistung
- $p_{tot,MC}$
- $p_{tot,in}$  (genaue Messposition, siehe Abbildung 6.1b Eintrittsebene)
- $T_{tot,in}$
- $\frac{p_{tot,MC}}{p_{exit}}$
- $p_{stat,out}$  (genaue Messposition, siehe Abbildung 6.1b Austrittsebene)

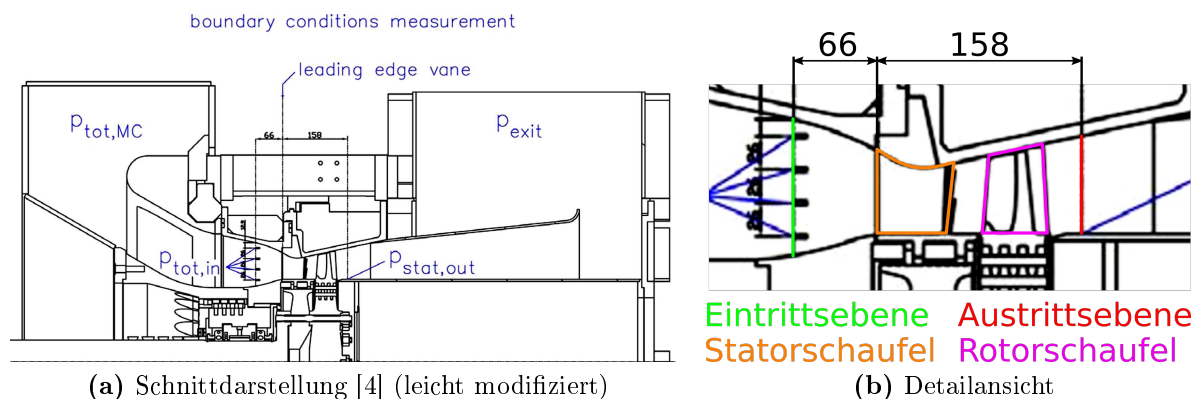


Abbildung 6.1: Messpositionen und Randbedingungen

## 6.2 Messebenen, Geometrie, Koordinatensystem

Für die Messungen wurden zwei bestimmte Messebenen verwendet. Diese Ebenen stehen senkrecht zur Drehachse und befinden sich jeweils knapp hinter dem Stator, bzw. knapp hinter dem Rotor. Den Ebenen wurden die Namen „B1“ und „C1“ zugewiesen. Diese Ebenen wurden später auch bei der Simulation für genauere Untersuchungen hergezogen. Die genauen Positionen sind in Abbildung 6.2 zu sehen. In der Abbildung sind zusätzlich weitere Ebenen eingetragen, welche aber weder in der Messung noch in der Simulation zum Einsatz kamen. In die Messebenen wurde eine große Anzahl an genau definierten Messpunkten gelegt. Diese umspannen einen Winkelbereich von  $30^\circ$  in Umfangsrichtung und einen Teilbereich der Kanalhöhe in radialer Richtung. Die Positionen aller Messpunkte sind in Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4 dargestellt. Die Geometrie der Schaufeln sowie der Meridionalkontur der Versuchsturbine sind in der Dokumentation in Form eines Excel-Dokuments verfügbar. Diese Geometriedaten wurden später als Basis für die Simulationen in dieser Masterarbeit verwendet. In Abbildung 6.4 ist zusätzlich die Definition des Koordinatensystem, welches in der Simulation zur Anwendung kam, dargestellt.

## 6.3 Geschwindigkeitsmessung mittels LDA

An den oben beschriebenen Messpunkten wurden in großem Umfang Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt. Das dabei verwendete Verfahren trägt den Namen Laser-Doppler-Anemometrie (engl. Laser Doppler Velocimetry). Bei diesem Verfahren werden für eine Geschwindigkeitskomponente zwei gleich polarisierte Laserstrahlen mit gleicher Wellenlänge in einem Messpunkt überlagert. Der Winkel der beiden Strahlen zu einander ist spitz. Durch diese Kombination ergibt sich am Überlagerungspunkt ein Hell-Dunkel-Gebiet, welches in etwa die Form eines Reiskorns aufweist und eine definierte Ausrichtung besitzt. Ein Partikel, welches dieses Gebiet durchquert, wird dadurch mehrfach hintereinander beleuchtet. Daraus resultiert ein Auf- und Abblitzen mit einer bestimmten Frequenz. Ist die Anzahl solcher Partikel groß genug, kann dieses Auf- und Abblitzen mit einem Photosensor erfasst werden. Die natürlich in der Luft vorkommende Anzahl an Partikeln ist gering. Aus diesem Grund werden geeignete Partikel wie z.B. Tröpfchen der Strömung beigesetzt. Das vom Sensor aufgenommene Zeitsignal wird einer Frequenzanalyse unterzogen. Die resultierende Frequenz ist abhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher sich die Partikel durch das Gebiet der sich überlagernden Laserstrahlen bewegen. Dadurch kann der Betrag dieser einen Geschwindigkeitskomponente errechnet werden. Über ein Trigger-Signal können verschiedene Zeitpunkte im Zeitsignal einer bestimmten Stator-Rotor-Phase zugeordnet werden. Bei den durchgeführten Messungen wurden gleichzeitig zwei Geschwindigkeitskomponenten erfasst, weshalb zwei Paare von Laserstrahlen mit paarweise unterschiedlichen Wellenlängen benötigt wurden. Bei den Messungen wurden sukzessive alle Positionen der oben beschriebenen Messpunkte abgearbeitet und an jedem Punkt tausende Messwerte ermittelt.

## 6.4 Auswertung der Geschwindigkeitsmesswerte

Die Auswertung der großen Anzahl an Messwerten sei hier kurz beschrieben. Für jeden, in Bezug auf das Gehäuse örtlich feststehenden Messpunkt wurden für 40 verschiedene Stator-Rotor-Phasen – dies entspricht 40 verschiedenen Zeitpunkten – Mittelwerte bzw. Varianzen der Geschwindigkeitsmesswerte gebildet. Dies ergibt  $(9 + 7) \cdot 41 \cdot 40 \cdot 6 = 157440$  Ergebniswerte. Die einzelnen Zahlenwerte in der Rechnung entsprechen:

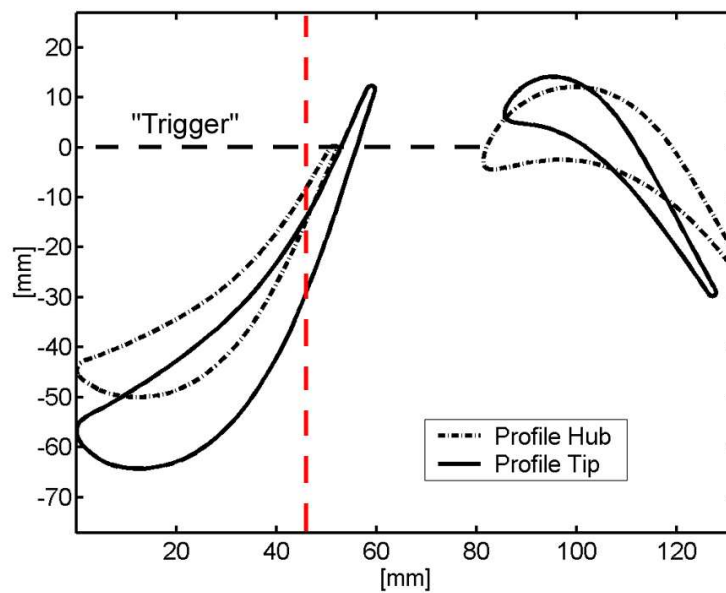
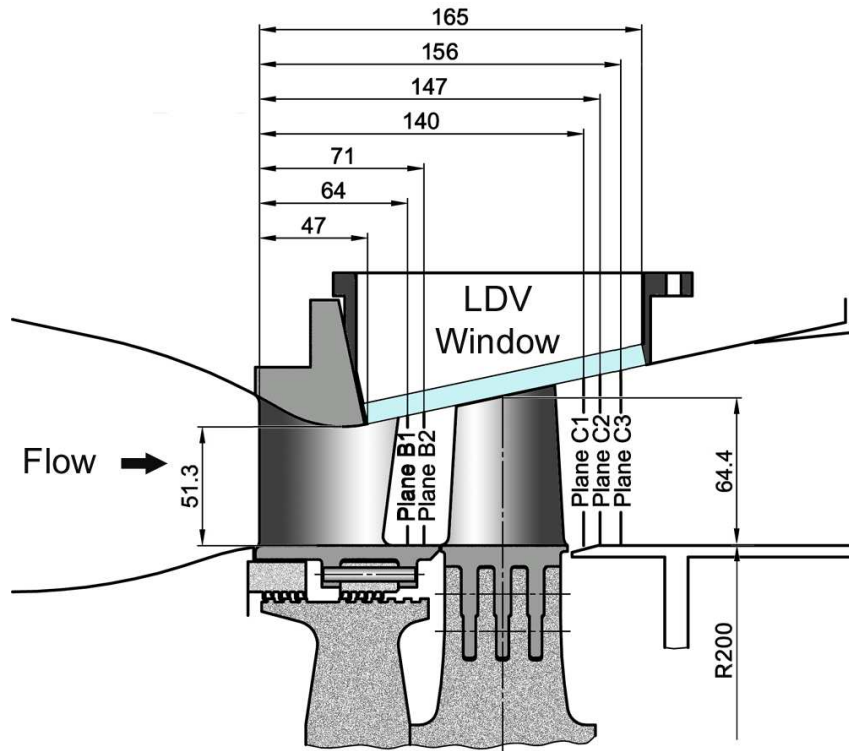


Abbildung 6.2: Messebenen der LDA-Messung und Schaufelgeometrie[5]

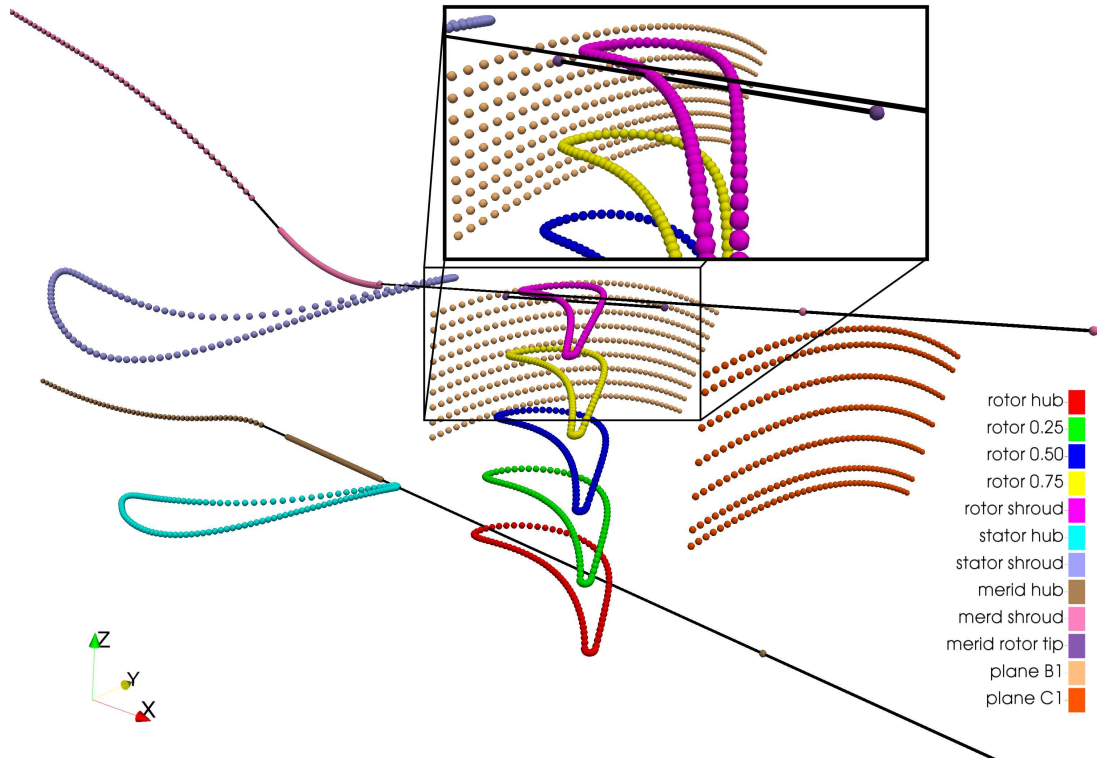


Abbildung 6.3: Geometrie und Messpunkte

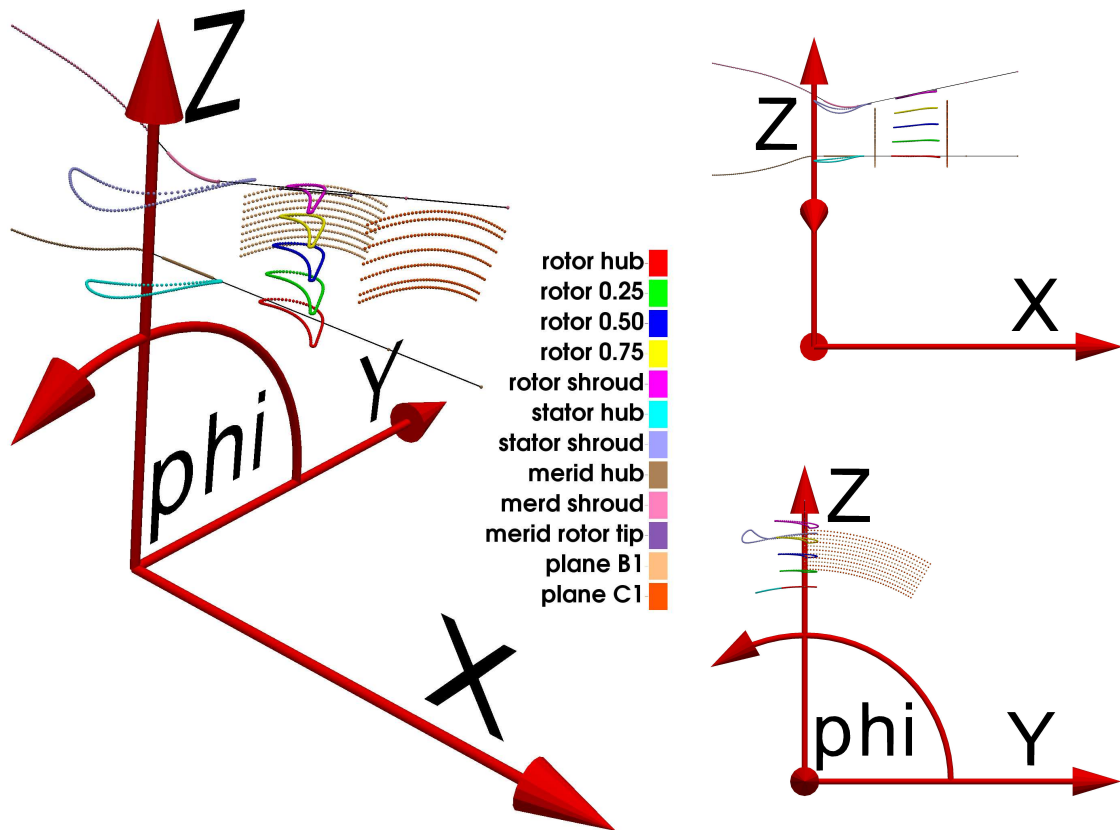


Abbildung 6.4: Koordinatensystem



- 9 Messlinien in Radialrichtung in der Ebene B1
- 7 Messlinien in Radialrichtung in der Ebene C1
- 41 Messpositionen jeweils auf jeder Messlinie in Umfangsrichtung
- 40 verschiedene Stator-Rotor-Phasen bzw. Zeitpunkte innerhalb einer Periode
- 6 ausgewertete Lösungsvariablen

## 6.5 Vergleichbarkeit von Messung und Simulation

Die sechs Lösungsvariablen können nach einer gängigen Konvention symbolisch angeschrieben werden. Es entspricht  $u$  der Geschwindigkeitskomponente in Achsrichtung und  $v$  jener in Tangential-Richtung. Wichtig ist zu erwähnen, dass die Geschwindigkeitskomponenten bei der Messebene hinter dem Stator genau genommen nicht in diese Richtungen aufgenommen wurden, sondern im Zuge dieser Masterarbeit mittels einer Transformation in diese Richtungen gedreht wurden. Dies könnte auch eine kleine Fehlerquelle darstellen. Die vorher erwähnte gängige Konvention entspricht der Schreibweise bei der Verwendung von einer später noch beschriebenen Reynolds-Mittelung. Diese Konvention wurde verwendet, da die Mittelwertbildung bei den Messungen einer solchen Mittelwertbildung entspricht. Die erwähnte Variablen sind:

- Crosscomponent  $\overline{u' \cdot v'}$
- Mittelwert  $\bar{u}$
- Mittelwert  $\bar{v}$
- Mittelwert Geschwindigkeitsbetrag  $\overline{\sqrt{u^2 + v^2}}$
- Varianz  $\overline{u'^2}$
- Varianz  $\overline{v'^2}$

### Geschwindigkeiten

Die Reynolds-Mittelwertbildung der Messwerte wurde erwähnt, da bei der Simulation eine andere Mittelwertbildung zum Einsatz kommt. Diese trägt den Namen Favre-Mittelung. Diese entspricht einer Dichte-gewichteten Mittelung. Die Definition der verschiedenen Mittelwerte einer beliebigen Strömungsgröße  $f$  lauten:

- Reynolds-Mittelung:

$$\bar{f} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} f \cdot dt$$

- Favre-Mittelung:

$$\tilde{f} = \frac{\overline{\rho \cdot f}}{\bar{\rho}} = \frac{\frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho \cdot f \cdot dt}{\frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \rho \cdot dt}$$

Die Schreibweisen der beiden Mittelungsmethoden sind auf der folgenden Liste zu sehen. Bei einer Zerlegung wird eine Strömungsgröße in Mittelwert und zeitliche Schwankung unterteilt. Dies kann je nach Mittelwertbildung auf unterschiedliche Weise geschehen. Es sind exemplarisch die Zerlegungen von den Geschwindigkeitskomponenten dargestellt.

- Reynolds-Mittelung:

Zerlegung:  $u(t) = \bar{u} + u'(t)$ ,  $v(t) = \bar{v} + v'(t)$ ,  $w(t) = \bar{w} + w'(t)$

$u, v, w \dots$  Geschwindigkeitskomponenten

$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w} \dots$  Mittelwerte (z.B.  $\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u(t) \cdot dt$ )

$u', v', w' \dots$  Schwankungen

- Favre-Mittelung:

Zerlegung:  $u(t) = \tilde{u} + u''(t)$ ,  $v(t) = \tilde{v} + v''(t)$ ,  $w(t) = \tilde{w} + w''(t)$

$u, v, w \dots$  Geschwindigkeitskomponenten

$\tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w} \dots$  Mittelwerte (z.B.  $\tilde{u} = \frac{\rho \cdot \bar{u}}{\bar{\rho}}$ )

$u'', v'', w'' \dots$  Schwankungen

Die Messwerte der Messung und die Lösungswerte der Simulation sind also streng genommen nicht direkt vergleichbar. Eine Umrechnung von der einen in die andere Variante ist leider auch nicht möglich. Glücklicherweise sind die Unterschiede der verschiedenen Mittelungsmethoden, wie später kurz abgeschätzt, bei der betrachteten Anwendung gering.

## Turbulente kinetische Energie

Die Definition der turbulenten kinetischen Energie ist  $k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$ . Es werden also die Reynolds-Größen verwendet. Bei den Messungen wurden Varianzen ermittelt, allerdings nur jene von zwei Geschwindigkeitskomponenten. Da eine Komponente fehlt, wurde die Annahme  $\overline{w'^2} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2})$  getroffen. Die Varianz der dritten Komponente sei also der Mittelwert der beiden anderen. Daraus ergibt sich die turbulente kinetische Energie zu  $k = \frac{3}{4} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2})$ .

Bei der Simulation ist die turbulente kinetische Energie  $k$  direkt in den Lösungen enthalten. Sie muss also nicht wie bei der Messung aus anderen Werten berechnet werden. Allerdings wird hier intern mit den Favre-Mittelwerten und in weiterer Folge auch mit den dazugehörigen Schwankungen gerechnet. Dies entspricht  $k = \frac{1}{2} (\overline{u''^2} + \overline{v''^2} + \overline{w''^2})$ . Also gibt es auch bei dieser Größe wieder grundsätzliche Unterschiede zwischen Messung und Simulation. Es werden später also zwei nicht exakt gleich definierte Größen mit einander verglichen. Um dieses Vorgehen zu rechtfertigen, wurde ein kleines Beispiel konstruiert, um eine Größenordnung des resultierenden Fehlers abschätzen zu können, des Fehlers, welcher aus der Verwendung von verschiedenen Mittelungsmethoden resultiert. Es wird sich glücklicherweise zeigen, dass diese Größenordnung ausreichend klein ist. Dazu kommt, dass die Unterschiede der Ergebniswerte zwischen Messung und Simulation aus anderen Gründen nicht klein sind, wie später in der Auswertung ersichtlich ist. Dadurch fallen die Unterschiede, welche aus der in diesem Kapitel erwähnten Problematik resultieren, weniger ins Gewicht. Es ist aber sicher wichtig, sich dieser Tatsache bewusst zu sein. Besonders bei extremen Strömungsverhältnissen könnte die Situation wieder bedeutend anders aussehen.

## Beispiel zur Abschätzung des Fehlers beim Vergleich von Messung und Simulation

Zur Abschätzung der Vergleichbarkeit der direkt bzw. der Dichte-gewichteten, gemittelten Werte wurde ein künstliches Beispiel aufgestellt. Es wurden ein zeitlich vorgegebener Verlauf einer Geschwindigkeit, sowie Werte für Temperatur und Druck beim Ruhezustand,

sowie weiters eine isentrope Zustandsänderung angenommen. Daraus folgend kann der zugehörige zeitliche Verlauf der Dichte berechnet werden. Der vorgegebene Geschwindigkeitsverlauf stellt eine Sinusschwingung über der Zeit dar, mit einer relativ willkürlich gewählten Frequenz. Sie wurde einzig so gewählt, dass sich über den gewählten Zeitbereich genau eine Periodendauer ergibt. Ob eine oder mehrere Periodendauern betrachtet werden, macht für die Mittelwertbildung keinen Unterschied.

Aus den Dichte- und Geschwindigkeitsverläufen können die verschiedenen Mittelwerte und in weiterer Folge eine turbulente kinetische Energie errechnet werden. Die Amplitude und der Mittelwert der Schwingung wurden via zwei Konstanten  $K_1$  und  $K_2$  mehrfach variiert, sodass die physikalischen Verhältnisse in etwa denen in den Ebenen B1 und C1 entsprechen und zwar einmal im Nachlaufgebiet und einmal bei Kanalmitte.  $K_1$  entspricht grob einer vorherrschenden mittleren Geschwindigkeit und  $K_2$  einer Amplitude der Geschwindigkeitsschwankung.  $K_2$  wurde iterativ gewählt, sodass die resultierenden Werte der turbulenten kinetischen Energie ganz grob denen der Simulation entsprechen. Daraus resultierend kann erkannt werden, welche Größenordnung an Abweichungen bei den verschiedenen Mittelwerten bzw. bei der turbulenten kinetischen Energie vorhanden sind. Es zeigt sich eine Größenordnung des maximalen Unterschieds von grob zwei Prozent. Der Unterschied ist am größten, wenn die mittlere Geschwindigkeit und die Amplitude der Schwingung hoch gewählt bzw. die turbulente kinetische Energie hoch angesetzt werden. Der Rechenweg ist direkt nachfolgend dargestellt, die Rechenergebnisse sind im Anschluss in der Tabelle zu sehen.

## Rechenweg

Gaskonstante Luft, Isentropenexponent:

$$R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}, \quad \kappa = 1.4$$

Temperatur, Druck und Dichte am Ruhezustand:

$$T_0 = 402.7\text{K}, \quad p_0 = 3.332\text{Pa}, \quad \rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_0}$$

Künstlicher Verlauf der Geschwindigkeit:

$$\omega = 2 \cdot \pi \frac{1}{\text{s}}, \quad t = [0, 1] \text{s}, \quad v = K_1 + K_2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Errechneter Verlauf der Temperatur bzw. der Dichte:

$$T = T_0 - \frac{v^2}{2 \cdot c_p}, \quad \rho = \rho_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

Reynolds-Mittelwerte und zugehörige Schwankungen:

$$\bar{\rho} = \text{mean}(\rho), \quad \rho' = \rho - \bar{\rho}, \quad (\bar{\rho}' = 0)$$

$$\bar{v} = \text{mean}(v), \quad v' = v - \bar{v}, \quad (\bar{v}' = 0)$$

Favre-Mittelwerte und zugehörige Schwankungen:

$$\tilde{v} = \frac{\bar{\rho} \bar{v}}{\bar{\rho}}, \quad v'' = v - \tilde{v}, \quad \overline{v''} = \text{mean}(v'')$$

Turbulente kinetische Energie aus Reynolds- bzw. Favre-Werten:

$$k_{\text{Reynolds}} = \frac{3}{2} \overline{v'^2}, \quad k_{\text{Favre}} = \frac{3}{2} \overline{v''^2}$$

## Ergebnisse

$K_1$	$K_2$	$\bar{v}$	$\tilde{v}$	$\overline{v''}$	$k_{\text{Reynolds}}$	$k_{\text{Favre}}$
$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$
500	8	500	499.86	0.14294	47.952	47.983
500	45	500	495.5	4.5008	1517.2	1547.6
150	14	150	149.91	0.093356	146.85	146.87
150	45	150	149.04	0.96458	1517.2	1518.6

# Teil III

## Simulation

# 7 Theoretische Grundlagen

## 7.1 Numerik

Wie in der Einleitung in Abschnitt 1.1 auf Seite 3 kurz erläutert, ist unter dem Begriff Numerik das näherungsweise Finden von Lösungen von mathematischen Problemen mittels eines Computers zu verstehen. Darunter fallen z.B. das Finden von Lösungen für die CFD-Simulation, das Ermitteln von Iso-Flächen oder Iso-Linien bei der Auswertung und auch die Interpolation in den Zellen des Lösungsgebiets oder bei Lösungskurven in Diagrammen. In Programmen wie Linars, ParaView oder Python sind solche numerische Methoden implementiert.

## 7.2 Mathematische Modellierung

Die mathematische Modellierung beschäftigt sich mit dem mathematischen Abbilden von realen Dingen in ein mathematisches Modell. Die Abbildung erfolgt dabei immer mit einem gewissen Detaillierungsgrad. Der erforderliche sowie der realisierbare Detaillierungsgrad hängt von der Problemstellung ab. Dies ist bei der Bearbeitung eines Problems mittels mathematischer Modellierung zu beachten. So könnte bei bestimmten Problemstellungen ein grober Grad ausreichen. Wird dann ein zu detaillierter Grad verwendet, kann dies zu unnötigen Problemen führen. Andererseits kann es vorkommen, dass bestimmte Problemstellungen noch zu wenig gut modelliert werden können und daher eine Betrachtung schwierig wird. Bei der Strömungssimulation wird das Verhalten von Fluiden modelliert. Bei der Masterarbeit wird das Fluid Luft betrachtet. Zwar ist auf dem Gebiet der Strömungssimulation schon vieles möglich, bei dem Teilgebiet der Turbulenz jedoch ist noch viel Entwicklungsbedarf vorhanden.

### 7.2.1 Erhaltungsgleichungen

Die Strömung wird als Kontinuum betrachtet. Dadurch können fünf Erhaltungsgleichungen formuliert werden. Die zugehörigen Variablen dieser Gleichungen sind Masse, Impuls und Energie, wobei der Impuls eine vektorielle Größe darstellt und drei Gleichungen beiträgt. Masse und Energie sind Skalare. Mathematisch ergibt sich ein partielles Differenzialgleichungssystem. Es setzt sich aus fünf unabhängigen Variablen zusammen, welche über ein Lösungsgebiet von vier Variablen aufgespannt werden, den drei Raumkoordinaten und der Zeit. Hinweis: Bei vereinfachten Betrachtungen kann auch mit einer geringeren Anzahl an Raumkoordinaten gerechnet werden, wodurch die Anzahl der Gleichungen kleiner wird. Das aus den Erhaltungsgleichungen resultierende System ist so noch nicht lösbar.

### 7.2.2 Physikalische Zustandsgleichungen

Eine Reihe weiterer physikalischer Zusammenhänge, welche mit in das Gleichungssystem einfließen müssen, um es lösbar zu machen, müssen mittels sogenannter Zustandsgleichungen modelliert werden. Dahinter steckt die Abhängigkeit verschiedener physikalischer

Zustandsgrößen zueinander. Die Abhängigkeiten treten je nach Vorhandensein von verschiedenen physikalischen Bedingungen verschieden auf (vgl. Gibbs'sche Phasenregel). Es wird unterschieden zwischen thermischen und kalorischen Zustandsgleichungen. Die thermischen Zustandsgleichungen bringen Variablen wie Druck  $p$ , Temperatur  $T$  und Dichte  $\rho$  zueinander in Verbindung, die kalorischen Zustandsgleichungen Variablen wie Temperatur, Energie und Entropie. Eine einfache Implementierung einer thermischen Zustandsgleichung kann über die Annahme des idealen Gases realisiert werden. Es wird dann einzig die Gaskonstante  $R$  benötigt. Dadurch ergibt sich eine einfache analytische Gleichung, welche mit in das Gleichungssystem genommen werden kann.

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T$$

Ein Zusammenhang zwischen Temperatur und Energie kann über die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  hergestellt werden. Diese kann weiters über den Zusammenhang  $R = c_p - c_v$  sowie unter der Annahme von  $\frac{c_p}{c_v} = \kappa$  ermittelt werden.  $R$  ist wieder die Gaskonstante und  $\kappa$  der Isentropenexponent. Die beiden Größen sind bekannt.  $R$  hat im vorliegenden Fall von Luft den Wert  $287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$  und  $\kappa$  den Wert 1.4.

### 7.2.3 Navier-Stokes-Gleichungen

Ein letzter physikalischer Effekt, welcher noch modelliert werden muss, ist der Zusammenhang zwischen dem Geschwindigkeitsfeld und den resultierenden Schubspannungen. Eine mögliche Formulierung resultiert aus der Annahme des Newtonschen Fluids. Genau unter dieser Annahme wird das resultierende Gleichungssystem Navier-Stokes-Gleichungen genannt. Diese Gleichungen stellen also eine Spezialisierung der Erhaltungsgleichungen dar. Über diese letzte Annahme kann das Gleichungssystem geschlossen werden. Sie ist für viele technisch relevante Fälle passend. Dies trifft auch für die Simulation der Gasturbinenstufe zu. [6]

## 7.3 Computational Fluid Dynamics (CFD)

Die Computational Fluid Dynamics beschäftigt sich mit der Simulation des physikalischen Verhaltens von Fluiden mit Hilfe des Computers. Dies entspricht also einer mathematischen Modellierung sowie der Lösung des daraus resultierenden mathematischen Problems. Eine häufig eingesetzte Art der Modellierung besteht in der Verwendung der Navier-Stokes-Gleichungen. Analytische Lösungen dieser Gleichungen sind nur in Ausnahmefällen zu finden. Aus diesem Grund werden numerische Methoden benötigt. Daraus folgen neben Fehlern, welche aus der Modellierung resultieren, auch noch Fehler aus der Näherung durch die Numerik. Glücklicherweise sind beide Fehler für viele Anwendungsfälle zu klein, um von Bedeutung zu sein. Ein Ziel ist es, die Realität möglichst genau nachzubilden. Es zeigen sich allerdings relativ schnell Grenzen, welche beim heutigen Stand der Technik noch vorhanden sind. Diese Grenzen kommen je nachdem, ob die CFD in der Industrie oder in der wissenschaftlichen Forschung eingesetzt wird, unterschiedlich stark zu tragen. So können bestimmte Probleme zwar gelöst werden, allerdings ist damit ein hoher Aufwand verbunden. Deshalb muss ein Einsatz solcher Methoden in manchen Fällen gut überlegt werden. Eine erhoffte zukünftige Anwendungsmöglichkeit könnte die Durchführung von virtuellen Experimenten mit Fluiden am Computer sein, um den realen Prüfstand durch einen virtuellen zu ersetzen. Virtuelle Experimente hätten oft Vorteile gegenüber realen, da ein oft aufwändiger Versuchsaufbau wegfallen würde. Jedoch stehen dem aufwändigen Versuchsaufbau ein beträchtlicher, oft nicht zu bewältigender Berechnungsaufwand sowie Fehler durch die Modellierung gegenüber.

### 7.3.1 Chancen

- Es ist kein tatsächlicher, teurer Versuchsaufbau nötig.
- Der Zustand des gesamten Lösungsgebiets ist bekannt. Dieser ist zwar diskretisiert, aber meist recht fein aufgelöst. Im Gegensatz dazu ist man bei einer Messung auf Daten an den jeweiligen ausgewählten Messpositionen beschränkt.

### 7.3.2 Schwierigkeiten

- Begrenzte Ressourcen

Wie später noch beschrieben, muss das gesamte Lösungsgebiet ausreichend fein aufgelöst bzw. unterteilt werden. Im vorliegenden Fall ergeben sich Lösungswerte an Millionen von verschiedenen Positionen im Gebiet. An jeder dieser Positionen müssen verschiedenste Variablen abgelegt sein und dies je nach Anwendungsfall noch zu verschiedenen Zeitpunkten. Daraus resultiert ein enormer Umfang an benötigtem Rechen- und Datenspeicher. Zur Verarbeitung dieser Datenmengen werden entsprechend leistungsfähige Prozessoren benötigt. Die Leistungsfähigkeit heutiger Prozessoren ist zwar groß, aber für viele Probleme der CFD im Verhältnis trotzdem noch recht eingeschränkt.

- Hohe Datenmengen resultieren in Herausforderungen bei Datenverarbeitung bzw. „Sinnhaftigkeitsfindung“.

Eine große Menge an Lösungsdaten kann schnell produziert werden. Jedoch müssen aus diesen Daten für eine jeweilige Problemstellung die gewünschten Informationen gewonnen werden. Diese Aufgabe ist alles andere als einfach. Leistungsfähige Tools sind von Nöten. Glücklicherweise stehen schon viele gute Tools zur Verfügung. Gute

Tools nützen jedoch wenig, wenn sie nicht entsprechend eingesetzt werden. So ist z.B. eine farbige Darstellung recht schnell gefunden, eine Aussagekraft für die jeweilige Problemstellung deswegen aber nicht automatisch garantiert. Eine weitere Herausforderung stellt die Menge der Informationen, welche einen Lösungszustand beschreiben, dar. Mehrere Dimensionen im Raum sowie möglicherweise auch noch unterschiedliche Zeitpunkte erfordern das Filtern der vorhandenen Informationen, um auf die gewünschten Informationen zu kommen. Schlussendlich sollte ja meistens ein kurzes und knappes aber aussagekräftiges Ergebnis auf einem oder wenigen Blättern Papier darstellbar sein. Aus dieser Problematik resultiert neben anderen Gründen oftmals der Einsatz von Mittelwerten.

### 7.3.3 Lösungsmethoden

Für das numerische Lösen von partiellen Differenzialgleichungssystemen mit örtlichen Ableitungen ist eine Diskretisierung des zugehörigen Lösungsgebiets notwendig. Für diesen Zweck kommt häufig ein sogenanntes Gitter zum Einsatz. Die Unterscheidung, ob und auf welche Weise ein Gitter bei einer bestimmten Methode eingesetzt wird, ermöglicht eine grobe Unterteilung von verschiedenen Lösungsmethoden:

- Methoden ohne Gitter

Es muss der Rand des Lösungsgebiets definiert werden. An bestimmten Rändern können Partikel in das Lösungsgebiet eintreten oder es verlassen. Bei der Bewegung im Gebiet interagieren die Partikel miteinander und mit den Rändern.

- Methoden mit Gitter

Zusätzlich zu den Rändern muss das ganze Lösungsgebiet räumlich aufgelöst werden. Je nach Anforderung muss diese Auflösung sehr fein sein. Das Gitter wird aus Gitterpunkten aufgebaut, welche über das gesamte Gebiet verteilt sind und miteinander in Verbindung stehen. Oft wird für dieses Gitter auch der englische Begriff *mesh* für Netz verwendet.

- Finite Differenzen Methode

Die Gitterpunkte stehen zueinander in nachbarschaftlichen Beziehungen, welche definiert sein müssen. Jedem Gitterpunkt werden zugehörige Variablen zugewiesen. Über die Lage der benachbarten Punkte können Differenziale näherungsweise formuliert werden.

- Finite Elemente Methode

Über Interpolationsfunktionen können verschiedene geometrische Elemente definiert werden, welche einzig durch ein paar wenige Gitterpunkte bestimmt sind. Werden an den Gitterpunkten örtliche Lage bzw. verschiedene andere Variablen festgelegt, so sind die zugehörigen Werte im gesamten Bereich des Elements mittels der Interpolationsfunktionen bekannt. Werden mehrere solche Elemente zusammengesetzt, kann ein Gitter erstellt werden, welches das gesamte Lösungsgebiet umfasst.

- Finite Volumen Methode

Mit den Gitterpunkten werden zusammenhängende Flächen und Zellen auf eine Weise definiert, dass ein zusammenhängendes Netz entsteht, welches das gesamte Lösungsgebiet umfasst. Diese Methode wird für CFD häufig eingesetzt, so auch hier. Eine genauere Beschreibung folgt in Abschnitt 7.3.5.



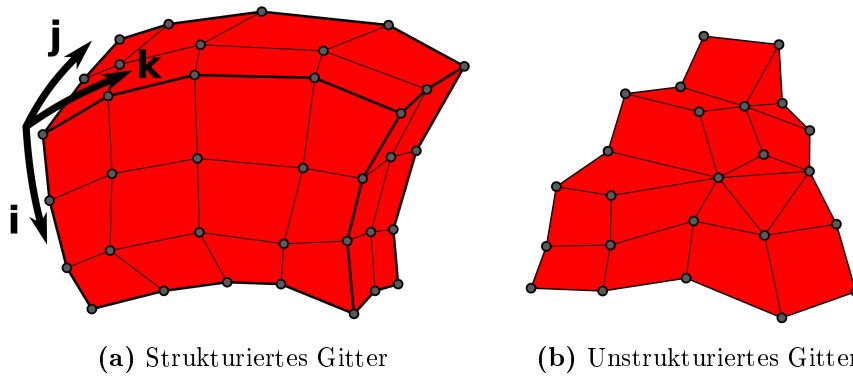


Abbildung 7.1: Beispiele für Rechengitter

### 7.3.4 Rechengitter

Kurz erwähnt sei, dass es Problemstellungen gibt, die mathematisch ein-, zwei- oder dreidimensional modelliert werden können, weshalb das zugehörige Berechnungsgitter ebenso ein-, zwei- oder dreidimensional aufgebaut sein kann. Es folgt eine unvollständige Einteilung von Netztypen, in welcher aber die gängigsten enthalten sind.

- Strukturiert

Das Netz ist derart aufgebaut, dass die einzelnen Knotenpunkte direkt über Indizes angesprochen werden können. Die Indizes sind je nach Dimensionalität des Gitters ein- oder mehrfach. Der maximale Index pro Dimension ist konstant. Nachbarknoten können direkt über Inkrementieren oder Dekrementieren der Indizes referenziert werden. Eine Darstellung eines solchen Gitter ist in Abbildung 7.1a zu sehen.

- Unstrukturiert

Unstrukturierte Gitter können aus Zellen beliebiger Form aufgebaut sein. Die Beziehungen zu benachbarten Knoten, Zellen oder Elementen sind nicht wie beim strukturierten Gitter implizit festgelegt. Diese Beziehungen müssen explizit definiert sein. Für eine exemplarische Darstellung diese Gittertyps siehe Abbildung 7.1b.

- Blockstrukturiert

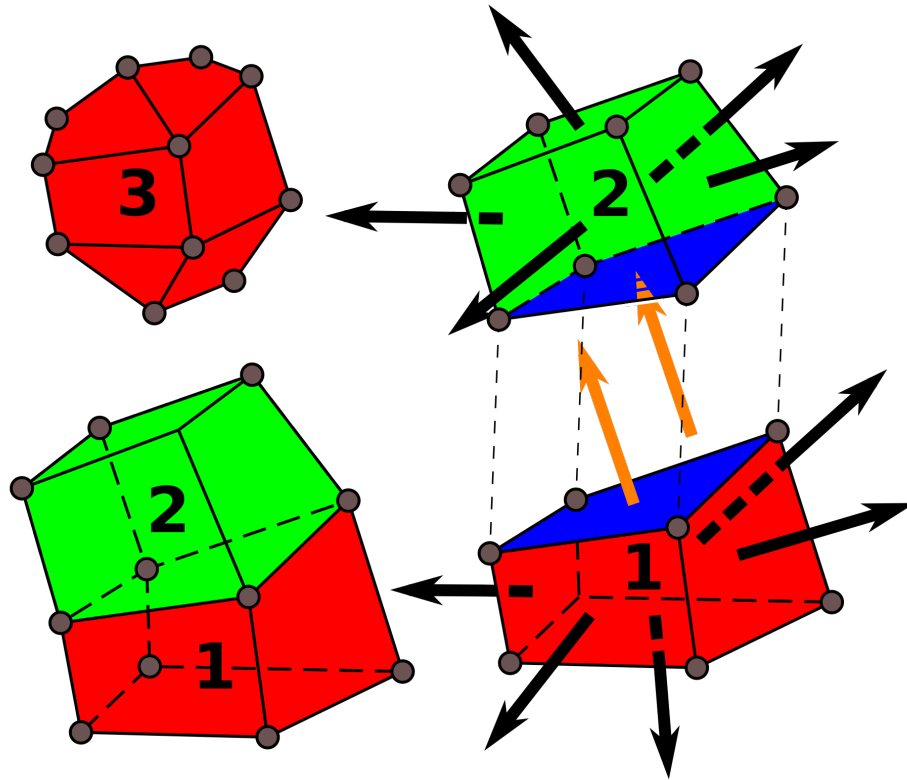
Blockstrukturierte Gitter sind aus mehreren Blöcken von strukturierten Gittern zusammengesetzt. Die Übergänge zwischen einzelnen Blöcken müssen nicht genau zusammenpassen, müssen aber explizit definiert sein. Diese Art von Netz wurde bei der Masterarbeit verwendet. Darstellungen und Aufbau des Netzes sind z.B. in Abbildung 9.3, Abbildung 9.4 und Abbildung 10.1 zu sehen.

- Hybrid

Ein Hybridnetz vereint Gitter mit verschiedenen Gittertypen.

### 7.3.5 Finite-Volumen-Methode

Die Gitterpunkte werden zu Flächen zusammengefasst und diese wiederum zu geschlossenen Zellen. Die Flächen werden von genau zwei benachbarten Zellen gemeinsam verwendet, außer sie befinden sich am Rand des Gitters (siehe Abbildung 7.2). Die Zellen füllen das gesamte Lösungsgebiet. Der genaue Aufbau einer einzelnen Zelle kann alle möglichen Formen annehmen (siehe z.B. Abbildung 7.2 Zelle 3), die Methode erlaubt dies. Jedoch



**Abbildung 7.2:** Zwei Zellen eines Finite Volumen Meshs, Zellen 1 u. 2 sind benachbart, sie teilen sich vier Knotenpunkte und eine Fläche, Flüsse über benachbarte Zellen müssen gleich sein; Zelle 3 ist ein Beispiel für eine Zelle mit einer unregelmäßigen Form

muss der Algorithmus, der die Methode implementiert, dies ebenfalls unterstützen. Die einzelnen Lösungsvariablen erhalten genau einen Wert pro Zelle. Flüsse über benachbarte Zellen werden aus diesen Zellwerten errechnet. Flächen, die nur einer Zelle angehören, definieren den Rand des Gebiets. Flüsse an Rändern müssen über Randbedingungen bestimmt sein. Um das Navier-Stokes-Gleichungssystem mit dieser Methode zu lösen, wird es über die Volumen der Zellen integriert. Es ergibt sich eine Kopplung der Zellen über die Flüsse benachbarter Zellen, die gleich sein müssen, und in weiterer Folge ein neues, großes Gleichungssystem mit den Variablenwerten in den Zellen als Unbekannte.

### 7.3.6 Randbedingungen

Um ein Differenzialgleichungssystem, welches räumliche Ableitungen enthält, lösen zu können, werden Randbedingungen benötigt. Randbedingungen definieren Werte oder Ableitungen von Variablen an den Rändern des Lösungsgebiets. Um die Randbedingungen zu definieren, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten. Die in der Masterarbeit verwendeten Bedingungen sind hier kurz aufgelistet.

- Am Eintritt
  - Druck und Temperatur beim Ruhezustand ( $P_{\text{tot}}, T_{\text{tot}}$ ), Vorgabe der Richtung der Geschwindigkeit (Betrag wird errechnet), Turbulence Intensity, Turbulent Length Scale
- Am Austritt
  - Statischer Druck  $P_{\text{st.at}}$

- An den Wänden

Die Geschwindigkeit entspricht der Wandgeschwindigkeit.

- Interface zwischen Stator und Rotor

Die Gitter haben eine Relativgeschwindigkeit zueinander. Bei der stationären Rechnung wird das Interface wie separate, von einander abhängige Austritte und Eintritte behandelt. Die jeweils benötigten Werte werden aus dem benachbarten Gitter berechnet. Bei der instationären Rechnung muss schlussendlich eine Interpolation verwendet werden, um sinnvolle Ergebnisse erzielen zu können. Durch die Interpolation wird ein nahezu fließender Übergang zwischen den benachbarten Gittern ermöglicht.

- Verbindungen zwischen den einzelnen Blöcken des blockstrukturierten Gitters

Benachbarte Blöcke im Gitter selbst haben keine Relativgeschwindigkeit zu einander. Flüsse können wie üblich berechnet werden. Es gibt aber auch periodische Randbedingungen über mehrere Blöcke hinweg. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, dass Blöcke im selben Gitter nicht perfekt zusammenpassen. Es kann dann wieder eine Interpolation verwendet werden.

### 7.3.7 Anfangsbedingungen

Ein weitere notwendige Bedingung, welche definiert werden muss, um eine Lösbarkeit eines Differenzialgleichungssystems zu ermöglichen, ist die Festlegung der sogenannten Anfangsbedingungen. Diese sind im Grunde genommen nur bei Systemen mit zeitlichen Ableitungen nötig, sprich beim Ermitteln von instationären Lösungen. Aufgrund des Verfahrens, welches für die Lösungsfindung der stationären Lösung verwendet wird, ist die Anfangsbedingung bei stationärer Simulation ebenfalls notwendig. Dieses Verfahren wird zeititerativ genannt. Hierbei wird im Prinzip solange instationär gerechnet, bis zeitliche Ableitungen verschwinden. Allerdings kann dieses Verfahren auch nur dann verwendet werden, wenn es eine stationäre Lösung gibt. Genau gleich wie das Verfahren für die instationäre Berechnung ist das zeititerative Verfahren aber nicht. So lässt das zeititerative Verfahren unterschiedlich große Zeitschritte für unterschiedliche Zellen im Rechengitter zu, was bei der normalen instationären Berechnung nicht funktioniert, bzw. keinen Sinn ergibt. Bei der CFD-Simulation müssen, um diese Anfangsbedingungen zu setzen, die gesamten Zellen mit Startwerten gefüllt werden. Bei Linars kann dies zum Beispiel gemacht werden, indem  $P_{\text{tot}}$ ,  $T_{\text{tot}}$  und eine Richtung der Geschwindigkeitsvektoren vorgegeben werden. Es müssen hierfür die entsprechenden Werte in der Konfigurationsdatei angegeben werden.

### 7.3.8 Iterationsschritte

Ist ein Zustand des gesamten Lösungsgebiets bekannt und wird ein bestimmter Zeitschritt in die Zukunft gewählt, kann ein Gleichungssystem gebildet werden, welches Zustandsänderungen aller Zellen bis zu diesem Zeitpunkt als Lösungswerte enthält. Diese Änderungen entsprechen der zeitlichen Ableitung im Gleichungssystem der Navier-Stokes-Gleichungen, multipliziert mit dem Zeitschritt. Es erfolgt dadurch neben der räumlichen Diskretisierung auch eine zeitliche. Wird das Gleichungssystem gelöst und werden die errechneten Zustandsänderungen der Zellen den ursprünglichen Zellwerten zugerechnet, ergibt sich ein neuer Zustand als Zwischenlösung. Dies entspricht einem Iterationsschritt. Dieses Vorgehen wird viele Male wiederholt und es wird versucht, auf eine zufriedenstellende Endlösung

zu kommen. Ob eine solche Lösung gefunden werden kann, hängt von vielen Bedingungen ab und ist nicht garantiert. Alle diese Bedingungen zu erfüllen, ist oftmals eine Herausforderung.

### 7.3.9 Direct-Numerical-Simulation (DNS)

Mit dem oben beschriebenen Gleichungssystem, einem Rechengitter, den zugehörigen Rand- und Anfangsbedingungen sowie dem Lösungsverfahren kann eine Problemstellung der Strömungsmechanik am Computer aufgesetzt und gelöst werden. Die Gleichungen decken an und für sich die gesamten turbulenten Effekte ab. Durch das Gitter entsteht jedoch eine Diskretisierung des Raumes, wodurch die Lösung des Gleichungssystems nur eine Näherung darstellt. Gleiches gilt auch für die Diskretisierung der Zeit aufgrund der Zeitschritte, welche nicht unendlich klein sind. Wird das Gleichungssystem auf diese Weise gelöst, spricht man von der direkten numerischen Simulation (DNS). Um die DNS sinnvoll einsetzen zu können, wird zwingend ein sehr feines Gitter benötigt. Andernfalls können keine realistischen Lösungen erwartet werden. Aus dem feinen Gitter resultieren zudem notwendigerweise auch noch sehr kleine Zeitschritte aufgrund der CFL-Bedingung. Diese mögliche Verwendung der DNS gilt als entferntes Ziel für den praktischen Einsatz. Es ist aber wichtig, nicht zu vergessen, dass die DNS aufgrund der Diskretisierung immer eine Näherung darstellt, egal wie fein das Gitter aufgelöst wird. Eine andere Herausforderung ist, dass die Lösungen aller turbulenten Schwankungen direkt enthalten sind. In vielen Fällen sind als Endergebnis der Auswertung schlussendlich Mittelwerte erforderlich, so z.B. für eine Berechnung des Wirkungsgrads. Um einen guten Mittelwert bilden zu können, sind entsprechend viele Werte für die Berechnung nötig. Es folgt daraus ein großer Zeitbereich, welcher in der Lösung enthalten sein muss, und eine entsprechend lange Berechnungsdauer. Für das hier beschriebene Problem müssten, vergleichbar mit realen Experimenten am Prüfstand, viele Umdrehungen des Rotors in der Lösung enthalten sein. Im Vergleich dazu genügt bei den später behandelten Methoden für die Lösung ein Zeitbereich, der 30° Rotordrehung entspricht. Die Berechnungsdauer wiederum entspricht dort einer Rotorbewegung von etwa 180°. In Summe ergibt sich in der Praxis bei der DNS zur Zeit leider ein fast nicht zu bewältigender Rechenaufwand. Ebenfalls ergeben sich große Herausforderungen an die Datenverarbeitung. Ein solcher hoher Aufwand wird in der Regel höchstens für Forschungszwecke, z.B. an Universitäten, auf sich genommen.

### 7.3.10 Averaged-Navier-Stokes-Equations (RANS, FANS)

Aus den im vorigen Kapitel erwähnten Herausforderungen, welche mit der DNS verbunden sind, resultiert die Verwendung einer anderen Vorgehensweise. Diese gründet sich auf einer Mittelwertbildung des gesamten Gleichungssystems der Navier-Stokes-Gleichungen und damit einer Modifikation des Systems vor der Einführung der Finite-Volumen-Lösungsmethode. Dies hat unter anderem den Vorteil, dass das Endergebnis die oftmals gesuchten Mittelwerte nun direkt enthält. Dies bringt schon aus diesem Grund eine weit kürzere Rechenzeit mit sich. Weiterhin stellt sich heraus, dass das Rechengitter weniger fein aufgelöst sein darf. Dies erlaubt wiederum größere Rechenschritte und resultiert in geringeren Datenmengen der Lösung. Die Vorteile sind also deutlich erkennbar. Gängig sind zwei verschiedene Arten der Mittelwertbildung. Die erste Möglichkeit ist die direkte zeitliche Mittelwertbildung, bei welcher man von der Reynolds-Mittelung spricht. Diese Variante wird bei Simulationen von inkompressiblen Fluiden verwendet. Die andere Möglichkeit besteht in einer Dichte-gewichteten Mittelwertbildung, die den Namen Favre-Mittelung trägt, welche bei Simulationen von kompressiblen Fluiden zum Einsatz

kommt. Diese zweite Variante wird bei der Masterarbeit vom Solver Linars verwendet. Wird die Mittelwertbildung durchgeführt, ergibt sich ein Gleichungssystem, welches nahezu identisch mit dem ursprünglichen ist. Ein paar wenige unbestimmte Terme bleiben jedoch übrig. Dieses neue Gleichungssystem wird Reynolds-(oder Favre-)Averaged-Navier-Stokes-Equations genannt. Die unbestimmten Terme können mittels weiterer mathematischer Modelle ermittelt werden. Auch die Berücksichtigung der Turbulenz muss über die Modellierung dieser Terme erfolgen. Dies ist wiederum schwierig.

### 7.3.11 Eddy-Viscosity

Ein häufig eingesetzter Ansatz zur Schließung des nun unbestimmten Gleichungssystems dreht sich um die sogenannte Eddy-Viscosity bzw. Wirbelviskosität. Diese resultiert aus der sogenannten Boussinesq-Näherung. Bei dieser Näherung werden die verbliebenen Terme und damit der Einfluss der Turbulenz als zusätzliche Spannungen modelliert. Diese werden ähnlich wie bei der Definition der Newtonschen Fluide über eine Art Viskosität bestimmt. Wird dieser Ansatz gewählt, stellt sich heraus, dass das Gleichungssystem so umgeformt werden kann, dass es wie das ursprüngliche dasteht. Dies resultiert aus der Möglichkeit, dass turbulente und normale Schubspannungen zusammengefasst werden können. Die Ausnahme bilden dann Viskositäten und Wärmeleitfähigkeiten. Diese stellen nun nicht mehr physikalische, sondern künstliche Größen dar. Auf diese Weise kann die gesamte Modellierung auf die Bestimmung dieser Modellgrößen zurückgeführt werden. Die turbulente Wärmeleitfähigkeit kann über eine Prandtl-Zahl aus der turbulenten Viskosität errechnet werden. Es bleibt also nur noch die Wirbelviskosität zur Bestimmung übrig. Aus diesem Zusammenhang folgt die Namensgebung einer Untergruppe der sogenannten Turbulenzmodelle. Die künstliche Viskosität setzt sich in vielen Modellen aus der Summe der tatsächlichen und der Wirbelviskosität zusammen. Je nach Modell wird mit mit einer Art dynamischer oder einer Art kinematischer turbulenter Viskosität gearbeitet. Diese werden mit den Symbolen  $\eta_t$  und  $\nu_t$  dargestellt.

### 7.3.12 Eddy-Viscosity-Turbulenz-Modelle

Aus der Vorgehensweise der Mittelwertbildung und der Notwendigkeit der Bestimmung von bestimmten Größen mittels mathematischer Modellierung folgte über viele Jahre hinweg eine große Anzahl an Definitionen und Gleichungen, welche unter dem Namen Turbulenz-Modelle bekannt wurden. Bei den EV-Modellen wird versucht, den gesamten Turbulenzeinfluss alleine über die EV abzubilden. Wie es sich herausstellt, ist eine zuverlässige Definition ganz und gar nicht trivial und eine große Herausforderung. Eine solche Definition, welche alle Anwendungsfälle gut abdeckt, ist nicht vorhanden, eventuell das Finden einer solchen auch gar nicht möglich. Es wird in der Wissenschaft aber weiterhin nach einer möglichst guten Definition gesucht. Modelle, welche in der Praxis häufig zum Einsatz kommen und sich auch bewährt haben, sind vorhanden, jedoch müssen diese mit Vorsicht verwendet werden. Es muss abgeschätzt werden, ob die auftretenden Fehler für die Problemstellung tolerierbar sind. Hier ist wieder erkennbar, wie bei der mathematischen Modellierung unterschieden werden muss zwischen möglichem und nötigem Detaillierungsgrad. Anzumerken ist, dass es auch Turbulenzmodelle gibt, die nicht die EV als zugrundeliegende Basis verwenden und mitunter vielversprechende Ergebnisse liefern. Oft erfordern diese aber im gleichen Zug wiederum mehr Berechnungsaufwand. Ein Beispiel dieser Kategorie wären die Reynolds-Stress-Modelle.

### 7.3.13 „n-Gleichungs-Modelle“

Die EV muss nun irgendwie aus dem Strömungsfeld errechnet werden. Eine mögliche Variante ist die algebraische Errechnung der EV aus den Größen des Strömungsfelds. Eine andere Möglichkeit ist die Einführung zusätzlicher Differenzialgleichungen in das Gleichungssystem. Eine gängige Konvention ist die Einteilung der Turbulenzmodelle nach der Anzahl der zusätzlichen Differenzialgleichungen. So gibt es zum Beispiel 0-Gleichungs-Modelle (algebraisch), 1-Gleichungsmodelle (einfachere Modelle), 2-Gleichungsmodelle (hier eingesetzt), bis hin zu Modellen, welche wenige weitere Gleichungen verwenden.

### 7.3.14 Modellvariablen $k$ , $\varepsilon$ , $\omega$

Für die zusätzlichen Differenzialgleichungen wurden zusätzliche zugehörige Modellgrößen definiert. Die wahrscheinlich am häufigsten vorkommenden Größen sind  $k$ ,  $\varepsilon$  und  $\omega$ . Auf Basis dieser Größen sind zwei häufig eingesetzte Gruppen von Turbulenzmodellen entstanden. Je nach verwendeten Variablen spricht man dann von den  $k$ - $\varepsilon$ -Modellen bzw. den  $k$ - $\omega$ -Modellen. Auch das hier in der Arbeit eingesetzte Modell ist ein  $k$ - $\omega$ -Modell. Es trägt den Namen mit der Abkürzung SST, welche für Shear-Stress-Transport steht.

#### $k$ Turbulente kinetische Energie

Sie ist ein Maß für die turbulenten Schwankungen der Geschwindigkeit im Strömungsfeld. Diese sind im Geschwindigkeitsfeld der Lösung aufgrund der Mittelwertbildung nicht mehr vorhanden und werden über diese Variable in das Modell einbezogen. Auch für die Auswertung wären die turbulenten Schwankungen nicht mehr verfügbar, wenn nur das Geschwindigkeitsfeld herangezogen werden könnte.

$\varepsilon$  Dissipation der turbulenten kinetischen Energie. Sie kommt bei den gängig eingesetzten  $k$ - $\varepsilon$ -Modellen zum Einsatz, z.B. Standard  $k$ - $\varepsilon$ -Modell mit  $\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$ .

$\omega$  Spezifische Dissipation der turbulenten kinetischen Energie. Sie kommt bei den gängig eingesetzten  $k$ - $\omega$ -Modellen zum Einsatz, z.B. bei Wilcox's  $k$ - $\omega$ -Modell mit  $\nu_t = \frac{k}{\omega}$ .

### 7.3.15 SST-Modell

Das SST-Modell, ausgeschrieben Shear-Stress-Transport, stellt eine Kombination von einem  $k$ - $\varepsilon$ - und einem  $k$ - $\omega$ -Modell dar. Sind zwei der drei erwähnten Variablen ( $k$ ,  $\varepsilon$ ,  $\omega$ ) bekannt, lässt sich die dritte errechnen. Es können dann die zugehörigen Modell-Gleichung umformuliert werden. Dadurch können die Gleichungen der beiden Modelle fast gleich dargestellt werden, mit dem hauptsächlichen Unterschied von Modellkonstanten. Letztendlich ist das SST-Modell wieder ein  $k$ - $\omega$ -Modell. Wie es sich im Laufe der Zeit herausstellte, sind bestimmte  $k$ - $\omega$ -Modelle gut für Strömungen in Wandnähe, bestimmte  $k$ - $\varepsilon$ -Modelle gut für jene im Freistrom geeignet. Die Idee beim SST-Modell ist folglich, beide Modelle zu kombinieren und Stärken und Schwächen auszunutzen bzw. zu reduzieren. Vereinfacht gesagt kann dies durch eine Kombination von  $\varepsilon$ - und  $\omega$ -Gleichung erfolgen, indem die Modellkonstanten in Abhängigkeit des Wandabstandes gewichtet zusammengeführt werden. Hierfür muss der Wandabstand bekannt sein, also berechnet werden. Diese Gewichtung erfolgt mittels einer Gewichtungsfunktion, deren Formulierung relativ kompliziert ist. In weiterer Folge kann bzw. muss die Lösung im Bereich der Wände direkt vom Modell berechnet werden und in diesem Bereich das Gitter fein aufgelöst sein. Es wird der Berechnungsaufwand etwas erhöht, allerdings nicht dramatisch. Eine Bedingung legt fest, wie fein das Gitter an der Wand aufgelöst sein muss. Grob gesagt lautet die Bedingung, dass der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  in Zellen an der Wand eine Größenordnung von

1 haben muss. Diese Bedingung wird in Abschnitt 11.1 beschrieben und überprüft. Beim SST-Modell ergibt sich in Summe ein gutes Verhältnis zwischen Aufwand und Genauigkeit. Es wird daher gerne eingesetzt. Die Definition der EV beim SST-Modell lautet

$$\nu_t = \frac{a_1 \cdot k}{\max(a_1 \cdot \omega; \Omega \cdot F_2)}.$$

Die Definitionen der enthaltenen Größen lauten:

- $a_1 = 0.31$
- $k, \omega \dots$  Modellvariablen (siehe oben)
- $\Omega \dots$  Absolutwert der Wirbelstärke ( $\Omega = |\text{rot}(\mathbf{u})|$ )
- $\mathbf{u} \dots$  Geschwindigkeitsvektor
- $F_2 = \tanh(\arg_2^2)$
- $\arg_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \cdot \omega \cdot y_w}; \frac{500 \cdot \nu}{y_w^2 \cdot \omega}\right)$
- $y_w \dots$  Wandabstand
- $\nu \dots$  kinematische Viskosität

Eine Modellkonstante, welche hier allgemein mit  $\phi$  bezeichnet werden soll, wird mittels dem Wandabstand  $y_w$ , der wandabstandsabhängigen Gewichtungsfunktion  $F_1(y_w)$  und den Modellkonstanten der verwendeten Turbulenzmodelle  $\phi_1$  und  $\phi_2$  aus der Beziehung

$$\phi(y_w) = F_1(y_w) \cdot \phi_1 + (1 - F_1(y_w)) \cdot \phi_2$$

berechnet. Dadurch werden die Konstanten vom Ort im Gitternetz abhängig. Für weitere Informationen kann das Paper [7] herangezogen werden.

# 8 Beschreibung der CFD-Toolchain

Eine CFD-Toolchain lässt sich in Tools für Preprocessing, Lösen und Postprocessing einteilen. Jeder dieser drei Teilbereiche einer Simulation stellt besondere Herausforderungen an Anwender und Entwickler. Das Lösen stellt zwar in gewissem Sinne den Kernprozess dar, doch müssen dem Programm, welches das Lösen bewerkstelligt, geeignete Eingabedaten aus dem Preprocessing zur Verfügung gestellt werden. Zusätzlich haben auch die Ergebnisse, welche vom Löser produziert werden, wenig Wert, wenn sie nicht mittels des Postprocessings geeignet verarbeitet werden können. Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik stehen für alle drei Schritte einige verschiedene Programme zur Verfügung, neben kommerziellen Programmen auch eigenentwickelte. In dieser Masterarbeit wurden einige dieser Programme vom Institut verwendet, darunter insbesondere der eigenentwickelte Löser Linars. Zusätzlich kamen aber auch noch selbst ausgewählte Open-Source-Programme zum Einsatz. Die in der Masterarbeit verwendete Toolchain setzt sich dadurch in etwa wie folgt zusammen:

**Preprocessing:** Tabellenkalkulation, Python, AiGrid3D, AiGrid for Linars

**Lösen:** Linars

**Postprocessing:** ParaView, Python

Es folgt eine kurze Beschreibung der einzelnen Tools.

## 8.1 Preprocessing Netzerstellung: AiGrid3D

AiGrid3D ist ein parametrisches Netzerstellungs-Programm. Mit ihm können blockstrukturierte Gitternetze erzeugt werden. Mehrere Ausgabedateiformate werden unterstützt. Insbesondere können die beiden Dateien `geom.bin` und `faces.xml`, welche von Linars benötigt werden, mit dem Programm erstellt werden. Das Programm eignet sich besonders für Gitter mit rotations- oder linear periodischen Strukturen. Es enthält spezielle Funktionen, die das Erstellen von Spaltnetzen erleichtert. Für das Erzeugen von Gitternetzen für Simulationen von Turbomaschinen sind beide Features wichtig. Mit AiGrid3D können Gitternetze von Grund auf ohne Vorgabe generiert werden. Es ist jedoch auch möglich und sinnvoll, bestimmte Geometriedaten mittels Eingabedateien vorzugeben. Daten, die vorgegeben werden können, sind Schaufelkonturen sowie Verläufe des Meridionalkanals bzw. des Spalts in Meridionalrichtung. Diese Daten müssen mittels XML-Dateien mit tabellenartigen Einträgen, welche Kurven im Raum beschreiben, bereitgestellt werden. Die Dateien können relativ einfach mit Excel und einem Texteditor oder mit einem Skript erstellt werden. Mit AiGrid3D können nun strukturierte Gitterblöcke mit einer geeigneten Topologie auf Basis der vorgegebenen Geometrie mittels einer Skriptsprache definiert werden. Werden die Skripte sorgfältig definiert, können die Gitternetze mittels weniger Parameter flexibel justiert werden. Insbesondere kann dann z.B. die Netzfeinheit des gesamten Rechengitters mittels eines einzigen Parameters angepasst werden. Dieser Parameter ist dann ein Multiplikator mit dem die Anzahl der Netzpunkte je Block und Indexrichtung festgelegt wird. Die Topologie wird in einer zweidimensionalen Projektion



definiert und von dem Programm in die dritte Raumrichtung vervielfältigt. Hierbei werden die Meridionalkonturen miteinbezogen. Die Topologie verschiedener Schaufelreihen wird jeweils separat in sogenannten Domains definiert. Ebenfalls festgelegt werden die Verbindungen zwischen den einzelnen Blockgittern sowie Randbedingungen über eine Periode hinweg. Zusätzlich werden auch die Außengrenzen der einzelnen Domains definiert, welche später mit entsprechenden Randbedingungen belegt werden müssen. Zuletzt können als Ausgabe eine Reihe von Dateien produziert werden. Die wichtigsten sind eine Datei, in welcher die Koordinaten aller Gitternetzpunkte abgespeichert sind, und eine Datei, welche die Definitionen der Verbindungen zwischen den Blöcken und der Ränder nach außen enthält (geom.bin und faces.xml). Eine andere wichtige Ausgabedatei, die AiGrid3D erstellt, welche aber nicht von Linars benötigt wird, aber nützlich für den Benutzer ist, enthält statistische Informationen über das Gitternetz. Um beim Lösen Konvergenzprobleme, welche aus einer schlechten Gitterqualität resultieren könnten, zu vermindern, sollten bestimmte statistische Zahlenwerte, die in der Datei gespeichert sind, kontrolliert werden. Bei Bedarf sollte versucht werden das Gitter anzupassen.

## 8.2 Preprocessing der Randbedingungen: AiGrid for Linars

Mit diesem Programm können die Randbereiche des Rechengitters mit geeigneten Randbedingungen belegt werden. Die hiermit erstellten Informationen werden in einer weiteren Eingabedatei für Linars abgespeichert. Zusammenhängende Bereiche an den Rändern des Netzgitters sind in der Datei faces.xml definiert und beschriftet. An diesen Bereichen sollen nun tatsächliche Parameter der Randbedingungen vergeben werden. Diese Parameter werden in einer Datei boundCond.xml abgelegt. Damit diese Datei nicht von Hand mit einem Texteditor erstellt werden muss, steht das Tool AiGrid for Linars zur Verfügung. Es liest die Datei faces.xml ein, um ein neues Projekt zu starten. Aus dieser Datei bezieht das Programm die Definition der Gitterrandbereiche und deren Namen. Direkt gespeichert wird dann die benötigte Datei boundCond.xml. Diese Datei kann auch im Nachhinein vom Programm geöffnet werden. Liegt die ursprüngliche Datei faces.xml dabei im selben Ordner, werden auch deren Informationen wieder eingelesen. Abbildung 8.1 stellt einen Überblick des Programms mit den wichtigsten Funktionen dar. Um eine 3D-Darstellung im Programm zu erhalten, kann zusätzlich noch die geom.bin Datei geöffnet werden. Erwähnenswert ist noch, dass bei Interface- und Outlet-Randbedingungen, bei denen nichtreflektierende Randbedingungen nach Giles zur Anwendung kommen, die Reihenfolge der einzelnen Boundaries entscheidend ist. Die Reihenfolge selbst kann in dem Tool zur Zeit leider nicht geändert werden. Dies muss manuell mit einem Texteditor geschehen, was allerdings kein großes Problem darstellt.

## 8.3 Lösen mit der Software Linars

Linars ist das Löse-Programm (engl. solver), welches die Navier-Stokes-Gleichungen über das definierte Rechengebiet löst. Es ist eine Eigenentwicklung des Instituts. Der Name steht für "Linars is not Arno's solver". Es arbeitet mit blockstrukturierten Gittern. Die benötigten Eingabedateien, welche mit Ausnahme von control.xml bereits beschrieben wurden, sind:

**control.xml:** allgemeine Parameter

**geom.bin:** Koordinaten der Gitterpunkte für die einzelnen Netzblöcke (AiGrid3D)

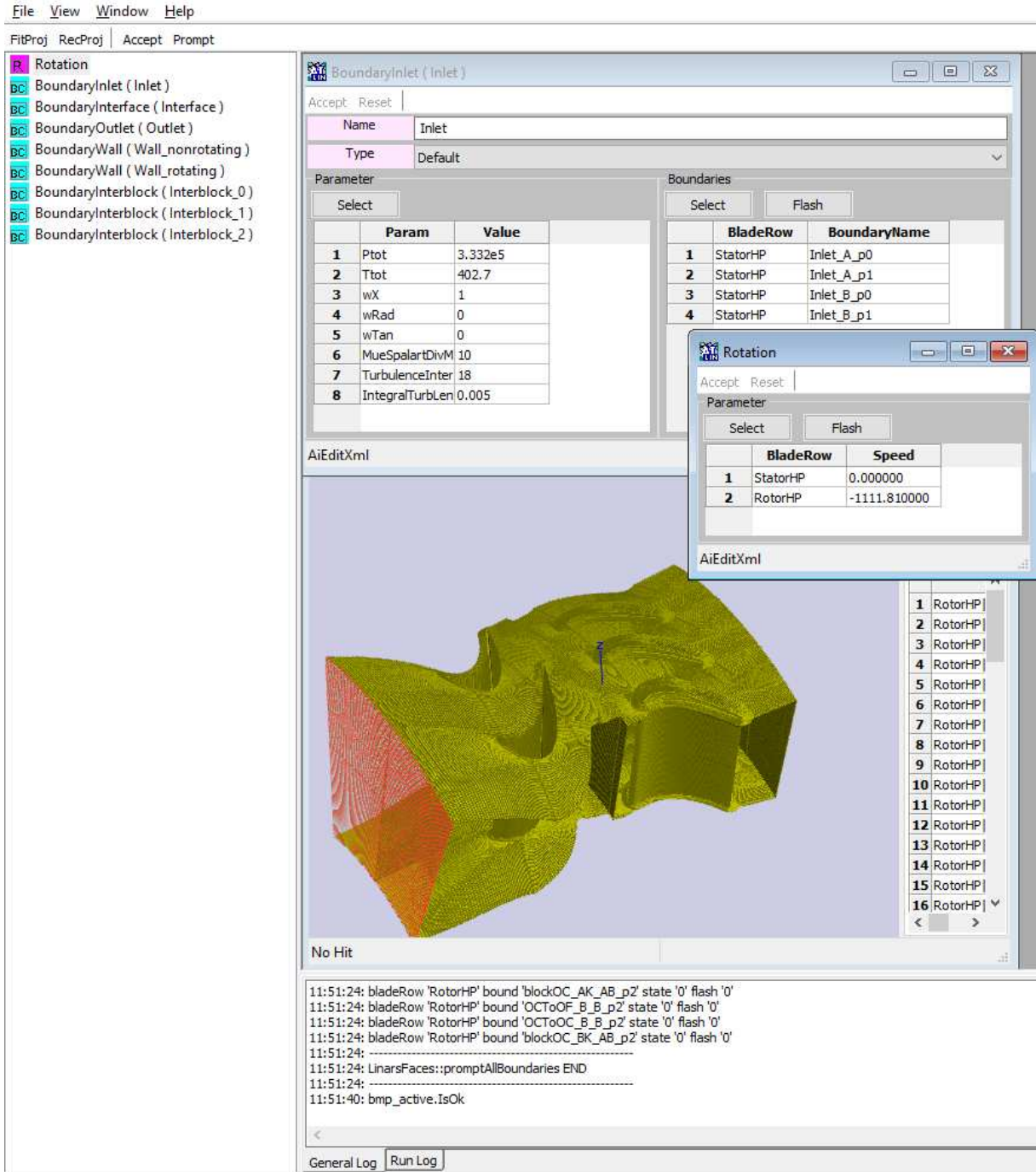


Abbildung 8.1: Randbedingungen definieren mit AiGrid for Linars

**faces.xml:** Verbindungen der Blöcke untereinander, sowie Benennung der Blockgrenzen für die Randbedingungen (AiGrid3D)

**boundCond.xml:** Art der Randbedingung, Zahlenwerte der zugehörigen physikalischen Größen (AiGrid for Linars)

Die Datei control.xml ist die eigentliche Konfigurations-Datei für die Simulation. In dieser XML-Datei steht eine Vielzahl von XML-Einträgen, mit welchen die Simulation gesteuert werden kann. Diese Datei wird zu Beginn und falls gewünscht auch während einer laufenden Simulation von Linars gelesen. Einige der wichtigsten Parameter sind die Anzahl der Berechnungsschritte, die grundlegende Art der Simulation (stationär, instationär, kompressibel, inkompressibel), die Art des mathematischen Modells (laminar, turbulent, falls turbulent: welches Turbulenzmodell), die Initialisierungswerte des Rechengebiets sowie Parameter für Ausgabedateien. Eine detaillierte Auflistung der Parameter der Datei ist in Abschnitt 9.3 zu finden.

## 8.4 Hardware für das Lösen: Rechencluster

Für die eigentliche Berechnung sind, wie oben schon erläutert wurde, einige Ressourcen notwendig. Für solche Zwecke gibt es an der TU Graz Rechencluster. Für die Masterarbeit stand ein Zugang für einen dieser Cluster-Computer zur Verfügung. Dieser trägt den Namen i-Cluster. Für die hier durchgeführten 3D-Simulationen wurden ca. 50GB RAM-Speicher und 20 Prozessorkerne verwendet. Die Quasi-3D Berechnung benötigt deutlich weniger Ressourcen. Sie konnte auch auf einem Standard-Desktop-PC durchgeführt werden.

## 8.5 Postprocessing: Darstellen, Auswerten

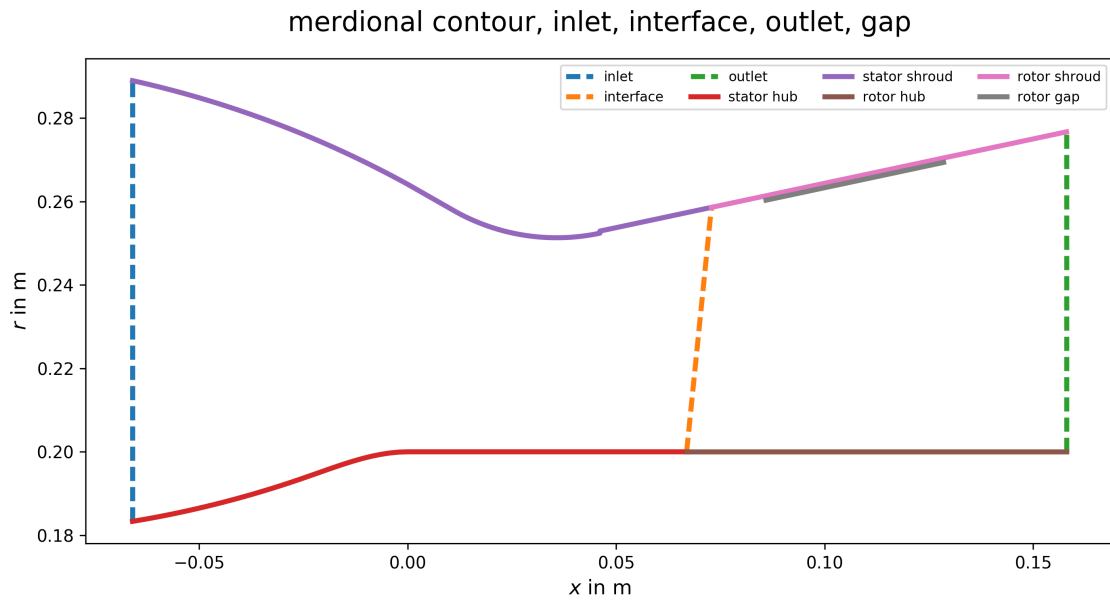
Für die Darstellung und Auswertung wurden hauptsächlich die Open-Source-Tools ParaView und Python verwendet. ParaView ist ein Programm zum Visualisieren und Verarbeiten von 3D-Daten. Python ist eine Skriptsprache. Für Python gibt es eine große Anzahl von guten Bibliotheken. So lässt sich Python unter Verwendung entsprechender Libraries ähnlich wie MATLAB einsetzen. Eine etwas genauere Beschreibung dieser Tools ist in Kapitel 12 zu finden.

# 9 Ablauf einer Simulation

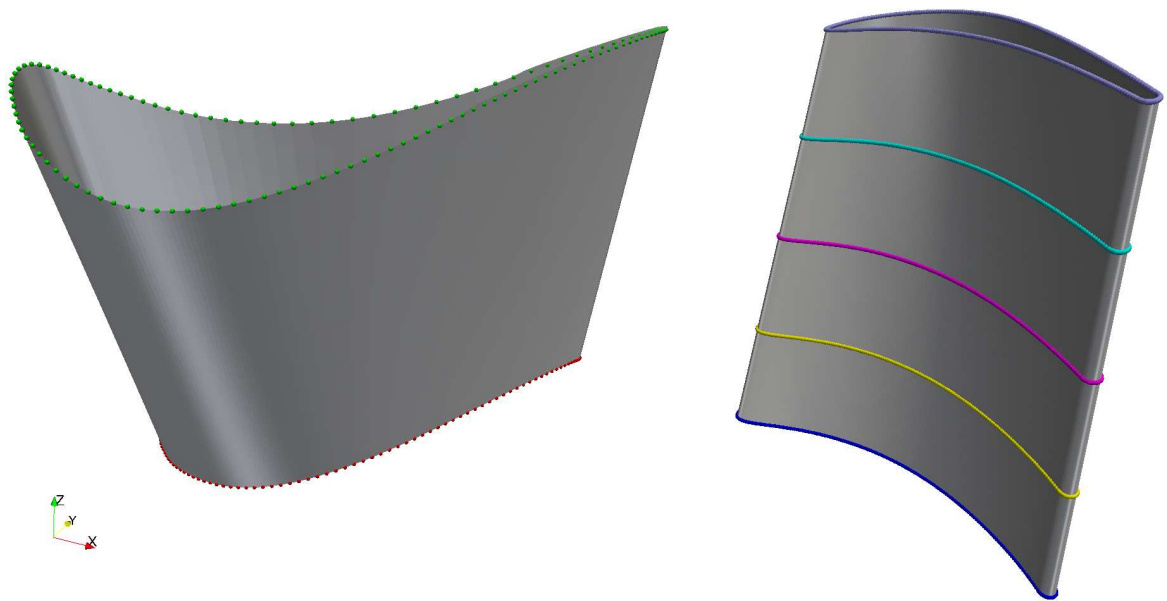
## 9.1 Netzerstellung

Für die Erstellung des Rechengitters wurde das Tool AiGrid3D verwendet. Die Geometrievorgabe wurde der Messdokumentation [5] entnommen. Diese Geometrie ist in Abbildung 9.1 dargestellt. In der Dokumentation werden einige Details der Geometrie, wie Radien am Schaufelfuß oder eine Kronenanschrägung, erwähnt. Diese Details wurden leider nicht in das Gitter übernommen. Ebenso konnten die konstruktiven realen Verhältnisse der Maschine nicht ganz genau übernommen werden. So stimmt z.B. die Aufteilung in rotierende und stehende Wände am Rotor nicht ganz mit der Realität überein. Dies ist beim Vergleich von Abbildung 6.1b und Abbildung 9.1a ersichtlich. So beinhaltet die „rotor hub“-Wand, welche bei der Simulation rotiert, Bereiche, die in der Realität nicht rotieren. Unter Verwendung der vorgegeben Geometrie wurde die 2D-Topologie der einzelnen Blöcke quasi um die Schaufeln herum definiert. Die benötigten Skripte mussten nicht komplett neu geschrieben werden. Es konnten bestehende Skripte übernommen und adaptiert werden. Eine Herausforderung bei der Gittererstellung stellt das Spaltnetz dar. Eine Topologie von Blöcken zu finden, die perfekt zusammen passen und die Schaufel umgeben, ist nicht einfach. Glücklicherweise stellt das Programm geeignete Methoden für die automatische Erstellung des Spaltnetzes zur Verfügung. Die 2D-Topologien von Rotor und Stator sind in Abbildung 9.2 dargestellt. Das fertige Netz, insbesondere der Spaltbereich, ist in den Abbildungen 9.3 und 9.4 zu sehen. Die Turbinenstufe besitzt 24 Stator- und 36 Rotorschaukeln. Dies entspricht einem Verhältnis von zwei zu drei. Die Umfangsperioden von Stator- und Rotorschaukeln haben dementsprechend einen Wert von 15 und 10 Grad. Für die stationäre Rechnung genügt ein Rechengitter mit jeweils einer Stator- und einer Rotorschaukel. Für die instationäre Simulation wird ein Netz, welches zwei Stator- und drei Rotorschaukeln enthält, benötigt. Dies entspricht einer Umfangsperiodizität des Rechengitters und der Lösungen der instationären Simulation der Turbinenstufe von  $30^\circ$ . Gleiche relative Stator-Rotor-Phasen werden nach  $10^\circ$  Rotordrehung erreicht, wenn eine Rotorschaukel die Ausgangsposition der benachbarten Schaufel erreicht. Diese  $10^\circ$  Rotordrehung entsprechen der zeitlichen Periodizität der Lösung der instationären Simulation. Eine andere zeitliche Periodizität wird auch schon nach einer Drehung des Rotors um  $5^\circ$  erreicht, da dann an einer benachbarten Statorschaukel relativ zu einer benachbarten Rotorschaukel wieder eine gleiche Stator-Rotor-Phase wie zum Ausgangspunkt vorliegt. Dies wird bei der Diskussion der instationären Ergebnisse deutlich.

Die Randbereiche für die Randbedingungen der einzelnen Blöcke untereinander sowie jene an den Außengrenzen des blockstrukturierten Gitters mussten definiert werden. Diese Randbereiche nach außen sind in Abbildung 9.5 dargestellt. Dies sind die Bereiche für die nachfolgend beschriebenen Randbedingungen. Zuletzt wurden noch die Art und der Speicherort der Ausgabedateien angegeben.



(a) Kanal- und Spalt-Kontur der Stator- und Rotor-Domain, Inlet- Interface- und Outlet-Geometrie



(b) Schaufel-Konturen

**Abbildung 9.1:** Vorgegebene Geometrie der TTM-Stufe

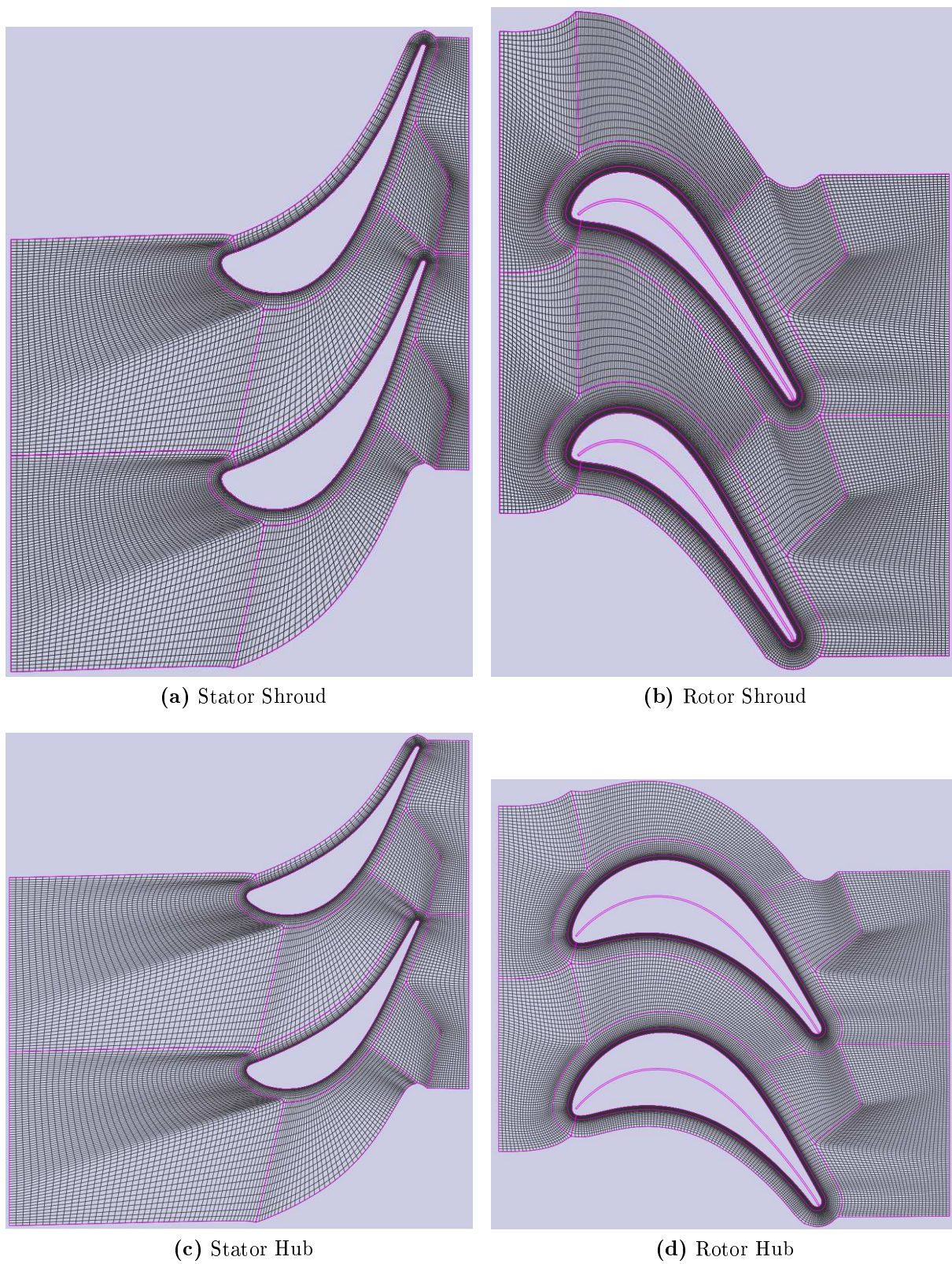
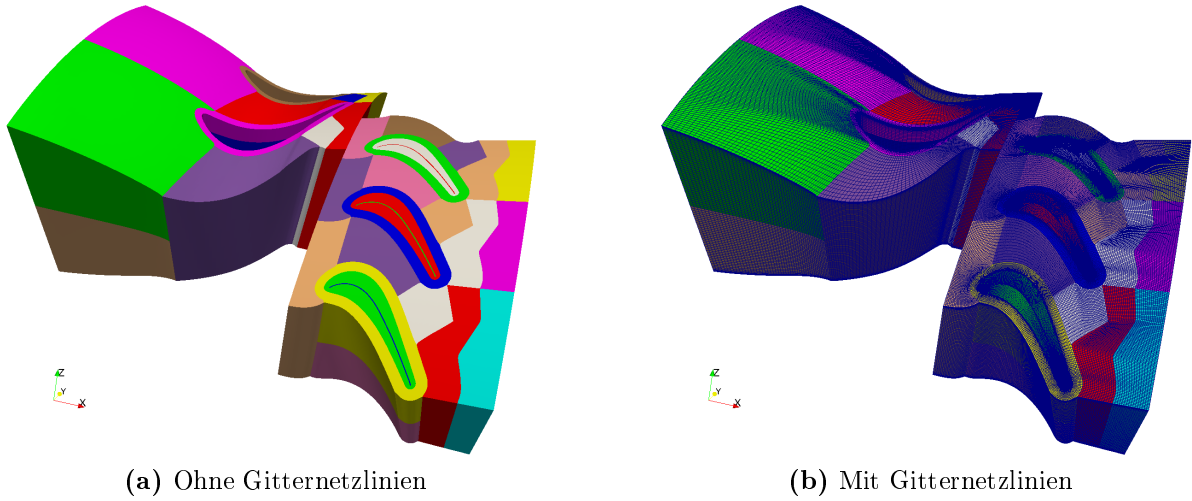


Abbildung 9.2: 2D-Blocktopologie



(a) Ohne Gitternetzlinien

(b) Mit Gitternetzlinien

Abbildung 9.3: Fertiges Netz

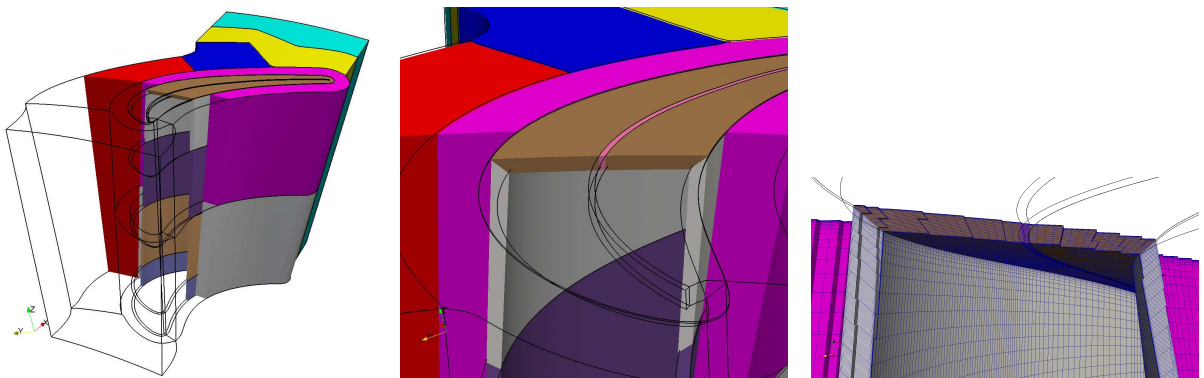
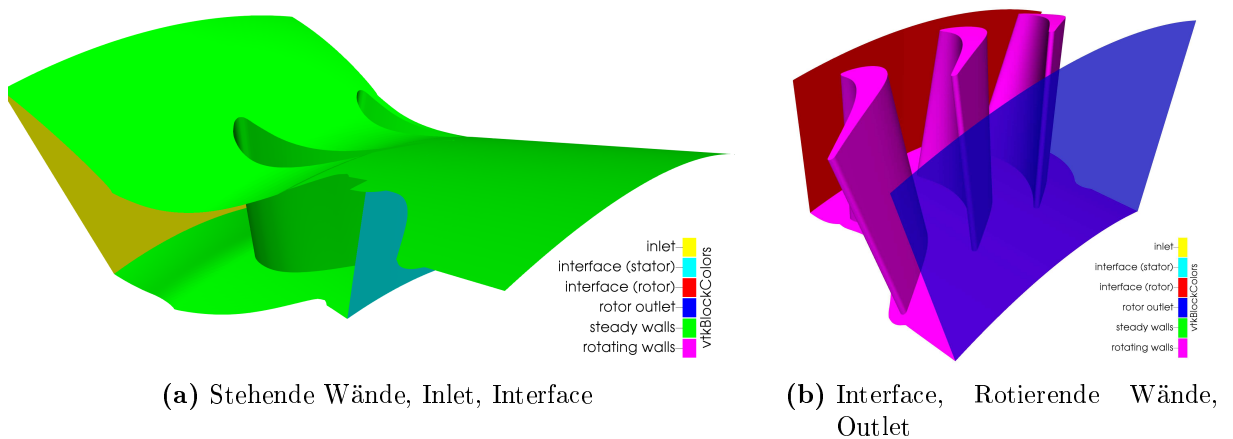


Abbildung 9.4: Detail Spaltnetz



(a) Stehende Wände, Inlet, Interface

(b) Interface, Rotierende Wände, Outlet

Abbildung 9.5: Bereiche der Randbedingungen

**Tabelle 9.1:** Randbedingungen

Parameter	Wert	Einheit	Kommentar
<b>Allgemein</b>			
Speed	-1111.81	1/s	Rotationsgeschwindigkeit für rotierende Wände
<b>Inlet</b>			
Ptot	3.332e5	Pa	
Ttot	402.7	K	
wX, wRad, wTan	1, 0, 0	-	Richtung des Geschwindigkeitsfelds am Eintritt (Betrag wird errechnet)
Turbulence Intensity	12/18	%	Turbulente Intensität
IntegralTurb LengthScale	0.001/0.005	m	Turbulenter Längenmaßstab
<b>Outlet</b>			
Pstat	0.9e5	Pa	Giles, radiales Gleichgewicht
<b>Interface</b>			Giles bzw. umfangsgemittelte Werte / Interpolation
<b>Statorschaufeln</b>			Stehende Wandrandbedingungen
<b>Rotorschaufeln</b>			Rotierende Wandrandbedingungen

## 9.2 Randbedingungen

Die zugehörigen Randbedingungen an den Randgebieten des Rechengitters, ihre Art, sowie die zugehörigen Werte und die resultierende Datei werden mit Hilfe des Programms AiGrid for Linars definiert und erstellt. Die für die Simulationen hauptsächlich verwendeten Randbedingungen und deren Zahlenwerte sind in Tabelle 9.1 aufgelistet.

## 9.3 Konfigurationsdatei control.xml

Die Datei control.xml ist die Hauptkonfigurationsdatei für den Solver Linars. Sie ist wiederum eine XML-Datei. Diese Datei wurde von einer früheren Simulation übernommen und mit einem Texteditor modifiziert. Alternativ hätte sie auch von Linars selbst erstellt werden können. Dann wäre die Datei mit Default-Werten gefüllt gewesen. In dieser Datei sind viele Parameter für die Simulation abgespeichert. In der Tabelle 9.2 sind diese Parameter sowie die meisten der zugehörigen Werte kurz angegeben sowie kurz beschrieben.

**Tabelle 9.2:** control.xml

Gruppe/Parameter	Beschreibung/Kommentar	Wert
<b>General</b>		
R	Gaskonstante in $\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$	287
kap	Isentropenexponent	400
TimeIterations	Anzahl der zu rechnenden Zeitschritte	einige hundert (stat.) / mehrere tausend (inst.)

(wird fortgesetzt)



**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

UnsteadyCalc	<b>0:</b> stationäre Berechnung <b>1:</b> instationäre Berechnung	variabel
ConstTimeStep	Zeitschritt für instationäre Berechnung	entsprechend $O((1/40)^\circ)$ Rotorbewegung
CflOnFinest	CFL-Zahl bei stationärer Berechnung für feinstes Gitter	meist 10
CflOnCoarser	CFL-Zahl bei stationärer Berechnung für gröbere Gitter, bei Verwendung von Multigrid	meist 5
TVDOnFinest	Limiter für feinstes Gitter <b>0:</b> first order <b>1:</b> minmod limiter <b>2:</b> von Albada limiter <b>4:</b> Quick scheme	1
TVDOnCoarser	wie oben, aber für gröbere Gitter, bei Verwendung von Multigrid	0
ComprForm	Auswahl Code für kompressible oder inkompressible Berechnung <b>0:</b> kompressibler Code <b>1:</b> inkompressibler Code (pseudocompressibility)	0
FreezeMainVar	Iteration über Hauptvariablen unterbinden <b>0:</b> normale Berechnung <b>1:</b> Variablen unverändert lassen	0

(wird fortgesetzt)

**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

MatrixMemShared	Speicherverwaltung (RAM-Speicher) der Koeffizientenmatrix  <b>0:</b> Speicher für alle Jacobi-Matrizen reservieren (mehr Speicherbedarf, bessere Performance)  <b>1:</b> Speicher teilen (weniger Speicherbedarf, etwas schlechtere Performance)	0 / 1 (evtl. auf Privatrechner)
LogLevel	Ausführlichkeit der Ausgabe in die Log-Datei  <b>-1:</b> nichts ausgeben  <b>0:</b> das Notwendigste ausgeben  <b>1:</b> Residuen in Summe ausgeben  <b>2:</b> Residuen für Blöcke getrennt ausgeben  <b>3-7:</b> weitere Ausgaben	1
ResidiumType	Ausgabe der verschiedenen Residuen der verschiedenen Variablen in res_log.txt und Log-File steuern  <b>0:</b> einzelne Komponenten (Variablen) getrennt ausgeben  <b>1:</b> Residuen verschiedener Variablen werden aufsummiert	0
<b>Initialization</b>		
Ptot	Startwert $P_{\text{tot}}$ für gesamtes Gitter, falls Berechnung ganz neu gestartet wird, in Pa	333200
Ttot	Startwert $T_{\text{tot}}$ (wie oben) in K	402.7
InVel	Startwert Richtung Geschwindigkeitsvektor (Betrag wird berechnet)	[1.0 0.0 0.0]

(wird fortgesetzt)

**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

IsQuasi3D	Auswahl normale 3D-Berechnung oder quasi-3D-Berechnung (Reduktion einer Dimension im mathematischen Sinn)  <b>0:</b> 3D <b>1:</b> quasi-3D	variabel
PrimVarReload	Hauptvariablen für Startbelegung aus Datei lesen, falls vorhanden (Parameter Ptot, Ttot, InVel werden ignoriert)	1
ModuloReadControl	diese Konfigurationsdatei alle x Zeitschritte wieder einlesen	10
ReadBinGrid	Rechengitter aus Text- oder Binärdatei lesen  <b>0:</b> Textdatei <b>1:</b> Binärdatei	1
<b>Solver</b>		
NMultiGrid	Multigrid verwenden  <b>1:</b> kein Multigrid <b>2 oder größer:</b> Anzahl an Multigridlevels verwenden	1 - 3
NPreIterationsCoarse	am Anfang eine bestimmte Anzahl von Zeitschritten nur auf dem größten Gitter rechnen	bis zu 1000
UnderRelaxParam	Relaxationsfaktor (Änderung der Variablen je Iterationsschritt wird erst mit diesem Faktor multipliziert und das Ergebnis dann für die neue Lösung zur alten Lösung addiert)	0 - 1 (üblicherweise 0.5 für stationär und 0.9 für instationär)
NewtonIterations	Anzahl Newton-Iterationen für genauere Lösung des nicht-linearen Systems	1 für stationär, 2 für instationär
GaussSeidelIterations	Anzahl Iterationen für Lösung des Gleichungssystems mittels Gauss-Seidel Verfahren	2
ModuloGaussSeidel	Reihenfolge der berechneten Werte anpassen	1
ImproveDiagonalDominance	Optimierung der Diagonaldominanz für stationäre Simulation	1

(wird fortgesetzt)

**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

<b>Turbulence</b>		
UseViscous	Turbulenzmodell auswählen <b>0:</b> Euler inviscid (kein TM) <b>1:</b> laminar (kein TM) <b>2:</b> SA-Modell <b>3:</b> SST-Modell <b>4:</b> Wilcox k-omega-Modell <b>5:</b> V2F-Modell <b>6:</b> LKE-Modell	3
TurbReload	turbulente Variablen zur Initialisierung aus Datei lesen (falls vorhanden)	1
FreezeTurbVar	Iteration über Turbulenzvariablen unterbinden <b>0:</b> normale Berechnung <b>1:</b> Variablen unverändert lassen	1
ConstViscosity	Festlegen, wie die dynamische Viskosität bestimmt wird <b>0:</b> Sutherland law <b>1:</b> konstanter Wert	0
DynViscosity	Falls Viskosität konstant sein soll, diesen Wert verwenden	1.876e-005
MaxDistToWall	Wert für Wandabstand, falls keine Lösung bei Berechnung gefunden, oder falls Lösung größer als dieser Wert	1e+020
SA_ProductionLimiter	<b>0:</b> nach originalem Modell <b>1:</b> nach PhD von Oliver, MIT, 2008	

(wird fortgesetzt)

**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

KOProductionTerm	P_turb wird berechnet (S: Scherrate, Om: Wirbelstärke)  <b>0:</b> S*S <b>1:</b> S*Om <b>2:</b> Om*Om	1
SSTMenter2003	<b>0:</b> originales SST Modell <b>1:</b> Modell von 2003	0
KOWilcox2006	<b>0:</b> originales Wilcox Modell <b>1:</b> Modell von 2006	
V2F_Use_Zeta_F_model_instead_V2F	<b>0:</b> v2F <b>1:</b> zeta-F <b>2:</b> phiF	
V2F_UseTransCorrelation	<b>1:</b> transition correction by Lien-Kalitzin-Durbin 1998	
V2F_nNewtonForFEq	Anzahl der Newton-Iterationen für die f-Gleichung	
<b>Transition</b>		
UseTransition	<b>0:</b> kein Transition-Modell <b>1-3:</b> verschiedene Modelle	0
TransReload	für Initialisierung Werte aus Datei lesen, falls vorhanden	

(wird fortgesetzt)

Tabelle 9.2: control.xml (Fortsetzung)

<b>PhaseLagInterface</b>		
PLIFAType	<b>0:</b> kein Phase-Lag-Interface verwenden <b>1:</b> PLI verwenden (zusätzliche Konfigurationsdatei notwendig)	0
<b>Output</b>		
ModuloWriteVar	Haupt- und Turbulenzvariablen alle x Zeitschritte ausgeben	verschieden
ModWriteGr2	Geometrie- und Lösungsdaten im gr2 Format (alle x ZS)	verschieden
ModWriteGrf	Geometrie- und Lösungsdaten im grf Format (alle x ZS)	0
ModWriteTec	Geometrie- und Lösungsdaten im Tecplot Format (alle x ZS)	0
ModWriteBdy	Werte an Rändern ausschreiben (alle x ZS)	verschieden
WriteUnstWall	Ausgabe der Ränder bei instationärer Berechnung	verschieden
ModOutputResid	Ausgabe der Residuen (alle x ZS)	verschieden
ModWritePos	Ausgabe der Lösungen an bestimmten Stellen im Gitter (alle x ZS) (zusätzliche Konfigurationsdateien notwendig)	0
<b>Special</b>		
BetaIncompRefVel		20
BetaIncompNondim		0.5

(wird fortgesetzt)

**Tabelle 9.2:** control.xml (Fortsetzung)

<b>AlertLimit</b>		
AlertLimitMax_Rho	Grenzwerte einzelner Variablen, bei deren Überschreitung Ausgaben ins Log-File geschrieben werden	10
AlertLimitMin_Rho		0.01
AlertLimitMax_P		1e7
AlertLimitMin_P		1000
AlertLimitMin_Omega		-100
AlertLimitMax_ReTheta		5000
CorrectLimitMax_Rho	Grenzwerte einzelner Variablen, bei deren Überschreitung die jeweiligen Variablen auf die angegebenen Werte korrigiert werden	20
CorrectLimitMin_Rho		0.001
CorrectLimitMax_P		1e6
CorrectLimitMin_P		100
CorrectLimitMin_Omega		500
CorrectLimitMax_ReTheta		5000
PromptLimitVolRatio	Grenzwerte Volumenverhältnisse benachbarter Zellen, für Schreiben in Log-File bzw. Abbruch der Simulation	3
AbortLimitVolRatio		100

## 9.4 Simulationsstart

Beim Simulationsstart werden die Variablen im gesamten Lösungsgebiet mit Zahlenwerten entsprechend den Einträgen in der Konfigurationsdatei belegt. Es folgt daraus ein sehr „unphysikalischer“ Zustand. Um rasch von diesem Zustand wegzukommen, wird vorerst mit einem gröberen Gitter als dem der endgültigen Lösung gestartet. Ein gröberes Gitter beschleunigt die Konvergenz, vermindert aber die Genauigkeit der Lösung. Da aber die erste Initialisierung wie gesagt sehr unphysikalisch ist, ist die erste ungenauere Lösung des gröberen Gitters eine weit bessere Initialisierung für die Berechnung mit dem feineren Gitter. Um ein gröberes Gitter für die Berechnung verwenden zu können, muss der Parameter `NMultiGrid` auf einen Werte größer als 1 gesetzt werden. Für jede Erhöhung dieses Parameters um 1 wird die Auflösung des Gitters in jede Koordinatenrichtung halbiert. Es werden dabei jeweils die verschiedenen Blöcke einzeln behandelt. Die Reduktion der Auflösung ist natürlich nicht beliebig möglich. Zum einen muss das Gitter so konstruiert sein, dass die Zahl der Zellen jeweils in alle Raumrichtung durch zwei teilbar ist und zum anderen divergiert die Lösung beim Lösungsprozess, wenn das Gitter viel zu grob ist. In der Arbeit wurde maximal der Wert drei verwendet. Über einen zweiten Parameter `NPreIterationsCoarse` wird nun bestimmt, dass die Lösung zu Beginn auf dem gröberen Gitter erfolgen, bzw. welche Anzahl solcher Lösungsschritte errechnet werden soll. Sind die Schritte der Preiterations berechnet, setzt das Programm mit normalen Berechnungsschritten entsprechend dem Parameter `TimeIterations` fort. Sinnvoll ist jedoch ein Abbruch der Berechnung direkt nach den Preiterations und ein vorläufiges Betrachten der Lösung. Bei Bedarf können dann nämlich weitere Preiterations durchgeführt werden. Bei den durchgeführten Simulationen stellte sich heraus, dass eine recht große Anzahl von Preiterations in der Größenordnung von 1000 sinnvoll ist.

## 9.5 Stationäre Lösung

Ist man mit der Zwischenlösung vom gröberen Gitter zufrieden, kann nun mit dem Multigrid-Verfahren fortgesetzt und im Anschluss auf dem feinsten Gitter gerechnet werden. Alternativ kann das Multigrid-Verfahren ausgelassen und direkt zum feinsten Gitter gewechselt werden. Dies wurde in der Masterarbeit so durchgeführt, da die Konvergenzbeschleunigung mittels des Multigrid-Verfahrens hier keine bedeutende Ersparnis an Rechenzeit erbrachte. Ist man bei der Berechnung am feinsten Gitter angelangt, gilt es nun solange weiter zu rechnen, bis die Lösung in einem ausreichenden Maß konvergiert ist. Eine Lösung, die ganz konvergiert ist, ist nicht möglich. Jedoch sind die Änderungen nach einer bestimmten Anzahl von Schritten so klein, dass sie nicht mehr ins Gewicht fallen. Ein geeignetes Konvergenz-Kriterium zu finden, ist nicht trivial. In der Masterarbeit wurden einerseits die Residuen der einzelnen Variablen des Gleichungssystems mit Hilfe von Diagrammen beobachtet, um grob abzuschätzen zu können, ob sich die Residuen nur noch wenig ändern. Andererseits wurden aber auch die Wandschubspannungen, welche relativ spät konvergieren, zu unterschiedlichen Berechnungszeitpunkten betrachtet und verglichen und daraus der Schluss für eine ausreichend konvergierte Lösung gezogen. Diese letztere Vorgehensweise wurde in Abschnitt 11.2 dokumentiert.

## 9.6 Instationäre Lösung

Für die instationäre Lösung ist wieder die Initialisierung des Strömungsgebiets nötig. Von Grund auf neu zu starten, ist nicht sinnvoll. Besser ist es, von einer Lösung der stationären Berechnung zu starten. Ist die stationäre Lösung an sich nicht von Interesse, kann der Grad der Konvergenz dieser Zwischenlösung etwas niedriger ausfallen. Die instationäre Berechnung erfolgt nur auf dem feinsten Gitter. Sie erfordert in der Regel wesentlich mehr Berechnungsschritte als die stationäre. Hervorzuheben ist, dass bei der instationären Berechnung an der Turbine eine periodische Lösung als Ergebnis resultiert und in weiterer Folge auch eine periodische Änderung der Residuen. Bei den hier durchgeführten Simulationen mussten in etwa so viele Schritte berechnet werden, wie das Rotorrad benötigt, um eine halbe bis zwei Umdrehungen zurückzulegen. Die in der Masterarbeit betrachtete Konfiguration besitzt eine zeitliche Periodizität, welche einer Drehung des Rotors um  $10^\circ$  entspricht. Das Feststellen der Konvergenz der instationären Lösung bzw. des erforderlichen Grades der Konvergenz ist wiederum eine Herausforderung. Eine mögliche Vorgehensweise wurde in Abschnitt 11.4 dokumentiert. Zuletzt gilt es eine Anzahl an Lösungen zu bestimmten Lösungszeitpunkten auszuwählen, welche sich über die Periode verteilt ergeben, und diese in die Lösungsdateien abspeichern zu lassen. Hierfür muss der jeweilige Parameter in der Konfigurationsdatei angepasst werden. Dies kann bei Bedarf während einer laufenden Simulation erfolgen, da die Konfigurationsdatei während der Simulation immer wieder eingelesen wird. Alternativ kann dies auch nach einer beendeten Simulation geschehen, welche im Anschluss fortgesetzt wird.

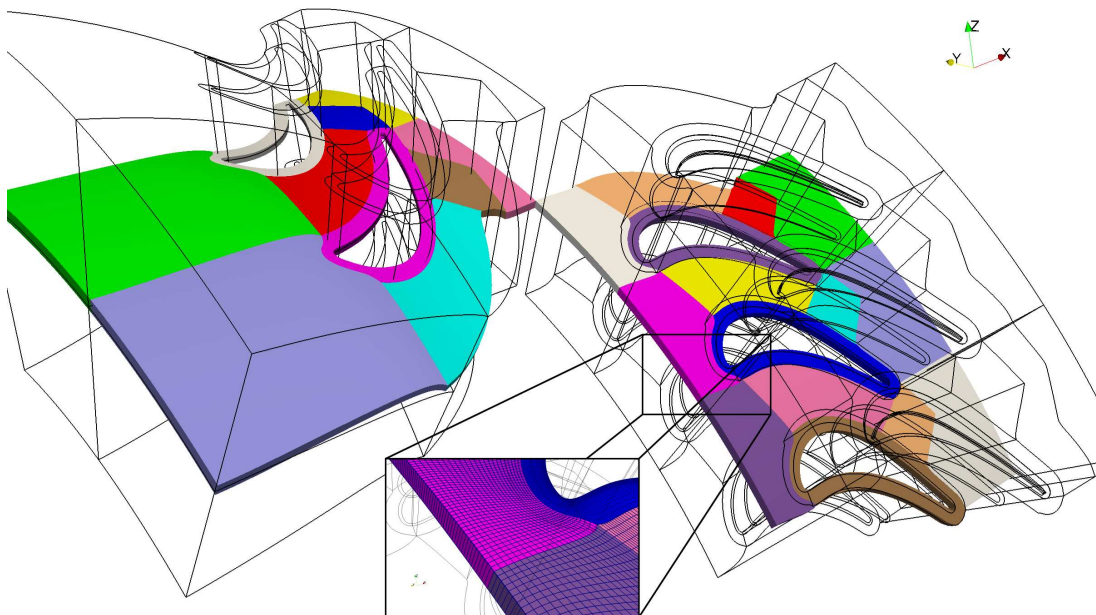
## 9.7 Variation der Eintrittsrandbedingungen

Wird eine instationäre Lösung mit geänderten Randbedingungen benötigt, z.B. am Eintritt, und ist bereits eine andere instationäre Lösung vorhanden, wird am besten diese Lösung zur Initialisierung verwendet. Es muss dann wieder für die Dauer von etwa einer halben bis zwei Umdrehungen weitergerechnet werden. Neu von ganz vorne zu beginnen, ist in diesem Fall nicht nötig.



# 10 Quasi-3D-Simulation

Am Beginn der Masterarbeit wurde eine sogenannte Quasi-3D-Berechnung durchgeführt. Diese bringt gegenüber der Voll-3D-Berechnung einige Vorteile mit sich, selbstverständlich aber auch einige Nachteile. Ein Vorteil ist die wesentlich verkürzte Berechnungsdauer. Ein anderer besteht in einem vergleichbar einfach zu erstellenden Rechengitter, da kein Spalt am Rotor vorhanden ist. Aus den zuerst genannten Vorteilen resultiert ein weiterer: Es vereinfacht sich das Einlernen in die CFD-Software. Ein Nachteil ist der Umfang der erhaltenen Lösung, welcher kleiner ausfällt als bei der 3D-Rechnung. Bei der Quasi-3D-Rechnung wird eine dünne Schicht in Meridionalrichtung aus dem 3D-Mesh herausgeschnitten, bzw. nur diese Schicht generiert. Dies ist in Abbildung 10.1 dargestellt. In dem Bild ist das Netz der später verwendeten 3D-Rechnung angedeutet und das Netz der Quasi-3D-Rechnung dargestellt. Das heißt natürlich aber auch, dass als Lösung Ergebnisse nur an dieser Radialposition vorhanden sind. Insbesondere können Einflüsse, welche aufgrund des Spalts entstehen, nicht untersucht werden. Das resultierende Gitter hat zwar eine dreidimensionale Geometrie, doch wird es in Richtung der dünnen Schicht mit nur einer einzigen Zelle ausgeführt (siehe Detail in Abbildung 10.1). Mathematisch gesehen resultiert daraus trotzdem eine zweidimensionale Berechnung. Dies hat eine bedeutende Beschleunigung zu Folge. Durchgeführt werden können stationäre sowie instationäre Simulationen. Ebenso eignet sich diese Art der Rechnung aufgrund der verkürzten Berechnungsdauer für die Durchführung einer Parametervariation. Eine mögliche Art einer Parametervariation besteht im Variieren der Randbedingungen am Eintritt. Dies wurde im Zuge der Masterarbeit durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abschnitt 10.3 zu finden.



**Abbildung 10.1:** Vergleich von Quasi-3D- und Voll-3D-Netz

## 10.1 Stationäre Lösung

Für die stationäre Lösung wurden für die Randbedingungen die in Tabelle 9.1 angeführten Werte verwendet. Die meisten dieser Werte stammen von den vom Institut vorgegebenen Messergebnissen (siehe Abschnitt 6). Ausnahme bilden die Turbulenz-Variablen. Diese wurden hier nach Erfahrungswerten, welche häufig am Institut verwendet werden, gewählt. In diesem Fall sind dies 12% und 0.001m für TI und TL. In den Abbildungen 10.2 bis 10.7 sind ausgewählte Variablen der stationären Lösung dargestellt.

An den Hinterkanten der Schaufeln bilden sich Stöße. Diese bilden sich jeweils einmal von der Druck- und einmal von der Saugseite ausgehend. Der Stoß der Druckseite trifft auf die benachbarte Schaufel und wird dort reflektiert. Der reflektierte Stoß trifft auf die Wake. Beim Rotor trifft zusätzlich noch der Stoß der Saugseite auf die Wake. Die Stöße sind in den meisten Abbildungen der verschiedenen Strömungsgrößen recht gut sichtbar. Besonders gut sichtbar sind sie aber bei der Betrachtung des Druckgradienten in Abbildung 10.7. Die Minima in dieser Abbildung (nahe an der Statorvorderkante und im Nachlauf) sind deutlich sichtbar, deren Ursache konnte aber nicht gefunden werden. Wird die Machzahlverteilung gemeinsam mit der Darstellung des Druckgradienten betrachtet, lässt sich der saugseitige Hinterkantenstoß der Statorschaufel als der stärkste Stoß identifizieren. Die Staupunkte an den Vorderkanten der Schaufeln und die Beschleunigung der Strömung in den Kanälen der Schaufeln lassen sich mit der Konturdarstellung der Relativgeschwindigkeit (Abbildung 10.3) gut erkennen. Ebenfalls ist zu sehen, wie die Stromlinien gut den Konturen der Schaufeln folgen. Diese Art der Darstellung ist nur bei Verwendung der Relativgeschwindigkeiten (relativ zur Schaufel) möglich. In Abbildung 10.4 lässt sich gut erkennen, dass die nichtreflektierenden Randbedingungen nach Giles am Interface gut funktionieren. Ohne die Verwendung dieser Art von Randbedingungen müsste der Druck am Austritt aus der Stator-Domain am Interface über den gesamten Umfangsbereich konstant sein. Anzumerken ist noch, dass die dargestellte Größe des Drucks  $\bar{p}$  keine Hauptvariable des Gleichungssystems ist. Die verwendete Hauptvariable (hier  $P$  genannt) ist über den Zusammenhang  $P = \bar{p} + \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot k$  definiert.  $\bar{p}$  musste also für die Auswertung erst ausgerechnet werden. Besonders hervorzuheben ist die Abbildung 10.5, da in ihr die für die Arbeit wichtigste Variable die turbulente kinetischen Energie dargestellt wird. Der Wert dieser Größe nimmt im Freistrom stromabwärts ab (z.B. im Bereich des Eintritts bis zur Statorschaufelvorderkante oder in den Wakes der Schaufelhinterkanten). Die TKE wird besonders in den Grenzschichten an den Schaufelwänden produziert. Dies hat die Entstehung der deutlich sichtbaren Erhöhung der TKE in den Wakes zur Folge. Zusätzlich zu den Gebieten in der Grenzschicht wird in den Wakes selbst ebenfalls TKE erzeugt. Wichtig ist, dass die Information der Verteilung der erhöhten TKE im Nachlauf des Stators am Interface fast komplett verloren geht. Es wird lediglich ein Mittelwert der Größe über das Interface weitergereicht. Dies ist gut in der Abbildung ersichtlich. Dort ist eine gleichmäßige Verteilung der TKE am Eintritt in die Rotor-Domain erkennbar. Aus diesem Grund ist eine Untersuchung der Turbulenz mittels einer stationären numerischen Simulation alleine nicht sinnvoll.

## 10.2 Instationäre Lösung

Bei der Berechnung der instationären Simulation wurden wenige Parameter der Randbedingungen im Vergleich zu der stationären Simulation geändert. Es wurden 18% und 0.005m für die TI und die TL gewählt. Für alle weiteren Parameter siehe wieder Tabelle 9.1. Die Änderungen der turbulenten Variablen sind eine Folge der später noch dokumentierten, durchgeführten Parametervariation, welche in Abschnitt 10.3 beschrieben ist.

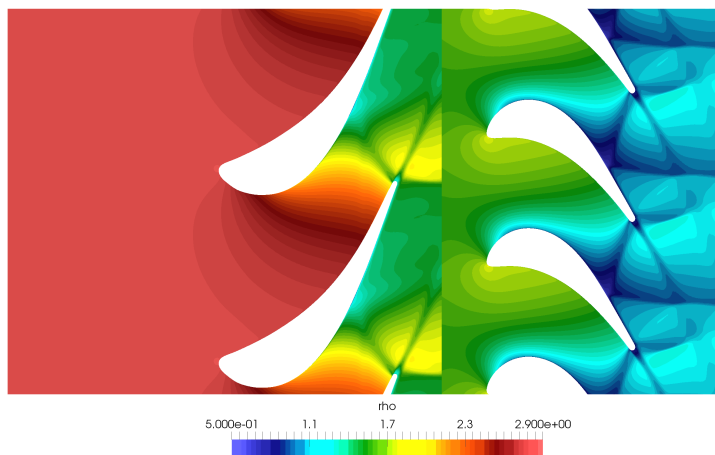


Abbildung 10.2: Dichte  $\bar{\rho}$  in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

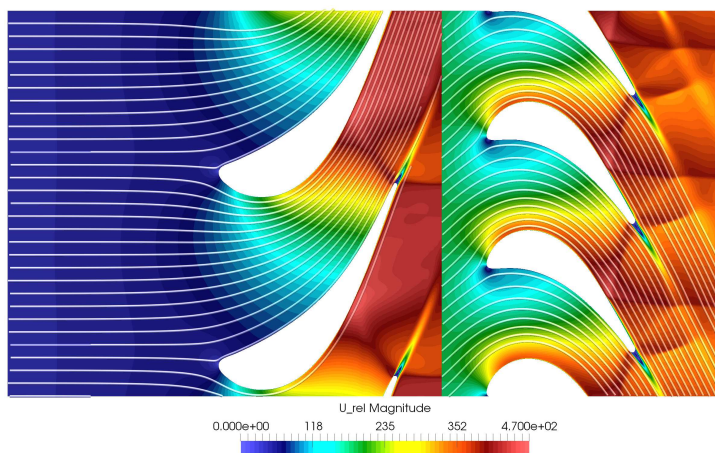


Abbildung 10.3: Betrag der Relativgeschwindigkeit  $|\tilde{\mathbf{u}}_{rel}|$  in  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ , mit Stromlinien

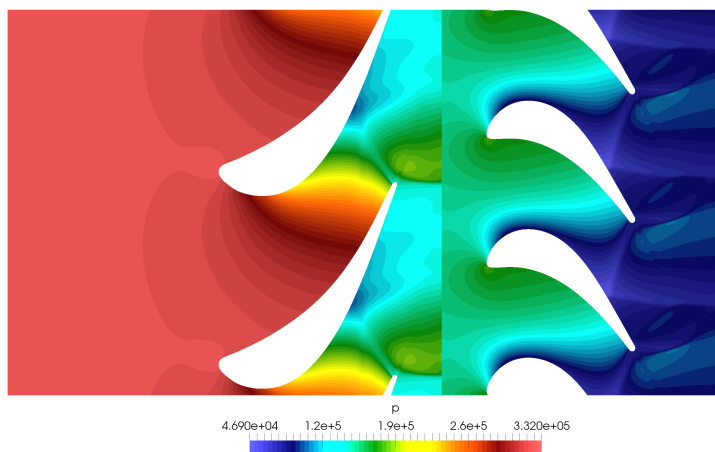


Abbildung 10.4: Druck  $\bar{p}$  ( $= P - \frac{2}{3}\bar{\rho}k$ ) in Pa

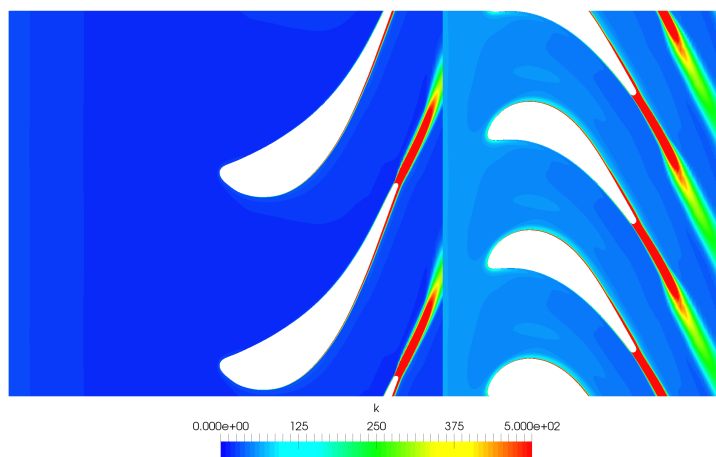


Abbildung 10.5: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$

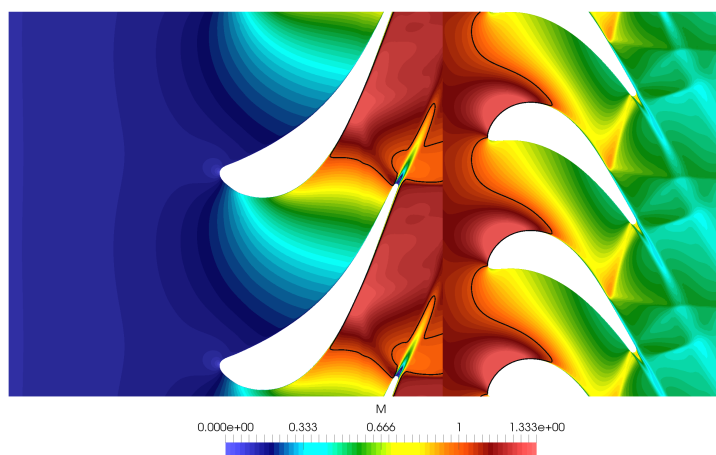


Abbildung 10.6: Machzahl  $M$  mit  $M = 1$  Linie

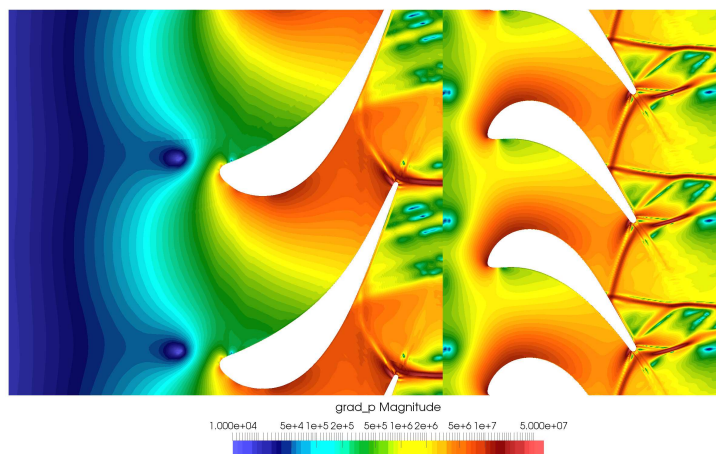


Abbildung 10.7: Betrag des Druckgradienten  $|\text{grad}(\bar{p})|$  in  $\frac{\text{Pa}}{\text{m}}$

In den Abbildungen 10.8 bis 10.13 sind wiederum ausgewählte Variablen an ausgewählten Zeitpunkten, der instationären Lösung dargestellt. Die Zeit ist mittels eines Parameters  $t_{ast}$  ( $\hat{=} t^*$ ) angegeben. Dieser Parameter stellt eine normierte Zeitdauer dar. Die normierte Zeit entspricht dem zurückgelegten Winkel des Rotors in Grad. Es wurde eine normierte Zeit anstelle des Rotorwinkels gewählt, um die zeitliche Abhängigkeit der Lösung anzudeuten. Selbstverständlich besteht ein direkter Zusammenhang zwischen der verstrichenen Zeit und dem Rotorwinkel aufgrund der konstanten Drehzahl. Der hier ausgewählte Bereich stellt eine Fortbewegung von  $5^\circ$  dar. Weitere Zeitpunkte wurden nicht dargestellt, da es bei größeren Winkeln zu Wiederholungen an gegen die Drehrichtung benachbarten Rotorscheaufeln kommt, da dann dort eine gleiche Stator-Rotor-Phase wie bei früheren Zeitpunkten an der vorigen Schaufel vorherrscht. Um eine Rotorscheufel über mehr als  $5^\circ$  Rotorbewegung hinaus betrachten zu können, kann eine Abfolge, wie sie in Abbildung 10.8 mittels Zahlen verdeutlicht ist, verwendet werden.

Bei den Darstellungen der instationären Lösungen ist nun der fließende Übergang am Interface zwischen den Stator- und Rotor-Domains gut erkennbar. Eine Ausnahme bildet die Relativgeschwindigkeit. Der Schnitt ist hier aber lediglich aufgrund der verschiedenen Relativgeschwindigkeiten von Stator und Rotor vorhanden (Abbildung 10.9). Ein weiterer deutlicher Unterschied zur stationären Lösung bilden die Wirbelstraßen, die sich im Nachlaufgebiet von Stator und Rotor von den Hinterkanten der Schaufeln ausgehend bilden. Das Auftreten dieser Wirbelstraßen und die Frequenz der resultierenden Schwankungen wird von der Stator-Rotor-Interaktion bestimmt. Diese Wirbelstraßen sind in den Abbildungen von Dichte, Geschwindigkeit, TKE und Machzahl (10.8, 10.9, 10.11 und 10.12) deutlich erkennbar. In den Abbildungen von Druck bzw. Druckgradient (10.10, 10.13) sind nur Ansätze der Wirbelstraßen erkennbar. Dies ist durch das starke Bestreben des Fluids nach einem Druckausgleich im Strömungsfeld erklärbar. Die Hauptströmungsrichtung und in weiterer Folge die Stromlinien des Geschwindigkeitsfelds sind auch wenig von den Wirbelstraßen beeinflusst (Abbildung 10.9). Werden wieder die Stöße betrachtet, diese sind wieder in der Abbildung des Druckgradienten am deutlichsten erkennbar, kann beobachtet werden, wie sie sich durch das Strömungsgebiet bewegen und mehrfach reflektiert werden. Am besten wird wieder die Abfolge wie bei der Abbildung der Dichte betrachtet.

In Abbildung 10.12 ist gut zu erkennen, wie sich die Grenzen zwischen den Bereichen mit Machzahl  $M > 1$  und  $M < 1$  ständig verschieben. Relativ wenig ändert sich die Grenze im Bereich des druckseitigen Hinterkantenstoßes der Statorschaufel. Ein Informationstransport entgegen der Strömung einer Überschallströmung mittels Druckwellen ist nicht möglich. Daher ist die sich kaum ändernde Grenze gut nachvollziehbar. Im Gegensatz dazu ändern sich die weiter stromabwärts liegenden Grenzen deutlich mit der Zeit.

Am wichtigsten für die Arbeit ist wieder die TKE (Abbildung 10.11). Nun wird die Information der TKE im Feld gut über das Interface transportiert. Dies ist, wie früher schon erwähnt, wichtig für die Untersuchung der Turbulenz. Es ist gut erkennbar, wie die Nachlaufschleppe der TKE immer wieder von den Rotorscheaufeln abgedrängt und durchtrennt wird, sich aber bestimmte Zonen der Schleppen weit in den Kanalbereich des Rotors hineinbewegen. Die TKE ist über den gesamten Bereich höher als bei der stationären Lösung. Dies ist durch die geänderten Randbedingungen am Eintritt in die Stator-Domain leicht erklärbar. Vermutlich leistet aber auch die Stator-Rotor-Interaktion einen zusätzlichen Beitrag zur Erhöhung der TKE.

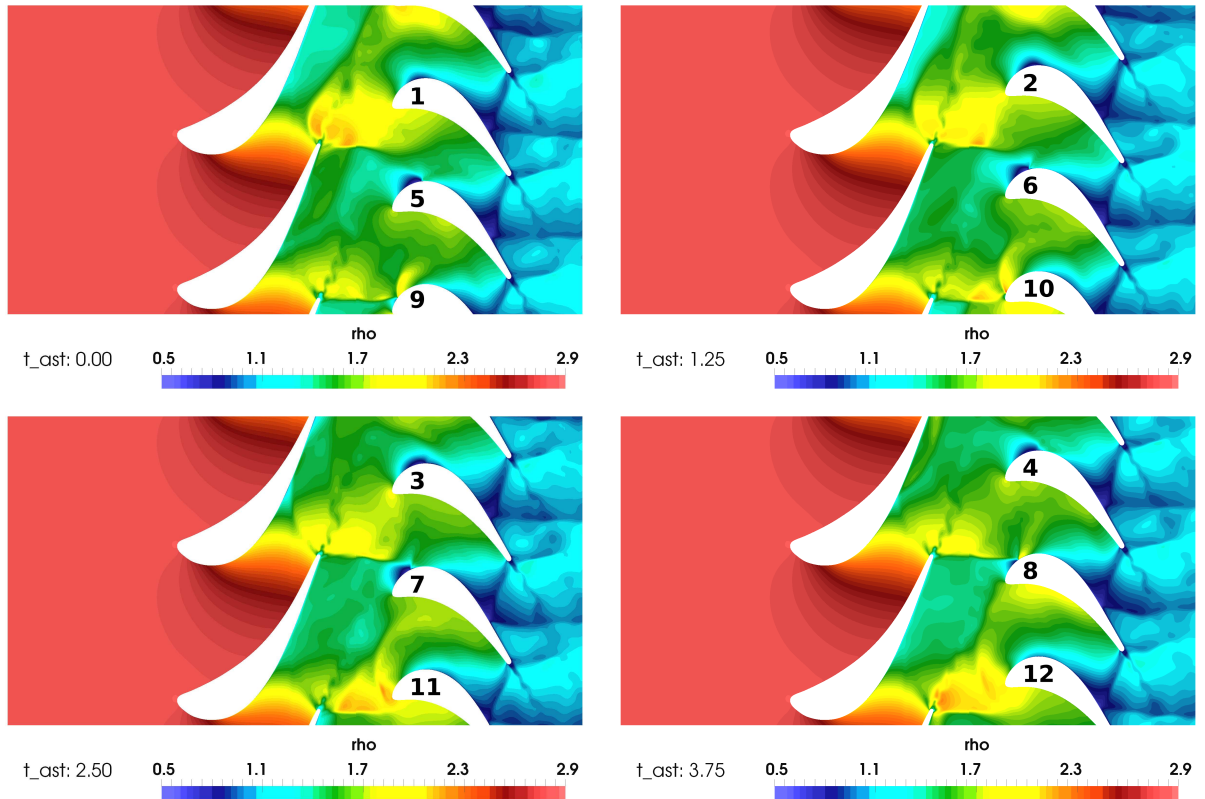


Abbildung 10.8: Dichte  $\bar{\rho}$  in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

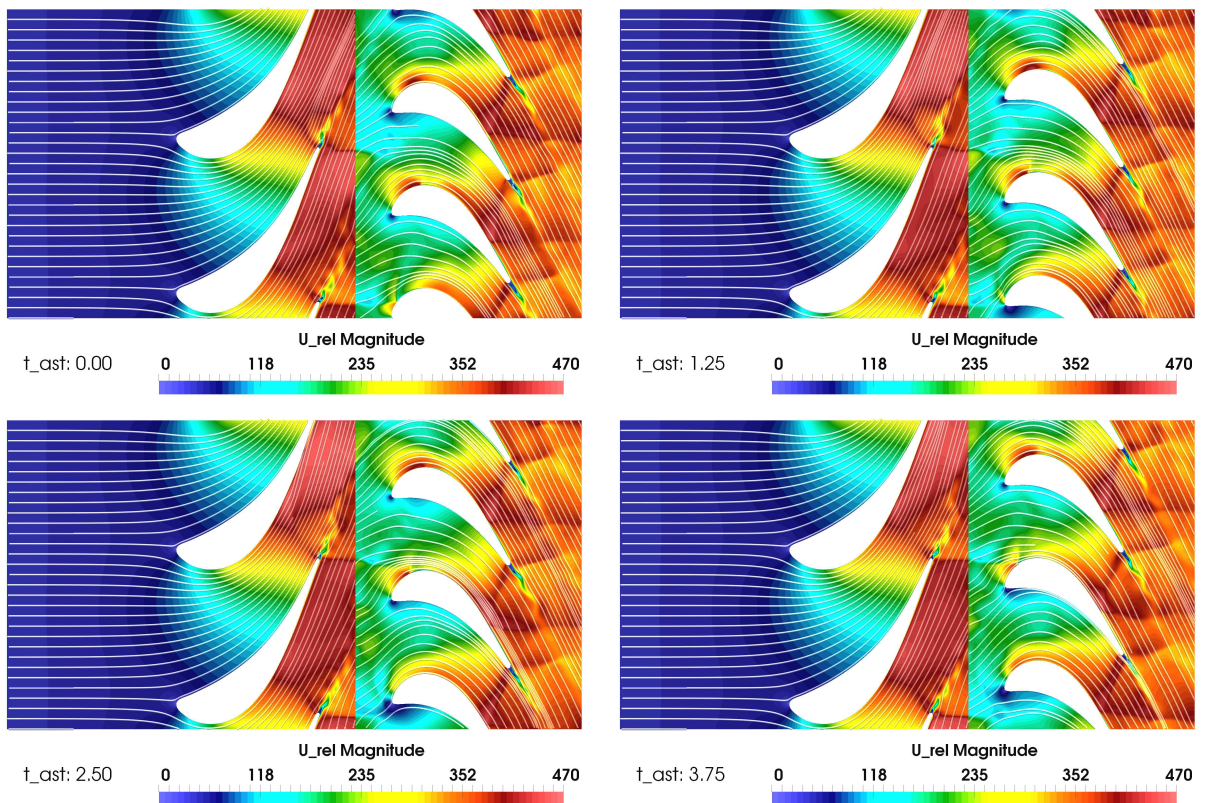


Abbildung 10.9: Betrag der Relativgeschwindigkeit  $|\tilde{\mathbf{u}}_{rel}|$  in  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ , mit Stromlinien

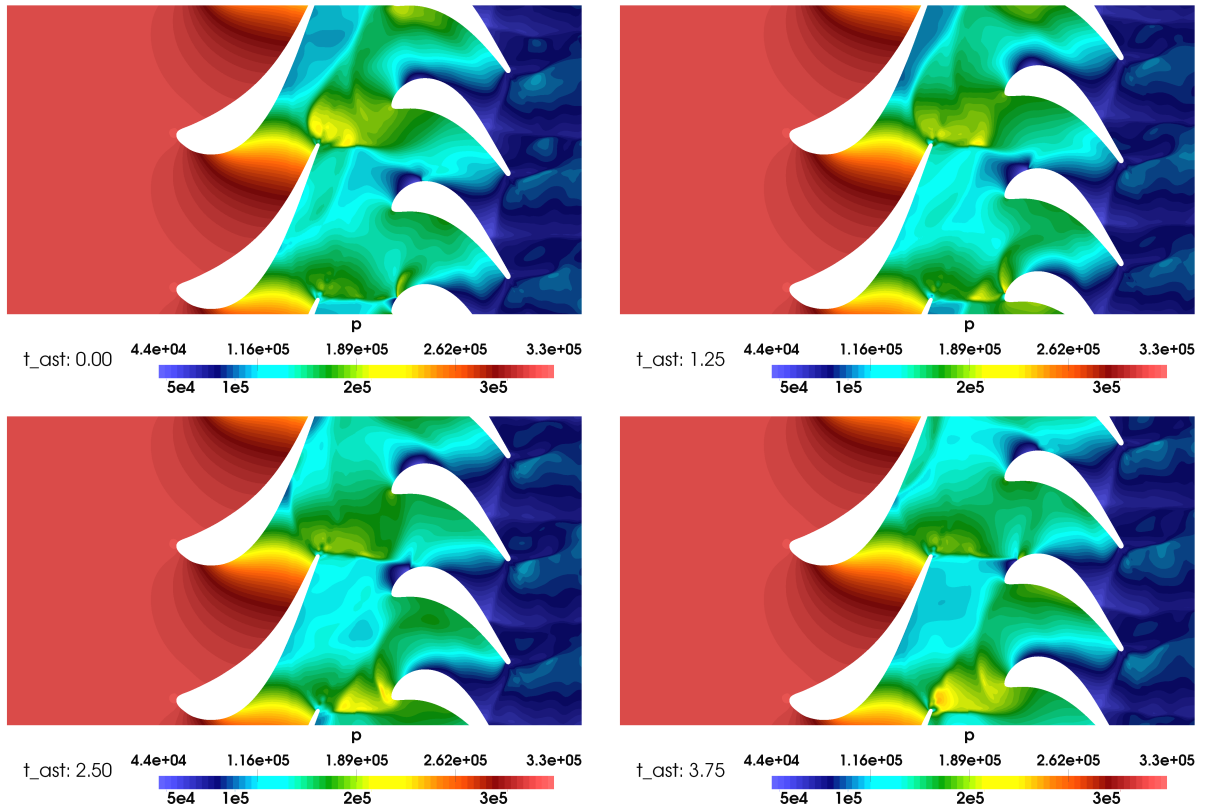


Abbildung 10.10: Druck  $\bar{p}$  ( $= P - \frac{2}{3}\bar{\rho}k$ ) in Pa

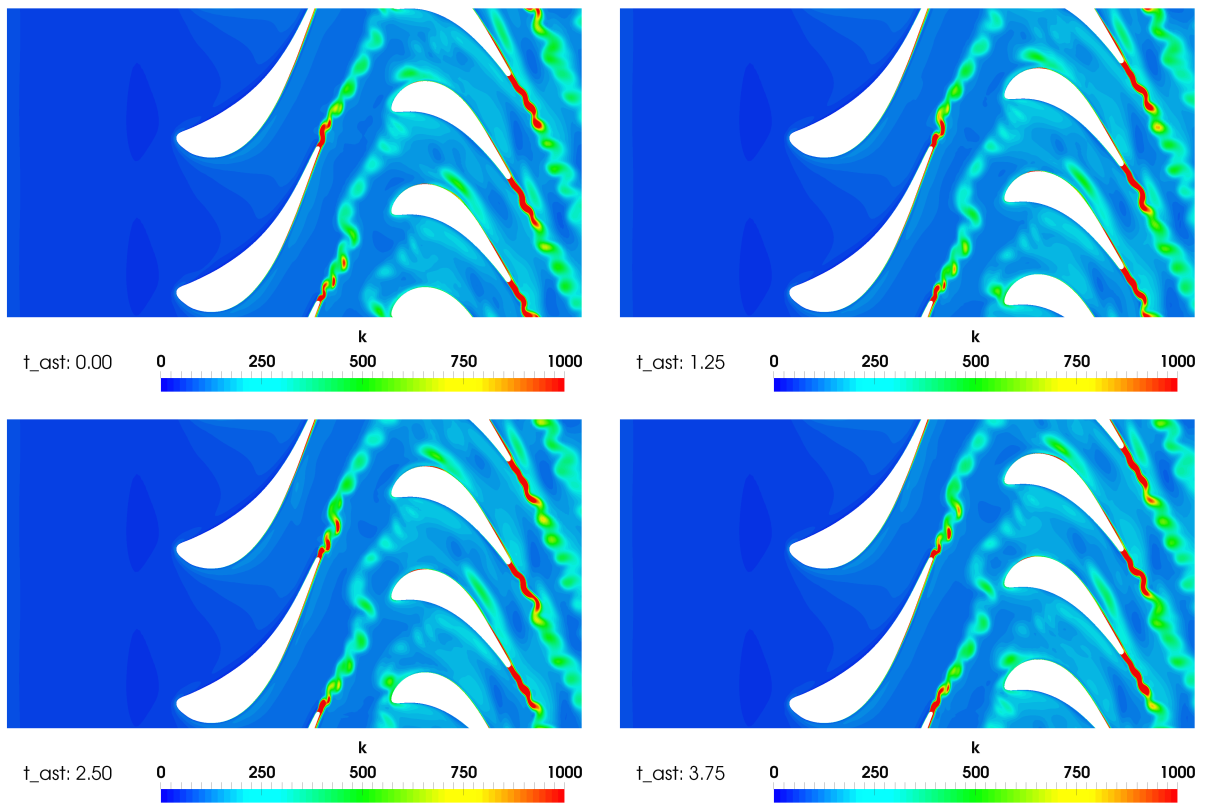


Abbildung 10.11: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{m^2}{s^2}$

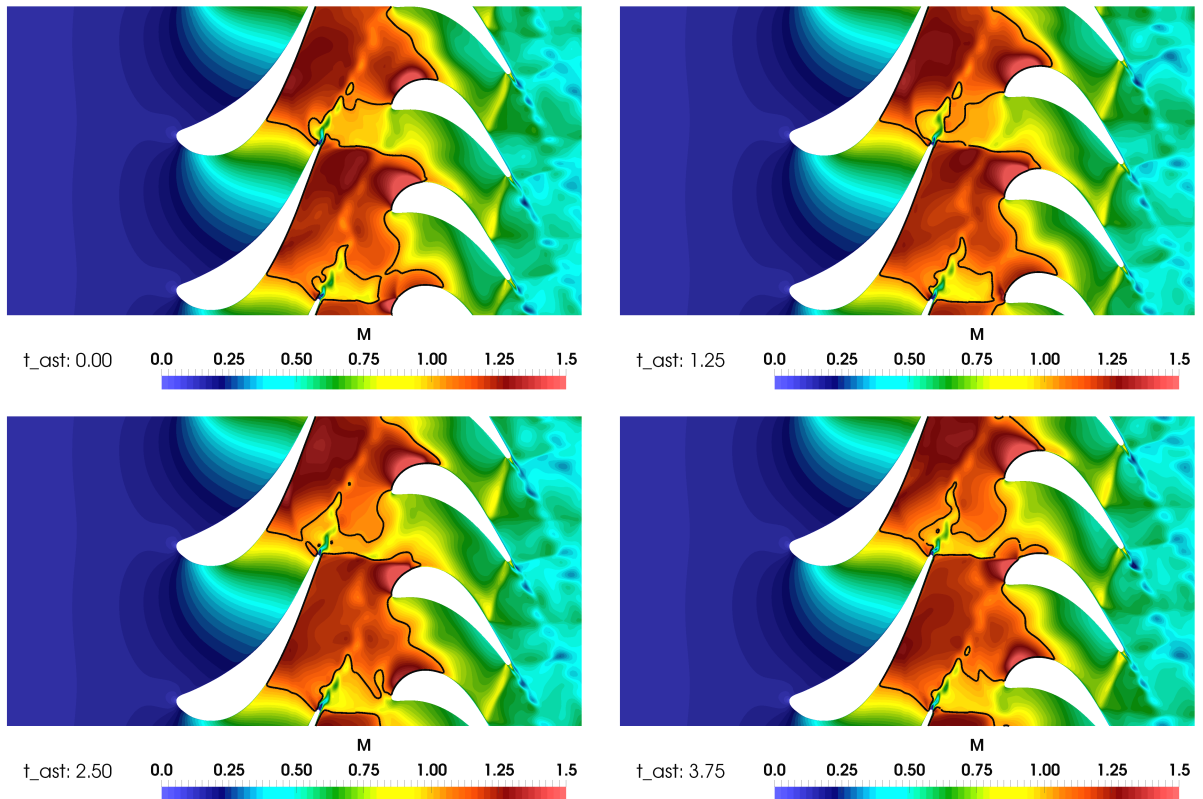


Abbildung 10.12: Machzahl  $M$  mit  $M = 1$  Linie

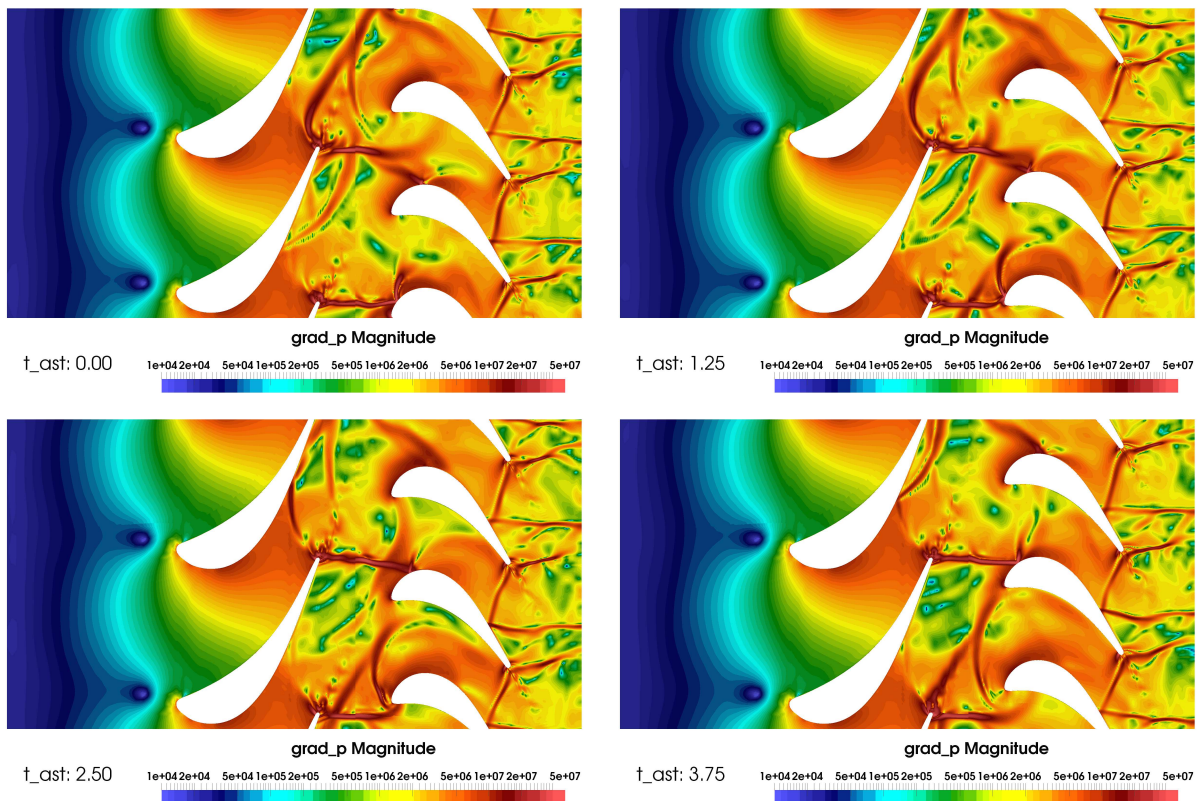


Abbildung 10.13: Betrag des Druckgradienten  $|\text{grad}(\bar{p})|$  in  $\frac{\text{Pa}}{\text{m}}$



## 10.3 Parametervariation

Bei den vorhandenen Messergebnissen sind die Eintrittsrandbedingungen der turbulenten Größen nicht ermittelt oder angegeben worden. Aus diesem Grund wurden einige verschiedene Simulationen mit verschiedenen Werten dieser turbulenten Größen am Eintritt durchgeführt, um für die nachfolgende 3D-Rechnung vernünftige Werte dieser Größen verwenden zu können. Die beiden Größen sind die Turbulence Intensity sowie die Turbulent Length Scale. Die TI wurde im Bereich von 12 bis 21 Prozent variiert. Für die TL wurden Werte von 0.001 bis 0.05 Meter verwendet. Es resultierten daraus eine große Menge an Wertepaaren, für die jeweils eine Quasi-3D-Rechnung mit instationärem Ergebnis ermittelt wurde. Die Ergebnisse wurden über die Zeit und über die benachbarten Schaufeln gemittelt und analog zu den bisherigen Abbildungen über den Winkelbereich von 30 Grad im Mittelschnitt jeweils für die Ebenen B1 und C1 aufgetragen. Das selbe Vorgehen wurde mit den Messdaten durchgeführt. Die resultierenden Kurven von Simulation und Messung sind in Abbildung 10.14 abgebildet. Die dargestellte Variable ist die turbulente kinetische Energie.

Es fällt auf, dass die TKE bei der Messung teilweise deutlich höher ausfällt als bei der Simulation. Die zwei bzw. drei Maxima bei den Diagrammen der Ebenen B1 und C1 resultieren aus der erhöhten TKE, die von den Schaufeln produziert wird. In den Diagrammen der Ebene B1 bei den Kurven der Messung ist zusätzlich eine lokale Spitze im Nachlaufbereich des Kanals zuerkennen. Diese Spitze kann bei der Simulation nicht beobachtet werden. Bei der Ebene C1 fällt ein Versatz der Maxima in Umfangsrichtung auf. Dies weist auf einen möglicherweise vorhandenen Nullpunktfehler hin. Eine Stator-Rotor-Phase, die den Nullpunkt definiert, im Zuge der Messung zu bestimmen, ist sehr schwierig. Die präzise Einstellung und Auswertung eines Triggersignals ist damit verbunden. Dies ist aufgrund der hohen Drehzahlen und kleinen Winkelbereichen, die bei der Turbinenstufe und deren Schaufeln auftreten, eine große Herausforderung. Der Nullpunkt hätte allerdings auch anhand der Simulation festgestellt werden können. Dabei liegt die berechnete Annahme zugrunde, dass die Abströmrichtung im Nachlaufgebiet der Rotorschaukel von der Simulation recht genau wiedergegeben wird. Eine gut funktionierende Möglichkeit, den Nullpunkt zu bestimmen, wäre der Vergleich der später noch erwähnten Time-Space-Plots von Messung und Simulation. Werden die Diagramme überlagert, relativ zueinander verschoben und eine möglichst gute Übereinstimmung gefunden, kann eine erforderliche Nullpunktverschiebung ermittelt werden.

Diese TKE wurde für den Vergleich verwendet, da sie eine turbulente Größe ist, welche bei Messung und Simulation vorhanden ist. Die Variable ist bei der Messung und der Simulation zwar nicht ganz genau gleich definiert, jedoch ist der daraus resultierende Fehler abschätzbar und nicht zu groß (siehe dazu Abschnitt 6.5). Die Berechnungen und Auswertungen für die Parametervariation wurden automatisiert mittels eigens entwickelter Skripte durchgeführt. Als Wertepaar für die turbulenten Eintrittsrandbedingungen mit den besten Ergebnissen wurden schlussendlich für TI 18% und für TL 0.005m ausgewählt. Bei dieser Paarung stimmt die Größenordnung der turbulenten kinetischen Energie in der Ebene B1 im Kanalbereich sehr gut mit der Messung überein. Die Größenordnung der Maxima im Nachlaufgebiet konnte nicht erreicht werden. Eine weitere Erhöhung der beiden Variablen am Eintritt wurde nicht durchgeführt. Dies wurde vermieden, da die TL im vorliegenden Fall im Vergleich zu einer Empfehlung [8] für Turbomaschinen schon relativ hoch ist. Die TI wurde aufgrund der am Institut verwendeten Erfahrungswerte nicht mehr weiter erhöht.

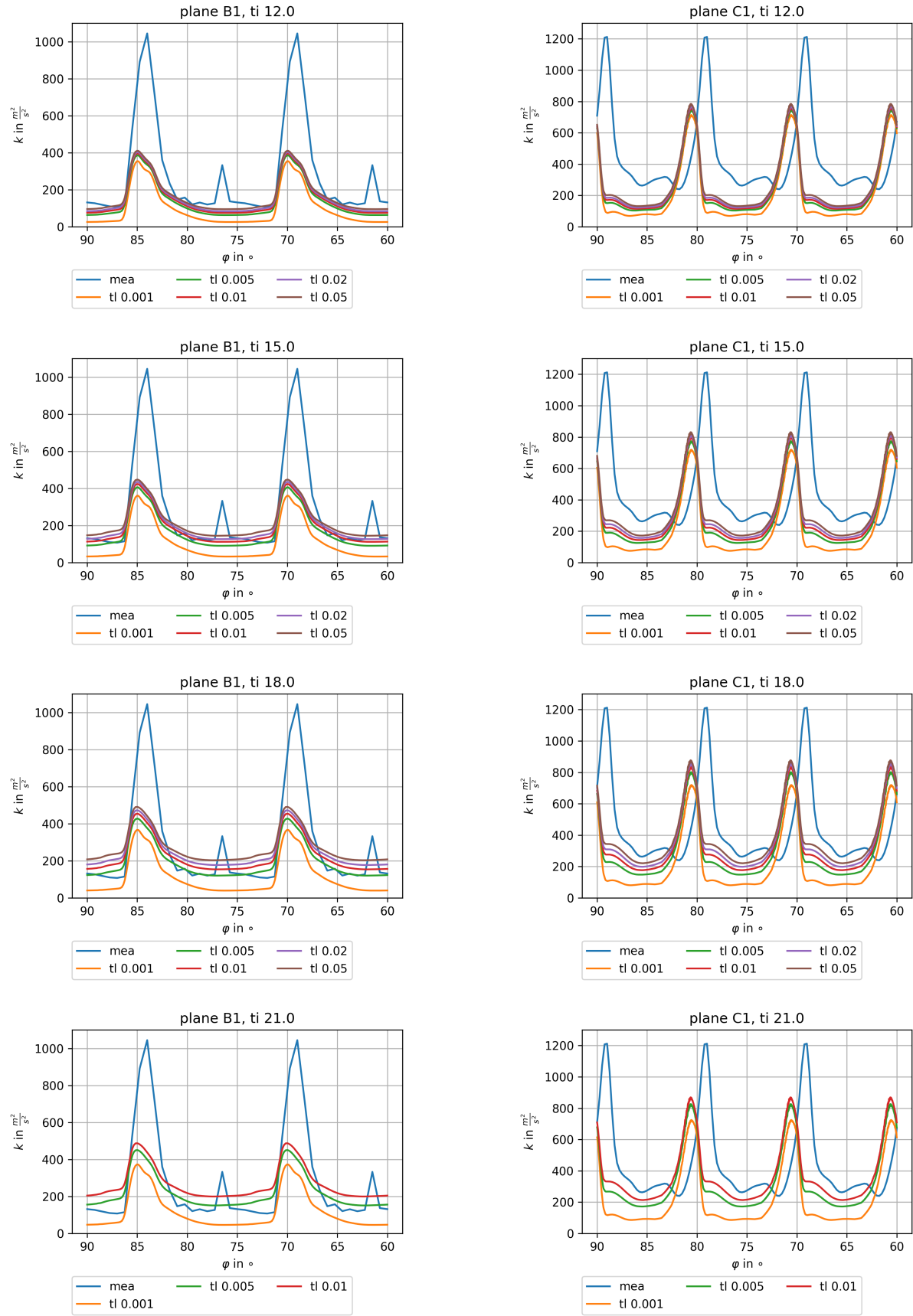


Abbildung 10.14: Parametervariation der turbulenten Eintritts-Randbedingungen

## 10.4 360°-Simulation

Es wurde eine instationäre Simulation durchgeführt, bei der das Rechengitter den gesamten Umfang der Stufe umspannt, statt wie bei den anderen Simulationen nur ein Segment von  $30^\circ$ . Die Idee war, dass bei der Beschränkung auf  $30^\circ$  evtl. Effekte niedriger Ordnung verloren gehen könnten, welche bei einem  $360^\circ$ -Rechengitter unter Umständen entdeckt werden könnten. Die Simulation umfasste 28800 Berechnungsschritte, was einer Drehung des Rotors von  $720^\circ$  entspricht, wobei die Lösung nach etwa 10800 Schritten, was  $270^\circ$  Rotorbewegung entspricht, eingeschwungen war. Es wurden allerdings lediglich Farbmapping-Darstellungen der Lösungen betrachtet, um nach Unterschieden bei verschiedenen Schaufelkanälen zu suchen. Auf diese Weise konnten keine deutlich erkennbaren Unterschiede der Lösung beim Vergleich benachbarter Schaufelkanäle über den Umfang beobachtet werden. Effekte niedriger Ordnung konnten auf diese Weise also keine festgestellt werden. Genauer untersucht wurden die Ergebnisse allerdings nicht. Dies hätte evtl. mit einer Frequenzanalyse über den Umfang durchgeführt werden können.

# 11 Voll-3D-Simulation

## 11.1 Netzstudie

Um eine ausreichende Auflösung des Berechnungsnetzes zu begründen, wurde eine Netzstudie durchgeführt. Das heißt, es wurden Simulationen mit verschiedenen aufgelösten Gitternetzen durchgeführt und sie damit auf Tauglichkeit überprüft bzw. untereinander verglichen.

### Überprüfung der Werte von $y^+$ an den Randzellen

Bei einer Simulation, bei der das SST-Modell als Turbulenzmodell zur Verwendung kommt, sind passende Werte der Größe  $y^+$  der Zellen, die direkt an den Wänden liegen, eine grundlegende Bedingung für die Eignung eines Netzgitters. Diese Werte sollten eine Größenordnung von 1 besitzen. Auf Abbildung 11.1 sind die  $y^+$ -Werte aller Wandzellen aller Blöcke des verwendeten Netzes einzeln und einmal in Summe in Form von Boxplots dargestellt. Die Boxen stellen von unten nach oben betrachtet folgende Werte dar:

- Minimaler Wert an der Wand (unterer Whisker)
- Wert unter welchem 25% der Wandzellen liegen (Boxrand unten)
- Wert unter welchem 50% der Wandzellen liegen (orange Linie)
- Wert unter welchem 75% der Wandzellen liegen (Boxrand oben)
- Wert unter welchem 97% der Wandzellen liegen (oberer Whisker)
- Ausreißer sind als kleine Kreise eingetragen und stellen die obersten 3% der Zellen dar.
- Mittelwert, als grüne Linie gekennzeichnet

Es zeigt sich ein Maximalwert von knapp unter 4, wobei anteilig sehr wenige Zellen einen  $y^+$ -Wert von über 2 besitzen. Aufgrund der vorhandenen Wertebereiche von  $y^+$  an den Wandzellen wurde angenommen, dass die Gitterfeinheit an der Wand ausreichend ist. Die Achsenbeschriftung der horizontalen Achse stellt die Indizes der Blöcke sowie die Austrittsrichtung am Block dar. Die Austrittsrichtung ist als Nummer codiert und deren Definition in Tabelle 11.1 angegeben. An einem Block gibt es sechs mögliche Austrittsrichtungen. Die Definition erfolgt mittels der Indizes der Zellen in den Blöcken und ob die Richtung einem absteigenden oder ansteigenden Index entspricht. Die den Indizes zugehörigen Blocknamen sind in Tabelle 11.2 aufgelistet. Die Informationen wurden den stx-Files, welche Linars ausgeben kann, entnommen.

**Tabelle 11.1:** Richtungsdefinitionen beim Gitter

Nummer	Index	Richtung
0	i	Austrittsrichtung zeigt gegen die positive Indexrichtung
1	j	
2	k	
3	i	Austrittsrichtung zeigt in die positive Indexrichtung
4	j	
5	k	

### Vergleich mit feiner aufgelöstem Gitter

Zusätzlich wurde noch eine stationäre Simulation auf einem feineren Gitter durchgeführt. Es wurde der Verlauf der Wandschubspannung am Stator und Rotor auf halber Kanalhöhe in Diagrammen aufgetragen. Dabei wurden die Verläufe von den verschiedenen Gittern jeweils zusammengefasst. In Abbildung 11.2a ist der Verlauf am Stator zu sehen, in Abbildung 11.2b jener am Rotor. Die Kurven sind über einer Streckenlänge mit dem Ursprung an der Schaufelvorderkante aufgetragen. Beim Stator erstreckt sich die Kurve zuerst über die Druck- und dann die Saugseite. Beim Rotor erstreckt sich die Kurve zuerst über die Saug- und dann über die Druckseite. Es zeigte sich ein geringer Unterschied, welcher jedoch als ausreichend gering erachtet wurde. Das ursprüngliche Gitter wurde also weiterhin verwendet. Zusätzlich sind die Wandschubspannungen über den ganzen Wandbereich der Schaufeln in Abbildung 11.3 dargestellt. Die Wandschubspannung ist eine vektorielle Größe. Sie steht parallel zu den Wänden und ist am Geschwindigkeitsfeld ausgerichtet. In der Abbildung ist der Betrag dieser Größe dargestellt. Bei den Schubspannungen sticht ein Bereich besonders ins Auge. Dieser befindet sich an der Saugseite nahe an der Hinterkante der Rotorschaukel. Dieser Bereich wird später in Abschnitt 17.5 noch besprochen.

## 11.2 Konvergenz der stationären Lösung

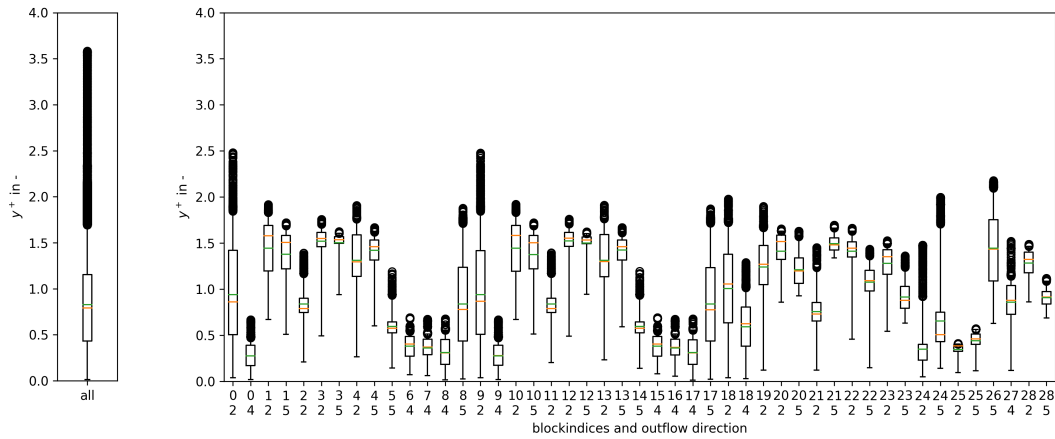
Um abschätzen zu können, ob die stationäre Lösung mit einem ausreichenden Grad konvergiert ist, wurden ebenfalls die Wandschubspannungen betrachtet. Dieses Mal wurden Lösungen mit unterschiedlicher Anzahl von Berechnungsschritten betrachtet. Das heißt, es wurde eine Lösung hergenommen, welche schon konvergiert sein könnte. Für diese Lösung wurden 600 Iteration ausgehend von den Preiterations durchgeführt. Von dieser Lösung ausgehend wurde dann noch einige Berechnungsschritte weitergerechnet. Die Lösungen nach 100 und 200 weiteren Schritten wurden ausgewählt. Die unterschiedlichen Lösungen wurden dann miteinander mittels Diagrammen verglichen. Für die Kurven in den Diagrammen wurden wieder die Werte der Wandschubspannungen im Mittelschnitt über der Streckenlänge aufgetragen. Die Diagramme sind in Abbildung 11.4 dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass sich die Lösung ausgehend von den Preiterations ausgehend nach 600 Iteration stark geändert hat. Weitere Iterationen um 100 bzw. 200 Schritte ergeben aber kaum noch Änderungen. Daraus wurde geschlossen, dass der Grad der Konvergenz nach 600 Berechnungsschritten am feinsten Multigrid-Gitter ausreichend ist. Die Schubspannungen konvergieren im Vergleich zu anderen Größen recht spät, wodurch sie sich gut für Betrachtungen im Zusammenhang mit der Konvergenz eignen.

**Tabelle 11.2:** Blocknamen und -nummern des 3D-Rechennetzes

Hinweis: Suffixe wie AI, BI, AK und BK resultieren aus der Unterteilung eines Blocks in eine bestimmte Indexrichtung. Dies ist ein Feature von AiGrid3D. Der erste Buchstabe (A oder B) beschriftet den Unterblock, der zweite Buchstabe (I, J oder K) die Indexrichtung. Mehrfache Suffixe resultieren aus einer mehrfachen Unterteilungen.

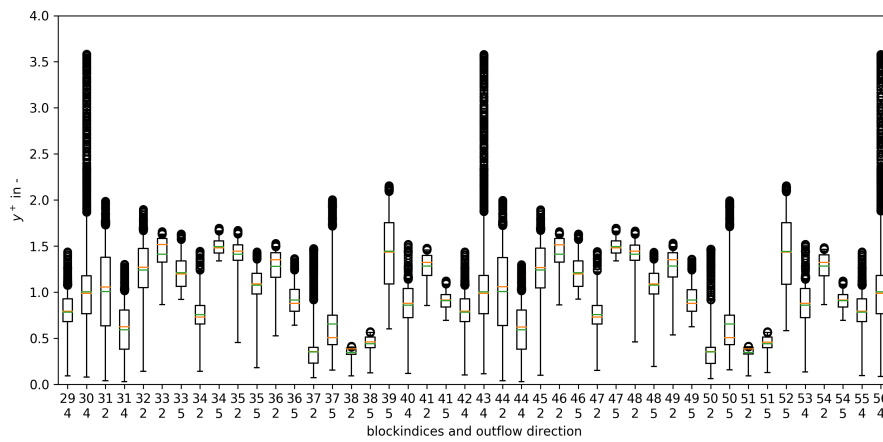
Blocknummer	Periode	Blockname
<b>Stator</b>		
0	0	blockO_AK_AK
1		blockChan
2		blockIn_AK
3		blockChanOut
4		blockOut
5		blockIn_BK
6		blockO_BK_AK
7		blockO_AK_BK
8		blockO_BK_BK
9	1	blockO_AK_AK
10		blockChan
11		blockIn_AK
12		blockChanOut
13		blockOut
14		blockIn_BK
15		blockO_BK_AK
16		blockO_AK_BK
17		blockO_BK_BK
<b>Rotor</b>		
18	0	blockOC_AK_AK
19		blockOF_AK
20		blockChan
21		blockIn
22		blockChanOut
23		blockOut_AI
24		blockLO
25		blockLB
26		blockOF_BK
27		blockOC_BK_AK
28		blockOut_BI
29		blockOC_AK_BK
30		blockOC_BK_BK

Blocknummer	Periode	Blockname
<b>Rotor (Fortsetzung)</b>		
31	1	blockOC_AK_AK
32		blockOF_AK
33		blockChan
34		blockIn
35		blockChanOut
36		blockOut_AI
37		blockLO
38		blockLB
39		blockOF_BK
40		blockOC_BK_AK
41		blockOut_BI
42		blockOC_AK_BK
43		blockOC_BK_BK
44	2	blockOC_AK_AK
45		blockOF_AK
46		blockChan
47		blockIn
48		blockChanOut
49		blockOut_AI
50		blockLO
51		blockLB
52		blockOF_BK
53		blockOC_BK_AK
54		blockOut_BI
55		blockOC_AK_BK
56		blockOC_BK_BK



(a)

(b)



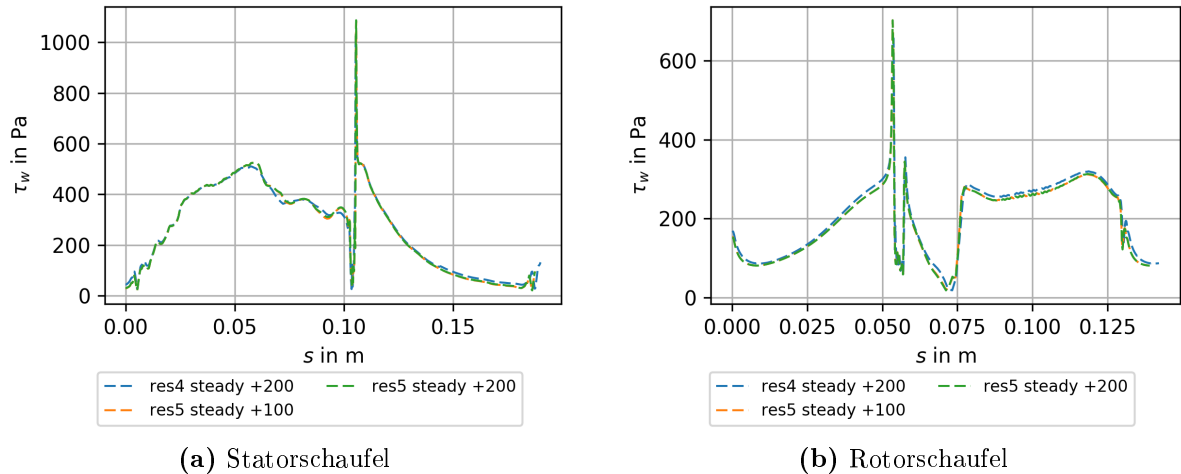
(c)

Abbildung 11.1: Kontrolle  $y^+$

### 11.3 Stationäre Lösung

Nach der Abschätzung der Eignung des Gitters und der ausreichenden Konvergenz der Lösung wurden die Lösung nach 600 Berechnungsschritten ausgewählt um einige Darstellungen zu erstellen um die stationären Ergebnisse der CFD-Simulation rein optisch betrachten zu können. Auf diese Weise lassen sich die Lösung auf Sinnhaftigkeit untersuchen. Die gewählten Variablen entsprechen den Hauptlösungsvariablen des Gleichungssystems, ausgenommen der spezifischen Dissipation der turbulenten kinetischen Energie  $\omega$ , welche nicht dargestellt wurde. Einige solcher Darstellungen sind in den Abbildungen 11.5 bis 11.8 zu finden. Die schwarzen Linien zeigen Darstellungsebenen in den jeweiligen anderen Abbildungen. Für die Randbedingungen wurden für die turbulenten Variablen TI und TL wieder die Werte 18% und 0.005m verwendet. Für die turbulente kinetische Energie ist eine größere Anzahl an Darstellungen in Abbildung 11.8 zu sehen. Es sind dies Schnitte in den Messebenen, im Mittelschnitt, an der Rotorscheufel mit 0.7 mm Wandabstand sowie einige weitere Schnittpositionen in radialer Richtung. Die einzelnen Schnittpositionen sind durch schwarze Linien in den jeweiligen anderen Abbildungen gekennzeichnet, wie bei den anderen Strömungsvariablen auch.

Bei den Abbildungen wurde für Schnitte in radialer Position eine dimensionslose radiale Koordinate verwendet. Diese wurde mit dem Namen  $r^*$  benannt. Durch die Normierung besitzt  $r^*$  am Hub den Wert null und am Shroud den Wert eins. Durch eine



**Abbildung 11.2:** Verlauf der Wandschubspannung bei Gittern mit unterschiedlicher Auflösung

Erklärung Legende:

res4 steady +200: Multiplikator für Gitterauflösung: 4, Lösung 200 Schritte nach stationärer Lösung

res5 steady +100: Multiplikator für Gitterauflösung: 5, Lösung 100 Schritte nach stationärer Lösung

res5 steady +200: Multiplikator für Gitterauflösung: 5, Lösung 200 Schritte nach stationärer Lösung

Schnittfläche an der Stelle  $r^* = 0.5$  kann so ein Mittelschnitt erstellt werden. Bei der Quasi-3D-Simulation wurde bereits diese Schnittfläche für die Simulation verwendet. Die Resultate der Quasi-3D-Simulation und der Voll-3D-Simulation können in diesem Bereich gut miteinander verglichen werden. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung.

In den Abbildungen der Geschwindigkeit und des Drucks fallen auf der Saugseite der Rotorscheufel einige Zonen in den Konturdarstellungen besonders auf. In der Nähe der Schaufelspitze ist eine Zone mit niedrigem Druck und eine Zone mit niedriger Geschwindigkeit beobachtbar. Diese beiden Zonen dürften durch den Spaltwirbel, der später noch diskutiert wird, verursacht sein. In der Mitte der Schaufel auf der Saugseite gibt es ebenfalls eine Zone mit niedrigem Druck und eine Zone, in der das Fluid im Wandbereich stark abgebremst wird. Diese Effekte dürften durch den Hinterkantenstoß des Rotors, der auf die saugseitige Wandfläche der benachbarten Schaufel trifft und dort reflektiert wird, verursacht sein.

Bei den Abbildungen der turbulenten kinetischen Energie können wieder einige Beobachtungen gemacht werden. Als erstes soll die unterste Schnittebene mit  $r^* = 0.08$ , diese entspricht der untersten schwarzen Linie in den Bildern der Ebenen B1 und C1, betrachtet werden. Auf der Höhe dieser Schnittebene treten die höchsten Werte der TKE im Nachlaufgebiet des Stators auf. Eine wichtige Beobachtung ist, wie die Verteilung der TKE am Austritt aus der Stator-Domain am Interface gemittelt und am Eintritt in die Rotor-Domain über den gesamten Umfang konstant angenommen wird. Dies ist, wie schon erwähnt, eine recht starke Vereinfachung und kritisch, wenn eine Untersuchung der Turbulenz durchgeführt wird. In der Schnittebene mit  $r^* = 0.28$  (zweite schwarze Linie von unten) ist eine relative starke Erhöhung der TKE in der Ebene C1 beobachtbar. Bei Vergleich mit den Beobachtungen zu den Sekundärströmungen dürfte diese Erhöhung durch den sogenannten unteren Kanalwirbel verursacht sein (vgl. Abschnitt 17.2). Im Mittelschnitt  $r^* = 0.5$  tritt eine im Vergleich relativ geringe Erhöhung der TKE auf. Bei



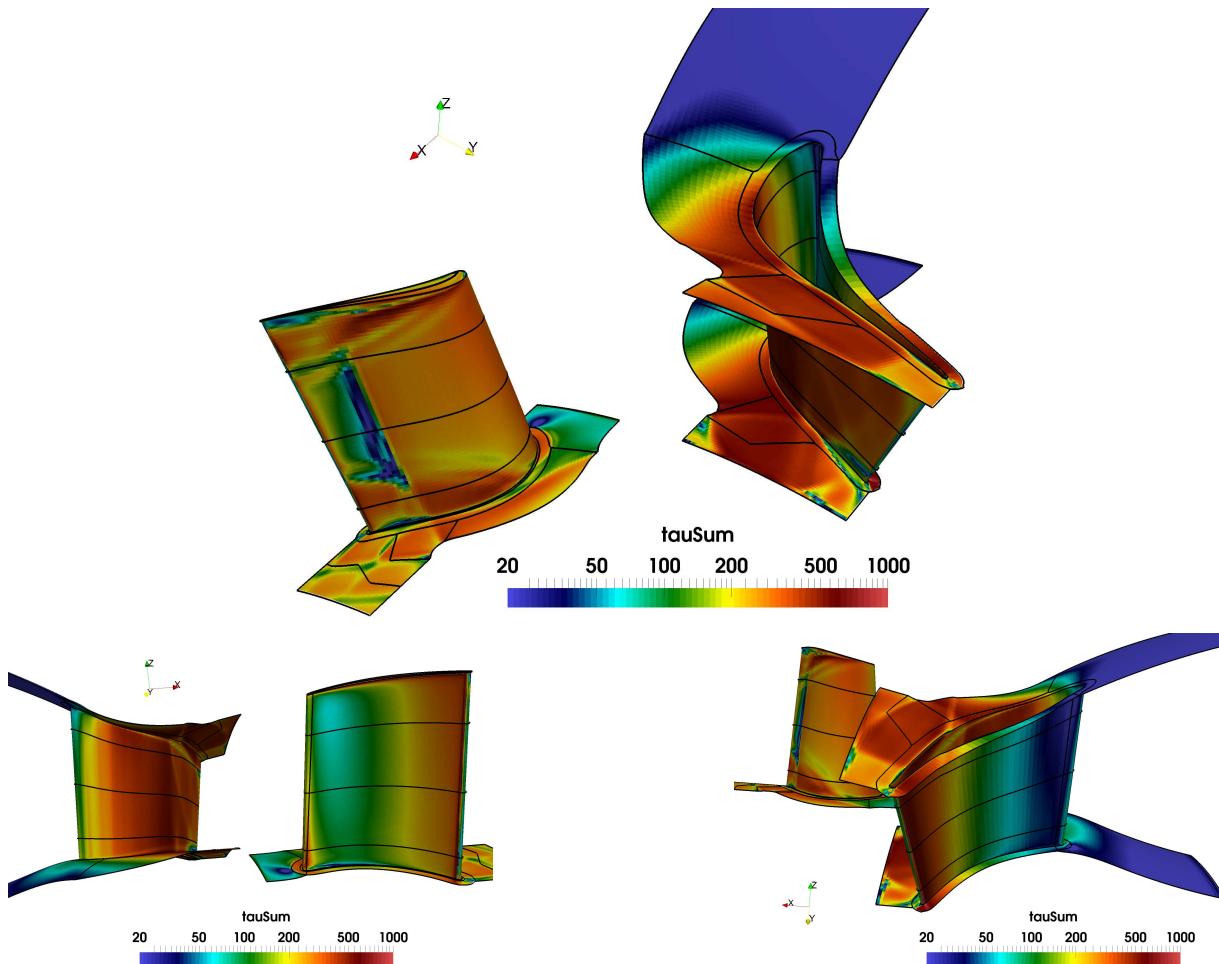
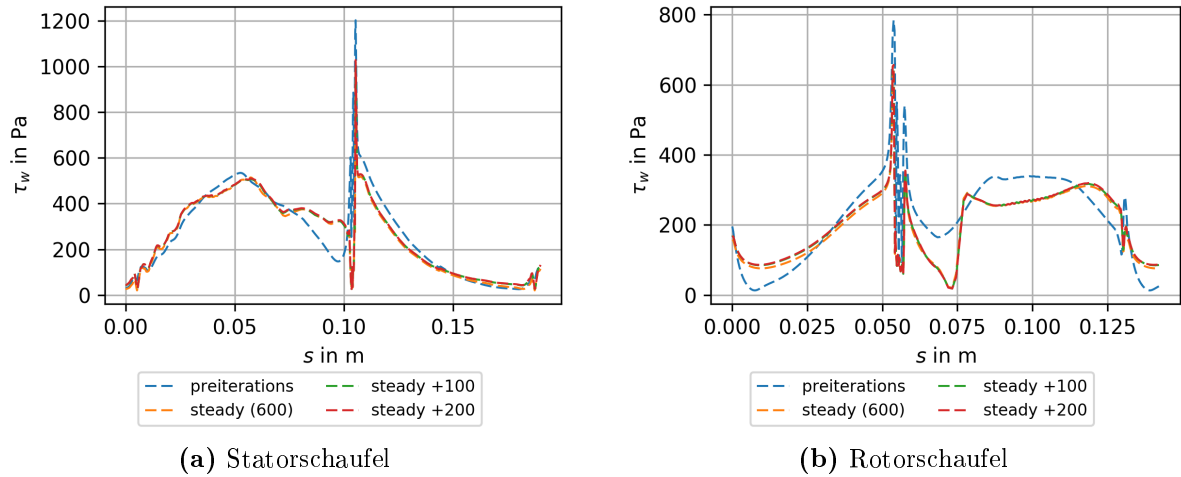


Abbildung 11.3: Betrag der Wandschubspannungen  $|\tau_w|$  in  $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$r^* = 0.74$  ist wieder eine relativ starke Erhöhung der TKE zu sehen. Diese könnte durch den sogenannten oberen Kanalwirbel verursacht sein (vgl. Abschnitt 17.4). In der obersten Schnittebene  $r^* = 0.9$  ist die stärkste Erhöhung der TKE beobachtbar. Diese Erhöhung ist sehr nahe an der Schaufelwand ebenfalls beobachtbar (siehe Unterabbildung von 11.8 mit  $\text{walldist} = 0.7\text{mm}$ ). Diese starke Erhöhung wird wahrscheinlich durch den Spaltwirbel verursacht (vgl. Abschnitt 17.3).

## 11.4 Konvergenz der instationären Lösung

Für die Konvergenz muss sich die Lösung auf eine periodisch wiederholende Zustandsänderung einschwingen. Neben der periodisch variierenden Lösung ändern sich auch die Residuen der Lösungsvariablen periodisch und schwingen ebenfalls nach einer gewissen Zeit ein. Das heißt, es kann der Verlauf der Residuen zur Überprüfung der Konvergenz betrachtet werden. Eine andere Methode, welche sich anbietet, um die Konvergenz zu überprüfen, besteht darin, eine Lösungsvariable in einer sich wiederholenden Animation aus Farbmapping-Darstellungen zu betrachten. Die Lösung kann dann als ausreichend konvergiert angesehen werden, wenn beim Wiederholungspunkt rein optisch betrachtet kein Sprung mehr in der Lösung erkennbar ist.



**Abbildung 11.4:** Verlauf der Wandschubspannung nach unterschiedlicher Anzahl von Lösungsschritten

Erklärung Legende:

preiterations: Lösung nach Beendigung der Preiteration-Rechenschritte

steady (600): Lösung nach 600 Rechenschritten

steady +100: Lösung nach 700 Rechenschritten

steady +200: Lösung nach 800 Rechenschritten

## 11.5 Instationäre Lösung

Die instationäre Berechnung der Voll-3D-Simulation wurde ganz am Schluss durchgeführt. Für die Randbedingungen für die turbulenten Variablen TI und TL wurden 12% und 0.001m sowie 18% und 0.005m verwendet. Die instationäre Lösung besitzt eine zeitlich periodische Lösung mit einer Periode die  $10^\circ$  Rotorbewegung entspricht. Für die instationäre Lösung wurden nur noch wenige Darstellungen in die Arbeit übernommen, da deren Anzahl schnell in die Höhe schnellen könnte. So hätten z.B. für verschiedene Variablen an verschiedenen Schnittebenen, wie im vorigen Kapitel der stationären Lösung, Abbildungen erstellen werden können. Dies allerdings mehrfach, aufgrund der verschiedenen Zeitpunkte. Hier lässt sich die anfangs in Abschnitt 7.3.2 erwähnte Problematik der unheimlich großen Datenmengen mit deren Herausforderung an die Auswertung nachvollziehen. Hinweis: Bei den Simulationen kam es leider über eine längere Zeit zu Abbrüchen der Simulationen aufgrund von divergierenden Lösungen. Um das Problem beheben zu können, musste schlussendlich die Giles-Randbedingung am Austritt deaktiviert werden. Eine andere Abhilfe wäre möglicherweise die Verlängerung des Rechengitters stromabwärts gewesen. Die folgenden Abbildungen 11.9 und 11.10 stellen ein Beispiel einer möglichen Darstellung der turbulenten kinetischen Energie dar. Bei diesen Abbildungen sind die lokalen Spitzen der TKE bis zum Maximum zu sehen. In anderen Abbildungen wurden diese Spitzen durch die Einschränkung des Wertebereichs bei den Konturdarstellung abgeschnitten, z.B. bei  $2000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ . Hier ist zu sehen, dass die tatsächlichen Maxima ca.  $6000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$  betragen. Es fällt auf, wie die Maxima der einzelnen Spitzen bei unterschiedlichen Schaufelperioden und Zeitpunkten aufgrund der Stator-Rotor-Interaktion unterschiedlich ausfallen. Zusätzliche Unterschiede sind aufgrund unterschiedlicher Eintrittsrandbedingungen erkennbar. Weitere Darstellungen sind in der Auswertung zu finden.

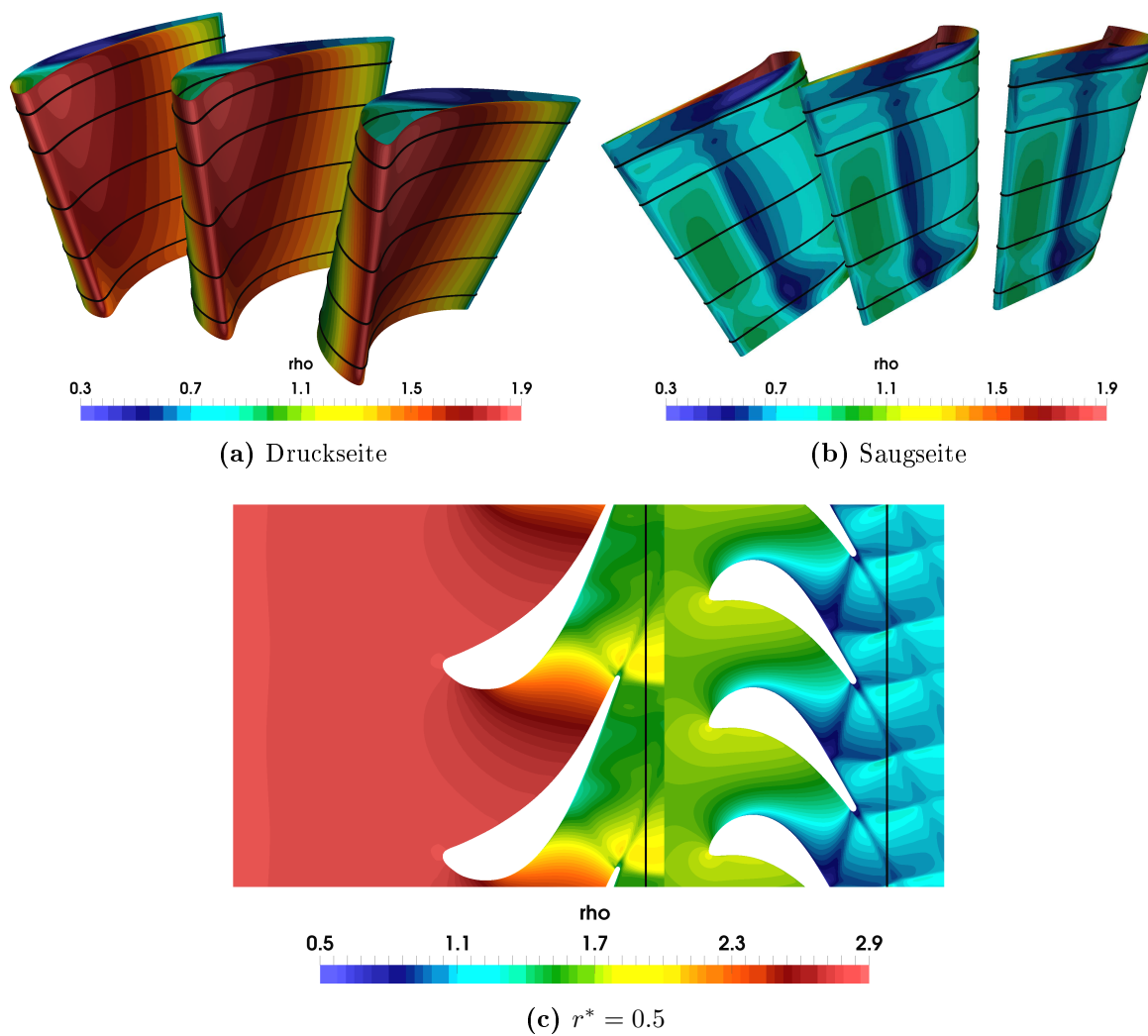


Abbildung 11.5: Dichte  $\bar{\rho}$  in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  an den Rotorscheufeln und im Mittelschnitt

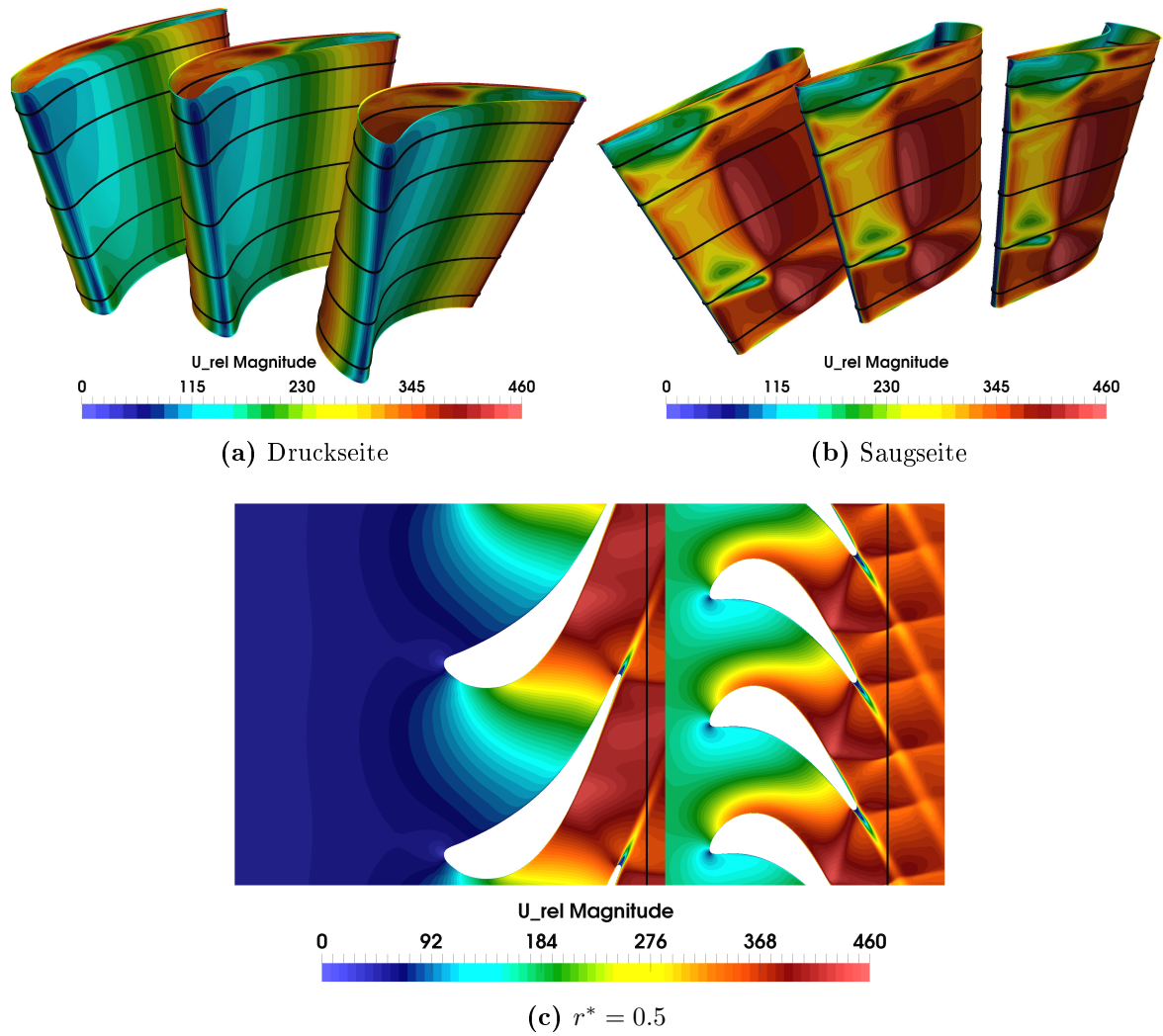


Abbildung 11.6: Geschwindigkeitsbetrag  $|\tilde{\mathbf{u}}_{rel}|$  in  $\frac{m}{s}$  an den Rotorscheaufeln (Wandabstand 0.7 mm) und im Mittelschnitt

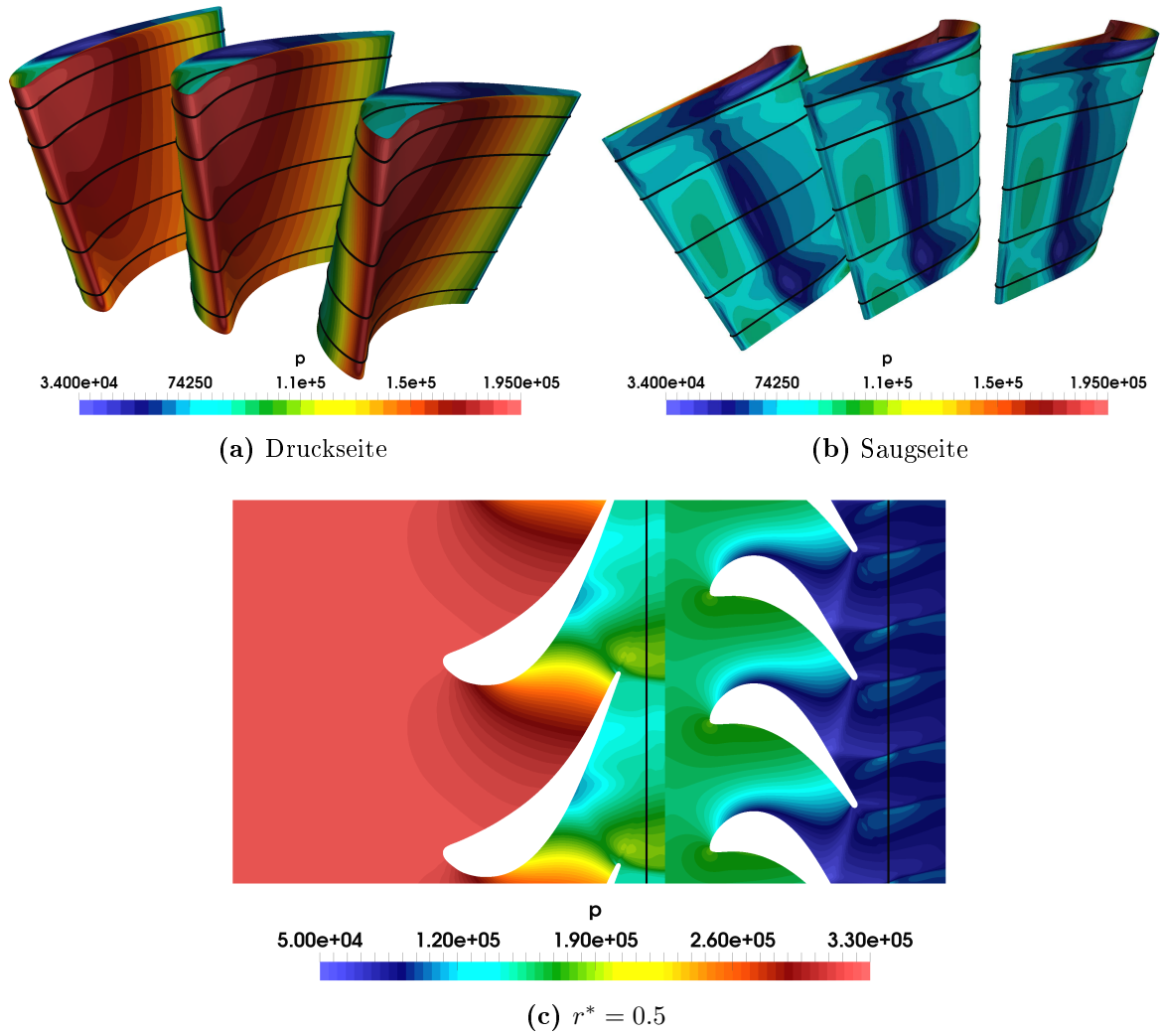


Abbildung 11.7: Druck  $\bar{p}$  in Pa an den Rotorscheufeln und im Mittelschnitt

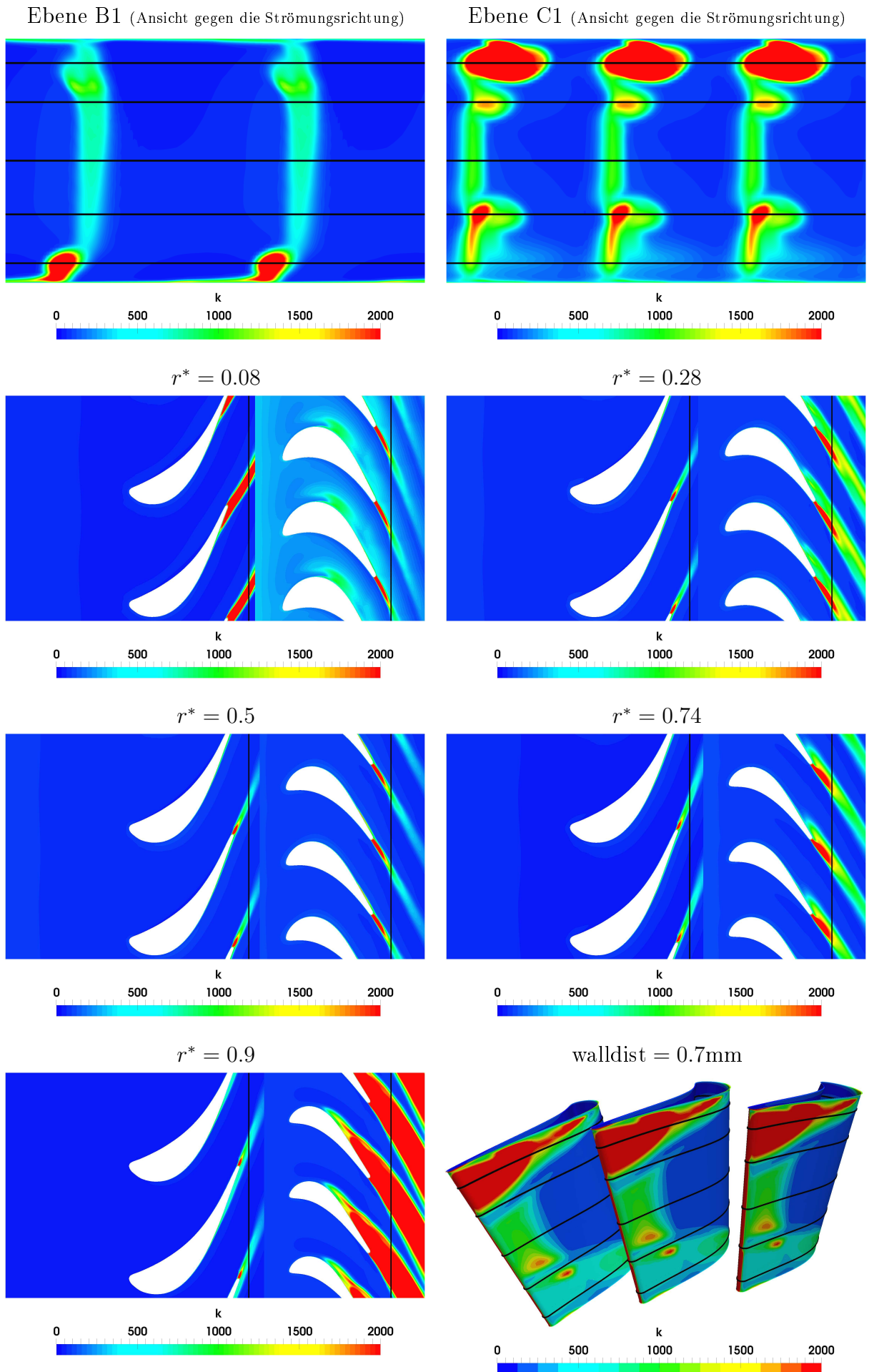


Abbildung 11.8: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{m^2}{s^2}$

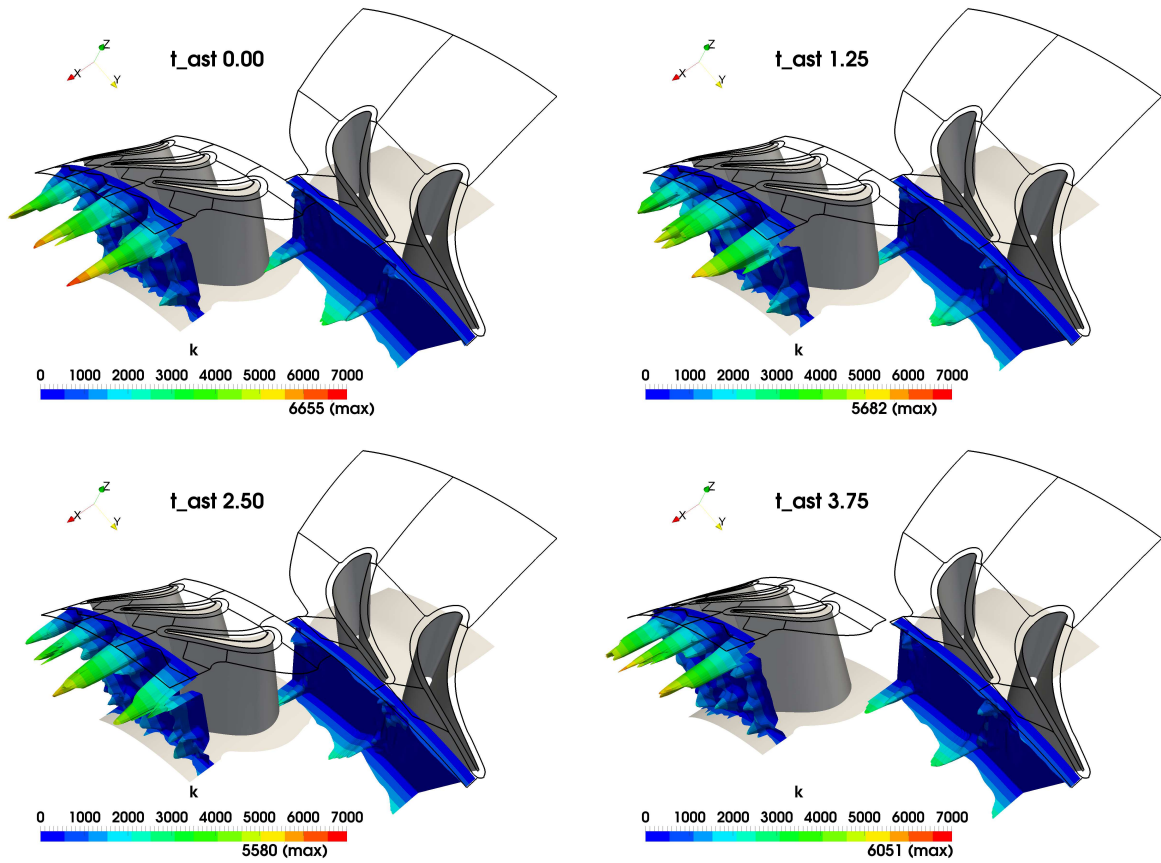


Abbildung 11.9: Offset-Darstellung der turbulenten kinetischen Energie mit TI und TL von 12% und 0.001m

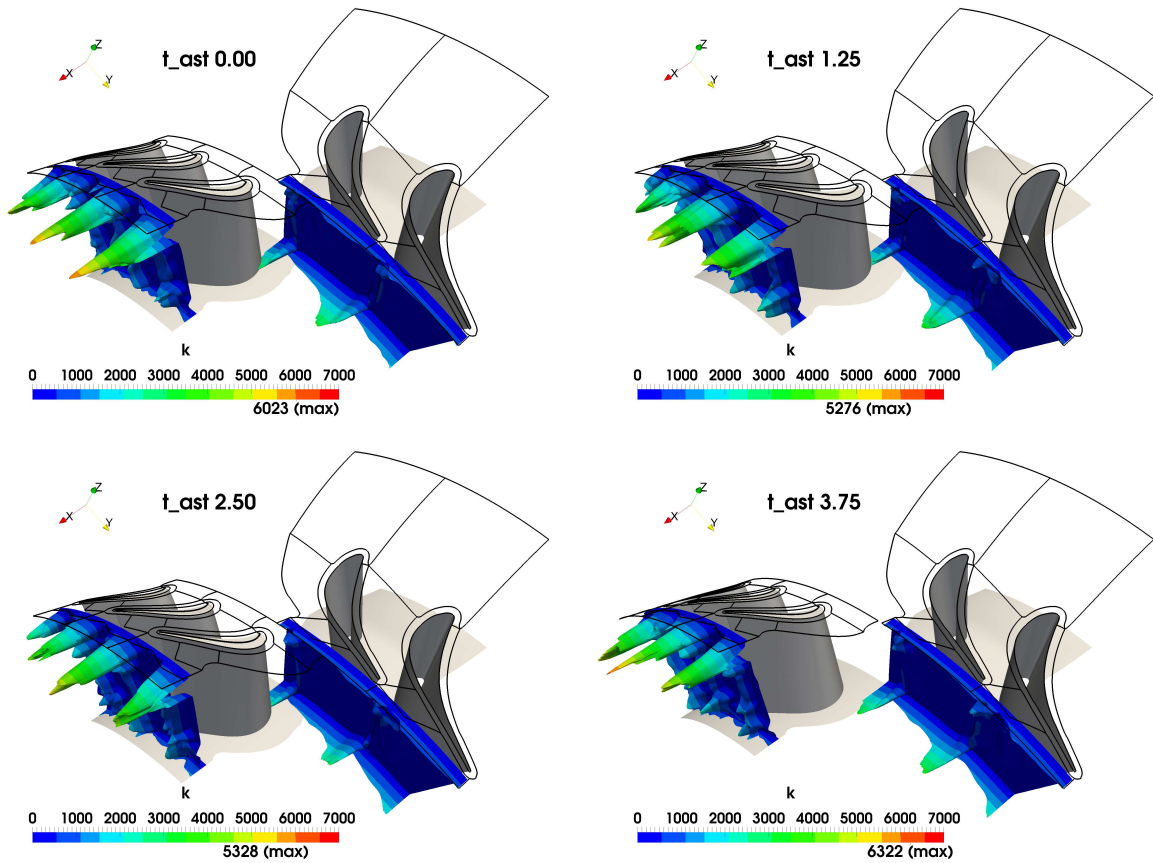


Abbildung 11.10: Offset-Darstellung der turbulenten kinetischen Energie mit TI und TL von 18% und 0.005m

## Teil IV

# Auswertung und Diskussion der Ergebnisse



# 12 Verwendete Software

## 12.1 ParaView

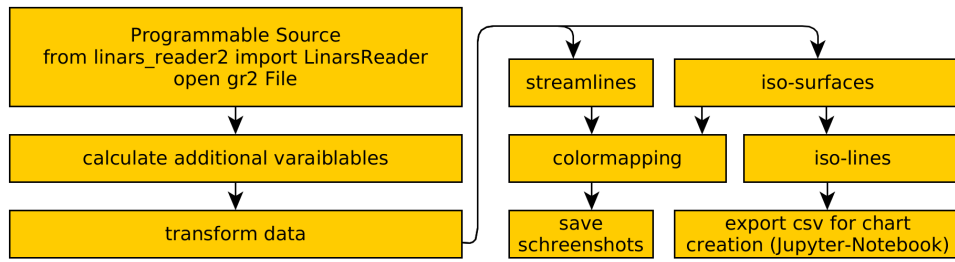
Eines der Programme, welches für die Auswertung verwendet wurde, trägt den Namen ParaView. ParaView wird von der Firma Kitware entwickelt. Diese Firma entwickelt neben einigen anderen Projekten auch die sogenannte VTK-Bibliothek, welche intern von ParaView verwendet wird. VTK steht für Visualization Toolkit. Diese Bibliothek stellt die vielen Algorithmen, Datenmodelle und Routinen für die 3D-Visualisierungen und für die 3D-Datenverarbeitung zur Verfügung. Dies ist erwähnenswert, da diese Bibliothek in ihrem ganzen Umfang neben anderen Programmiersprachen auch via Python ansprechbar ist. Diese Möglichkeit besteht auch innerhalb von ParaView. ParaView ist ein Programm für die Darstellung und Verarbeitung von 3D-Daten. Es stellt eine Vielzahl von sog. Readern und Filtern zur Verfügung. Die Reader erlauben das Einlesen von verschiedenen Datentypen, die Filter das Verarbeiten. Eine Besonderheit sind die Programmable Source und der Programmable Filter. Diese sind mit der Programmiersprache Python programmierbar. Mit der Programmable Source lassen sich Daten mittels Python generieren oder eigene Reader entwickeln. Ebenso können zur Datenverarbeitung eigene Algorithmen mittels des Programmable Filters umgesetzt werden. Im Zuge der Masterarbeit wurden verschiedene Skripte zum Einlesen der von Linars generierten Datentypen entwickelt. Programmierbare Filter wurden häufig eingesetzt.

## 12.2 Python

Neben der Verwendung von Python innerhalb von ParaView wurde die Programmiersprache auch für eigenständige Skripte verwendet. Die Hauptaufgabe, die damit erfüllt wurde, war das Erstellen von Diagrammen sowie die Verarbeitung der Rohdaten. Dies wurde mittels sogenannten Jupyter-Notebooks durchgeführt. Diese stellen eine bequeme Umgebung für die Entwicklung von Skript-Prototypen zur Verfügung. Es wurde eine Reihe von Python-Bibliotheken verwendet: Die wichtigsten waren NumPy, pandas, Matplotlib, sowie die Python-interne Standardbibliothek. NumPy kam für Array-Berechnungen zum Einsatz, pandas für eine flexible Indizierung der mehrdimensionalen Ergebnisdaten und Matplotlib für die Erstellung der Diagramme.

## 12.3 Abfolge der Datenverarbeitung

Mit der Abbildung 12.1 soll kurz dargestellt werden, wie die Lösungsdaten, die mit Linars produziert wurden, mit den erwähnten Programmen verarbeitet werden. Die gr2-Dateien, die Linars erstellt, enthalten die Geometrie des Rechengitters und die Lösungswerte der verschiedenen Variablen in den Gitterzellen. Diese Dateien werden mittels einer Programmable Source und eines selbst entwickelten kleinen Python-Moduls „linars\_reader2“ direkt in ParaView geöffnet. Nun können die gesamten ParaView-Filter wie z.B. iso-surfaces oder -lines oder streamlines angewendet werden. Vorab werden bei Bedarf zusätzliche Strömungsvariablen berechnet und das Lösungsgebiet transformiert. Als Resultat werden oft



**Abbildung 12.1:** Datenfluss

Farbmapping-Darstellungen erstellt und mit der ParaView-internen Screenshot-Funktion abgespeichert. Alternativ können ausgewählte Kurven als csv-Dateien exportiert werden, um sie außerhalb von ParaView z.B. mithilfe von Jupyter-Notebooks und Python verarbeiten zu können. Mithilfe der Notebooks können dann z.B. Diagramme erstellt werden.

# 13 Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation in den Messebenen

In den Abbildungen 13.1 und 13.2 ist eine Gegenüberstellung der turbulenten kinetischen Energie  $k$  von Messung und Simulation zu sehen. Es sind Darstellungen zu jeweils unterschiedlichen Zeitpunkten sowie für die beiden Messebenen B1 und C1 separat zu sehen. Die Bilder sind so angeordnet, dass sich die radiale Koordinate bei Messung und Simulation jeweils auf gleicher Höhe befindet. Wird die Ebene B1 betrachtet, ist zu erkennen, dass der Wertebereich der turbulenten kinetischen Energie in Kanalmitte ziemlich gut übereinstimmt. Dies deckt sich also gut mit der durchgeführten Parametervariation anhand der Quasi-3D-Berechnung. In den Nachlaufgebieten ist die TKE der Simulation im Vergleich zur Messung zu niedrig. Bei der Messebene C1 ist die TKE im Kanalbereich bei der Messung in bestimmten Bereichen deutlich höher als bei der Simulation. Im Gegensatz dazu stimmt aber der Wertebereich im Nachlaufgebiet recht gut überein, deutlich besser als bei der Ebene B1. Bei den Ergebnissen der Simulation in der Ebene C1 fallen einige Zonen mit erhöhter TKE auf. Diese wurden in der Abbildung mit einigen Markierungen versehen. Betrachtet man die Zonen mit der Markierung A und nimmt Bezug auf die Diskussion zu den Sekundärströmungen, könnte man interpretieren, dass die Erhöhung in diesen Zonen durch den unteren Kanalwirbel verursacht wird. Bei den Ergebnissen der Messung sind ähnliche Zonen erkennbar (Markierung B). Diese liegen aber im Vergleich zu den Abbildungen der Simulation weiter oben. Es kann vermutet werden, dass bei dem Experiment am Prüfstand der untere Kanalwirbel weiter nach oben wandert, als bei der Simulation am Computer. Die weiteren Zonen erhöhter TKE könnten ebenfalls durch Wirbel verursacht sein, die Zonen mit der Markierung C durch den oberen Kanalwirbel, die mit der Markierung D höchstwahrscheinlich durch den Spaltwirbel und die Zonen mit der Markierung E evtl. durch einen sogenannten Scraping-Vortex. Geht man wieder zu den Messergebnissen über, können dort Ansätze erhöhter TKE am oberen Rand identifiziert werden (Markierung F). Diese befinden sich ungefähr an gleicher radialer Position wie die Zonen mit Markierung C bei den Simulationsergebnissen. Da der radiale Bereich der Ergebnisse bei der Messung kleiner als bei der Simulation ausfällt, können die Zonen mit den Markierungen D und E nicht verglichen werden.

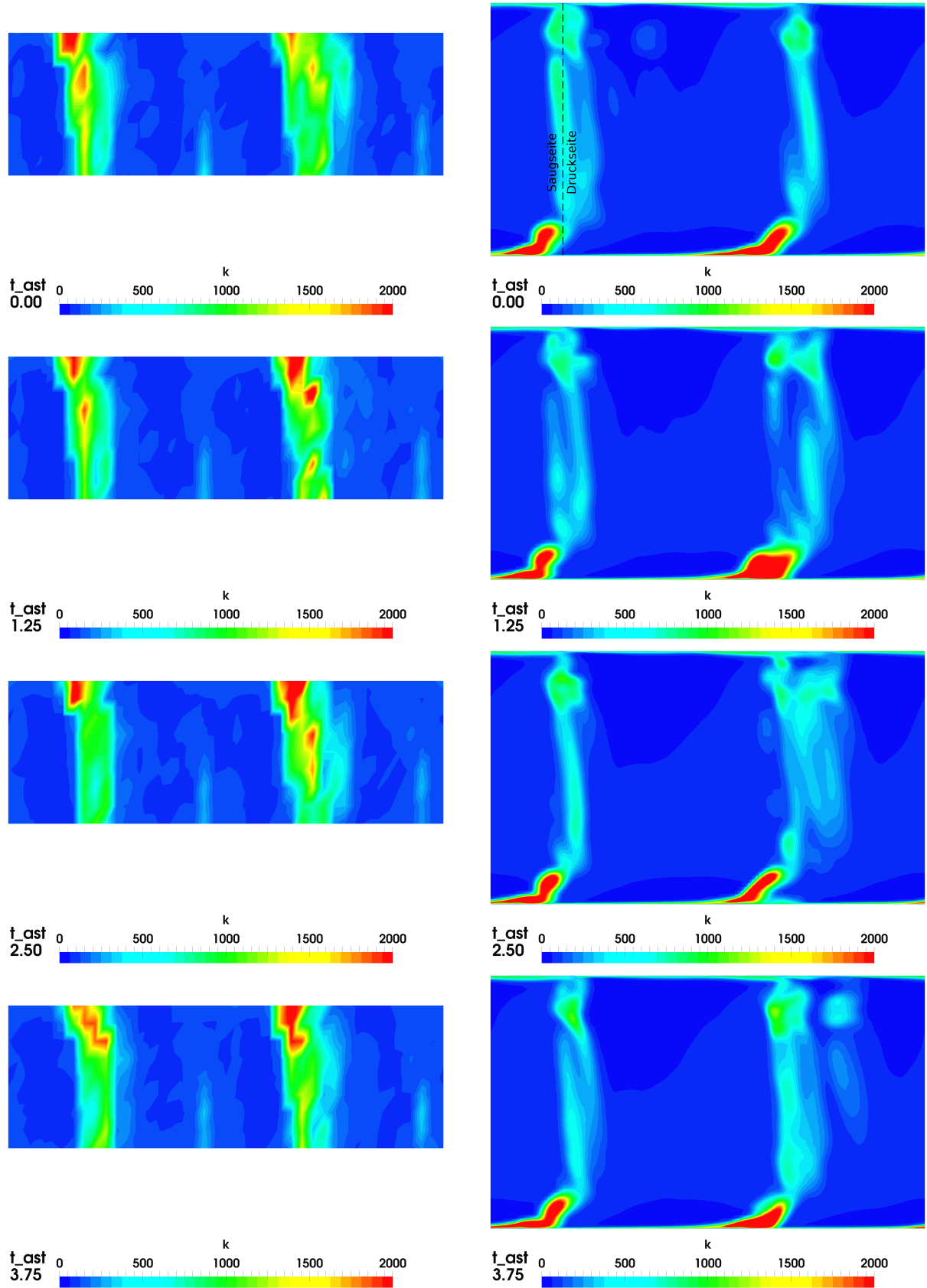


Abbildung 13.1: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{m^2}{s^2}$ , in der Ebene B1 zu verschiedenen Zeitpunkten, links Messung, rechts Simulation (Ansicht gegen die Strömungsrichtung)

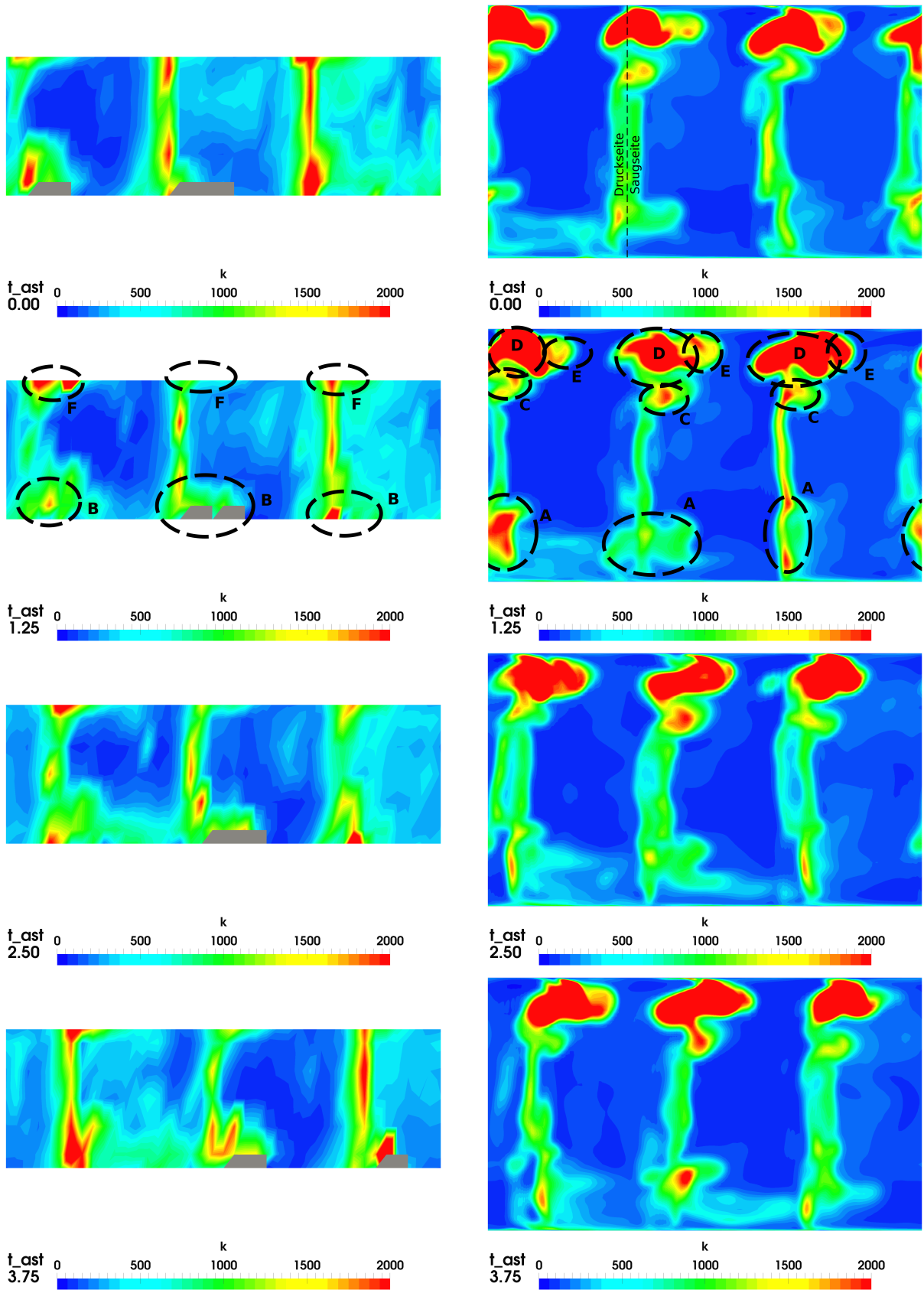


Abbildung 13.2: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{m^2}{s^2}$ , in der Ebene C1 zu verschiedenen Zeitpunkten, links Messung, rechts Simulation (Ansicht gegen die Strömungsrichtung)

# 14 Vergleich der Ergebnisse von Messung und Simulation an ausgewählten Kurven

Die folgenden Abbildungen 14.1 und 14.2 zeigen einige Diagramme, in welchen die Momentanwerte der TKE über ausgewählte Kurven im Lösungsgebiet der Messebenen zum Zeitpunkt null aufgetragen wurde. Wiederum wurde einmal die Ebene B1 und einmal die Ebene C1 betrachtet. Erstellt wurden jeweils zwei Diagramme mit Kurven bei konstantem Umfangswinkel und drei Diagramme mit Kurven bei konstantem Radius. Die Linien mit für konstanten Umfangswinkel wurden einmal in den Nachlauf und einmal in die Kanalmitte gelegt. Die Linien mit konstantem Radius wurden, bezogen auf den Messbereich, einmal ganz innen, einmal in der Mitte und einmal ganz außen ausgewertet. Mit diesen Darstellungen lassen sich die Größenordnungen der Abweichungen von Messung und Simulation besser ablesen als bei den Farbmapping-Darstellungen im vorigen Kapitel. In den Unterabbildungen (a) und (b) sind die jeweiligen ausgewählten Kurven im Ergebnisbereich von Messung und Simulation markiert.

Anhand der Diagramme der Ebene B1 werden wieder die beiden Peaks der TKE sichtbar. Diese resultieren aus der TKE, die in den Grenzschichten der Statorschaufeln produziert wird. In der Ebene C1 sind es 3 Peaks, aufgrund der Rotorschaufeln. Auffällig ist, dass bei der Ebene B1 bei der Messung zusätzlich zwei kleinere aber deutlich erkennbare Peaks vorhanden sind. Diese Peaks sind bei den Ergebnissen der Simulation nicht erkennbar. Die Peaks in der Ebene C1 von Messung und Simulation haben einen Versatz in Umfangsrichtung. Dies kann durch einen Nullpunktfehler erklärt werden. Diese Problematik wurde bereits in Abschnitt 10.3 bei der Parametervariation diskutiert. An der kleinsten radialen Position in der Ebene C1 fehlen ein paar Messwerte, diese sind leider nicht verfügbar.

Die Wertebereiche der Ergebnisse können mit den Diagrammen gut verglichen werden, weit besser als mit den Kontur-Darstellungen. Der Wertebereich in der Ebene B1 liegt bei Messung bzw. Simulation im Kanalbereich bei ca. 150 und  $80 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$  und damit bei einem Verhältnis von ca. zwei zu eins. Im Nachlauf der Statorschaufeln ist das Verhältnis noch extremer, die Wertebereiche von Messung und Simulation liegen hier bei ca. 1500 und  $500 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$  und damit bei einem Verhältnis von drei zu eins.

Der Wertebereich in der Ebene C1 liegt bei Messung bzw. Simulation im Kanalbereich bei ca. 400 und  $200 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$  und damit bei einem Verhältnis von zwei zu eins. Im Nachlauf der Statorschaufeln (ohne die Spitzen vom Spaltwirbel) liegen die Wertebereiche von Messung und Simulation bei ca. 1800 und  $900 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$  und damit bei einem Verhältnis von zwei zu eins.

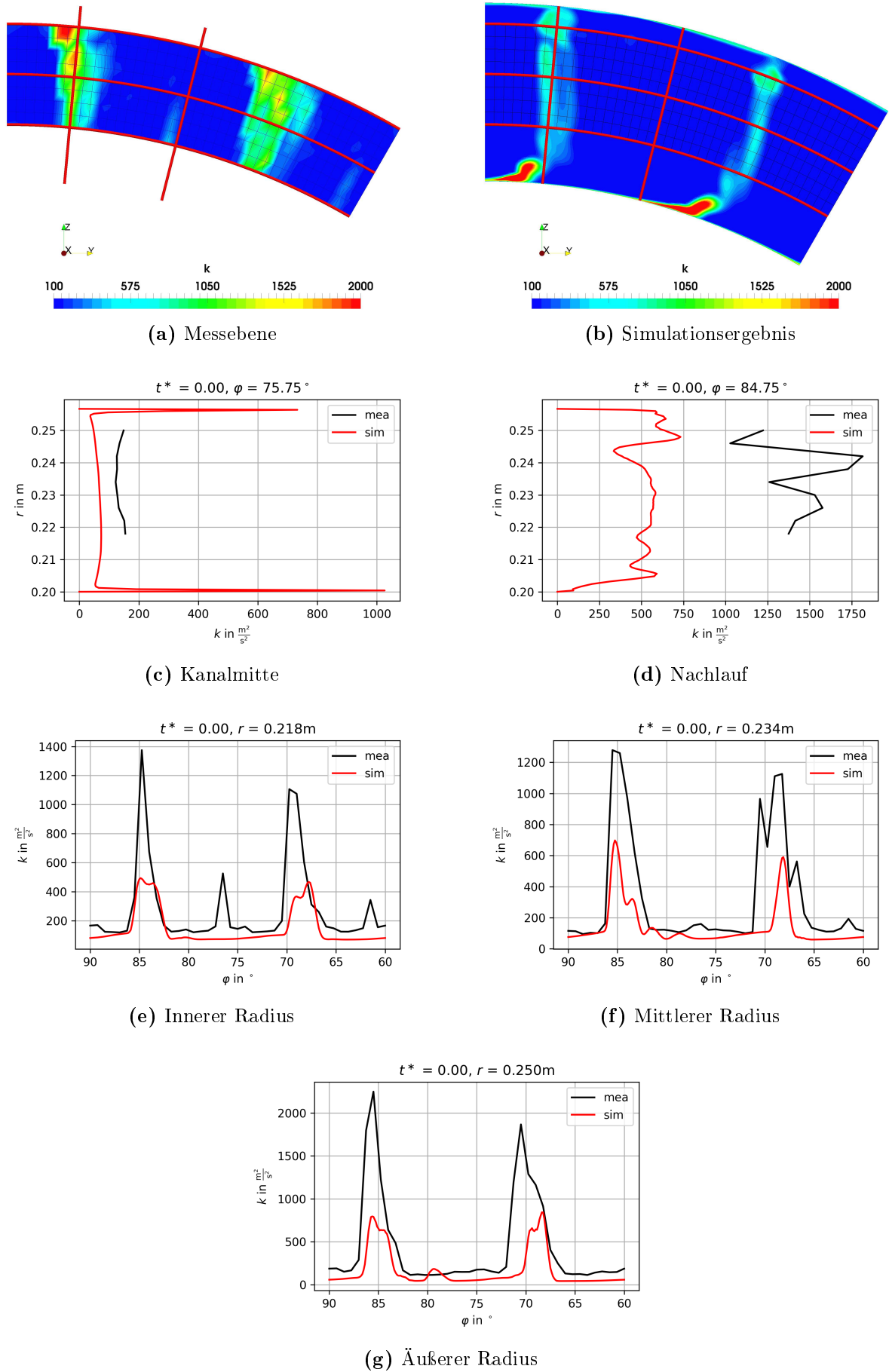


Abbildung 14.1: Turbulente kinetische Energie an ausgewählten Kurven, Vergleich Messung und Simulation, Ebene B1

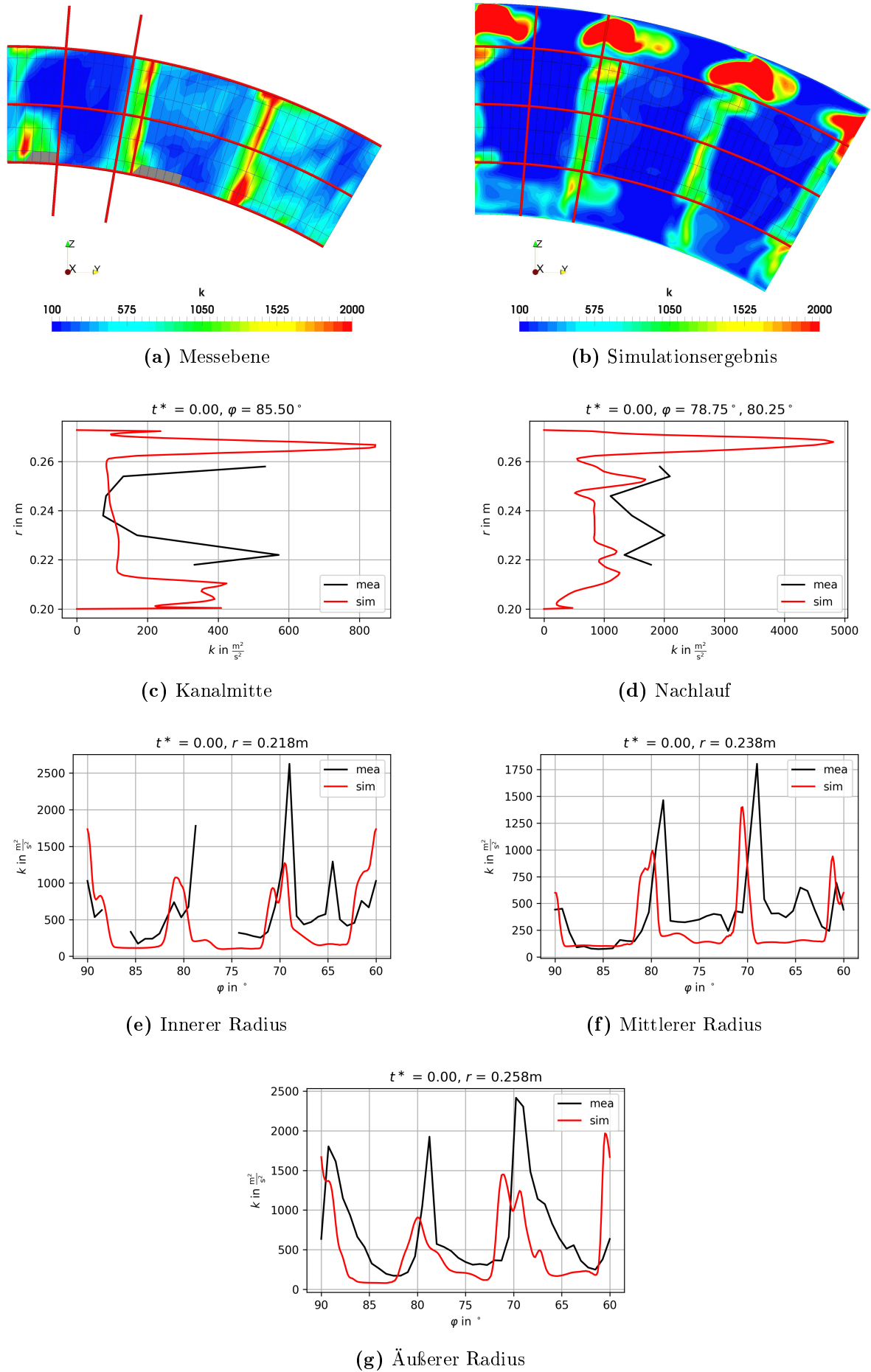
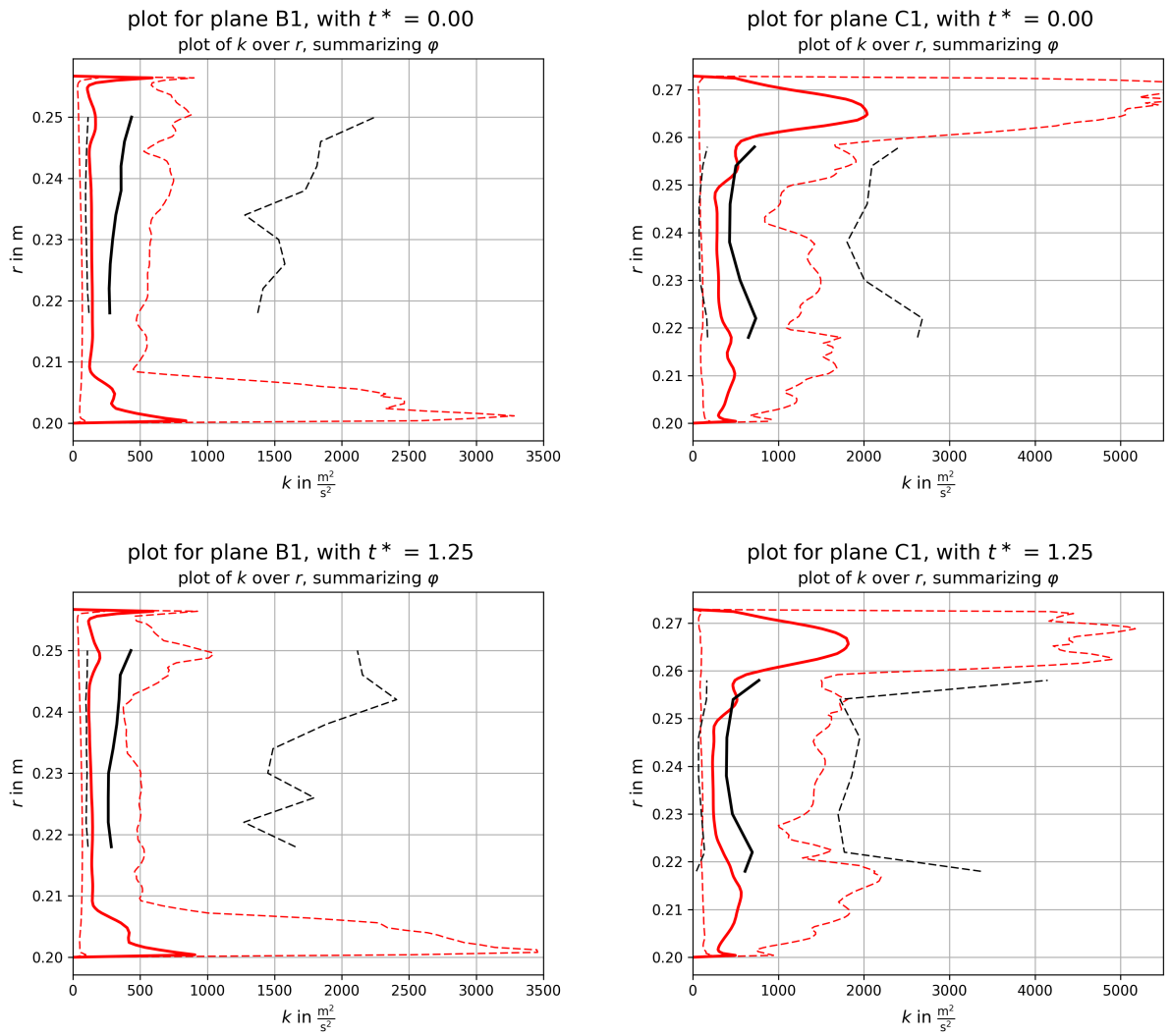


Abbildung 14.2: Turbulente kinetische Energie an ausgewählten Kurven, Vergleich Messung und Simulation, Ebene C1



# 15 Minima, Maxima und Mittelwerte in Umfangsrichtung

In den folgenden Abbildungen wurden Minimal-, Mittel- und Maximalwerte in Umfangsrichtung der Messebenen über den Radius zu verschiedenen Zeitpunkten ermittelt. Da die Mittelwerte zu jedem Zeitpunkt etwas unterschiedlich ausfallen, wurde zuletzt noch ein Minimum, ein Mittelwert und ein Maximum aus den 40 verschiedenen Mittelwerten gebildet, die 40 verschiedenen Zeitpunkten entsprechen. Bei diesen Diagrammen fallen die gering ausfallenden Schwankungen in den Umfangsmittelwerten auf. Die Mittelwerte in der Ebene B1, die sich im Nachlaufgebiet des Stators befindet, schwanken noch weniger als jene in der Ebene C1 im Nachlaufgebiet des Rotors. Die Schwankungen selbst resultieren aus der Stator-Rotor-Interaktion. Die Größe der Schwankungen fällt je nach Position im Strömungsfeld (stromabwärts oder stromaufwärts) unterschiedlich aus und nimmt in Achs-Richtung zu. Dies kann mit dem Informationstransport in einer Strömung erklärt werden. Er kann in Strömungsrichtung viel besser stattfinden als dagegen.



**Abbildung 15.1:** Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in Umfangsrichtung (wird fortgesetzt)

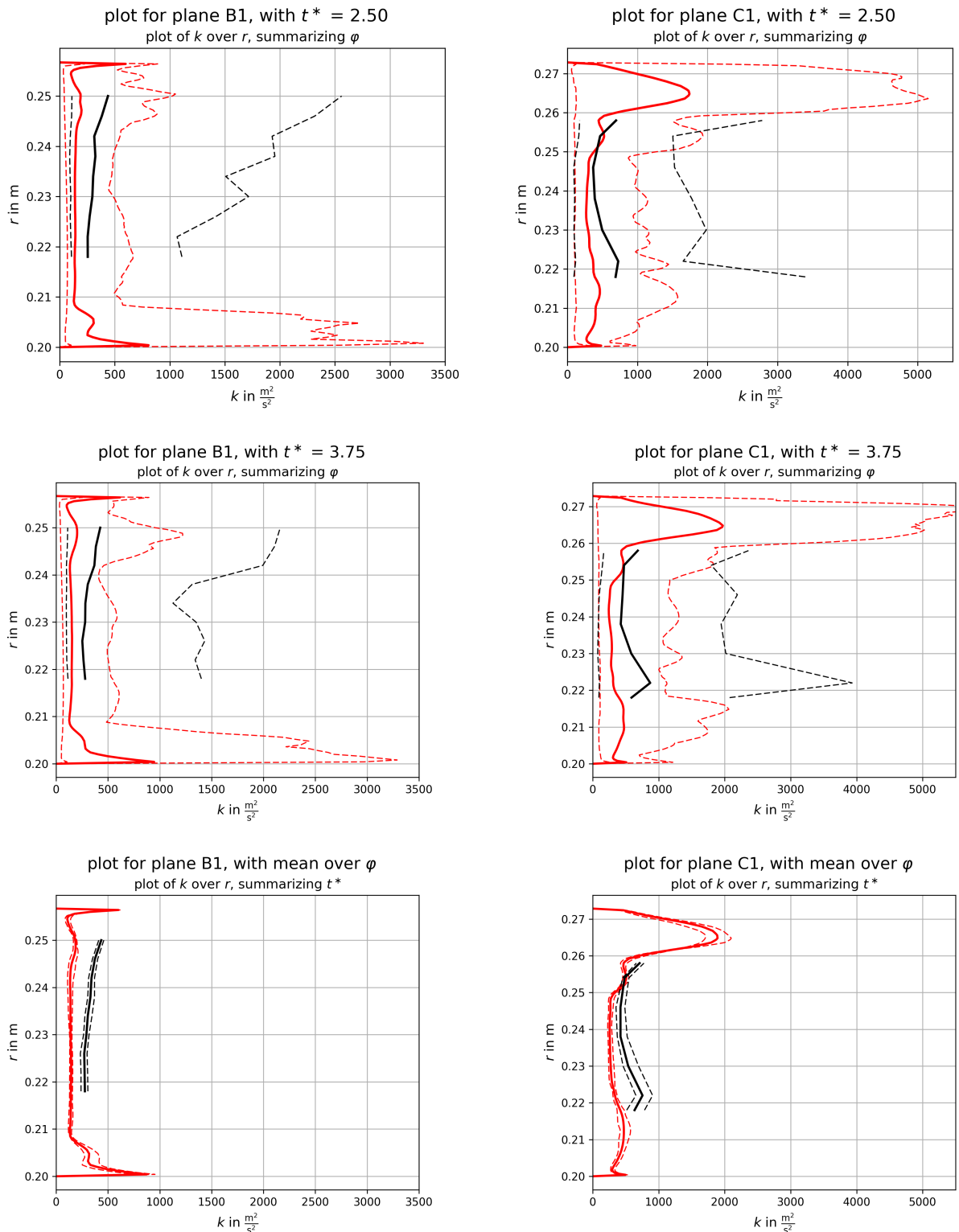
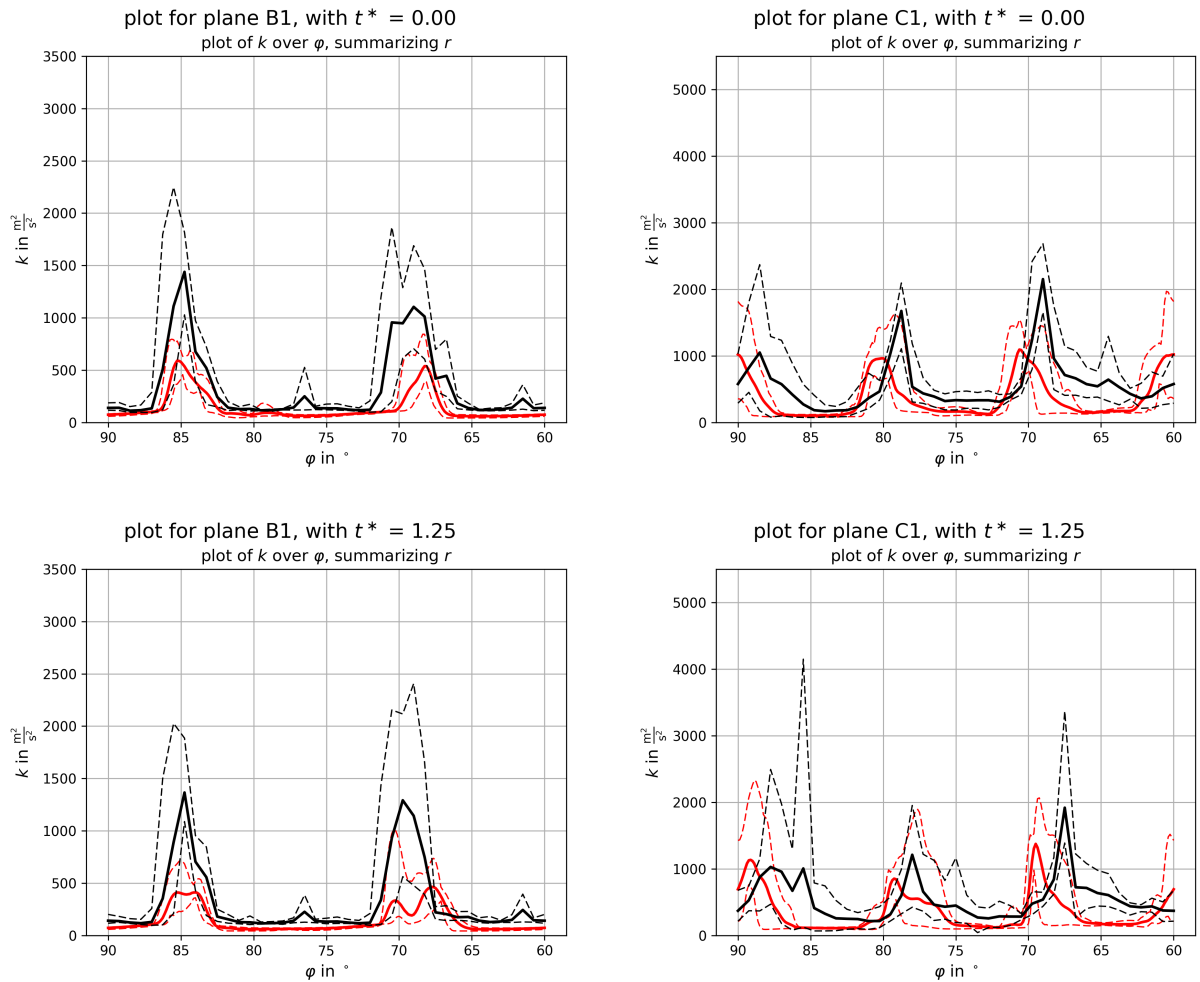


Abbildung 15.1: Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in Umfangsrichtung (Fortsetzung)

# 16 Minima, Maxima und Mittelwerte in radialer Richtung

In den folgenden Abbildungen sind Minimal-, Mittel- und Maximalwerte in Radialrichtung über den Umfang zu sehen, allerdings nur über den Radius-Bereich, welchen die Daten der Messung überspannen. Dies wurde wiederum für verschiedene Zeitpunkte durchgeführt. Zuletzt ist für die Ebene B1 wieder ein Minimum, ein Mittelwert und ein Maximum der 40 verschiedenen Mittelwerte von 40 verschiedenen Zeitschritten abgebildet. Die Ebene C1 wurde auf diese Weise nicht abgebildet, da sich die lokalen Maxima im Nachlaufgebiet mit den Rotorscheufeln mitbewegen und so zu unterschiedlichen Zeitpunkten unterschiedliche Winkelpositionen aufweisen. Es würden bei der Mittelwertbildung dadurch teilweise Daten aus dem Nachlaufgebiet und teilweise aus dem Kanalbereich verwendet werden, was als nicht sinnvoll erachtet wurde. Bei diesen Darstellungen wird der Niveau-Unterschied der TKE zwischen Messung und Simulation recht gut sichtbar. Die TKE ist bei den Messergebnissen deutlich größer als bei den Ergebnissen der Simulation. Bei den Mittelwerten in der Ebene B1 haben die Mittelwerte ungefähr ein Verhältnis von zwei zu eins. Bei den Mittelwerten der Ebene C1 fällt das Verhältnis geringer aus. Hier hat es eine Größenordnung von drei zu zwei, wobei manche Zeitpunkte z.B. bei  $t^* = 2.5$  noch einmal deutlich geringer ausfallen. Bei der Ebene C1 fällt wieder eine Verschiebung der Ergebnisse von Messung und Simulation in Umfangsrichtung auf, diese lässt sich wieder durch den bereits erwähnten Nullpunktfehler erklären. Wiederum stellt die Verschiebung kein großes Problem dar, da hauptsächlich die Größenordnungen der Werte im Nachlauf bzw. im Kanalbereich im Vergleich zueinander von Interesse sind.



**Abbildung 16.1:** Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in radialer Richtung (wird fortgesetzt)

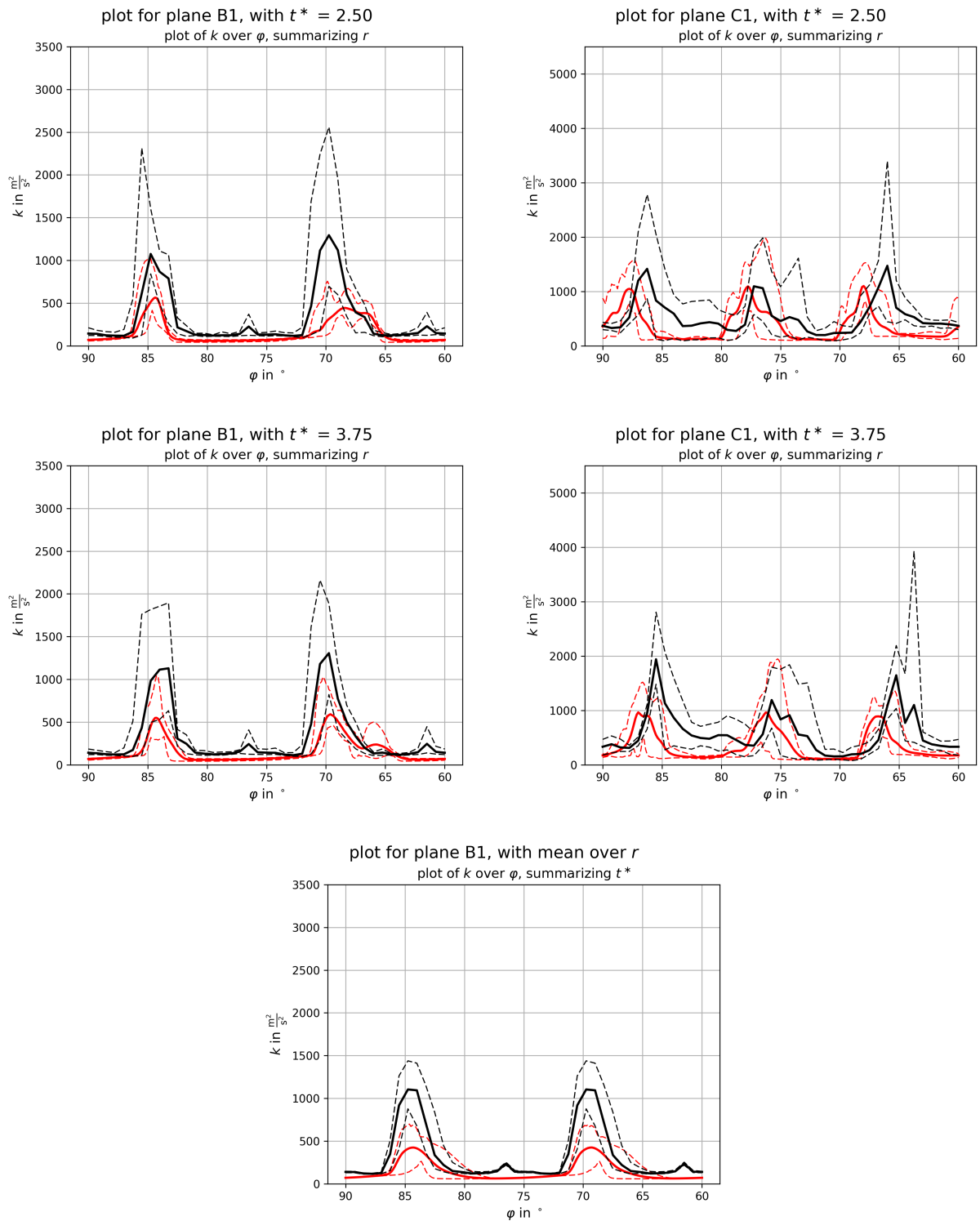


Abbildung 16.1: Minima, Maxima, Mittelwerte der turbulenten kinetischen Energie in radialer Richtung (Fortsetzung)

# 17 Sekundäreffekte

Ein wichtiger Teil der Masterarbeit war die Untersuchung der Sekundäreffekte im Strömungsfeld des Rotors der Turbinenstufe. Die Sekundäreffekte im Feld des Stators wurden nur ganz kurz betrachtet. Sekundäreffekte sind unerwünschte Nebeneffekte in einer Strömung. Sie stellen in gewissem Sinne ein Abweichen von einem erwünschten, optimalen, oft modellhaften Strömungsverlauf dar. So wäre z.B. ein gewünschtes Strömungsfeld eines, welches gut der Schaufelkontur folgt, sowie den Kanal mit genau definierten Winkeln betritt und verlässt. Folgt die Strömung eigenwillig einem anderen Verlauf, so kann dann von Sekundäreffekten gesprochen werden. Die Sekundäreffekte treten aufgrund von physikalischen Gegebenheiten auf. Sie sind oft konstruktiv bedingt und lassen sich mitunter schwer vermeiden bzw. lässt sich deren Einfluss schwer verringern. Der Grund dafür ist, dass bestimmte konstruktive Elemente, wie z.B. ein Spalt zwischen Rotorschaukeln und Außengehäuse, oft unvermeidbar sind, oder dass zu deren Vermeidung eine ganz andere Konstruktion verwendet werden müsste. Die Sekundäreffekte verursachen Verluste und reduzieren infolge den Wirkungsgrad. Ziel ist es daher, diese Effekte zu identifizieren, sie zu verstehen und zu versuchen, sie oder deren negative Auswirkungen zu vermindern.

## 17.1 Streamwise Vorticity

Um die Sekundäreffekte zu identifizieren, wurde die mit dem englischen Namen benannte Variable streamwise vorticity (SWV) verwendet. Der Begriff könnte ungefähr mit „Wirbelstärke in Geschwindigkeitsrichtung“ ins Deutsche übersetzt werden. Sie stellt eine Größe dar, welche direkt aus der Lösung des Geschwindigkeitsfeldes berechnet werden kann, um genau zu sein, aus der Lösung der Relativgeschwindigkeit. Bei der Relativgeschwindigkeit wird die Geschwindigkeitskomponente, welche aus der Drehbewegung des Rotors resultiert, von der auf das stehende Gehäuse bezogenen Absolutgeschwindigkeit abgezogen. Das Geschwindigkeitsfeld wird dadurch aus der Sicht des Rotors mitdrehend betrachtet. Die SWV ist ein Skalar und kann über die Beziehung  $\omega = \text{rot}(\mathbf{u}_{rel}) \cdot \frac{\mathbf{u}_{rel}}{|\mathbf{u}_{rel}|}$  berechnet werden. Es wird also der lokale Rotor berechnet und anschließend das skalare Produkt mit dem lokalen Einheitsgeschwindigkeitsvektor gebildet. Dadurch ergibt sich eine Projektion in diese Richtung. Rotationen, die parallel zum Geschwindigkeitsvektor stehen, gleich oder entgegengesetzt ausgerichtet, ergeben dadurch eine betragsmäßig hohe SWV.

Auf den Abbildungen im ganzen Kapitel wurde der Zahlenwert dieser Größe mittels einer speziellen Beziehung normiert. Dies erleichterte die Erstellung der Farbdarstellungen. Es ergibt sich nämlich die Herausforderung, dass die SWV einen sehr großen Wertebereich umfasst von etwa  $-10^6 \dots 10^6$ . Die verwendete Beziehung lautet  $atan\_swv = \frac{2}{\pi} \cdot \arctan(\omega \cdot 0.25 \cdot 10^{-4})$ . Der normierte Bereich liegt folglich zwischen -1 und 1. Bei einer Blickrichtung in Strömungsrichtung bedeuten positive Werte eine Drehung im Uhrzeigersinn, negative eine Drehung gegen den Uhrzeigersinn.

Die Untersuchung erfolgte dann mittels Schnitten, welche in das Lösungsgebiet gelegt wurden. In diesen Schnittbereichen wurden dann Regionen mit betragsmäßig hohen Werten der SWV gesucht und identifiziert. Diese wurden dann hergenommen, um sie als Startbereiche von Stromlinien zu verwenden. Der Algorithmus berechnet dann die Geschwindigkeitslinien mittels Integration in beide Strömungsrichtungen. Auf diese Weise

kann der Verlauf des Geschwindigkeitsfeldes in diesen Abschnitten untersucht werden, sowie der Ursprung bzw. das Fortlaufen der Stromlinien. Für die Untersuchung wurde die stationäre Lösung verwendet. Die Stromlinien entsprechen dadurch den Partikelbahnen, jedoch entsprechend dem Strömungsmodell der Mittelwertbildung. Die instationäre Lösung wurde für diese Untersuchungen nicht verwendet, da die charakteristischen Effekte bei dieser Lösung weniger gut identifiziert werden können. Die Stromlinien und Schnittebenen in den Abbildungen wurden mit der lokalen Wirbelstärke eingefärbt, Ausnahmen dazu sind vermerkt.

Im Zuge dieser Untersuchungen wurde aus der Literatur der Artikel [9] durchgesehen. In diesem Artikel wurde nach charakteristischen Sekundäreffekten, die bei der Umströmung von Turbinenschaufeln auftreten, gesucht. In den nachfolgenden Untersuchungen wurde nun versucht, ähnliche Effekte zu finden. Dies war zumindest am Fuß der Rotorschaufel recht gut möglich. An der Schaufelspitze konnten aufgrund des starken Einflusses des Spalts nur teilweise ähnliche Effekte gefunden werden. Ein solcher Spalt war bei den Untersuchungen im Artikel aber auch nicht vorhanden, weshalb ein Vergleich in diesem Bereich der Strömung weniger gut durchführbar bzw. weniger sinnvoll ist.

## 17.2 Unterer Kanalwirbel

An der Vorderkante am Fuß der Rotorschaufel bildet sich ein sog. Hufeisenwirbel (Abbildungen 17.1 und 17.2). Die Kante teilt dort die ankommende Strömung. Diese Aufteilung ist notwendig und erwünscht, der Wirbel jedoch nicht. Die Relativgeschwindigkeit an der Hub-Wand ist notwendigerweise null und eine Grenzschicht ist vorhanden. Aus diesem Grund folgt nun die Strömung nicht ihrem optimalen Pfad an der Schaufelkontur. Sie wickelt sich vielmehr zu zwei Wirbelzöpfen, die Sekundärströmungen verursachen. Der eine Wirbelzopf auf der Saugseite folgt anfänglich einigermaßen der Profilkontur. Jener auf der Druckseite kann der gewünschten Bahn aber nicht folgen und bewegt sich aufgrund des Druckgradienten quer durch den Kanal zu der benachbarten Schaufel. Die Wirbelzöpfe benachbarter Schaufeln treffen dadurch aufeinander. An der Schaufel angekommen, schiebt er sich unter den dortigen Wirbel der Saugseite und wandert anschließend gemeinsam mit dem anderen Wirbel vom Fuß in Richtung Schaufelspitze nach oben. Der Wirbel von der Druckseite wickelt sich zudem um jenen der Saugseite herum, bis er ihn am hinteren Ende der Schaufel fast einmal umkreist hat. Der Druckseitenwirbel hat über seine ganze Länge eine betragsmäßig hohe, negative SWV. Die SWV des Saugseitenwirbels nimmt schnell ab, der Wirbel verbindet sich sogar mit dem anderen zu einem größeren. Die Kombination der beiden Wirbel geht schließlich in den unteren, sogenannten Kanalwirbel über. Der eine Ast bildet den Kern und rotiert stark, während der andere Ast außen mit geringer Stärke mitrotiert. Die Interaktion der beiden Wirbelzweige ist in den Abbildungen 17.3 und 17.4 zu sehen.

Neben den Wirbelzöpfen des Hufeisenwirbels können noch andere Wirbel beobachtet werden. Diese scheinen aber auch durch die Hufeisenwirbelzöpfe verursacht zu sein. Durch den Wirbelzopf auf der Saugseite entsteht für kurze Zeit ein ihm gegenläufiger Eckenwirbel. Dieser verbindet sich wenig später mit dem Wirbelzopf der Druckseite der benachbarten Schaufel (Abbildung 17.5 Markierung 1). Kurz darauf bildet sich, wie auf Abbildungen 17.6 und 17.7 erkennbar ist, wiederum ein gegenläufiger Eckenwirbel, der sich aus zwei Zonen zu bilden scheint. Eine Zone (Markierung 2A) könnte durch den ersten Eckenwirbel und die andere (Markierung 2B) dürfte durch den druckseitigen Wirbelzopf verursacht sein. Dieser Eckenwirbel nimmt aber auch an Intensität ab, weil sich der Kanalwirbel an der Schaufel nach oben und dadurch auch von der Ecke wegbewegt. Am Austritt aus dem Kanal verursacht der Kanalwirbel noch eine gegenläufige Wirbel-



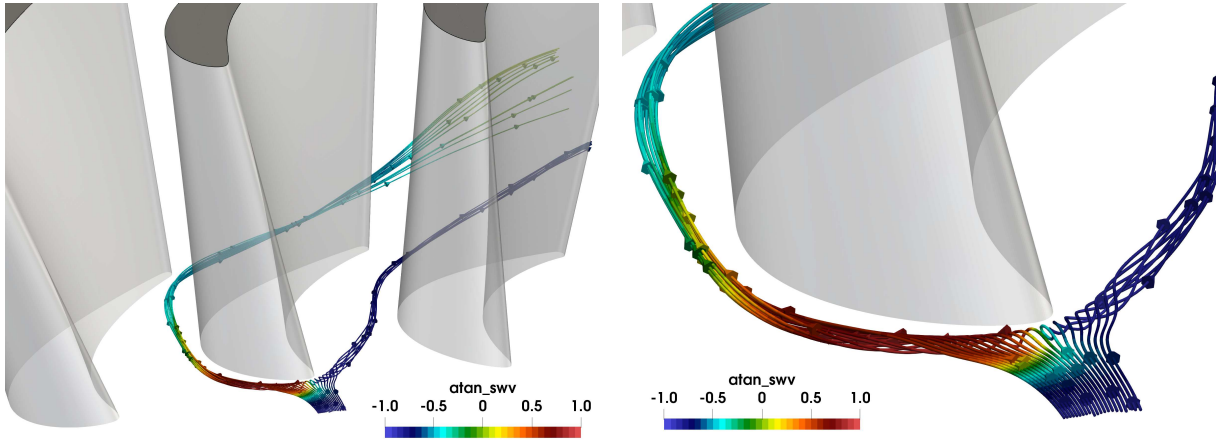


Abbildung 17.1: Hufeisenwirbel

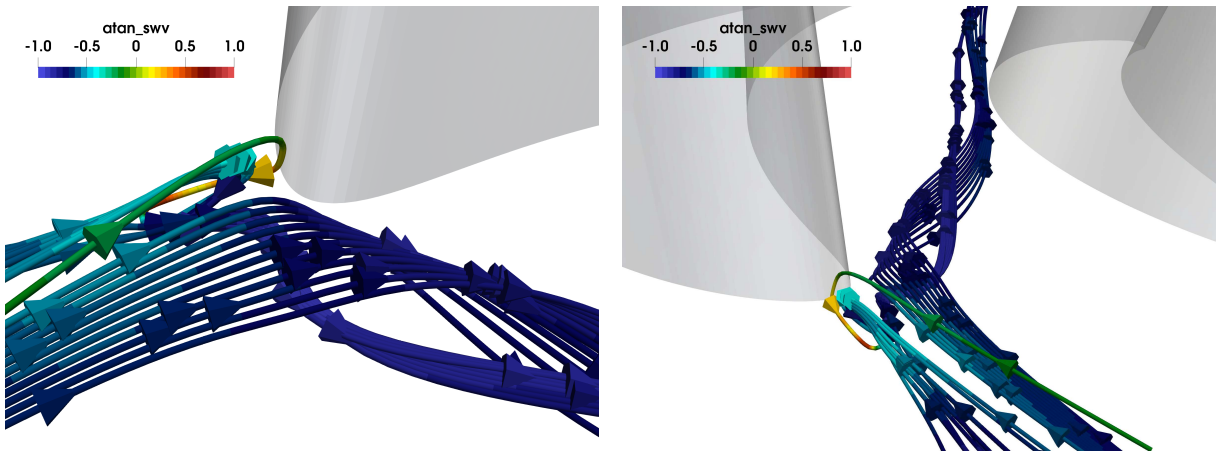


Abbildung 17.2: Hufeisenwirbelzopf an der Druckseite (Detailansicht)

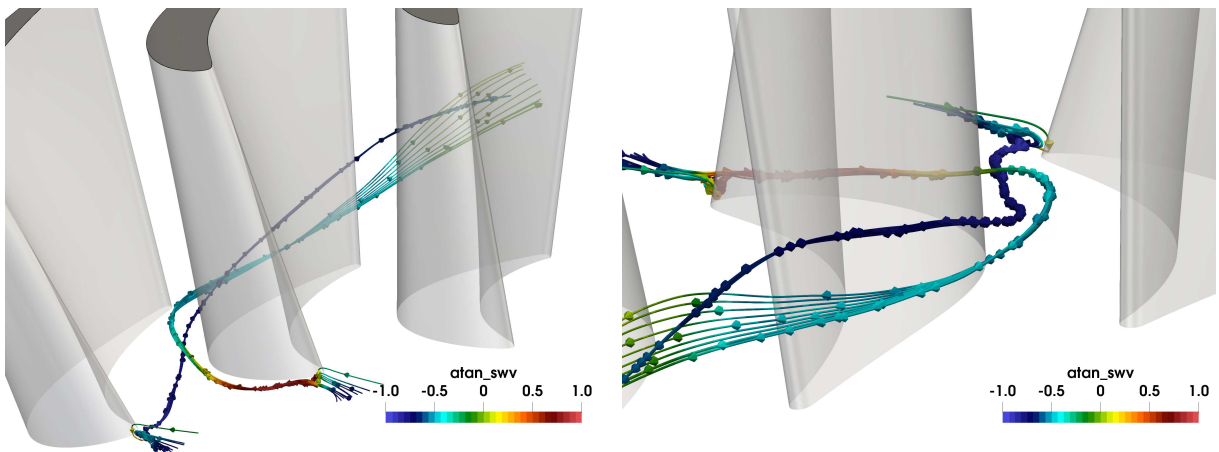


Abbildung 17.3: Interaktion von saug- und druckseitigem Hufeisenwirbelzweig

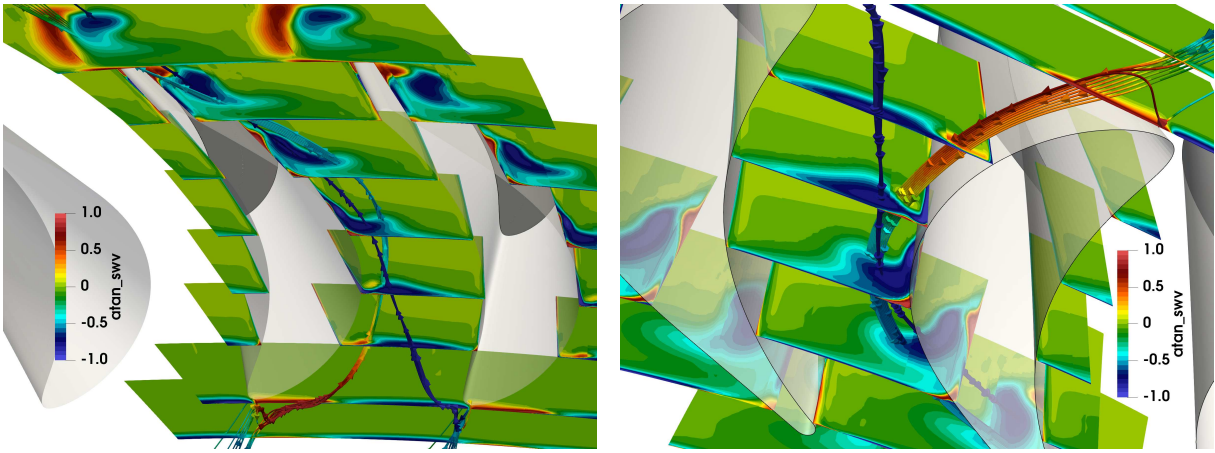


Abbildung 17.4: Interaktion der Wirbelzöpfe und SWV-Konturen

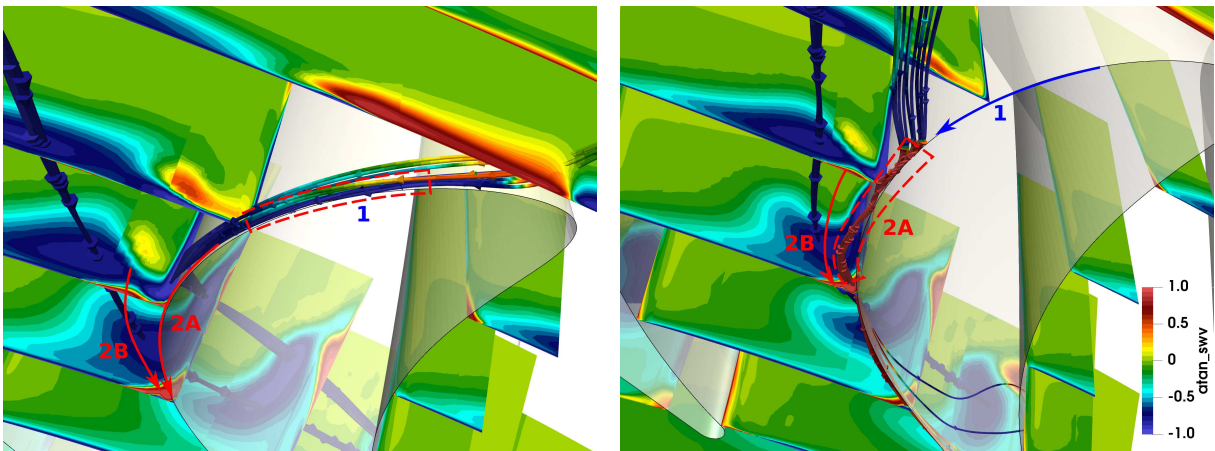


Abbildung 17.5: Eckenwirbel 1

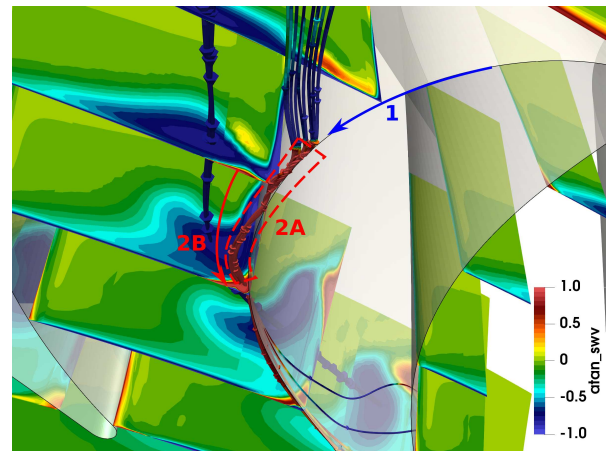


Abbildung 17.6: Eckenwirbel 2A

struktur, eine sogenannte Hinterkantenwirbelschicht (engl. trailing edge vortex sheets) (Abbildung 17.8). Die Beobachtungen decken sich recht gut mit jenen, welche im Artikel [9] gemacht wurden.

### 17.3 Spaltwirbel

Aus konstruktiv notwendigen Gründen befindet sich zwischen dem Gehäuse und den Rotorschauflerspitzen ein schmaler Spalt. Bei der vorliegenden Turbinenstufe hat dieser Spalt eine Weite von etwa einem Millimeter. Das Koordinatensystem, anhand welchem die Ergebnisse der Simulation abgespeichert sind, ist auf das Außengehäuses bezogen. Hier steht das Gehäuse still und der Rotor bewegt sich mit einer hohen Rotationsgeschwindigkeit. Im Gegensatz dazu erscheint der Rotor beim relativen Koordinatensystem stehend und das Gehäuse bewegt sich. Die nachfolgenden Beobachtungen beziehen sich alle auf das relative System, wie schon im vorigen Kapitel. Aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeiten von Rotorschauflerspitze und Gehäuse und des sehr kleinen Abstands dieser Bauteile zueinander, bildet sich im Fluid im Spaltbereich eine starke Scherströmung. Von der Druck- zur Saugseite ist zusätzlich ein Druckgefälle vorhanden, welches die Strömung über die Schauflerspitze hinweg antreibt. Die vorhandenen Verhältnisse führen zu extremen Strömungsbedingungen im Spalt und in weiterer Folge zu unerwünschten Sekundäreffekten. Diese Effekte können mit der Simulation gut beobachtet werden und sind nachfolgend

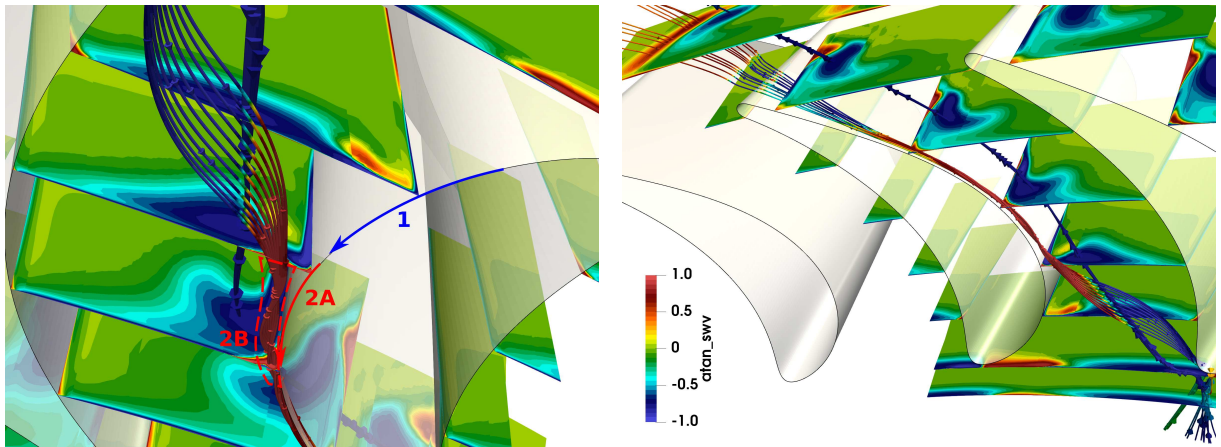


Abbildung 17.7: Eckenwirbel 2B

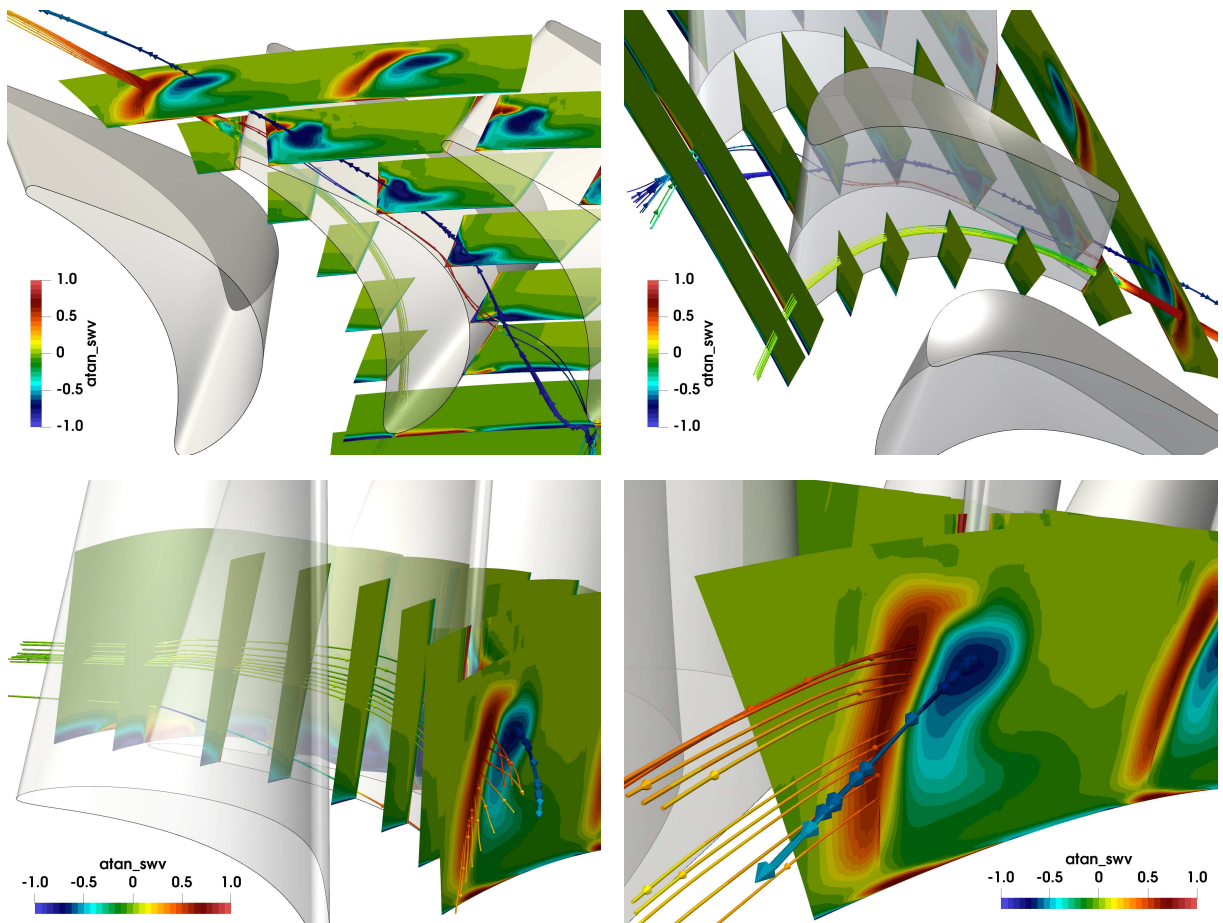
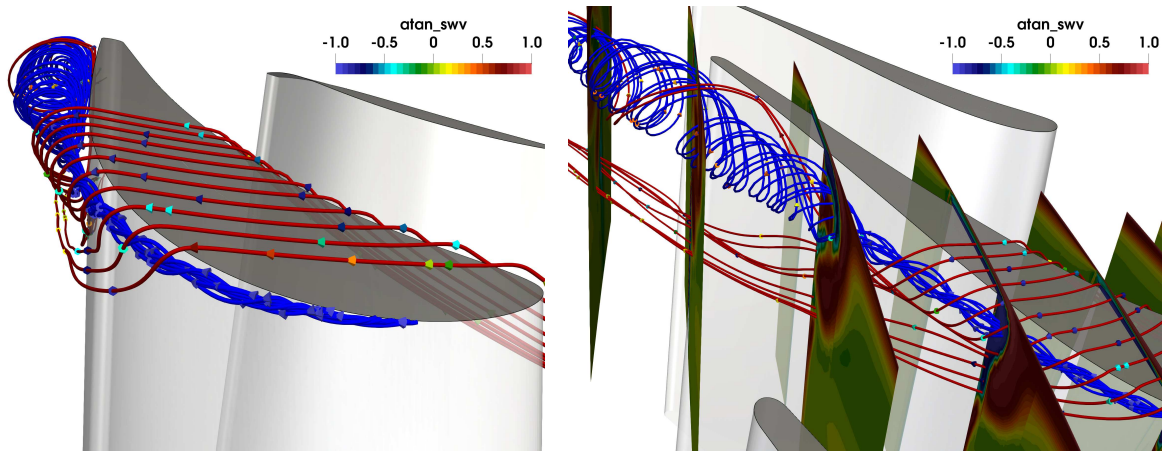
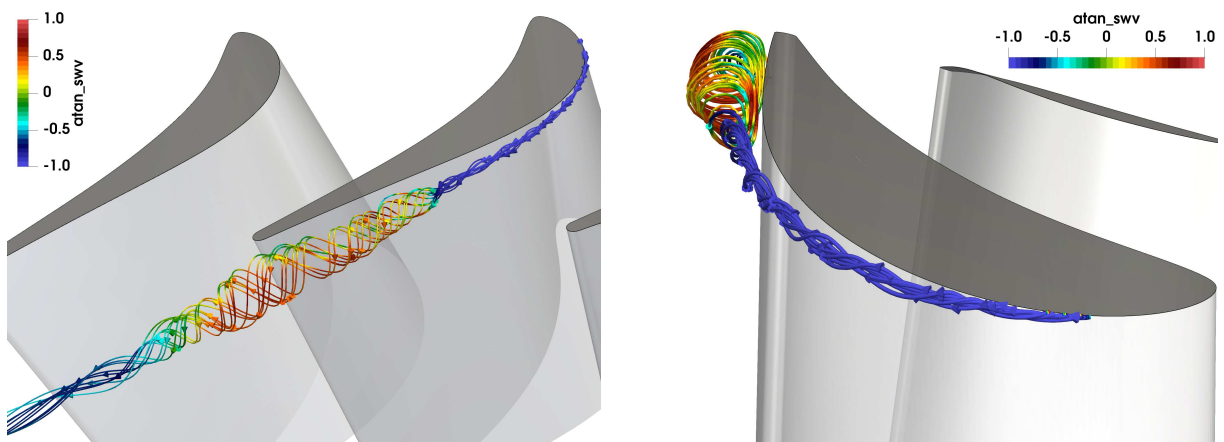


Abbildung 17.8: Kanalwirbel und Hinterkantenwirbelschicht



**Abbildung 17.9:** Spaltströmung und Wirbelzone an der Kante (Stromlinien sind hier nicht mit der SWV eingefärbt)



**Abbildung 17.10:** Wirbelzone an der Kante am Schaufelkopf

dokumentiert. In Abbildung 17.9 sind Stromlinien der Spaltströmung sichtbar. Diese sind zur Unterscheidung rot eingefärbt. Weitere Stromlinien einer Zone, die einen Teil des Spaltwirbels bildet, sind in dieser Abbildung blau eingefärbt. Die Strömung strömt über die Schaufel hinweg und die Stromlinien der Spaltströmung werden vom Spaltwirbel eingefangen, mit Ausnahme von ein paar wenigen, die nach unten abgedrängt werden. Durch die extremen Strömungsverhältnisse bildet sich ein ausgeprägter Spaltwirbel.

Auf den Abbildungen 17.10 und 17.11 ist gut zu erkennen, wie sich die erwähnte in Abbildung 17.9 blau eingefärbte Wirbelzone auf der Saugseite, an der Kante der Schaufelspitze, relative weit vorne bildet. Die Strömung folgt der Kante fast parallel stromabwärts. Es ist sichtbar, wie sich die Wirbelstruktur etwa auf halber Schaufellänge aufweitet, wie sie ungefähr an der Schaufelhinterkante einen größeren Durchmesser erreicht und wie sie sich im Anschluss wieder zusammenzieht. Es fällt auf, dass die Wirbelstruktur zu Beginn eine sehr hohe negative SWV hat. Im aufgeweiteten Bereich dreht sich das Vorzeichen der SWV sogar um. Dies verwundert auf den ersten Blick, ist aber erklärbar, da in diesem Bereich die Strömung sehr stark von der Hauptströmungsrichtung abweicht und die SWV immer relativ zur lokalen Strömung und nicht zu einer modellhaften Hauptströmung berechnet wird.

Stromabwärts bildet sich im aufgeweiteten Bereich im Wirbelkern ein Rückströmgebiet. Dieses rotiert mit dem Wirbel mit. In den Abbildungen 17.12 und 17.13 sind Stromlinien des Wirbelkerns rot und Stromlinien der vorher erwähnten Wirbelzone zur Unterschei-

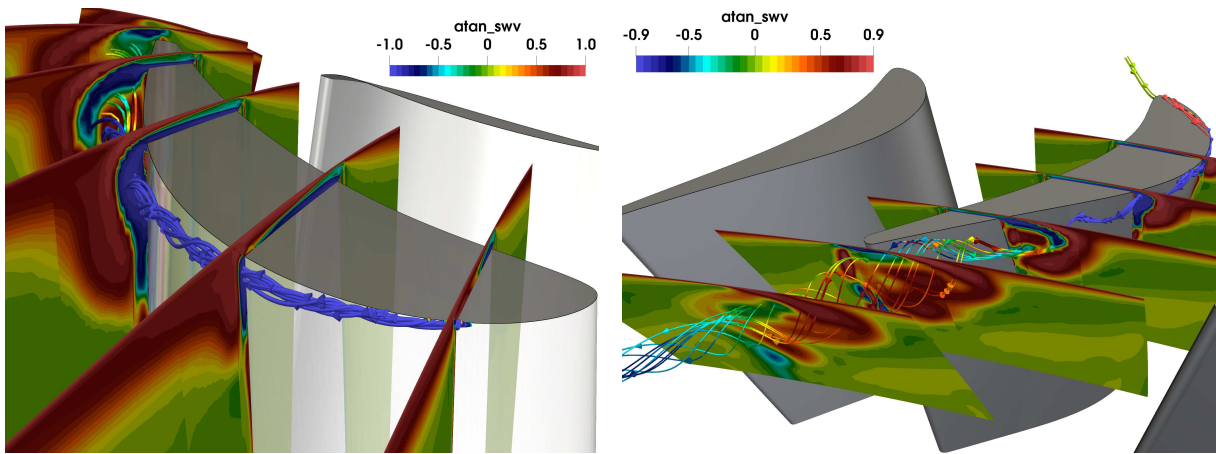


Abbildung 17.11: Wirbelzone an der Kante am Schaufelkopf mit SWV Schnitten

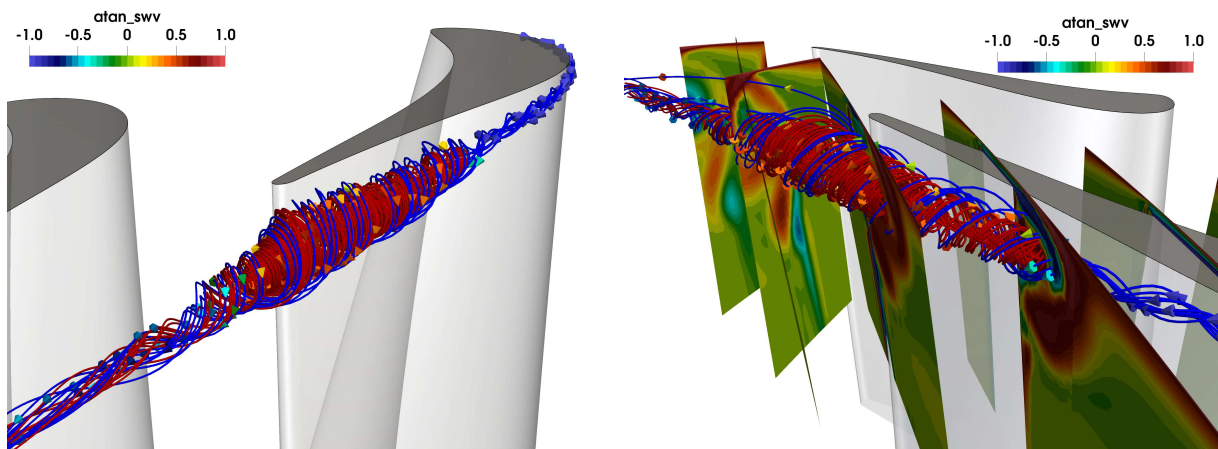


Abbildung 17.12: Teilzone des Spaltwirbels und Wirbelkern (Stromlinien sind hier nicht mit der SWV eingefärbt)

ung blau eingefärbt. Auf den Linien befinden sich kleine Kegel, die mit der SWV eingefärbt sind und deren Spitzen in Strömungsrichtung ausgerichtet sind. Das Innere des Rückströmgebiets ist in Abbildung 17.13 dargestellt. Es sind Stromlinien zu erkennen, welche vom hinteren Bereich gegen die Hauptströmungsrichtung nach vorne fließen (Pfeil 1). Ebenfalls zu erkennen ist, wie diese Stromlinien ihre Richtung umkehren, sich selbst umschließen und wieder nach hinten fließen (Pfeil 2). Die vielen Umdrehungen des Wirbels und das Vorhandensein eines Rückströmgebiets lassen auf einen sehr ausgeprägten Wirbel schließen.

Abbildung 17.14 stellt die Stromlinien des Rückströmgebiets alleine dar. In Abbildung 17.15 wurde ein Schnitt durch den Bereich des Rückströmgebiets gelegt. Der Schnitt besitzt einen konstanten Radius. Es sind wieder Bereiche mit betragsmäßig sehr hoher SWV zu erkennen. Es fällt auf, dass im Rückströmgebiet eine hohe positive SWV vorherrscht und stromabwärts direkt im Anschluss eine betragsmäßig hohe negative SWV.

Es wurde oben erwähnt, dass sich in der Strömung innerhalb des Kanalwirbels Bereiche befinden, in welchen es zu Rückströmungen kommt. Dies bestätigt sich in Abbildung 17.16. Es ist dort die Geschwindigkeitskomponente in Axialrichtung  $\tilde{u}$  dargestellt. In Abbildung 17.17 wurde noch der Geschwindigkeitsbetrag im Rückströmgebiet sichtbar gemacht. Es ist zu erkennen, dass dieser Geschwindigkeitsbetrag im Vergleich zu dem Geschwindigkeitsbetrag in der Hauptströmung im Kanal um einiges kleiner ist.

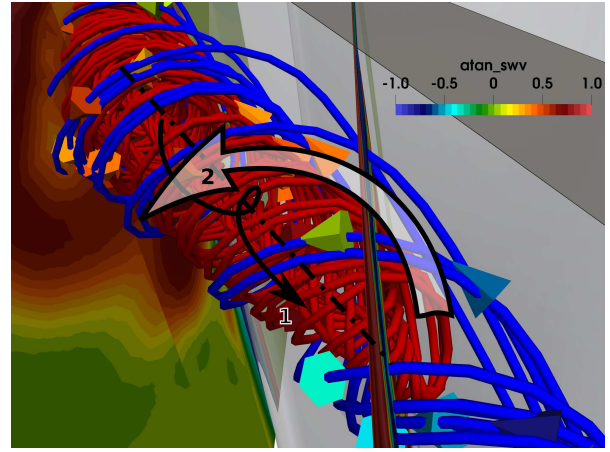
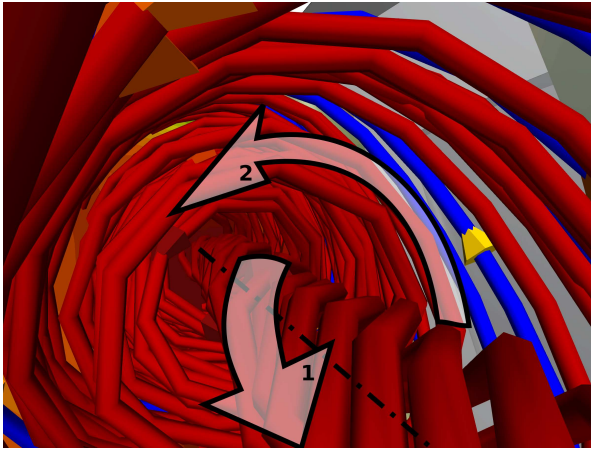


Abbildung 17.13: Strömungsverhältnisse im Wirbelkern (Stromlinien sind hier nicht mit der SWV eingefärbt)

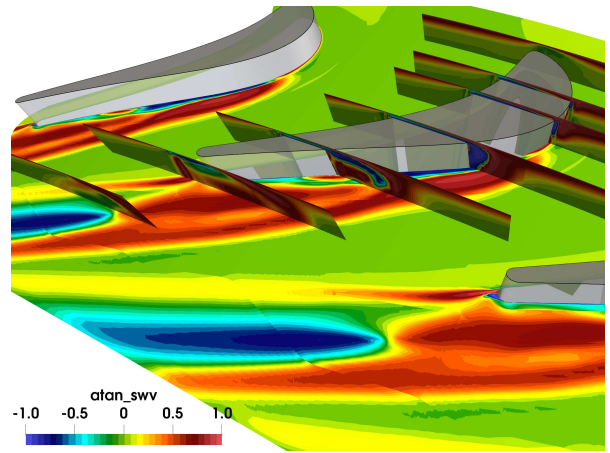
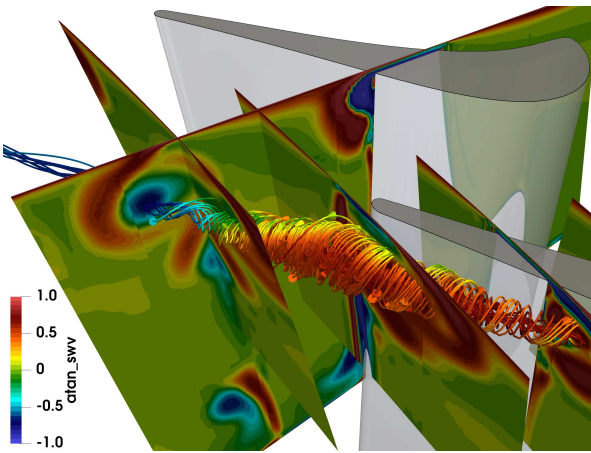


Abbildung 17.14: Zentrum des Wirbels

Abbildung 17.15: Schnitt durch den Wirbel

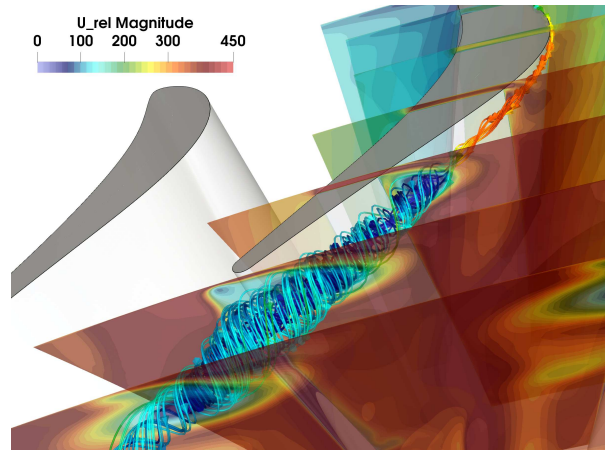
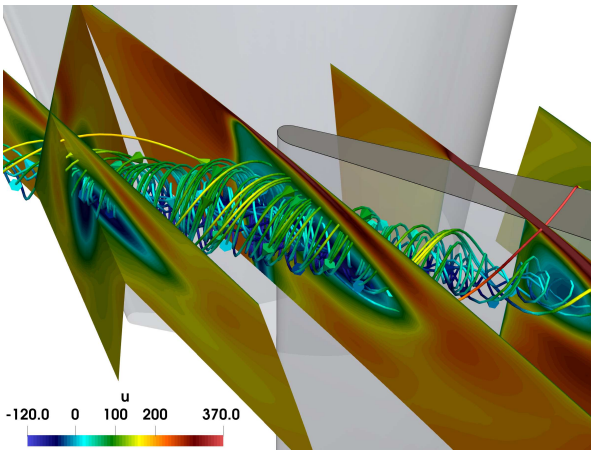


Abbildung 17.16: Axiale Geschwindigkeitskomponente (Stromlinien/Schnittebenen sind hier nicht mit der SWV eingefärbt)

Abbildung 17.17: Betrag der Geschwindigkeit (Stromlinien/Schnittebenen sind hier nicht mit der SWV eingefärbt)

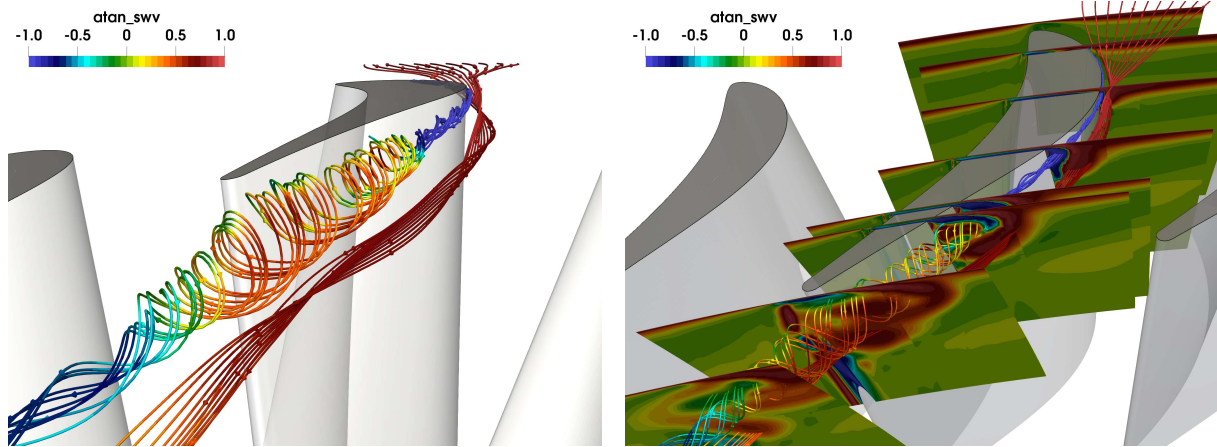


Abbildung 17.18: Interaktion Shroud Grenzschicht mit Wirbel an der Kante

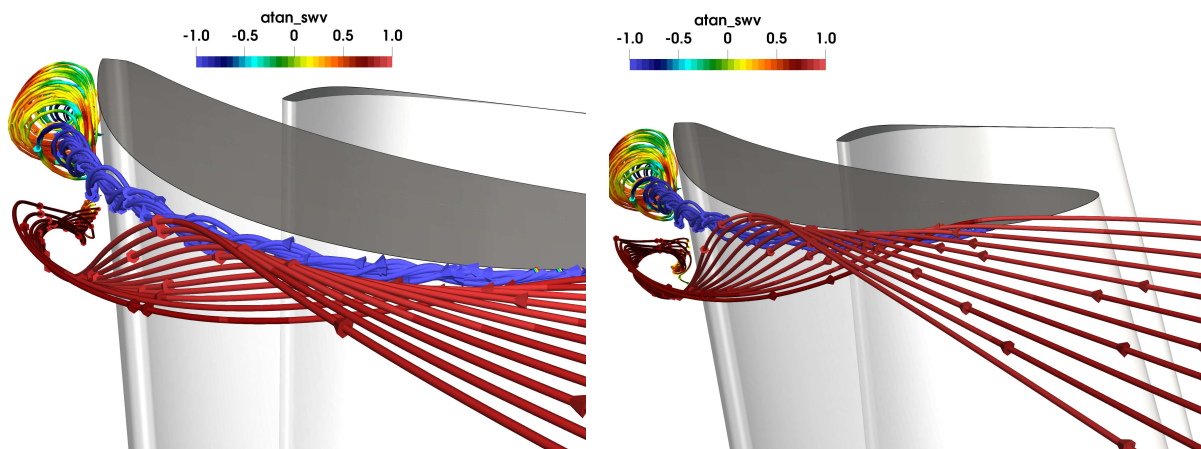


Abbildung 17.19: Stromlinien im Kanalbereich nahe an der Saugseite der Schaufel

## 17.4 Oberer Kanalwirbel

Am oberen Ende der Schaufel an der Schaufelspitze bzw. in Radialrichtung am äußeren Ende des Kanals ist kein Hufeisenwirbel wie am Fuß zu erkennen. Aufgrund des Spalts ist eine andere Strömungssituation vorhanden. Ebenso unterscheidet sich die Grenzschicht an der Außenwand von der Grenzschicht an der mitdrehenden Innenwand aufgrund der Relativgeschwindigkeit von Rotor und Gehäuse. Was allerdings beobachtet werden kann, ist eine starke Beeinflussung der Strömung an der Außenwand durch den Spaltstrom bzw. den Spaltwirbel. Es ist zu erkennen, wie die von der Druckseite kommende Grenzschichtströmung an der Saugseite durch den Spaltwirbel „abgekratzt“ und nach unten abgelenkt wird. Es bildet sich ein starker sog. "Scraping Vortex". Die nach unten abgelenkte Strömung dreht sich in entgegengesetzter Richtung in Strömungsrichtung im Uhrzeigersinn und bildet den oberen relativ schwachen Kanalwirbel (siehe Abbildungen 17.18 bis 17.21). Am Schluss bewirkt der Wirbel noch eine Gegenrotation in der Strömung der Druckseite, ähnlich wie beim unteren Kanalwirbel. Es bildet sich wieder eine Hinterkantenwirbelschicht (Abbildung 17.22).

## 17.5 Wandschubspannungen

Die oben beschriebenen Sekundärströmungen lassen sich auch gut an den vorhandenen Wandschubspannungen erkennen. Mit den Wandschubspannungen lassen sich Stromlini-

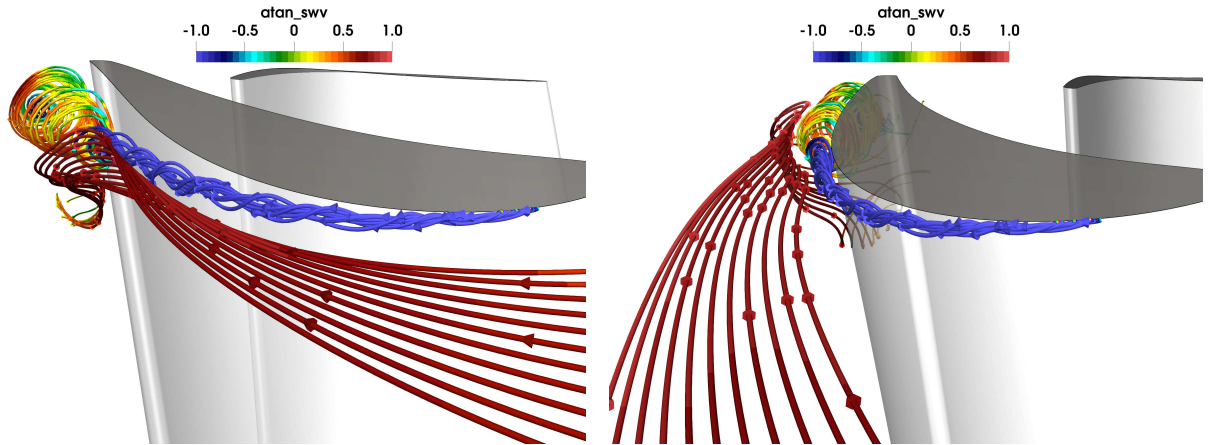


Abbildung 17.20: Stromlinien mit Beginn in Kanalmitte

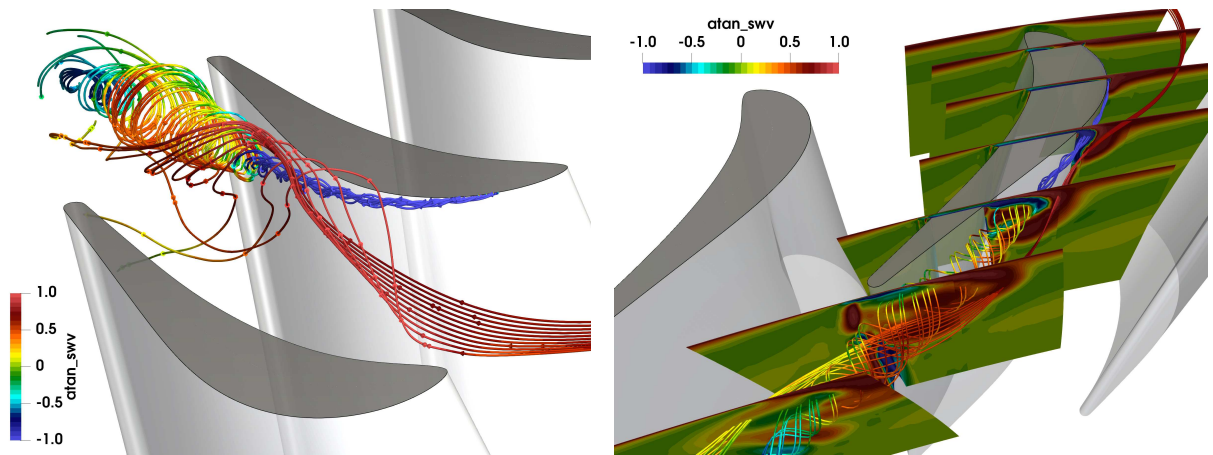


Abbildung 17.21: Stromlinien mit Beginn in der Gehäusegrenzschicht nahe der Druckseite der benachbarten Schaufel

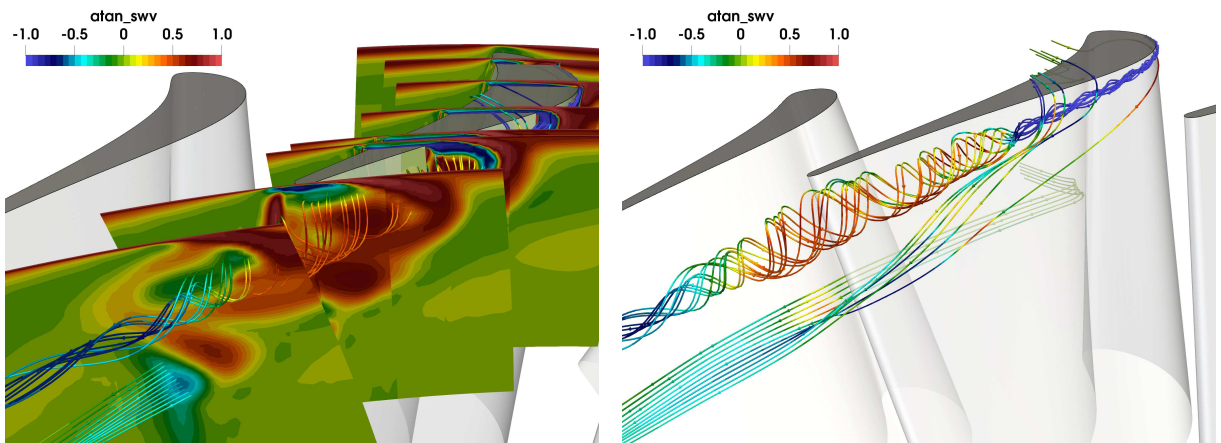


Abbildung 17.22: Interaktion Strömung von Druck- und Saugseite



enbilder direkt an der Wand erstellen. Dies wäre direkt mit der Geschwindigkeit nicht möglich, da dort die Geschwindigkeit null ist. Allerdings ist die Wandschubspannung parallel zu dem an der Wand anliegenden Geschwindigkeitsfeld ausgerichtet, wodurch sich die Geschwindigkeitsverhältnisse nahe an der Wand sichtbar machen lassen. In den Abbildungen 17.23 und 17.24 sind solche Stromlinien für Stator und Rotor dargestellt.

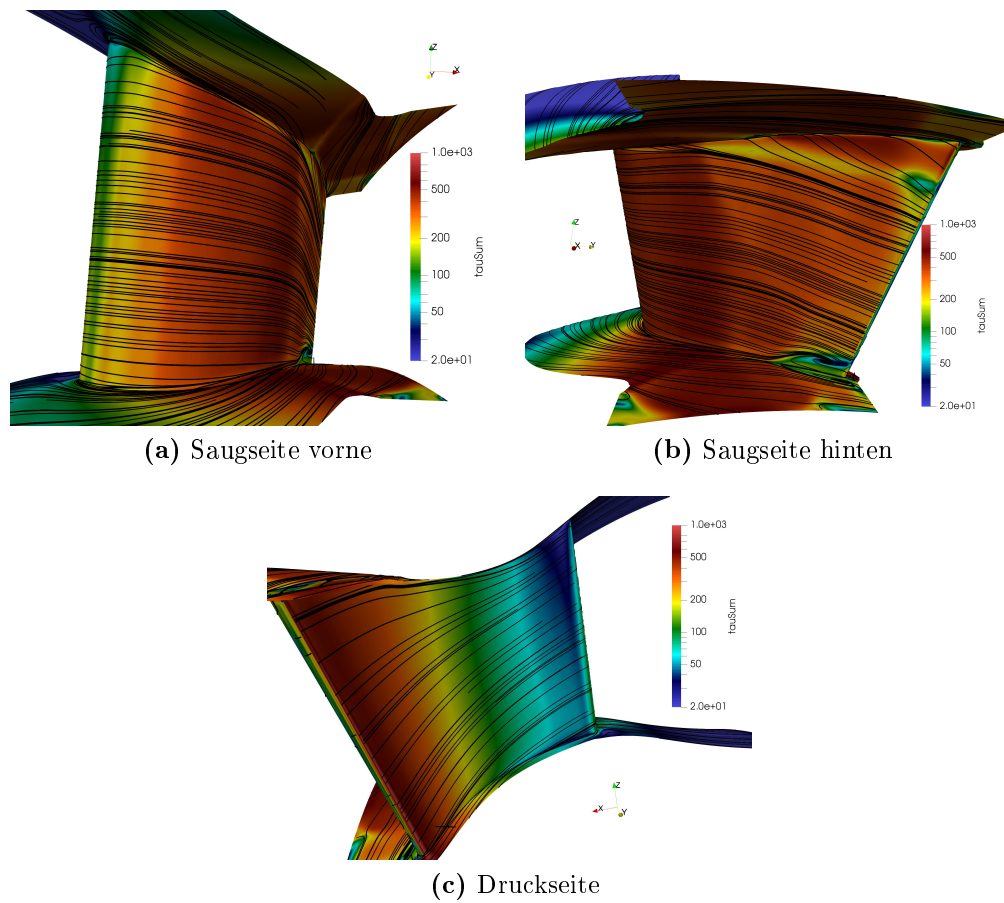
An der Saugseite des Stators (Abbildungen 17.23a und 17.23b) wird die Grenzschicht durch den Kanalwirbel in Richtung Schaufelmitte bewegt, was im hinteren Bereich deutlich erkennbar ist. Im Bereich des Fußes erkennt man eine kleine Ablösezone. Am Gehäuse erkennt man die Bewegung der Grenzschicht von Druck- zur Saugseite. In den Abbildungen 17.23a und 17.23c folgen die Stromlinien relativ gut der Geometrie.

An den Wänden des Rotors (17.24) weicht die Strömung stark vom optimalen Verlauf ab. Auf der Druckseite des Rotors (Abbildungen 17.24a und 17.24c) im oberen Bereich ist deutlich zu erkennen, wie sich die Grenzschicht nach außen zum Spalt bewegt. Im unteren Bereich bewegt sie sich nach unten. In Abbildung 17.24a ist gut die Grenzstromlinie an der Vorderkante erkennbar. Dies passt gut zu der später noch beschriebenen Darstellung in Abbildung 17.25. In Abbildung 17.24b weichen die Stromlinien am stärksten von den optimalen Verläufen ab, was sich gut mit den vorher beschriebenen Sekundäreffekten deckt. Im unteren Bereich der Saugseite bewegt sich die Grenzschicht durch den Kanalwirbel gedrängt nach außen. Im oberen Bereich werden die Einflüsse von Kanalwirbel und Spaltwirbel gut sichtbar. Es lässt sich eine Grenzstromlinie erkennen, welche die Zonen, die von den beiden Wirbeln beeinflusst sind, unterteilt. Die beiden Wirbel drehen in unterschiedliche Richtungen. In der Mitte der Schaufel fällt eine blaue Zone auf. Hier befindet sich, wie später noch gezeigt wird, eine kleine Ablöseblase, welche vermutlich durch den druckseitigen Hinterkantenstoß der Rotorschaukel verursacht wird. Dieser Stoß trifft hier auf die Saugseite der benachbarten Schaufel und wird hier reflektiert.

Zuletzt ist in einer Darstellung in Abbildung 17.25 zu sehen, wie sich die Strömung an einem Punkt an der Vorderkante der Rotorschaukel in zwei Pfade aufteilt. Gehen die beiden Pfade von Druck- und Saugseite zwar von einem Punkt aus, so verlassen sie den Schaufelbereich jedoch an zwei sehr verschiedenen Stellen. Dies verdeutlicht wieder den Unterschied zu einem optimalen modellhaften Strömungsverlauf, der weiter oben erwähnt wurde und ist eine Erklärung für das Entstehen der Hinterkantenwirbelschicht.

## 17.6 Rückströmgebiete

Rückströmgebiete sind im vorliegenden Fall Bereiche, in welchen die Geschwindigkeitskomponente in Achsrichtung negativ wird. In den Abbildungen 17.26a und 17.26b sind solche Bereiche, die in der stationären Lösung auftreten, dargestellt. Es sind dort Isoflächen, die mit der Bedingung  $u = -1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  ermittelt wurden, dargestellt. Die Bedingung  $u = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  wurde nicht gewählt, da diese an allen Wänden zutrifft und die Darstellung unübersichtlich würde. Rückströmungen zählen auch zu den Sekundärströmungen und sind unerwünscht, aber nur schwer vermeidbar. Dies trifft besonders auf die zwar kleinen aber doch vorhandenen Rückströmungen an den Hinterkanten der Schaufeln zu. Diese sind auf den Abbildungen gut zu erkennen. Eine deutliche und recht große Rückstromzone ist am Stator am Fuß nahe der Hinterkante sichtbar (Abbildung 17.26a). Ein kleiner Bereich mit Rückströmungen ist auf der Saugseite des Rotors zu erkennen (Abbildung 17.26b). Eine



**Abbildung 17.23:** Stromlinien am Stator aufgrund der Wandschubspannungen

Vermutung auf diese Rückströmgebiete an der Rotorwand konnte bereits bei der Betrachtung der Schubspannungen aufgestellt werden. Diese konnte gut bestätigt werden. Die am deutlichsten ausgeprägten Gebiete sind aber jene, die sich im Zentrum des Spaltwirbels befinden.

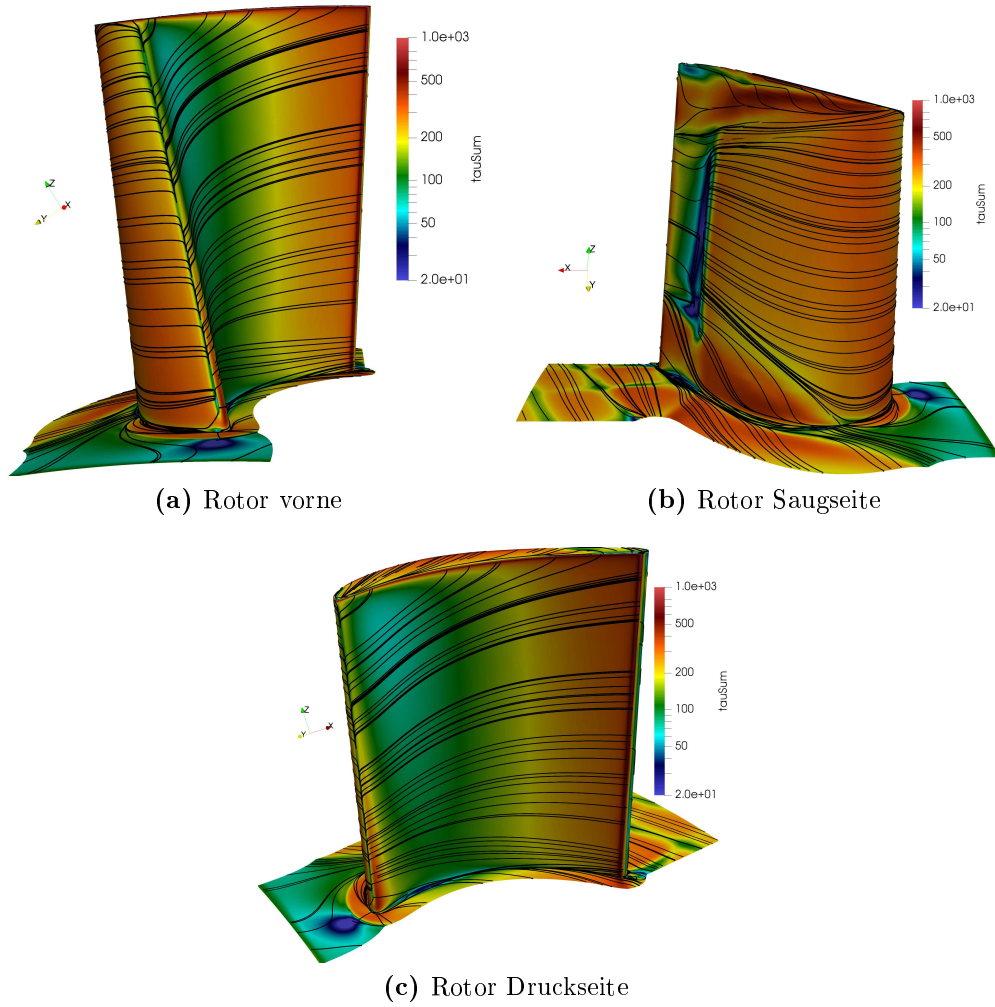


Abbildung 17.24: Stromlinien am Rotor aufgrund der Wandschubspannungen

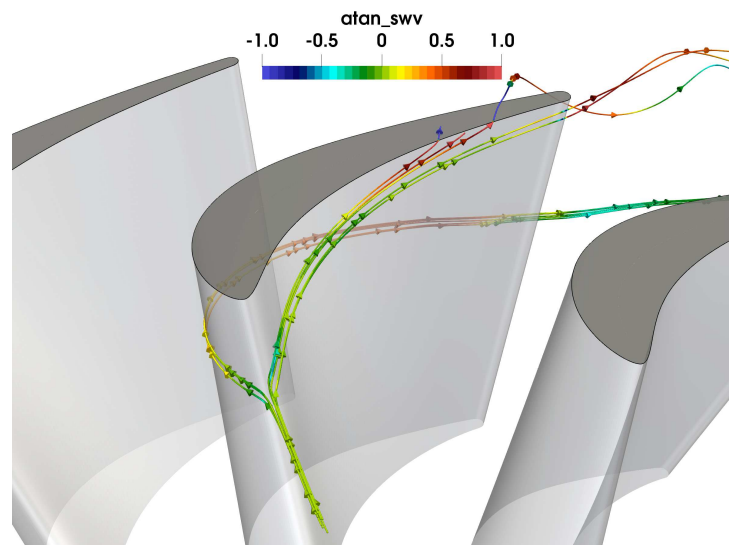
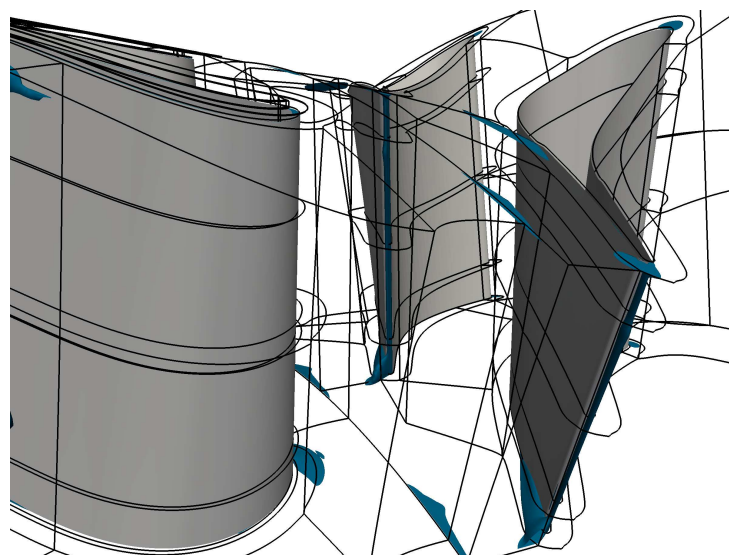
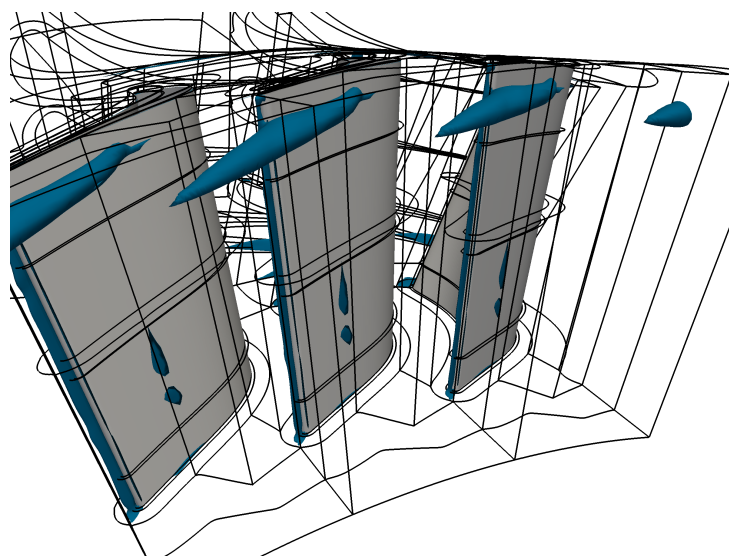


Abbildung 17.25: Aufspaltung des Strömungspfad



(a) Stator



(b) Rotor

**Abbildung 17.26:** Rückströmgebiete

# 18 Time-Space-Plot (Quasi-3D)

Eine Möglichkeit der Untersuchung von Ergebnissen einer instationären CFD-Simulation stellt der Time-Space-Plot dar. Hier werden Lösungswerte entlang einer Linie (eindimensional) zu unterschiedlichen Zeitpunkten kombiniert und in einer zweidimensionalen Darstellung vereint. Eine gute Möglichkeit ist das Kennzeichnen von periodischen Strukturen mittels Geraden. Die Steigung einer solchen Gerade entspricht dann einer Winkelgeschwindigkeit. Daraus lassen sich Rückschlüsse auf Ursachen und Herkunft dieser Strukturen ziehen. Mögliche Ursachen könnten dann z.B. der Stator oder der Rotor alleine, bzw. deren Interaktionen miteinander sein. Die zwei folgenden Abbildungen 18.1 und 18.2 sind Darstellungen der turbulenten kinetischen Energie im Mittelschnitt der Ebenen B1 und C1 über jeweils zwei Winkel- und Zeitperioden hinweg. Die Periode über den Umfang beträgt  $30^\circ$ , die zeitliche Periode entspricht der Zeit, die der Rotor benötigt, um sich um  $10^\circ$  zu drehen. Für den Vergleich von Messung und Simulation wurden die Time-Space-Plots jeweils aus den Daten der Mess- und Simulationsergebnisse erstellt. Die Verwendung von Time-Space-Plots wird bei der Betrachtung von mehreren Stufen allerdings interessanter. Es werden dann Effekte von Interaktionen von Stator und Rotor bzw. von Rotor und Rotor unterschiedlicher Stufen erkennbar.

Die horizontalen Linien (Markierung 1) entsprechen der Stator Drehzahl, die null ist. Horizontale Strukturen lassen vermuten, dass sie vom Stator verursacht sind. Schräge Linien entsprechen der Rotordrehzahl (Linien mit Markierung 2) oder Drehzahlen von höheren Wechselwirkungen zwischen Stator und Rotor (Linien mit Markierung 2), die z.B. mit dreifacher Frequenz umlaufen. Am deutlichsten sichtbar wird wieder die Erhöhung der TKE im Nachlaufgebiet der Schaufeln. Beim Time-Space-Plot der Messung ist wieder eine Erhöhung der TKE auch im Kanalbereich auffällig. Eine starke Wechselwirkung zwischen Stator und Rotor besteht im saugseitigen Hinterkantenstoß des Stators, der periodisch durch den Rotor unterbrochen wird. Es könnten so die periodisch auftretenden großen dunklen Flecken in den TS-Plots des Rotors erklärt werden. Diese weisen auf eine sich periodisch ändernde TKE im Kanalbereich des Rotors hin.

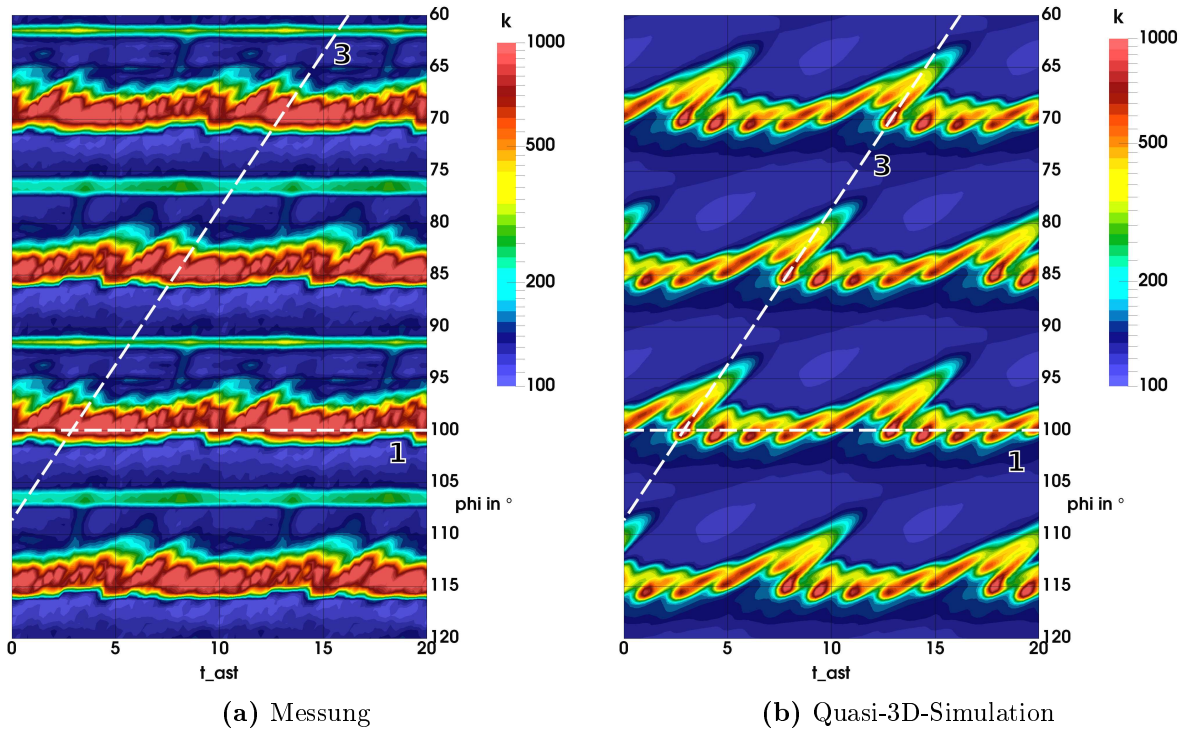


Abbildung 18.1: Time-Space-Plot der turbulenten kinetischen Energie, in der Messebene B1, im Mittelschnitt

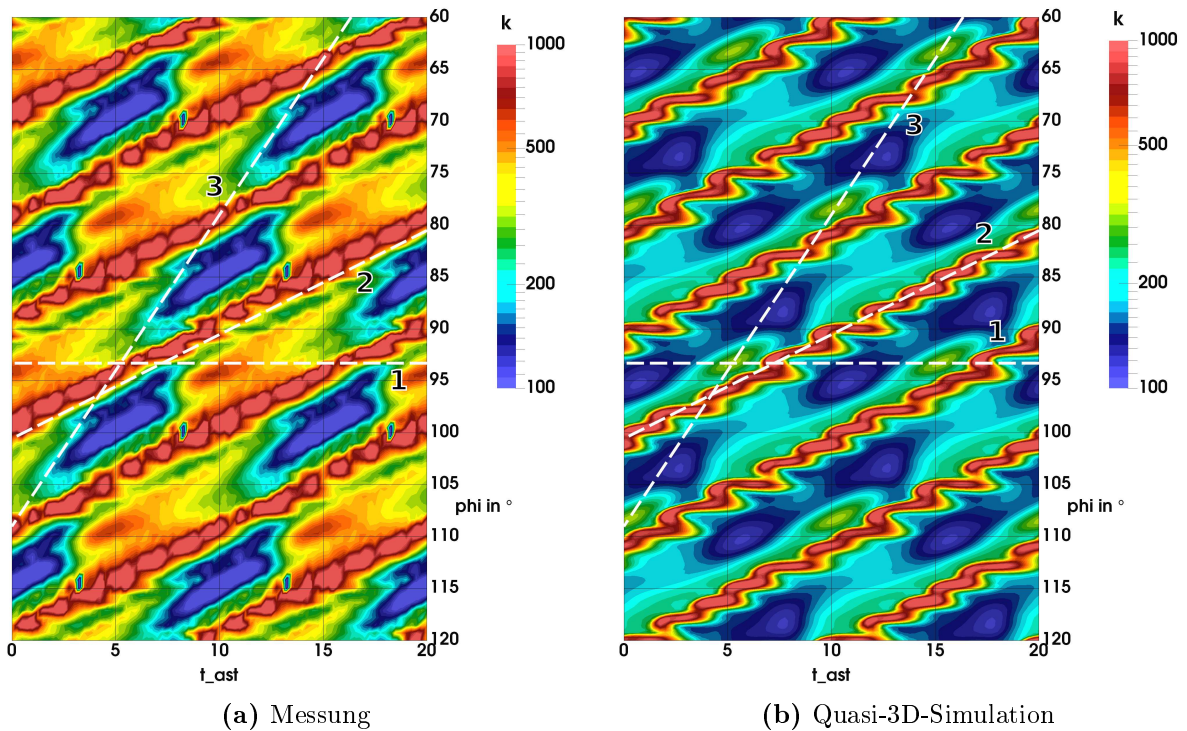


Abbildung 18.2: Time-Space-Plot der turbulenten kinetischen Energie, in der Messebene C1, im Mittelschnitt

# 19 Vergleich der stationären Lösung mit dem Mittelwert der instationären Lösung

Eine weitere mögliche Art der Untersuchung ist die Mittelwertbildung über die Zeit der instationären Lösung, um sie mit der stationären Lösung vergleichen zu können. Diese Mittelwertbildung wurde durchgeführt und das Ergebnis dargestellt. Dabei wurden Lösungswerte der instationären Lösungen über 40 Zeitschritte sowie über benachbarte Schaufelkanäle gemittelt. Dies entspricht der stationären Simulation, da dort die Eintrittsrandbedingungen am Einlass und im Interface über den Umfang konstant sind und so keine unterschiedliche Ergebnisse bei benachbarten Schaufelkanälen als Lösungen resultieren. Die resultierenden Lösungen, die eigentlich nur noch eine Schaufel in Umfangsrichtung umfassen, wurden über den Bereich von  $30^\circ$  vervielfältigt, um die folgenden Darstellungen bekommen zu können. Die Darstellungen sind Mittelschnitte der gemittelten 3D-Lösungen. Angefügt ist noch einmal die Darstellungen der stationären Lösungen von Dichte, Druck und der turbulenten kinetischen Energie. Es lässt sich auf den ersten Blick eine relativ gute Übereinstimmung feststellen. Ein Hauptunterschied besteht in der Wake, die bei der Mittelwertbildung der instationären Ergebnisse breiter ist.

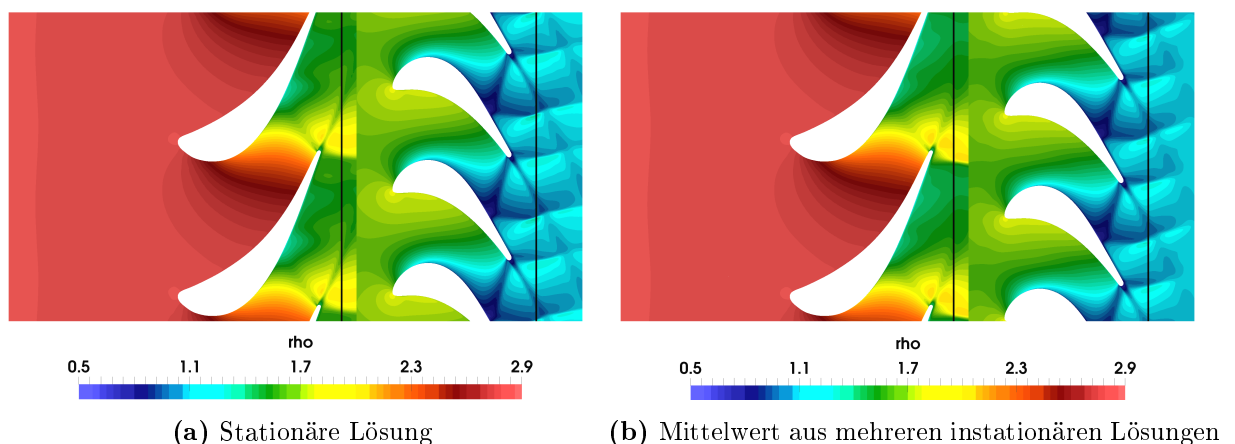


Abbildung 19.1: Dichte  $\bar{\rho}$  in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

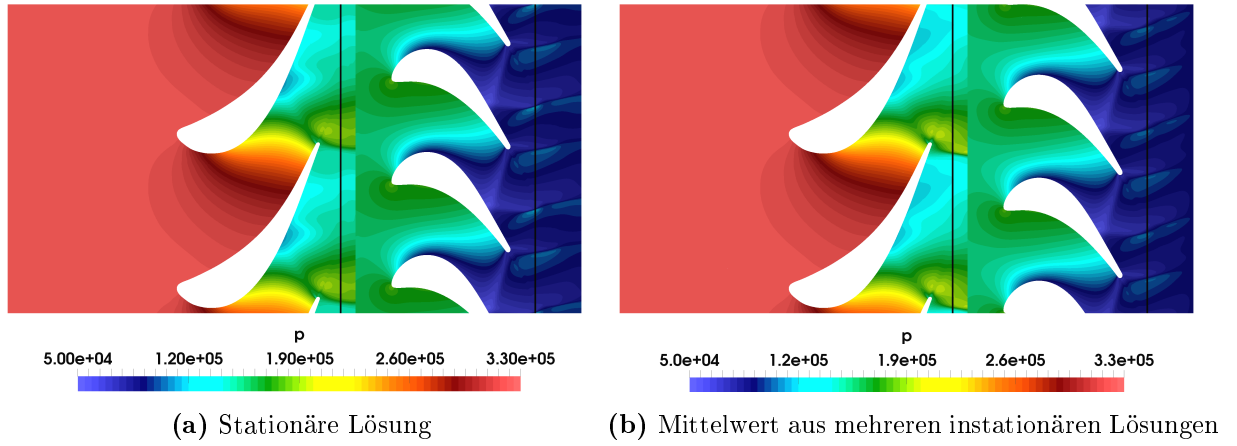


Abbildung 19.2: Druck  $\bar{p}$  in Pa

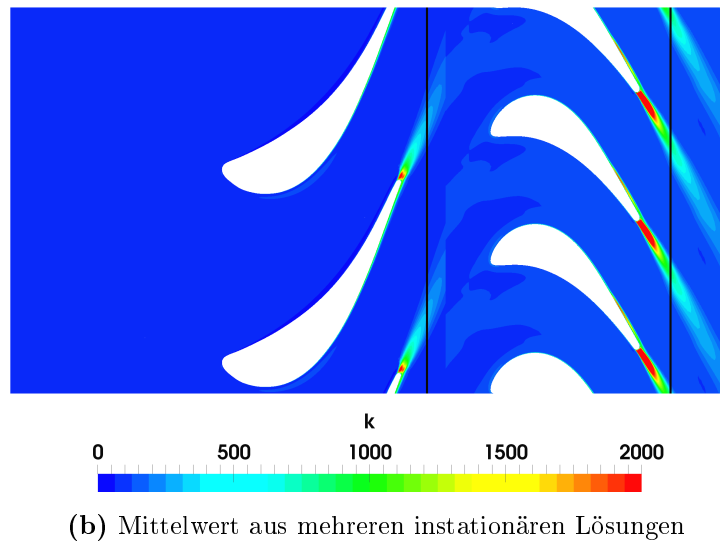
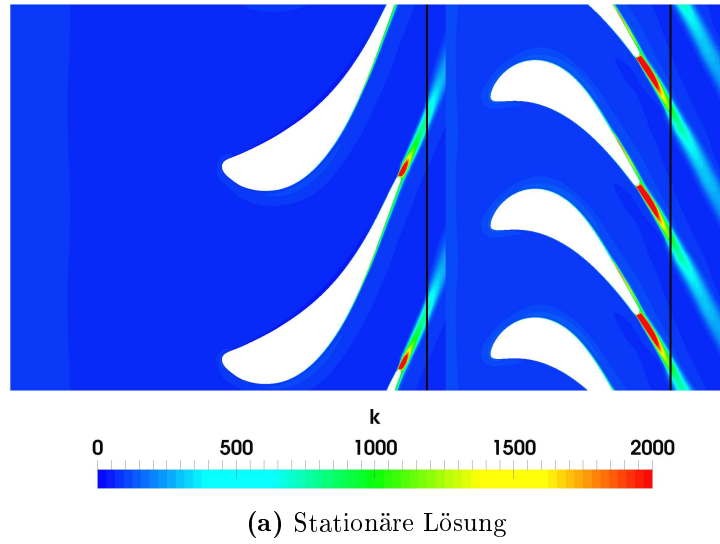


Abbildung 19.3: Turbulente kinetische Energie  $k$  in  $\frac{m^2}{s^2}$



# Teil V

## Schlussfolgerung

## 20 Resümee

In der Masterarbeit wurden einige Möglichkeiten aufgezeigt, wie die Turbulenz mittels numerischer Methoden untersucht werden kann. Beim Aufsetzen der Simulation bestand die ausführliche Möglichkeit, sich mit den Randbedingungen auseinanderzusetzen. Der Einfluss der unterschiedlichen turbulenten Eintrittsrandbedingungen konnte bei der Parametervariation gut beobachtet werden. Einige wichtige Erkenntnisse konnten gewonnen werden, als jene Problematik sichtbar wurde, welche bei der Verwendung des Interfaces zwischen Stator und Rotor auftritt. Es zeigte sich, dass an diesem Interface bei der stationären Simulation wichtige Informationen verloren gehen können. Im gleichen Zuge konnte beobachtet werden, dass die Stator-Rotor-Interaktion bei der Turbinenstufe, welche nur bei der instationären Simulation gut abgebildet werden kann, ein entscheidender Faktor bei der Turbulenzuntersuchung darstellt.

Bei den Ergebnissen der Simulation wurde festgestellt, dass die Turbulenz der Simulation im Vergleich zu derjenigen der Messung, deutlich zu niedrig ausfällt. Besonders auffallend war auch ein lokaler Peak in Kanalmitte in der Ebene B1 hinter dem Rotor, der bei der Messung auftrat und bei der Simulation nicht gefunden werden konnte. Eine Erkenntnis für die Ursache dieser Unterschiede konnte leider nicht gewonnen werden.

Mit der Untersuchung der Sekundäreffekte ließen sich in der Turbine bestimmte Bereiche mit Verbesserungspotenzial gut identifizieren. Am meisten Potenzial scheint in der Optimierung der Spaltströmung zu liegen. Starke Sekundäreffekte erzeugen aber auch die Kanalwirbel. Spalt- und Kanalwirbel lassen, deutlich erkennbar, am meisten Turbulenz entstehen. Rückströmgebiete konnten ebenfalls gefunden werden. Das größte solche Gebiet liegt wieder im Zentrum des Spaltwirbels. Ein weiteres recht großes Gebiet konnte in der Nähe der Hinterkante des Stators gefunden werden. Ein kleines Gebiet, welches besonders bei der Betrachtung der Wandschubspannungen auffiel, konnte auf der Saugseite in der Mitte der Rotorschaukel beobachtet werden.

Eine Herausforderung, die erfahrbar wurde, ist die Auswertung der 3-dimensionalen instationären Lösungen aufgrund des großen Umfangs an Lösungsdaten. Schön war zu sehen, dass auch in kostenlosen Open-Source-Tools einiges an Potenzial steckt, auch wenn deren Verwendung manchmal etwas schwerfälliger ausfiel. Dies lässt sich aber auf die kaum vorhandene Spezialisierung der Tools auf bestimmte Anwendungsfälle erklären. Mit einem spezialisierten Tool hätten sich bestimmte Ergebnisse wahrscheinlich etwas weniger aufwändig darstellen lassen.

## 21 Ausblick

Dieser Abschnitt soll, resultierend aus der Beschäftigung mit dieser Masterarbeit, einige Möglichkeiten weiterer Untersuchungen für eine weitere Optimierung von Turbinenstufen aufzeigen. Wie erwähnt, wurden für die Simulation nicht alle Details der Geometrie im Rechengitter umgesetzt. Es könnte also versucht werden, weitere Details im Gitter zu implementieren und Vergleiche mit den Ergebnissen dieser Arbeit aufzustellen. Ebenfalls könnten neuartige Geometrieformen ausprobiert werden. Verschiedenste Versuche an der Spaltgeometrie könnten sinnvoll sein. Zusätzlich könnte aber auch noch versucht werden, den Spalt bei der Simulation ganz wegzulassen, um quasi einen Optimalfall für den Vergleich mit anderen Spaltvarianten zu haben, vorausgesetzt es wäre ein Optimalfall und es würden dadurch nicht ganz andere Effekte wieder stärker an Bedeutung gewinnen.

Eine weitere und herausfordernde Variante der Optimierung könnte die Untersuchung und Modifikation des Turbulenzmodells selbst sein. Es könnte sein, dass das gewählte SST-Turbulenzmodell für das behandelte Problem evtl. Schwächen aufweist und die vorliegende Strömung daher möglicherweise nicht gut genug modellierbar ist. Eine Option wäre z.B. Modellparameter zu ändern und im Solver zu implementieren. Dadurch könnten die Simulationsergebnisse weiter an jene der Messung angenähert werden.

Bei der Untersuchung der Sekundäreffekte wurde die stationäre Lösung der Simulation verwendet, da deutlich charakterisierbare Effekte bei einer stationären Lösung besser identifizierbar waren, als bei der instationären Lösung. Zuletzt wurde ein Mittelwert über das gesamte Lösungsgebiet aus 40 verschiedenen instationären Lösungen ermittelt. Wenn auch die gemittelte Lösung auf den ersten Blick recht gut mit der stationären Lösung übereinstimmt, könnte evtl. trotzdem versucht werden, anhand einer solchen gemittelten Lösung auf die Suche nach instationären Effekten zu gehen. Besonders am Interface könnten dort evtl. noch neue Erkenntnisse gewonnen werden, da dieses Interface bei der stationären Rechnung doch eine recht starke Vereinfachung darstellt, während es bei der instationären Rechnung mittels der Interpolation sehr gut abgebildet wird.

# Literaturverzeichnis

- [1] Franz Eugen Schlachter: Die Bibel, Version 2000, Neue revidierte Fassung
- [2] Herbert Sigloch, Strömungsmaschinen Grundlagen und Anwendungen, 5. aktualisierte Auflage, 7. März 2013, ISBN 978-3-446-43242-0
- [3] Rüdiger Schwarze, CFD-Modellierung Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen, 19. Oktober 2012, ISBN 978-3-642-24377-6
- [4] Graz University of Technology, Description of the Transonic Test Turbine Facility at the Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics, March 2001
- [5] E.Göttlich, F.Neumayer, J.Woisetschläger, W.Sanz, F.Heitmeir, Investigation of stator-rotor interaction in a transonic turbine stage using laser-doppler- velocimetry and pneumatic probes, ASME J. Turbomach., April 2004, 126: 297-305
- [6] Wolfgang Sanz, Vorlesungsskriptum: Computational Fluid Dynamics (319.082) Lecture Notes WS 2014/15
- [7] F. R. Menter., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, NASA Ames Research Center, AIAA Journal Vol. 32, No. 8, August 1994
- [8] Turbulence length scale -- CFD-Wiki, the free CFD reference, [https://www.cfd-online.com/W/index.php?title=Turbulence\\_length\\_scale&oldid=14570](https://www.cfd-online.com/W/index.php?title=Turbulence_length_scale&oldid=14570) (09.11.2017)
- [9] H. P. Wang, S. J. Olson, R. J. Goldstein, E. R. G. Eckert, Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades - Journal of Turbomachinery, JANUARY 1997, Vol. 119 / 1