

Sensitivität numerischer Vorhersagen des Wirkungsgrads von Hochdruckturbinen

ADP | Keijo Buss, Dominik Henzel, Markus Degenhardt, Simon Lippert
Betreuer: Faramarz Bakhtiari, Marius Schneider | Prof.Dr.-Ing.H.-P. Schiffer



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



Keijo Buss, Dominik Henzel, Markus Degenhardt, Simon Lippert
Studiengang: Computational Engineering M.Sc.

ADP

Thema: Wirkungsgraddefinitionen angewandter CFD in Turbomaschinen

Eingereicht: 22. Juni 2017

Betreuer: Faramarz Bakhtiari
Marius Schneider

Prof.Dr.-Ing.H.-P. Schiffer
Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
Technische Universität Darmstadt
Otto-Berndt-Straße 2
64287 Darmstadt

Erklärung

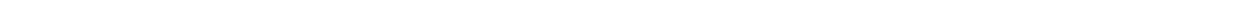
Hiermit versichern wir, die vorliegende Ausarbeitung ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die den Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Wir sind uns bewusst, dass bei Abgabe einer falschen Erklärung die Arbeit als nicht bestanden gewertet wird.

Darmstadt, den 22. Juni 2017



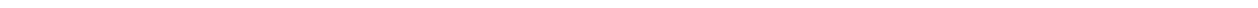
Zusammenfassung

Die Zuverlässigkeit numerischer Vorhersagen der Wirkungsgrades von Turbinenstufen ist ein wichtiger Bestandteil diverser Forschungsaktivitäten wie Parameterstudien und Optimierungen. Mit zunehmender Komplexität der numerischen Modelle und der simulierten physikalischen Phänomene nimmt jedoch auch die Fehleranfälligkeit der numerischen Vorhersagen zu. Für eine sinnvolle Interpretation der numerischen Ergebnisse ist die Kenntnis der Einflussgrößen daher sehr wichtig. Um die eben genannte numerische Fehleranfälligkeit genauer zu untersuchen werden zwei Testfälle herangezogen. Zum Einen wird eine 1 1/2 Stufige Achanturbine simuliert, des weiteren werden die Verbindungsstellen einzelner Domänen, sogenannte Interfaces, in einem einfachen Modell eines zweigeteilten Kanals untersucht. Zunächst erfolgt eine Gitterstudie der zu untersuchenden Achanturbine, gefolgt von der Untersuchung von Einflussfaktoren auf den Wirkungsgrad.



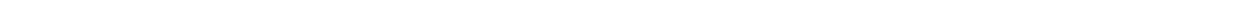
Inhaltsverzeichnis

1	Vorgehen	1
1.1	Aufbau der Arbeit	1
2	Wirkungsgradberechnung	3
2.1	Wirkungsgrad allgemein	3
2.2	Erzeugte Leistung	3
2.2.1	Spezifische Wärmekapazität	4
3	Aachen-Turbine	5
3.1	Geometrie	5
3.2	Betriebspunkt	5
3.3	Strukturiert	7
3.3.1	Erstellung des Gitters	7
3.3.2	Spaltverfeinerung	7
3.3.3	Einstellen der Grenzschichtdicke	8
3.3.4	Durchführung der Netzstudie	9
3.3.5	Fillets	11
3.4	unstrukturiert	13
3.5	Vergleich der Wirkungsgrade	13
4	Einfluss inhomogener Randbedingungen und des Stator-Rotor Interface auf die Wirkungsgradbestimmung	15
4.1	Mixing Plane / Stage	15
4.2	Rohrausschnitt	15
4.2.1	Problemgebiet	15
4.2.2	Gitterstudie	16
4.3	Einfluss des Stator-Rotor Interface auf den Wirkungsgrad	17
4.3.1	Verwendete Eintrittsrandbedingungen	17
4.3.2	Einfluss auf die Strömungsgrößen	17
4.3.3	Fazit	20
5	Auswertungstool zur Gitterstudie	21
5.1	Funktionsumfang	21
5.2	Benutzung	21
5.2.1	Wichtige Hinweise	21



Abbildungsverzeichnis

3.1	Aachen-Turbine	5
3.2	Eine dreidimensionale Ansicht der Aachen-Turbine mit Gitter.	6
3.3	Totaldruck Profil Inlet	7
3.4	Gitterstudie des Spalts für eine Stufe	8
3.5	Gitterstudie des Spalts für 1,5 Stufen	8
3.6	y^+ -Verteilung über die komplette Stufe	9
3.7	Wirkungsgrade über eine Stufe	11
3.8	Wirkungsgrade über 1,5 Stufen	11
3.9	Netz mit Fillet der Größe 0.00055	12
3.10	Delle in der Statorgeometrie	13
4.1	Eine dreidimensionale Ansicht der vereinfachten Aachen-Turbine mit Gitter.	16
4.2	Verwendete Randbedingungen	18
5.1	Auswertungstool zur Gitterstudie	21



Tabellenverzeichnis

2.1	Konstanten für die Berechnung von c_p	4
3.1	Schaufelzahlen in Stator und Rotor	5
3.2	Betriebspunkt	6
3.3	Zellgrößen an der Wand für Rotor und die Statoren	9
3.4	Variationen der Gitter mit Knoten und Elementen	10
3.5	Kenngößen des finalen Gitters	10
3.6	Wirkungsgrad bei der Aachen-Turbine	13
4.1	Abmessungen der vereinfachten Turbine	16
4.2	Gitterparameter des Kanals	16
4.3	Einfluss der Eintrittsrandbedingungen	17
4.4	Abschätzung des Einflusses der MP auf den Wirkungsgrad	19



1 Vorgehen

In diesem Kapitel soll das Vorgehen zur Erstellung dieser Arbeit und zur Erlangung der vorgestellten Ergebnisse aufgezeigt werden.

Der Startpunkt der Arbeit ist ein Geometriemodell der 1 1/2 Stufigen Aachenturbine. Darauf aufbauend wurden erste Test-Simulationen durchgeführt, um sich mit der Thematik und der verwendeten Software vertraut zu machen. Die nächste Aufgabe besteht darin ein geeignetes Gitter für die endgültigen Berechnungen und Auswertungen zu finden. Hierbei wird zunächst der strukturierte Vernetzer AutoGrid von Numeca verwendet.

Anschließend wird ein Augenmerk auf die Verbindungsstellen der einzelnen Domänen, Interfaces, gelegt. Hierzu dient ein einfaches Kanalmodell, bestehend aus einem stationären Kanal gefolgt von einem rotierenden Kanal, mit Ähnlichen Abmessungen der Aachenturbine.

Die Auswertung der einzelnen Größen erfolgt mit MATLAB, hierfür dient eine während dieser Arbeit entwickelte Applikation zum einfacheren Einlesen der Ergebnisdaten und deren Visualisierung.

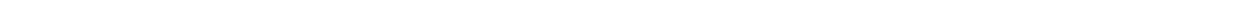
1.1 Aufbau der Arbeit

Beginnend mit dem Kapitel 2 werden einige grundsätzliche Definitionen zur Bestimmung des Wirkungsgrades für Turbomaschinen eingeführt.

In Kapitel 3 wird die Erstellung der Gitter, des Setups, sowie ein Vergleich der Wirkungsgrade verschiedener Konfigurationen, für die verwendete Aachenturbine vorgestellt.

Der Einfluss des Interfaces an Domänenverbindungen wird in Kapitel 4 untersucht. Hierbei werden verschiedene Netzkonfigurationen, sowie Randbedingungen untersucht um eine Möglichkeit zu untersuchen den Einfluss des Interfaces auf den Wirkungsgrad abzuschätzen.

Im 5. und letzten Kapitel wird schließlich das Implementierte Auswertungstool der Gitterstudie, dessen Funktionsumfang und Bedienung, vorgestellt



2 Wirkungsgradberechnung

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Möglichkeiten zur Berechnung des Wirkungsgrades für Turbinen vorgestellt. Diese werden im Rahmen der Simulation der Aachen-Turbine getestet und die resultierenden Wirkungsgrade miteinander verglichen.

2.1 Wirkungsgrad allgemein

Im Allgemeinen lautet die Gleichung für den Wirkungsgrad η bei Turbinen

$$\eta = \frac{P}{\Delta H_{t_{is}}} \quad (2.1)$$

mit der isentropen Totalenthalpiedifferenz $\Delta H_{t_{is}}$ und der erzeugten Leistung P . Die isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta H_{t_{is}}$ wird nach

$$\Delta H_{t_{is}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t_{inlet}} \cdot \left[\left(\frac{p_{t_{outlet}}}{p_{t_{inlet}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.2)$$

mit dem Massenstrom \dot{m} , der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p (siehe Berechnungsweise Abschnitt 2.2.1), der Totaltemperatur am Inlet $T_{t_{inlet}}$, dem Totaldruck am Inlet $p_{t_{inlet}}$, dem Totaldruck am Outlet $p_{t_{outlet}}$ und dem Isentropenexponenten γ berechnet.

Im folgenden Abschnitt werden verschiedene Definitionsmöglichkeiten für die erzeugte Leistung P vorgestellt.

2.2 Erzeugte Leistung

Die erzeugte Leistung P im Zähler der Gleichung 2.1 für den Wirkungsgrad lässt sich unter anderem mit einer der drei folgenden Gleichungen berechnen:

Mit Hilfe der tatsächlichen Totaltemperaturdifferenz ΔT_t und der spezifischen Wärmekapazität c_p nach:

$$P_{\Delta T_t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_t = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{t_{inlet}} - T_{t_{outlet}}), \quad (2.3)$$

mit Hilfe der Totalenthalpie am Inlet $h_{t_{inlet}}$ und Outlet $h_{t_{outlet}}$, welche direkt aus ANSYS CFX entnommen wird, nach:

$$P_{\Delta h_t} = \dot{m} \cdot \Delta h_t = \dot{m} \cdot (h_{t_{inlet}} - h_{t_{outlet}}) \quad (2.4)$$

oder mit Hilfe des Momentes M_{Rotor} um die Rotationsachse an Schaufel und Hub des Rotors, der Anzahl Rotoren N_{Rotor} und der Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω_{Rotor} nach:

$$P_{torque} = M_{Rotor} \cdot N_{Rotor} \cdot \omega_{Rotor} \quad (2.5)$$

Da auch die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität c_p aus den Gleichungen 2.2 und 2.3 Einfluss auf den Wirkungsgrad haben kann, wird im kommenden Abschnitt näher auf dessen Definition eingegangen.

2.2.1 Spezifische Wärmekapazität

Die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p ist eine temperaturabhängige Größe. Wenn die Temperaturdifferenz zwischen In- und Outlet sehr groß ist, verändert sich c_p zwischen In- und Outlet wesentlich und kann somit nicht mehr als konstant angenommen werden. Die temperaturabhängige Wärmekapazität c_p lässt sich mit dem folgenden Polynom in Abhängigkeit der Temperatur T berechnen.

$$c_p = \frac{a \cdot T^4 - b \cdot T^3 + c \cdot T^2 - d \cdot T + e}{f} \frac{J}{kg \cdot K} \quad (2.6)$$

Die Konstanten a bis f sind der folgenden Tabelle 2.1 zu entnehmen.

Tabelle 2.1: Konstanten für die Berechnung von c_p

a	b	c	d	e	f
$0.12934K^{-4}$	$596.633K^{-3}$	$933833K^{-2}$	$373,61 \cdot 10^6K^{-1}$	$105,01 \cdot 10^{10}$	10^9

Bei der Berechnung der isentropen Enthalpiedifferenz ΔH_{tis} aus Gleichung 2.2 wurde c_p nach Gleichung 2.6

- separat am In-/Outlet,
- aus dem arithmetischen Mittel der beiden Größen,
- in Abhängigkeit der isentropen Temperatur im Outlet

berechnet um den Einfluss der Berechnungsweise von c_p auf die Berechnung des Wirkungsgrades zu analysieren.

Die verschiedenen Wirkungsgraddefinitionen in Abschnitt 2.2 und Berechnungsweisen von c_p wurden in CFX implementiert und miteinander verglichen. Das Ergebnis dieses Vergleichs wird im nächsten Abschnitt dargestellt.

3 Aachen-Turbine

Zur Analyse der verschiedenen Wirkungsgraddefinitionen wurde eine sogenannte Aachen-Turbine, das heißt eine Turbine mit einfachen Schaufeln ohne Krümmung in Radialrichtung, simuliert. In diesem Kapitel wird zunächst die Geometrie und die durchgeführte Gitterstudie vorgestellt. Danach werden die ermittelten Wirkungsgrade miteinander verglichen und Unterschiede vorgestellt.

3.1 Geometrie

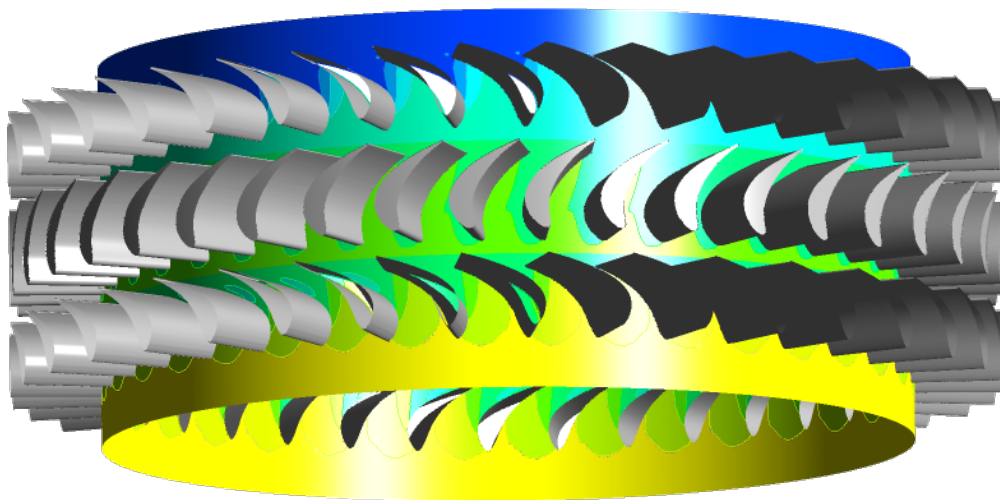


Abbildung 3.1: Aachen-Turbine

Die verwendete Geometrie basiert auf der Aachen-Turbine, die auch in den Untersuchungen von [2] verwendet wurde. Es werden dabei nur 1 1/2 Stufen berechnet, um den Rechenaufwand der Simulationen gering zu halten und den Vergleich der Wirkungsgraddefinitionen auch für diesen Aufbau möglich zu machen. Die Geometrie der Aachen-Turbine mit Gitter ist in der Abbildung 3.2 zu sehen. Die Aachen-Turbine besteht aus zwei Statorn und einem Rotor. Die erste Domäne als Stator mit Einstrom, die mittlere Domäne als Rotor und die letzte Domäne als zweiter Stator mit Ausstrom. Die Grenzen oben und unten stellen Shroud und Hub dar. Links und rechts herrschen periodische Randbedingungen. Die Statorn sind jeweils durch ein Interface mit dem Rotor verbunden. Die Anzahl an Schaufeln in Stator und Rotor sind der Tabelle 3.1 zu entnehmen.

Im folgenden Abschnitt wird der gewählte Betriebspunkt näher beschrieben.

Tabelle 3.1: Schaufelzahlen in Stator und Rotor

# Schaufeln in Stator	# Schaufeln in Rotor
36	41

3.2 Betriebspunkt

Um den Betriebspunkt für die Simulationen dieser Arbeit festzulegen wird als Orientierung die Randbedingungen der Arbeit „Unsteady Flow Investigations in an Axial Turbine Using the Massi-

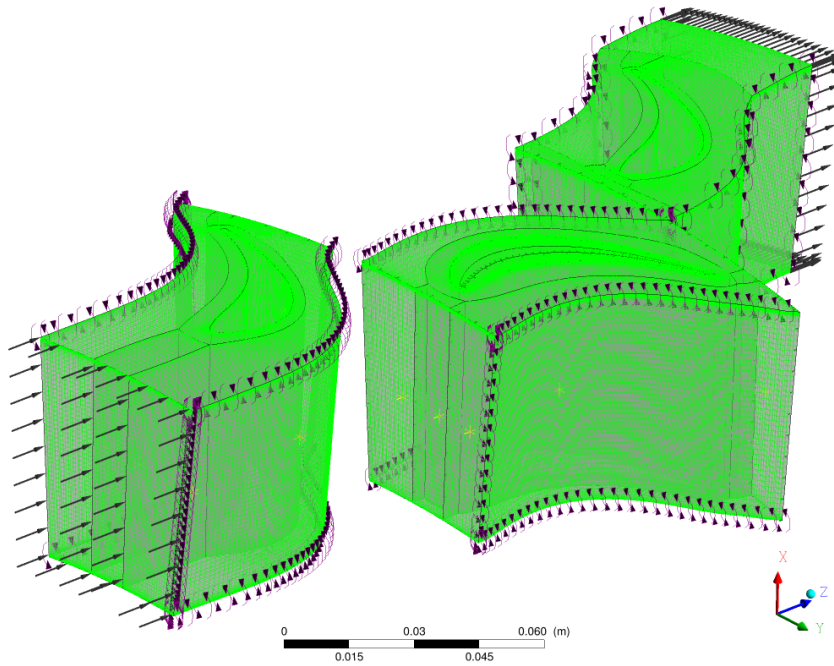


Abbildung 3.2: Eine dreidimensionale Ansicht der Aachen-Turbine mit Gitter.

vely Parallel Flow Solver TFLO“ [2] zur Analyse der Aachen-Turbine übernommen. Diese sind der folgenden Tabelle 3.2 zu entnehmen.

Tabelle 3.2: Betriebspunkt

$T_{t_{Inlet}}$	$p_{t_{Inlet}}$	Massenstrom	n_{Rotor}
305 K	$\approx 152.000 Pa$	$7 \frac{kg}{s}$	$3500 \frac{rev}{min}$

Der Totaldruck am Inlet wird als Druckprofil, siehe Abbildung 3.3, entsprechend den Daten von [2, p. 4] angenommen. In den verschiedenen Aufgabenteilen werden die Eintrittsbedingungen jedoch auch verändert, um zum Beispiel den Einfluss inhomogener Eintrittsbedingungen oder höherer Temperaturen zu untersuchen.

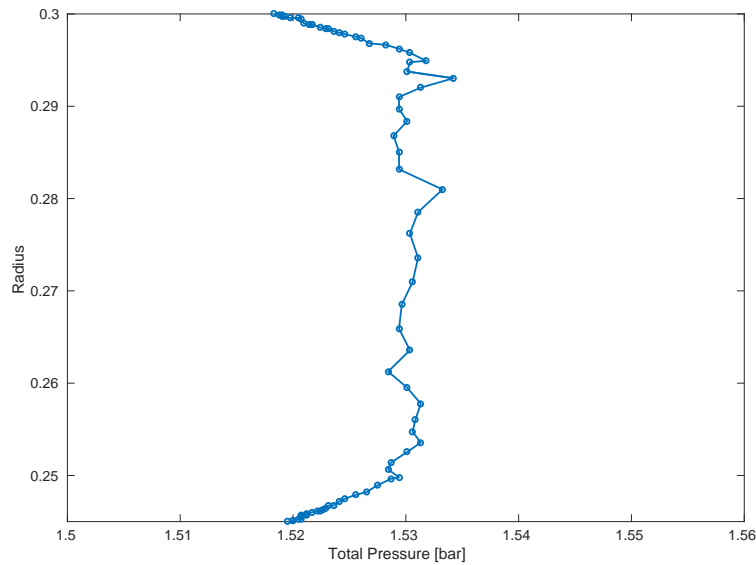


Abbildung 3.3: Totaldruck Profil Inlet

3.3 Strukturiert

Im Folgenden wird beschrieben, wie das strukturierte Netz der Aachen-Turbine erstellt wurde. Da das Netz Einfluss auf die numerische Konvergenz der Lösungsverfahren, auf die Qualität der Lösung, auf die Auflösung und damit auch auf den Diskretisierungsfehler hat, ist ein gutes Netz von großer Bedeutung. Deshalb wurde eine Netzstudie - basierend auf einem Referenzgitter - durchgeführt und anschließend das bestmögliche Netz in Bezug auf Qualität vs. geringe Anzahl an Gitterzellen ausgewählt.

3.3.1 Erstellung des Gitters

Zunächst wurde das Referenzgitter erstellt. Dazu wurde die Geometrie der Aachen-Turbine mittels des strukturierten Multi-Block Netzgenerators AutoGrid5 vernetzt. Dieser ist speziell für die Vernetzung von Turbomaschinen ausgelegt. Da die uns zur Verfügung stehende Vorlage der Aachen-Turbine die 1,5 Stufen zusammenhängend beinhaltete, erzeugten wir zu Beginn jeweils einzelne Gitter für Stator1, Rotor und Stator2 um diese später in CFX verwenden zu können. Hierbei wurde jeweils erst ein Vernetzungsdurchlauf basierend auf den voreingestellten Standardwerten durchgeführt und anschließend manuell optimiert. Für eine ausreichend gute Netzqualität dürfen bestimmte Netzkriterien nicht verletzt werden. Andernfalls kann es sein, dass die Lösung nicht, oder nur schlecht konvergiert. In unserem Fall haben wir darauf geachtet, dass wir keine negativen Kontrollvolumina haben, dass die kleinsten Winkel in einer Zelle größer 20° sind, dass das Expansionratio - welches das Volumenverhältnis zweier Zellen beschreibt - kleiner als 3 ist und dass das Aspectratio - welches das Verhältnis von längster zu kürzester Seite einer Zelle angibt - unter 1500 ist. Variiert wurden hauptsächlich die Anzahl und die Verteilung der Zellen in der B2B Ansicht. Diese stellt einen Querschnitt durch die Schaufel dar. In radialer Richtung wurde die Zellenverteilung im „flowpath“ angepasst.

3.3.2 Spaltverfeinerung

Zur Bestimmung der Gitterauflösung im Spalt des Rotors wurde zudem die Anzahl der Zellen im Spalt variiert. Es stellte sich heraus, dass im Vergleich zum ursprünglichen Gitter mehr Zellen

hinzugefügt werden mussten, da die Auflösung nicht fein genug war und man Änderungen im Vergleich zur größeren Auflösung sah. In den Abbildungen 3.4 und 3.5 ist die Gitterstudie für den Spalt mit 1 und 1,5 Stufen dargestellt. **ToDo**welches Gitter ausgewählt, 3.? **ToDo**Zellen im Spalt

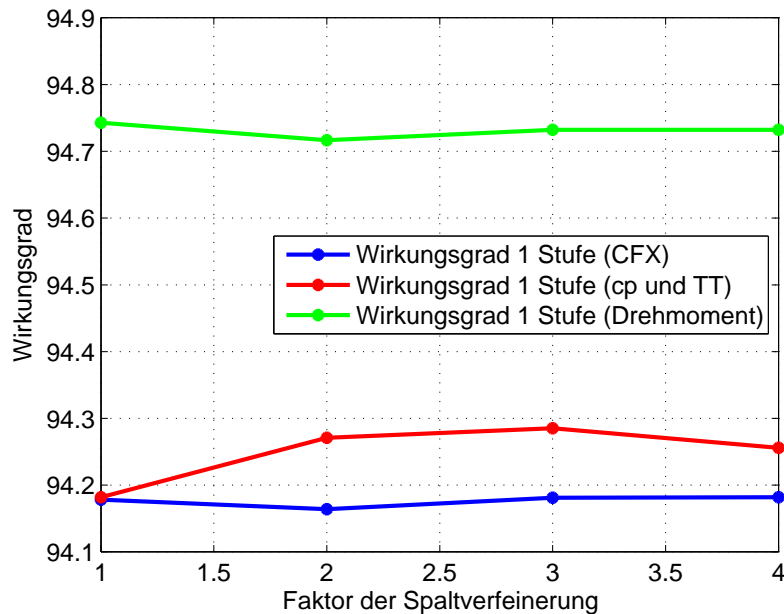


Abbildung 3.4: Gitterstudie des Spalts für eine Stufe

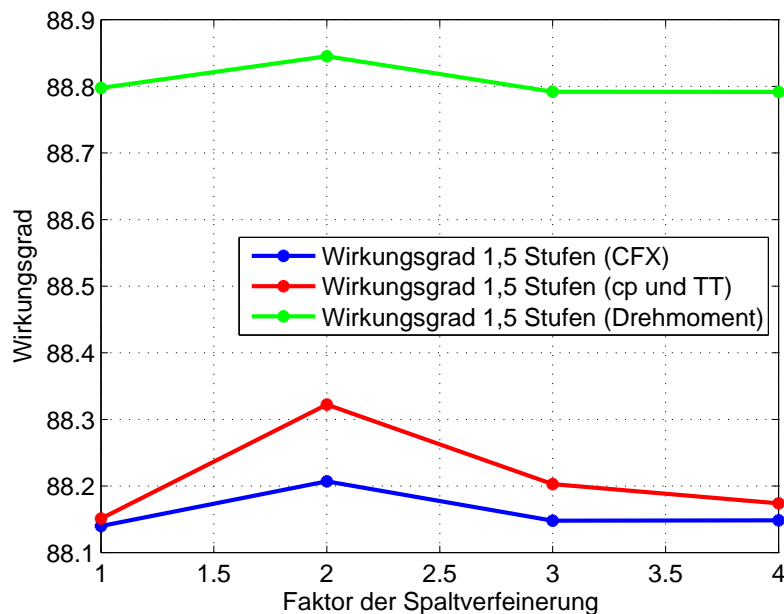


Abbildung 3.5: Gitterstudie des Spalts für 1,5 Stufen

3.3.3 Einstellen der Grenzschichtdicke

Außerdem haben wir noch die Grenzschichtdicke, bzw. das y^+ experimentell bestimmt. Die Strömung wurde bis in die viskose Unterschicht aufgelöst, sodass die Auflösung in Wandnähe im Bereich der kleinsten Wirbel liegt. Um das korrekte y^+ zu bestimmen, haben wir die Werte in

AutoGrid für den Wandabstand sowohl auf dem Schaufelrand im B2B-Layer, als auch an Hub und Shroud variiert. Anschließend haben wir eine Simulation in CFX durchgeführt und dann die Verteilung des y^+ -Wertes über die Schaufel hinweg visualisiert und ausgewertet. Schließlich kamen wir zu dem Ergebnis, dass die optimale Zellgröße an der Wand für den Rotor bei $2 \cdot 10^{-6}$ im Flowpath an Hub und Shroud und bei $1.5 \cdot 10^{-6}$ am Blade liegt. Die kompletten Werte sind in Tabelle 3.3 zu sehen. Über die komplette Schaufel betrachtet liegen die y^+ -Werte in einem Bereich von $0.3 \leq y^+ \leq 3$ nahezu überall. Da man nur wenige Stellschrauben zur Beeinflussung dieses Wertes in AutoGrid hat, ist dieser Wertebereich zufriedenstellend, zumal die Mehrheit der Werte im Bereich von $0.7 \leq y^+ \leq 1.2$ liegt, wie in Abb. 3.6 zu sehen ist.

Cell width	Stator1	Rotor	Stator2
Cell width at Hub	$2.7e-06$	$2e-06$	$1.4e-06$
Cell width at Shroud	$2.7e-06$	$2e-06$	$1.4e-06$
Cell width at Wall (Blade)	$1.56e-06$	$1.5e-06$	$1.7e-06$

Tabelle 3.3: Zellgrößen an der Wand für Rotor und die Statoren

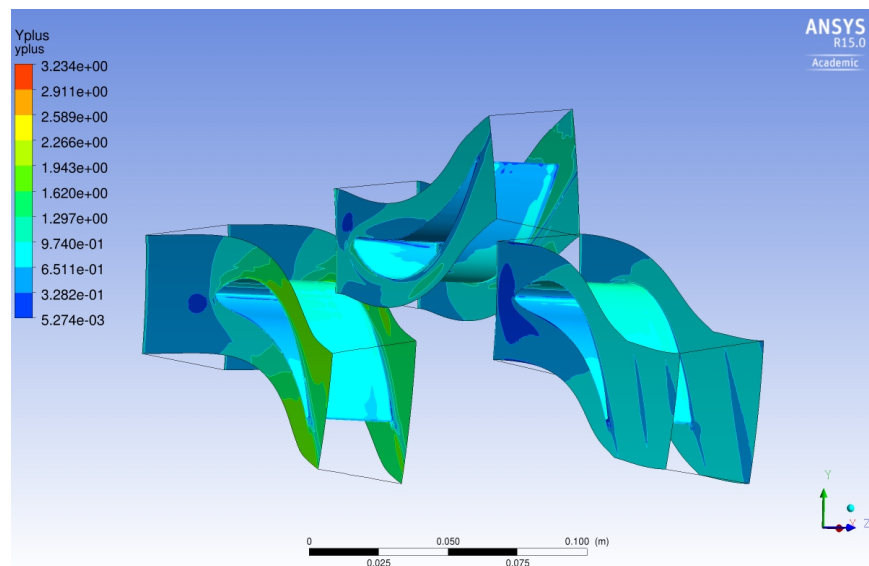


Abbildung 3.6: y^+ -Verteilung über die komplette Stufe

3.3.4 Durchführung der Netzstudie

Nachdem nun ein Referenzgitter mit guter Gitterqualität und korrekter Grenzschichtdicke vorhanden war, konnte die eigentliche Netzstudie durchgeführt werden um die minimale Auflösung zu bestimmen, die das Netz haben muss, damit die Lösung netzunabhängig ist. Hierzu wurde das Referenzgitter sowohl gröber aufgelöst, als auch verfeinert und dann der Einfluss auf verschiedene Größen, wie z.B. die Wirkungsgrade verglichen. Sobald sich dieser im Vergleich zum nächst feineren, bzw. nächst größeren Gitter kaum noch ändert, ist die Lösung von der Gitterdiskretisierung unabhängig. Insgesamt wurden 7 verschiedene Verfeinerungsstufen erstellt und simuliert. Das Referenzgitter hat jeweils knapp 1 Million Zellen für Rotor und die Statoren. Zunächst wurde versucht, die Zellenanzahl zu verdoppeln. Dazu wurde die Auflösung in allen drei Raumrichtungen mit $\sqrt[3]{2}$ multipliziert um insgesamt einen Faktor von 2 zu erlangen. Dies wurde dann nochmal wiederholt, um einen Faktor 4 gegenüber dem Referenznetz zu erreichen. Außerdem wurde das

Referenznetz auf die halbe Zellenanzahl halbiert. Mit den Ergebnissen, dieser 4 Simulationen wurde bereits versucht, eine Aussage über die Netzunabhängigkeit zu treffen. Allerdings war hier noch nicht ganz ersichtlich, welches Netz hier genommen werden konnte, da die Unterschiede noch zu groß waren. Allerdings sah das 2x Gitter schon sehr gut aus. Daraufhin führten wir noch drei weitere Simulationen durch, jeweils mit den Auflösungen 1.3x, 1.5x und 3x in Bezug zum Referenzgitter. Nun war zu erkennen, dass das Netz mit der doppelten Auflösung praktisch unabhängig war, sodass wir dieses als unser Gitter für die nachfolgenden Rechnungen definieren konnten. In Tabelle 3.4 sind alle Variationen der Gitter mit den Knoten und Elementen aufgeteilt nach Stator1, Rotor, Stator2 und Gesamt dargestellt und in Tabelle 3.5 sind die Kenngrößen minimaler Winkel, maximales Aspect Ratio und maximales Expansion Ratio des finalen Gitters aufgelistet.

Gittergröße	Stator1 Nodes	Stator1 Elements	Rotor Nodes	Rotor Elements
0,5x	593952	570112	830956	792464
1,0x	995976	957440	1379852	1324400
1,3x	1337136	1290344	1279452	1223280
1,5x	1440756	1389568	2640396	2566336
2,0x	2169132	2105143	3182040	3099072
3,0x	3484116	3385344	5498328	5380440
4,0x	3871240	3763968	4538526	4411680

Gittergröße	Stator2 Nodes	Stator2 Elements	Global Nodes	Global Elements
0,5x	532968	510016	1957876	1872592
1,0x	977316	943296	3353144	3225136
1,3x	1304928	1259904	3921516	3773528
1,5x	1379992	1330560	5461144	5286464
2,0x	2500500	2430400	7851672	7634615
3,0x	4011168	3913280	12993612	12679064
4,0x	4267200	4164848	12676966	12340496

Tabelle 3.4: Variationen der Gitter mit Knoten und Elementen

Kenngröße	Stator1	Rotor	Stator2
Min. Winkel [°]	29.25	25.75	36.10
Max. Asp. Ratio	714.51	888.64	933.67
Max. Exp. Ratio	1.61	3.00	1.80

Tabelle 3.5: Kenngrößen des finalen Gitters

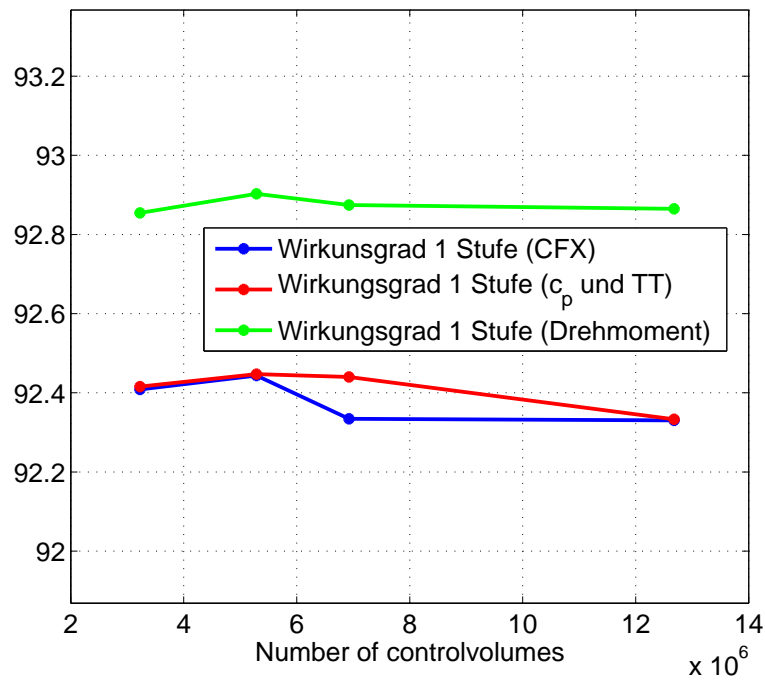


Abbildung 3.7: Wirkungsgrade über eine Stufe

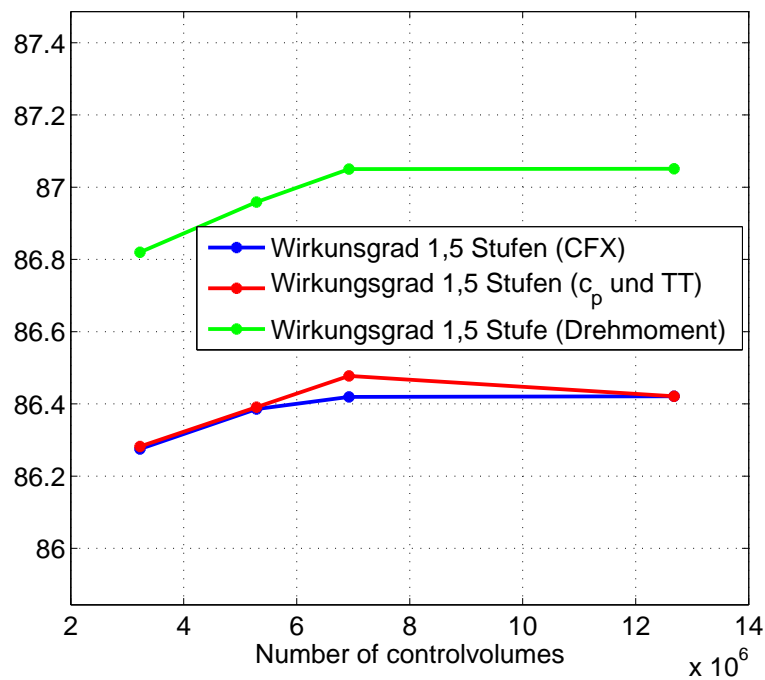


Abbildung 3.8: Wirkungsgrade über 1,5 Stufen

3.3.5 Fillets

In realen Turbinen befinden sich an der Schaufel am Übergang zum Randbereich sogenannte Fillets, also Verrundungen, um bessere Strömungseigenschaften zu erhalten, Ablöseblasen zu vermeiden und bessere Festigkeitseigenschaften zu erhalten. Daher wurde auch eine Simulation der

Aachen-Turbine mit Fillets durchgeführt, das Netz ist in Abb. 3.9 zu sehen. Jedoch ergab sich das Problem, dass nur sehr kleine Fillets erstellt werden konnten, da die Statoren eine „Delle“ an der Vorderkante aufweisen, wie in Abb. 3.10 zu sehen ist und daher ab einem bestimmten Radius negative Kontrollvolumen durch die Fillets entstehen. Jedoch wurde eine Simulation mit einem Fillet des Radius 0.00055 durchgeführt. Es hat sich herausgestellt, dass die Gitterqualität wesentlich schlechter wurde, da mehr schrägwinklige Zellen im Filletbereich notwendig wurden. Allerdings wurde auch der y^+ -Wertebereich etwas besser, da sehr kleine und sehr große Werte verschwanden.

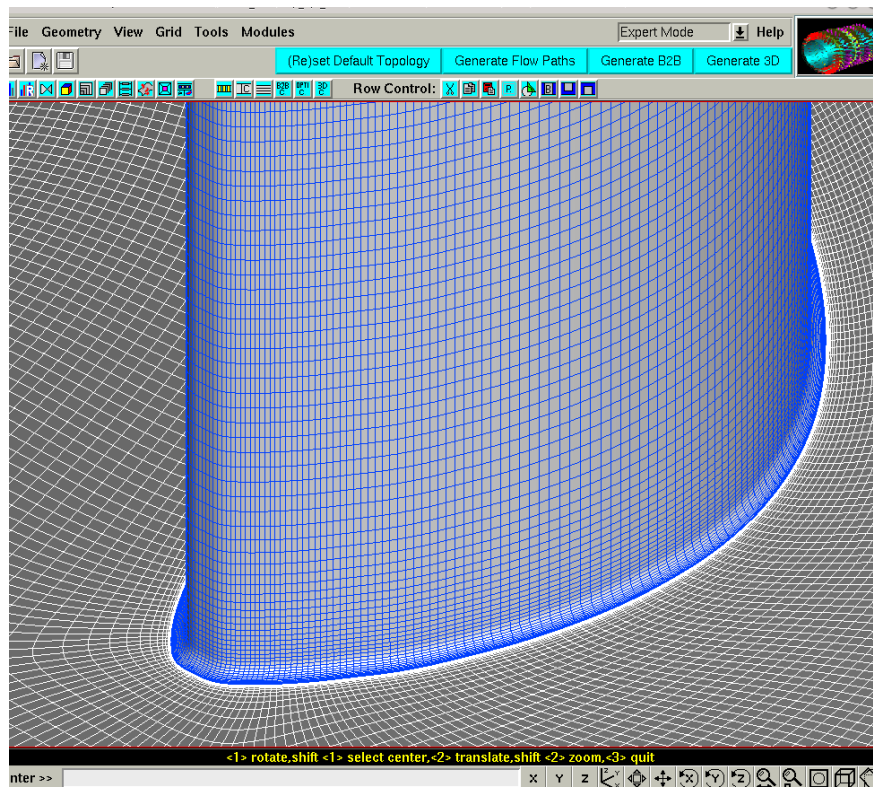


Abbildung 3.9: Netz mit Fillet der Größe 0.00055

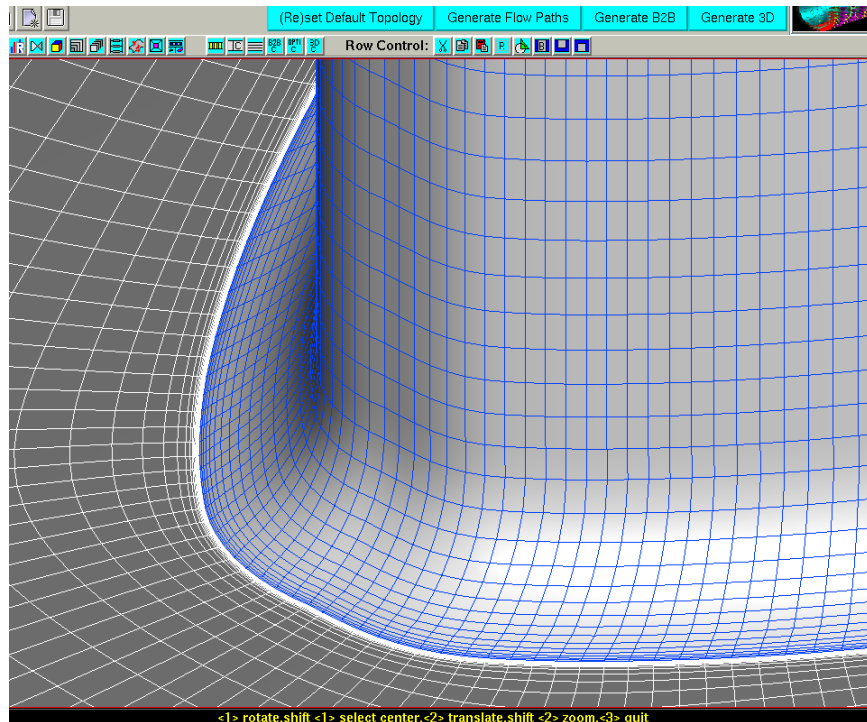


Abbildung 3.10: Delle in der Statorgeometrie

3.4 unstrukturiert

ToDo

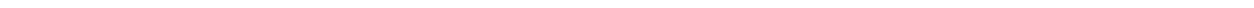
3.5 Vergleich der Wirkungsgrade

Bei der Aachen-Turbine ergaben sich je nach Berechnungsart folgende Werte für den Wirkungsgrad:

Tabelle 3.6: Wirkungsgrad bei der Aachen-Turbine

Berechnungsformel	η
$\eta_{\Delta T_t}$ mit c_p konstant	86%
$\eta_{\Delta T_t}$ mit $c_p(T)$	86%
$\eta_{\Delta h_t}$	87%
η_{torque}	85%

Es ist zu sehen, dass ToDo



4 Einfluss inhomogener Randbedingungen und des Stator-Rotor Interface auf die Wirkungsgradbestimmung

Bei der Berechnung des Wirkungsgrades führen geringe Abweichungen der Totaltemperatur zu großen Änderungen des Wirkungsgrades. An dem Stator-Rotor Interface kommt es bei Wahl einer sogenannten Mixing-Plane zur stationären Berechnung zu einem Ansteigen der Totaltemperatur. In diesem Kapitel wird zunächst die Funktionsweise der Mixing Plane erläutert und die Ergebnisse der Analyse des Einflusses der Mixing Plane bei unterschiedlichen Einstrombedingungen vorgestellt.

4.1 Mixing Plane / Stage

In dem verwendeten Setup der Aachenturbine werden die 1 1/2 Stufen in drei Domänen dargestellt. Hierbei kommt es zu einer Herausforderung; die Domänen müssen miteinander verbunden werden. Um dies zu bewerkstelligen, werden jeweils an den Verbindungsstellen von Stator zu Rotor und Rotor zu Stator sogenannte *Interfaces* definiert. Im Falle einer solchen Anordnung ist in CFX die *General Connection* zu wählen, da sich rotierende an stationäre Domänen anschließen. Eine Möglichkeit ein solches Interface mittels General Connection zu definieren ist das Frozen Rotor Interface. Hierbei bleibt die relative Orientierung der Komponenten über die gesamte Berechnung erhalten. Dieses Modell hat seine Vorteile bei großen Schwankungen der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung.

Eine weitere Untergruppe der *General Connection* in CFX ist das Stage- oder Mixing Plane-Interface, welches für die Erstellung des in dieser Arbeit verwendeten Setups eingesetzt wird. Hierbei werden die Strömungsgrößen an der Verbindungsstelle über den Umfang gemittelt. Durch die Mittelung der Strömungsgrößen am Interface treten Vermischungsverluste auf. Laut ANSYS sind die hierbei entstehenden Verluste äquivalent zu den physikalischen Vermischungseffekten der zwischen Stator und Rotor und eines somit entstehenden Geschwindigkeitsprofils in entgegen der Strömungsrichtung. [1]

4.2 Rohrausschnitt

Anstelle der Aachen-Turbine wird für die Analyse des Stator-Rotor Interfaces ein Rohrausschnitt, geteilt in Stator und Rotor, berechnet um den Einfluss des Interfaces auf die Strömungsgrößen in Hinblick auf die Wirkungsgradberechnung zu testen. Dabei werden die Eintrittsbedingungen verändert und das Verhalten der Mixing-Plane unter unterschiedlichen Einstrombedingungen untersucht. In dem folgenden Abschnitt wird zunächst das Rechenggebiet näher beschrieben.

4.2.1 Problemgebiet

Die Geometrie des Rohrausschnitts mit Gitter ist in der Abbildung 4.1 zu sehen.

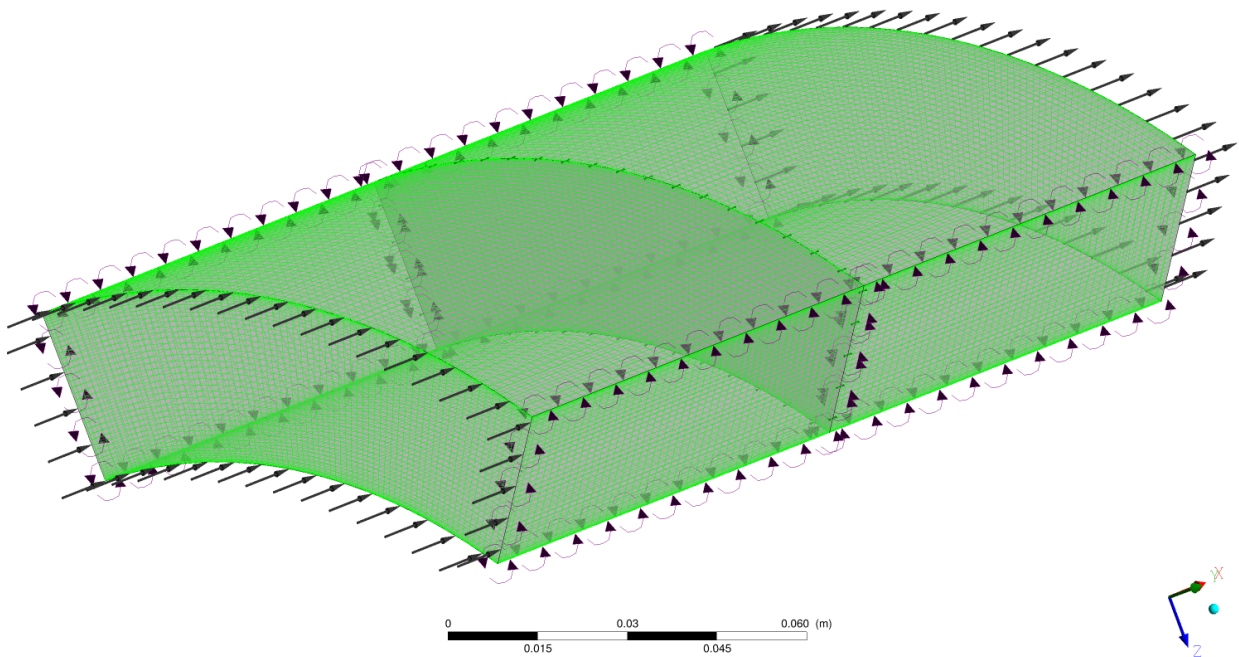


Abbildung 4.1: Eine dreidimensionale Ansicht der vereinfachten Aachen-Turbine mit Gitter.

Die vereinfachte Turbine besteht aus einem Stator und einem Rotor. An der Vorderseite befindet sich der Einstrom, an den Seiten jeweils periodische Randbedingungen, an der Rückseite ist der Ausstrom. Die Grenzen an der Ober- und Unterseite stellen Shroud und Hub dar, repräsentieren somit Wandrandbedingungen. Stator und Rotor sind mit einem Interface verbunden. Das Verhältnis der Abmessungen dieses Rohrausschnitts entspricht den Größenverhältnissen der Aachen-Turbine und sind der Tabelle 4.2.1 zu entnehmen.

Tabelle 4.1: Abmessungen der vereinfachten Turbine

d_a	d_i	L_x	α
300mm	240mm	160mm	45°

Hierbei sind d_a Außendurchmesser, d_i Innendurchmesser d_i , L_x die Länge in Axialrichtung und α der Ausschnittswinkel.

4.2.2 Gitterstudie

Nach Festlegen der Geometrie wird ein CAD-Modell und ein Gitter mit einem $y^+ \approx 1$ erstellt. Darauf folgte eine Gitterstudie, um die Unabhängigkeit der Lösung zur Gitterdiskretisierung sicherzustellen. Dabei wird das Modell auf immer feiner werdenden Gittern berechnet, bis sich die relevanten Größen nicht mehr verändern. In der folgenden Tabelle 4.2 werden die Gitterparameter des Gitters gezeigt, die aus der Gitterstudie ermittelt und für die Analyse verwendet werden.

Tabelle 4.2: Gitterparameter des Kanals

N_x	N_r	N_ϕ	Gesamtanzahl Knoten	Gesamtanzahl KV
48	56	79	424704	403260

Dabei sind N_x , N_r und N_ϕ die Anzahl an Knoten in die verschiedenen Raumrichtungen in Zylinderkoordinaten.

Anschließend werden für dieses Gitter Strömungssimulationen mit unterschiedlichen Eintrittsrandbedingungen und Veränderungen des Stator-Rotor Interfaces durchgeführt, die in dem folgendem Abschnitt beschrieben werden.

4.3 Einfluss des Stator-Rotor Interface auf den Wirkungsgrad

In diesem Abschnitt werden die unterschiedlichen verwendeten Eintrittsrandbedingungen näher erläutert und dann die Ergebnisse der verschiedenen Simulationen vorgestellt.

4.3.1 Verwendete Eintrittsrandbedingungen

Bei dem Stator-Rotor Interface werden die Werte an den Knoten vor dem Interface nach Mittelung und Interpolation auf die Knoten nach dem Interface übertragen. Bei gleichem Gitter für Stator und Rotor können diese direkt zugeordnet werden. Deswegen wird für einen Testfall das Gitter im Rotor verfeinert, sodass die Zuordnung der Knoten interpoliert erfolgen muss.

Des Weiteren wird der Einfluss der Einstromrandbedingung in Bezug auf die Mixing Plane ermittelt. Dabei wird eine schräge Einstromung (Abbildung 4.2(a)), eine inhomogene Temperaturverteilung mit maximaler Temperatur in Rechengebietsmitte (Abbildung 4.2(b)/(c)) und schließlich zusätzliche Dralleintrittsrandbedingungen mit unterschiedlicher Drallkernposition (Abbildung 4.2(d)/(e)) vorgegeben. Anstatt nur stationär mit einer Mixing Plane wurde die Berechnung auch vollständig instationär mit einer Sliding Plane durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

4.3.2 Einfluss auf die Strömungsgrößen

Zur Untersuchung des Stator-Rotor Interface sollen die Strömungsgrößen vor und nach dem Interface miteinander verglichen werden. Hierfür werden die Differenz nach

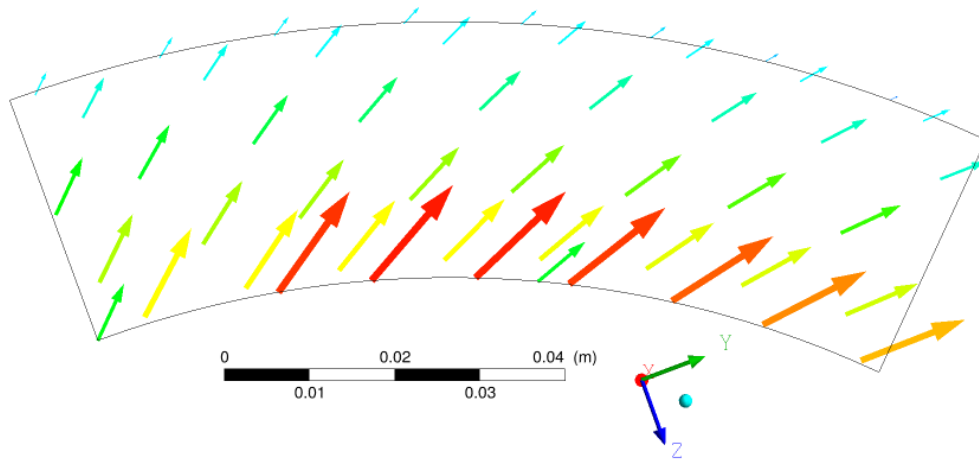
$$\Delta T_t = T_{t,2} - T_{t,1} \quad (4.1)$$

berechnet, wobei $T_{t,1}$ die Totaltemperatur vor dem Interface und $T_{t,2}$ die Totaltemperatur nach dem Interface ist. Dabei ergibt sich folgende Tabelle 4.3 mit den Strömungsgrößen Massenstrom \dot{m} , Totaldruck p_t und Totaltemperatur T_t .

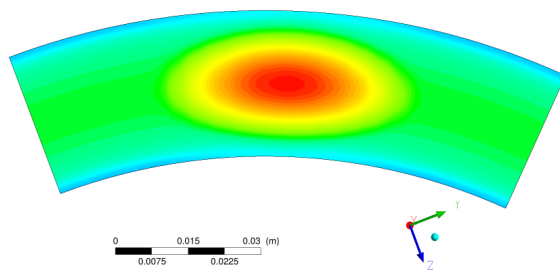
Tabelle 4.3: Einfluss der Eintrittsrandbedingungen

Einstromrandbedingung	$\Delta \dot{m}$ in $\frac{kg}{s}$	Δp_t in Pa	ΔT_t in K
Referenzlösung	+1,252e-05	-40,04	+0,043
feineres Gitter im Rotor	+3,755e-06	-43,81	+0,043
schräge Einstromung	-7,368e-06	-35,45	+0,026
inhomogene TemperaturRB	+1,078e-06	+10,36	+0,794
DralleintrittsRB A	-1,051e-05	-38,59	+1,764
DralleintrittsRB B	-1,312e-05	-41,83	+1,632
DralleintrittsRB C	-8,919e-06	-93,04	+1,719
DralleintrittsRB D	-1,539e-05	+2,787	+1,597
DralleintrittsRB E	+4,091e-06	-12,07	+1,576
DralleintrittsRB F	+1,729e-06	-23,83	+1,626
Instationär	+1,873e-07	-0,604	-2,466e-04

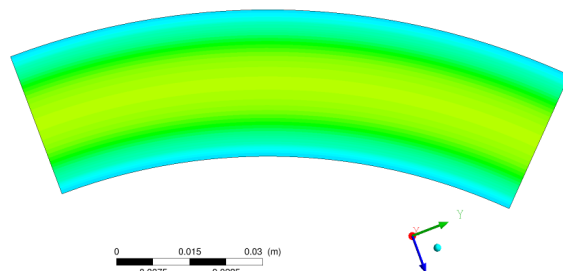
Es ist zu sehen, dass die Massenströme vor und nach dem Stator-Rotor Interface für alle Einstrombedingungen annähernd gleich groß sind. Der Totaldruck sinkt um bis zu maximal



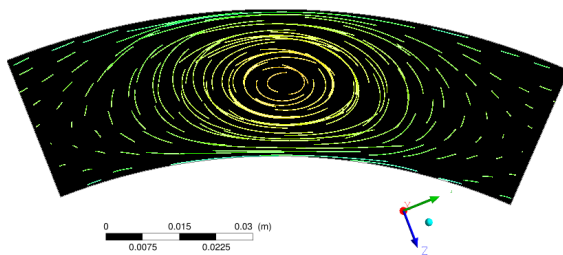
(a) Schräger Strömungseintritt



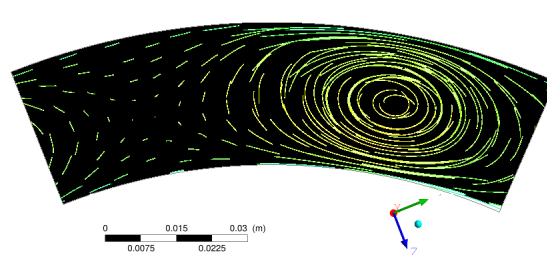
(b) Inhomogene T_t (vor Interface)



(c) Inhomogene T_t (nach Interface)



(d) DralleintrittsRB A



(e) DralleintrittsRB B

Abbildung 4.2: Verwendete Randbedingungen

$\Delta P_{t_{max}} \approx 93 Pa$, somit ist der Totaldruckverlust im Vergleich zu den vorherrschenden Totaldrücken $\frac{\Delta p_t}{p_t} \approx 10^{-4}$ klein.

Die Totaltemperatur ändert sich bei homogenen Temperaturrandbedingungen sowohl für schräge Einströmungsrandbedingungen als auch bei feinerem Gitter im Rotor kaum ($\Delta T_t < 0,05 K$).

Bei inhomogenen Temperaturrandbedingungen unterscheidet sich die Totaltemperatur vor und nach dem Interface um ungefähr $\Delta T_t \approx 0,8 K$. Hier ist der Unterschied von T_t im Vergleich zum vorher homogenen Temperaturfeld wesentlich größer. Insbesondere bei zusätzlichen Dralleintrittsbedingungen ergeben sich Totaltemperaturdifferenzen von bis zu $\Delta T_t \approx 1,8 K$. Bei Dralleintrittsbedingungen mit inhomogenen Randbedingungen sind somit die Abweichung der Totaltemperatur ungefähr doppelt so hoch wie bei separater inhomogener Temperaturrandbedingung.

Die Untersuchung der Mixing Plane erfolgt mit einer vereinfachten Turbine ohne Schaufeln. Bei diesem Fall wird im Rotor ohne Schaufeln keine Leistung erzeugt, sondern der Strömung Energie durch Rotation und Reibung zugeführt. Dies hat zur Folge, dass bei diesem Problemgebiet direkt keine Aussagen über den Wirkungsgrad wie bei einer Turbine getroffen werden kann. Um dennoch zumindest eine grobe Abschätzung der Veränderung des Wirkungsgrades durch die Mixing Plane zu erhalten, werden die Ergebnisse für Δp_t und ΔT_t für diese Geometrie auf die Aachen Turbine übertragen. Dabei wird die Aachen Turbine mit dem gleichen Betriebspunkt wie die vereinfachte Rohrströmung gerechnet und die Differenzen an den beiden Interfaces Stator1-Rotor und Rotor-Stator2 betrachtet. Diese Differenzen werden im nächsten Schritt Wirkungsgradberechnung eliminiert, um einen korrigierten Wirkungsgrad zu erhalten (frei von den Differenzen an der Mixing Plane). Auf diesen korrigierten Wirkungsgrad werden dann die Differenzen, die sich bei der vereinfachten Rohrströmung ergeben haben, wieder aufaddiert, unter der Annahme, dass sich die Aachen Turbine bei unterschiedlichen Eintrittsbedingungen ähnlich wie die Rohrströmung verhält. Damit ergaben sich folgende Abweichungen des Wirkungsgrades $\Delta \eta$ durch die Mixing Plane: Hierbei ist jedoch anzumerken, dass aufgrund der vielen Annahmen diese Abschätzung nicht

Tabelle 4.4: Abschätzung des Einflusses der MP auf den Wirkungsgrad

Einstromrandbedingung	$\Delta \eta$
Referenzlösung	-0,264%
feineres Gitter im Rotor	-0,274%
schräge Einströmung	-0,190%
inhomogene TemperaturRB	-2,775%
DralleintrittsRB A	-6,345%
DralleintrittsRB B	-5,884%
DralleintrittsRB C	-6,343%
DralleintrittsRB D	-5,629%
DralleintrittsRB E	-5,599%
DralleintrittsRB F	-5,808%
Instationär	$-8 \cdot 10^{-4} \%$

als allgemeine Aussage für die Wirkungsgradbestimmung zu sehen ist, sondern nur eine grobe Abschätzung der Größenordnung des Einflusses der Mixing Plane darstellt.

4.3.3 Fazit

Die Berücksichtigung des Einflusses der Mixing Plane für die Wirkungsgradbestimmung ist unerlässlich, sobald inhomogene Temperaturfelder an dem Interface auftreten. Hier sollten die Domains instationär mit einer Sliding Plane verbunden werden, um die Verfälschung der Strömung durch Mittelung an der Mixing Plane zu vermeiden. Außerdem ist hier zu erwähnen, dass in diesem Testfall nur der Einfluss eines einzelnen Interfaces untersucht wurde. Bei einer Simulationen von mehreren Turbinenstufen und somit der Verwendung von mehreren Interfaces summiert sich der Fehler am Interface.

5 Auswertungstool zur Gitterstudie

Für die in dieser Ausarbeitung durchgeführten Gitterstudien wurde ein Auswertungstool in Matlab erstellt. Es eignet sich für CFX-Simulationen.

Ziel war es eine einfache Bedienung mit wenigen Einstellmöglichkeiten zu ermöglichen. So kann dieses Tool ohne Matlab Kenntnisse genutzt werden.

insert Image
überarbeiten

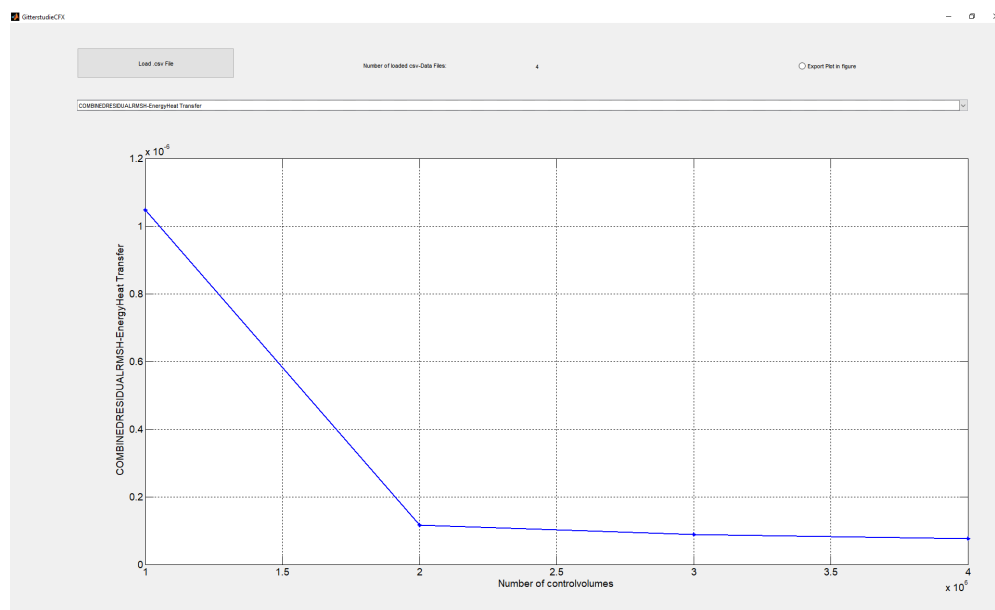


Abbildung 5.1: Auswertungstool zur Gitterstudie

5.1 Funktionsumfang

ToDo

5.2 Benutzung

Um dieses Tool auszuführen muss die Funktion `GitterstudieCFX` in Matlab ausgeführt werden. Nun können über den Button `Load .csv File` csv-Dateien einzeln eingeladen werden. Diese wurden vorher mit `cfx5mondata -res filename.res -out filename.csv` erzeugt. In dem sich öffnenden Dialogfenster muss die Kontrollvolumenzahl, beziehungsweise die Verfeinerungsstufe der eingelesenen Datei eingegeben werden. Nach dem Einlesen kann im Drop-Down Menü die darzustellende Größe ausgewählt werden. Über den Export-Button wird das Diagramm in einem Extra-Fenster geöffnet und lässt sich in verschiedenen Formaten abspeichern.

5.2.1 Wichtige Hinweise

- Die Dateien müssen von der größten bis zur feinsten Verfeinerung in aufsteigender Reihenfolge eingeladen werden.

-
- In den Definitionen der Userpoints in CFX dürfen keine Anführungszeichen verwendet werden. Diese dienen als Trennzeichen in der csv-Datei und führen zu Komplikationen.
 - Die Schriftgröße der Achsenbeschriftung kann unter `FontSize` in den folgenden Zeilen verändert werden.

```
xlabel('Number_of_controlvolumes','FontSize',14);  
ylabel(...,'FontSize',14);
```

- Die Schriftgröße der Achsen wird ebenfalls mit `FontSize` eingestellt.

```
set(gca,'FontSize',14);
```

- Die Linienstärke wird mit `Linewidth` angepasst.

```
plot(g(:), fPlot(:), '*-b', 'Linewidth',2);
```

- Die Defaultwerte sorgen bereits für eine gute Lesbarkeit in Ausarbeitungen.
- Dieses Tool mittelt standardmäßig die letzten 100 Iterationen einer Simulation. Dies kann allerdings vor dem Einlesen einer Datei in dem dazugehörigen Textfeld umgestellt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Cfx pre user's guide. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/cfx_mod/CACDIGEH.html. Eingesehen am 14.06.2014.
- [2] Juan J. Alonso Jixian Yao, Roger L. Davis and Antony Jameson. Unsteady flow investigations in an axial turbine using the massively parallel flow solver tflo, 2001.