

Andreas Gruber

**„Numerische Simulation der Strömung im
Aktivteil einer rotierenden elektrischen
Maschine“**

DIPLOMARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs

der Studienrichtung Verfahrenstechnik
erreicht an der

Technischen Universität Graz

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Sanz Wolfgang
Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik
Technische Universität Graz

Oktober 2011

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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Datum:

Unterschrift:

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn DI Christian Mann und Herrn Dr. Brandstätter von der ELIN Motoren GmbH, für die Beauftragung zu dieser Arbeit und für ihre Unterstützung bedanken.

Weiterer Dank gilt meinem Betreuer Dr. Wolfgang Sanz, vom Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz, für die fachliche Unterstützung, sowie für die positiven Anregungen beim Verfassen der Arbeit.

Kurzfassung

Um den ständig steigenden Anforderungen hinsichtlich langfristiger Verfügbarkeit und Wirkungsgrad an rotierenden elektrischen Maschinen zu entsprechen, ist eine zuverlässige Vorausberechnung des Ventilationssystems unerlässlich. CFD-Simulationen können hier detaillierte Aussagen über die strömungsmechanischen und thermischen Verhältnisse in einem Generator liefern. Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Strömung durch die Luftschlitze im Rotor und Stator von zwei Generatoren mittels CFD untersucht. Ziel war es die Förderwirkung des Rotors in Abhängigkeit von der Luftmenge numerisch zu berechnen. Dazu wurden zunächst an vereinfachten Modellen detaillierte Untersuchungen mit verschiedenen Rechennetzen und unterschiedlichen Turbulenzmodellen durchgeführt. Anschließend wurden die Kennlinien für die zwei Maschinen, mittels vereinfachten zweidimensionalen Modellen und vollständigen dreidimensionalen Modellen eines Luftschlitzes ermittelt und mit den Daten einer Luftmengenmessung verglichen.

Abstract

In order to meet growing requirements on rotating electrical machines regarding their long-term reliability and efficiency an accurate pre-calculation of the ventilation system in the very beginning is of utmost importance. Here CFD simulations can give detailed data on fluid dynamics and thermal conditions inside of a generator. Within this thesis a CFD-based analysis of the flow through air slots in stator and rotor of two generators has been conducted with the aim of calculating the rotor's conveying effect in relation to the amount of air. Firstly detailed analyses have been carried out on simplified simulation scenarios using different meshes and turbulence models. Then characteristic curves for these two devices have been established and analyzed using simplified two-dimensional models as well as complete three-dimensional models of an air slot. The results have been compared to the data given by air volume measurements.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
1.1	Ziel der Arbeit.....	4
1.2	Aufbau der Arbeit	4
2	Belüftung von rotierenden elektrischen Maschinen.....	6
2.1	Grundlagen der Auslegung des Ventilationskreislaufs.....	8
2.2	Aufbau des Aktivteils	9
3	Numerische Strömungsmechanik.....	11
3.1	Grundgleichungen	11
3.2	Turbulenz	14
3.2.1	Turbulenzmodellierung.....	15
3.2.2	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes Gleichungen.....	16
3.3	Turbulenzmodelle.....	18
3.3.1	k- ϵ Modell.....	19
3.3.2	k- ω Modell.....	20
3.3.3	Shear Stress Transport (SST)-Modell	21
3.4	Modellierung der Strömung im wandnahen Bereich	23
3.4.1	Standardwandfunktion.....	24
3.4.2	Low Reynolds Erweiterung.....	25
3.5	Diskretisierung	27
3.5.1	Finite Volumen Methode	27
3.5.2	Eigenschaften numerischer Berechnungsverfahren	28
3.6	Lösungsverfahren	30
3.7	Gittergenerierung	30
4	Berechnungsmodell und Ermittlung der Kennlinien	32
4.1	Simulationsverfahren von Rotor-Stator Wechselwirkungen	32
4.2	Ermittlung der Kennlinien	34
5	Maschine 1: Simulation und Ergebnisse.....	35
5.1	Modell 1: Rotorsegment	35

5.1.1	Randbedingungen und Betriebspunkte.....	36
5.1.2	Ergebnisse der Netzuntersuchung	37
5.1.3	Ergebnisse der Turbulenzmodelluntersuchung.....	41
5.1.4	Diskussion.....	44
5.2	Modell 2: Rotor-Stator als 2D-Modell.....	46
5.2.1	Randbedingungen und Betriebspunkte.....	47
5.2.2	Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation.....	48
5.2.3	Ergebnisse der transienten Rotor-Stator Simulation	50
5.2.4	Diskussion.....	52
5.3	Modell 3: Rotor-Stator 3D.....	55
5.2.5	Randbedingungen und Betriebspunkte.....	55
5.2.6	Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation.....	56
5.2.7	Diskussion.....	58
5.4	Modell 4: Rotor-Stator 3D mit Rippenwelle	59
5.4.1	Randbedingungen und Betriebspunkte.....	59
5.4.2	Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation.....	60
5.4.3	Ergebnisse der transienten Simulation	62
5.4.4	Diskussion.....	64
5.5	Vergleich der Ergebnisse	65
6	Maschine 2: Simulation und Ergebnisse.....	67
6.1	Aufbau des Modells und Betriebspunkte	67
6.2	Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation.....	69
6.3	Ergebnisse der transienten Simulation	71
6.4	Diskussion und Validierung	73
Zusammenfassung und Ausblick.....		74
Abkürzungsverzeichnis.....		76
Abbildungsverzeichnis.....		79
Tabellenverzeichnis.....		81
Literaturverzeichnis		82

1 Einleitung

An rotierende elektrische Maschinen werden heutzutage hohe Anforderungen hinsichtlich langfristiger Verfügbarkeit und hoher Energieeffizienz gestellt. In Bezug auf Leistung, Wirkungsgrad und Lebensdauer ist die Temperaturentwicklung in der Maschine von großer Bedeutung. Durch geeignete Kühl- und Ventilationssysteme müssen die auftretenden Verluste abgeführt werden, um eine zulässige Maximaltemperatur der eingesetzten Materialien nicht zu überschreiten. Die Auslegung des Kühlsystems gestaltet sich aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse und der geometrischen Vielfalt der Generatoren und Motoren sehr schwierig. Im Vergleich zu kostspieligen Versuchen und Messungen gewinnen numerische Methoden aufgrund der Entwicklung im Bereich der Computertechnologie und der kommerziellen Software immer mehr an Bedeutung. Als Berechnungsverfahren werden im Wesentlichen zwei Methoden unterschieden, zum einen die eindimensionalen Strömungsnetzwerke und zum anderen die dreidimensionale Computational Fluid Dynamics (CFD) Methode. Strömungsnetzwerke arbeiten mit schematisierten Modellen von Leitungssystemen, in denen das Verhalten einzelner Komponenten entweder durch physikalisch zugrunde liegende Beziehungen oder aus Versuchen ermittelten Kenndaten beschrieben wird. Eine CFD-Simulation einer gesamten Maschine würde einen sehr hohen Modellierungs- und Rechenaufwand bedeuten. Daher werden Strömungsnetzwerke, welche schematisch den gesamten Kühlkreislauf abbilden, zur strömungstechnischen Auslegung von rotierenden elektrischen Maschinen als Stand der Technik angesehen. Der Einsatzbereich von CFD-Simulationen hingegen bezieht sich auf die Analyse von Einzelkomponenten, diese liefern detaillierte Aussagen über die strömungsmechanischen und thermischen Verhältnisse in oder an Bauteilen.

Vorliegende Arbeit wurde im Auftrag der ELIN Motoren GmbH, einem Hersteller von Elektromotoren und Generatoren mit Leistungen bis 45 MW, verfasst. Zur Bestimmung der Luftmenge werden von der ELIN Motoren GmbH derzeit wie in der Praxis üblich eindimensionale Strömungsnetzwerke verwendet. Um den ständig steigenden Anforderungen an die Maschinen zu entsprechen, werden zur qualitativen Verbesserung der Strömungsnetzwerke zunehmend CFD-Simulationen eingesetzt.

1.1 Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll die Strömung durch die Luftschlitze im Rotor und Stator von zwei, von der ELIN Motoren GmbH ausgewählten elektrischen Maschinen, mittels des kommerziellen CFD-Codes Ansys CFX numerisch berechnet werden. Ziel ist es eine Kennlinie zur Förderwirkung des Rotors in Abhängigkeit der Luftmenge für diese Maschinen zu berechnen. Dazu werden zunächst detaillierte Simulationen zur Netzerstellung und Auswahl des Turbulenzmodelles durchgeführt. Die Interaktion zwischen Rotor und Stator wird anhand verschiedener Berechnungsmodelle untersucht. Zur Validierung der Ergebnisse aus der numerischen Berechnung werden diese wiederum mit Daten aus Luftmengenmessungen verglichen.

1.2 Aufbau der Arbeit

Kapitel 1 gibt eine kurze Einführung zu aktuellen technischen Anforderungen, wie die optimale Auslegung des Kühlsystems, die an elektrischen Maschinen aus heutiger Sicht gestellt werden. Dazu müssen die Strömungsverhältnisse in den elektrischen Maschinen gemessen oder berechnet werden. In der Praxis eingesetzte Berechnungsverfahren werden in Kapitel 1 kurz vorgestellt. Die Einführung schließt sich mit der Definition des Zieles, welches mit dieser Diplomarbeit erreicht werden soll.

Kapitel 2 widmet sich den theoretischen Grundlagen zu Belüftungsmöglichkeiten in rotierenden elektrischen Maschinen. Diese beinhaltet die Auslegung des Ventilationskreislaufes sowie den Aufbau des Aktivteiles der zur Berechnung zugrunde gelegten Maschinen.

Zur Schaffung eines theoretischen Grundverständnisses gibt Kapitel 3 eine Einführung in die numerische Strömungsmechanik. Dabei widmen sich die einzelnen Abschnitte den Grundgleichungen, der Turbulenzmodellierung sowie Varianten von Turbulenzmodellen und der Diskretisierung. Kapitel 3.4 geht speziell auf die Problematik der Modellierung von Strömungen im wandnahen Bereich ein.

Kapitel 4 stellt das zugrunde gelegte Berechnungsmodell der Arbeit vor. Dazu beschreibt Kapitel 4.1 Simulationsverfahren, welche zur Darstellung von Rotor-Stator Wechselwirkung eingesetzt werden können und hebt Vor- bzw. Nachteile der einzelnen Verfahren hervor. Abgerundet wird das Kapitel durch die Schilderung der Vorgehensweise zur Ermittlung der Kennlinie.

Kapitel 5 zeigt den Aufbau der unterschiedlichen Simulationsmodelle der ersten Maschine und präsentiert die Ergebnisse der Berechnungen. Im ersten Modell (Kapitel 5.1) werden anhand eines Rotorsegments Netzuntersuchungen durchgeführt und verschiedene Turbulenzmodelle verglichen. Im zweiten Modell (Kapitel 5.2) wird der Strömungsweg durch

den Aktivteil zweidimensional stationär und transient simuliert und anschließend mit einem dreidimensionalen Modell (Kapitel 5.3) ohne axialer Zuströmung verglichen. Das vierte Simulationsmodell, beschrieben in Kapitel 5.4, beinhaltet die axiale Zuströmung, die Förderwirkung der Rippenwelle und die Umlenkung in einen Luftschlitz. Kapitel 5.1 bis 5.4 folgen demselben Aufbau. Zuerst werden die Randbedingungen und Betriebspunkte beschrieben, danach die Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation und der transienten Simulation vorgestellt. Abgeschlossen wird jedes Modell mit einer kurzen Diskussion zu den berechneten Ergebnissen.

In Kapitel 5.5 werden alle Berechnungsergebnisse aus den einzelnen Modellen einander gegenüber gestellt und verglichen.

Um eine Validierung der numerischen Berechnung durchzuführen, wurden Berechnungen für eine weitere Maschine, in dieser Arbeit als Maschine 2 bezeichnet, durchgeführt. Für diese Maschine sind Luftstrommessungen durchgeführt worden um Ergebnisse der Modellierung mit tatsächlichen Messwerten vergleichen zu können.

Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation von Maschine 2 wurden in Kapitel 6 zusammen gefasst. Kapitel 6.1 beschreibt den Aufbau des Modelles und die Betriebspunkte, Kapitel 6.2 und 6.3 zeigen die Ergebnisse aus der Frozen-Rotor Simulation und der transienten Simulation. In Kapitel 6.4 werden die Ergebnisse aus den Berechnungsverfahren mit den tatsächlich gemessenen Ergebnissen verglichen und diskutiert.

Den Abschluss der Arbeit bildet eine Zusammenfassung der Ergebnisse aus der Arbeit sowie einen Ausblick für weiterführende Arbeiten.

2 Belüftung von rotierenden elektrischen Maschinen

Bei jedem Prozess der Energieumwandlung treten Leistungsverluste auf. Die Gesamtverluste setzen sich aus einer Anzahl von Einzelverlusten zusammen, die in elektrischen Maschinen folgendermaßen unterteilt werden können (Wiedemann, et al., 1967):

- Stromabhängige Verluste
 - Ohmsche Verluste in der Rotor- bzw. Statorwicklung
 - Elektrische Verluste in den Bürsten
- Verluste im Erregungskreis
- Stromunabhängige Verluste
 - Eisenverluste im magnetischen Kreis
 - Lagerverluste
 - Ventilationsverluste
 - Bürstenreibungsverluste
- Zusätzliche Lastverluste
 - Zusätzliche Eisenverluste und Verluste in anderen Metallteilen
 - Zusätzliche Verluste in den Stromleitern

Die Verluste werden in Wärme umgesetzt und müssen durch geeignete Kühlung an die Umgebung oder das Kühlwasser abgeführt werden, um im Nennbetrieb durch Vorschriften vorgegebene Grenztemperaturen nicht zu überschreiten. Eine erhöhte Temperatur kann zu beachtlichen Leistungseinbußen und einer Verkürzung der Lebensdauer führen.

Nach Art der Luftführung kann man folgende Unterteilung der Kühlungsvarianten durchführen:

- Durchzugsbelüftete Maschinen
- Beidseits belüftete Maschinen

Nach Art der Kühlung kann wie folgt unterschieden werden:

- Selbstkühlung
 - Der benötigte Luftstrom wird ausschließlich vom Rotor ohne Verwendung eines zusätzlichen Lüfters gefördert.
- Eigenkühlung
 - Der benötigte Luftstrom wird zusätzlich durch einen am Rotor angebrachten oder von ihm angetriebenen Lüfter gefördert.

- Fremdkühlung

Der benötigte Luftstrom wird von einem Lüfter gefördert, der nicht von der Welle der Maschine angetrieben wird.

Der Aktivteil von elektrischen Maschinen, d.h. der Rotor und der Stator, besteht aus geschichtetem Dynamoblech und ist in Teilpakete unterteilt. In das Dynamoblech sind Nuten eingestanz, in denen die Wicklung in Form von Kupferdrähten oder Kupferstäben eingelegt ist. Die zur Kühlung benötigte Luft wird zwischen den Teilpaketen durch die sogenannten Lüftungsschlitze gefördert. Der Rotor wirkt dabei als Ventilator und liefert gemeinsam mit dem an der Welle angebrachten Radiallüfter die gesamte Energie zur Förderung des benötigten Luftstroms. Abbildung 2-1 zeigt den Weg der Kühlluft bei einer durchzugsbelüfteten Maschine.

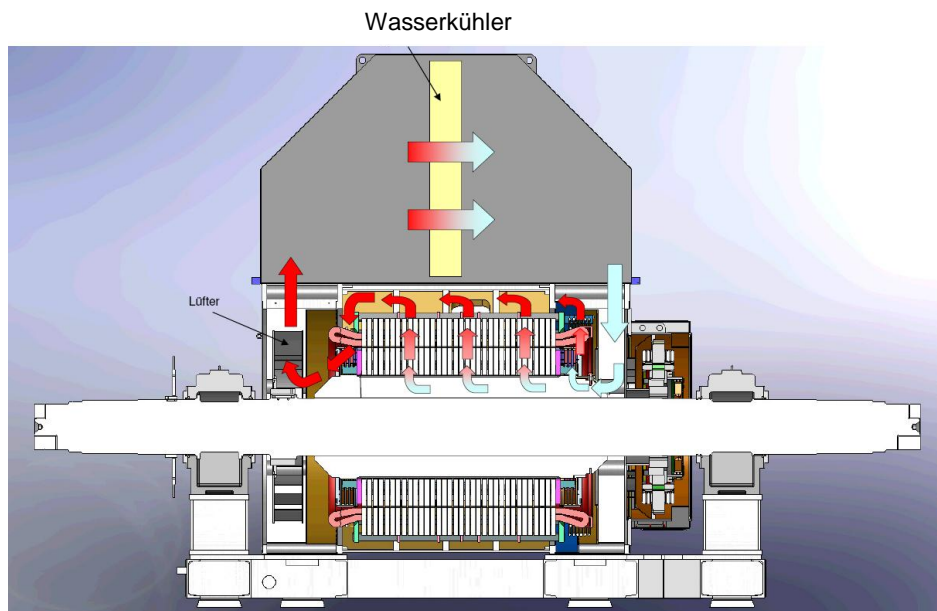


Abbildung 2-1: Durchzugsbelüftete Maschine (ELIN Motoren GmbH)

Abbildung 2-2 zeigt schematisch eine beidseits belüftete Maschine, wobei hier je nach Kühlungsart der Rotoraktivteil den gesamten Luftstrom fördert oder zusätzlich an der Welle angebrachte Axiallüfter erforderlich sind.

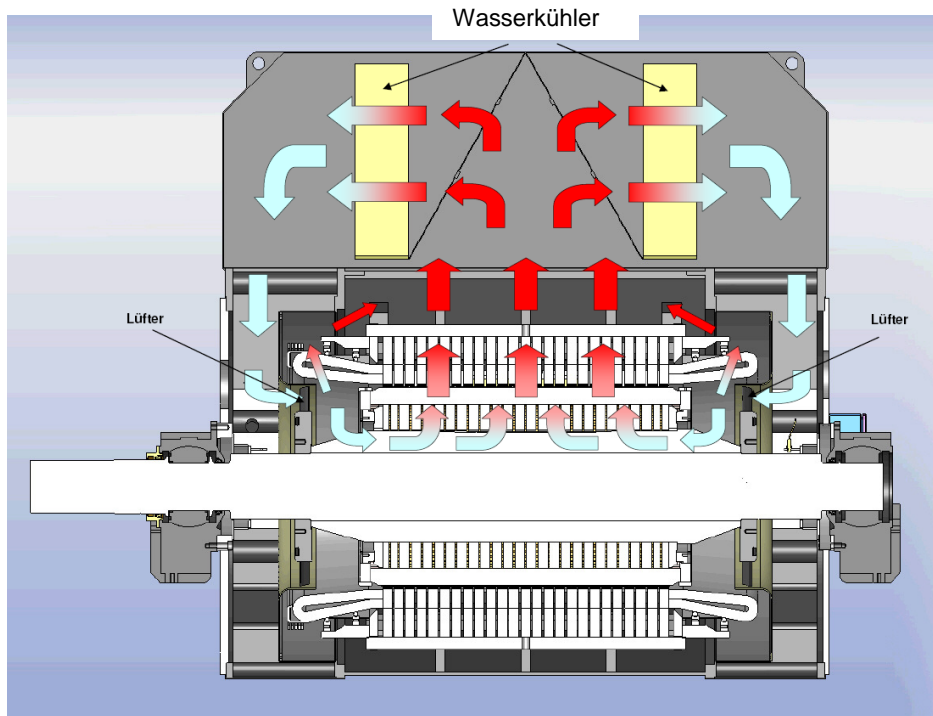


Abbildung 2-2: Beidseits belüftete Maschine (ELIN Motoren GmbH)

Die Verlustwärme kann wie in Abbildung 2-1 und Abbildung 2-2 dargestellt mittels Luft-Wasser Wärmetauschern oder Luft-Luft Kühlern an die Umgebung abgeführt werden, oder bei kleineren Maschinen bis zu einer Leistung von ca. 2 MW über die Gehäuseoberfläche.

2.1 Grundlagen der Auslegung des Ventilationskreislaufs

Der Auslegungsprozess für die Kühlung ist stark mit der elektrischen und mechanischen Auslegung verknüpft und verläuft iterativ. Aufgrund der geforderten geringen Rechenzeiten in der Größenordnung von Minuten werden für die Auslegung eindimensionale Strömungsnetzwerke verwendet. Dreidimensionale CFD-Simulationen finden aufgrund des hohen Modellierungs- und Rechenaufwands vorwiegend zu Verbesserung des Standardwerkzeugs Verwendung. Das Strömungsnetzwerk ist ähnlich einem elektrischen Kreis aufgebaut, Strömungswiderstände ersetzen die elektrischen Widerstände, die Spannungsquelle wird durch eine Druckquelle, zum Beispiel einen Ventilator, ersetzt. Zusammengefasst basieren Strömungsnetzwerke auf folgenden Grundlagen:

Das Strömungsvolumen des Kühlkreislaufs wird in Teilvolumina aufgeteilt, deren Ein- und Auslassflächen bilden die Knoten, an denen durch die Massenstrombilanzgleichung und durch die Gleichheit paralleler Netzwerkzweige die Massenströme und der Druck bestimmt werden. Die Druckdifferenz eines Strömungsteilvolumens wird primär als Funktion des Luftstroms modelliert und mithilfe von Druckverlust- oder Druckdifferenzkoeffizienten ohne Lösen der Differentialgleichungen ermittelt. Die Druckverlustkoeffizienten sind abhängig von

Flächenverhältnissen und den daraus folgenden mittleren Geschwindigkeitsverhältnissen im betrachteten Netzwerkteil. Sie stützen sich teils auf theoretische Grundlagen (Impulssatz, Eulersche Turbinengleichung) oder sind durch Messwerte begründet (Farnleitner, et al., 2010).

Um die physikalische Grundlage für die Strömungsnetzwerke zu verbessern, werden CFD-Simulationen eingesetzt. Sie liefern detaillierte Ergebnisse für bestimmte Strömungsabschnitte und ersetzen so aufwendige Messungen an schwer zugänglichen Stellen. In dieser Arbeit wird mittels CFD-Simulationen die Druckdifferenz des Aktivteils, also zwischen Eintritt in den Rotor und Austritt aus dem Stator, als Funktion des Volumenstroms ermittelt.

2.2 Aufbau des Aktivteils

Als Aktivteil einer rotierenden elektrischen Maschine wird jener Teil bezeichnet, welcher der elektrischen und magnetischen Energieumwandlung dient. Die wesentlichen Bauteile des Aktivteils sind der Rotor und der Stator. Der Rotor besteht aus einem auf die Welle aufgedrückten Eisenkern. Der Eisenkern setzt sich aus einzelnen aufeinander geschichteten Blechen zusammen und wird daher als Rotorblechpaket bezeichnet. In das Rotorblechpaket wird die Rotorwicklung eingelegt. Der mit dem Gehäuse verschweißte Stator oder auch Ständer besteht aus dem Ständerblechpaket mit der Ständerwicklung. Um die Verlustwärme möglichst gut an die Umgebung abzuführen wird das Rotor- sowie das Ständerblechpaket in einzelne Teilpakete unterteilt, zwischen denen die Luft radial durch den Aktivteil strömen kann. Als Abstandhalter der einzelnen Teilpakete werden Leisten in Form eines I-Profiles verwendet. Diese I-Profile sind radial angeordnet und werden gleichmäßig zwischen der Rotor- bzw. Ständerwicklung verteilt. Sie werden auch als Ventilationsstege bezeichnet, da sie dem Rotor als Lüfterschaufeln dienen und für die Förderwirkung der Luft durch den Aktivteil zuständig sind. Abbildung 2-3 zeigt den Aufbau des Aktivteils mit der Rippenwelle, dem Rotorblechpaket, dem Ständerblechpaket und der Rotor- bzw. der Ständerwicklung.

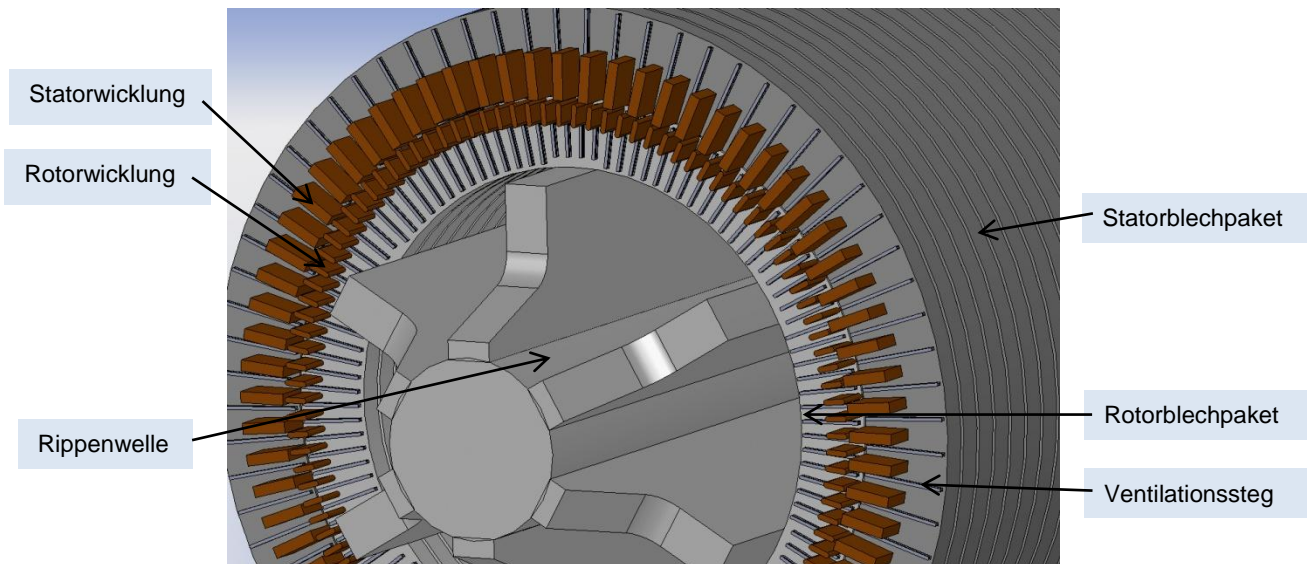


Abbildung 2-3: Aktivteil einer rotierenden elektrischen Maschine

Je nach Maschine unterscheidet sich die die Anzahl an Rotor- bzw. Statornuten und somit die Anzahl an Ventilationsstegen in einem Luftschlitz. Auch die Anzahl an Luftschlitzen in axialer Richtung ist für die einzelnen Maschinen unterschiedlich.

Die zwei zu untersuchenden Maschinen unterscheiden sich in folgenden Parametern:

- Innen- und Außendurchmesser von Rotor und Stator
- Anzahl der Nuten im Rotor und Stator
- Anzahl der Luftschlitze in axialer Richtung
- Drehzahl
- Nutgeometrie

In Tabelle 2-1 sind die wesentlichen Parameter der beiden Maschinen zusammengefasst.

Tabelle 2-1: Parameter der zu untersuchenden Maschinen

		Maschine 1	Maschine 2
Drehzahl	[min ⁻¹]	420	1150
Rotorinnendurchmesser	[mm]	750	460
Rotorausendurchmesser	[mm]	965,2	736
Statorinnendurchmesser	[mm]	970	740
Statoraußendurchmesser	[mm]	1250	1000
Luftspalt	[mm]	2,4	2
Anzahl der Nuten im Rotor	[-]	112	54
Anzahl der Nuten im Stator	[-]	84	72
Breite der Luftschlitze	[mm]	8	8
Anzahl der Luftschlitze	[-]	26	22

3 Numerische Strömungsmechanik

Die numerische Strömungsmechanik (Computational Fluid Dynamics CFD) hat sich als unverzichtbares Analysewerkzeug für die Berechnung von komplexen Strömungsvorgängen etabliert. Durch die Entwicklung von leistungsfähigen Computern ist es möglich technische Problemstellungen mit vertretbarem Aufwand und ausreichender Genauigkeit zu lösen. Daher nimmt die Bedeutung der numerischen Strömungsmechanik als Ergänzung zu experimentellen Untersuchungen zu. Die Vorteile der numerischen Berechnungsverfahren liegen bei der Reduzierung der Kosten im Vergleich zu experimentellen Versuchen und der systematischen Optimierung von Komponenten. Anwendungen findet die numerische Strömungsmechanik in vielen Fachbereichen, neben dem Maschinenbau, der Verfahrenstechnik, dem Bauingenieurwesen zum Beispiel auch in den Umweltwissenschaften und der Medizin.

3.1 Grundgleichungen

Die strömungsmechanischen Grundgleichungen beruhen auf den Erhaltungssätzen von Masse, Impuls und Energie. Diese werden in der Strömungslehre als Navier-Stokes Gleichungen bezeichnet und charakterisieren instationäre, reibungsbehaftete, kompressible und dreidimensionale Strömungen. In Gleichung (3-1) bis Gleichung (3-5) sind die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung in differentieller Form für kartesische Koordinaten dargestellt (Lecheler, 2009 S. 9-24).

- Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}) = 0 \quad (3-1)$$

- Impulsgleichungen

x-Richtung:
$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho u \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x^B \quad (3-2)$$

y-Richtung:
$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho v \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y^B \quad (3-3)$$

z-Richtung:
$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho w \vec{v}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z^B \quad (3-4)$$

- Energiegleichung

$$\frac{d}{dt} \left(\rho e + \frac{1}{2} \rho |\vec{v}|^2 \right) = \rho (\vec{v} \cdot \vec{f}^B) - (\vec{\nabla} \cdot p \vec{v}) + (\vec{v} \cdot [\tau \cdot \vec{v}]) - (\vec{\nabla} \cdot \vec{q}) + \dot{q}_Q \quad (3-5)$$

Für die Umsetzung in einem Computerprogramm sehr nützlich ist die Darstellung der Navier-Stokes Gleichungen in Vektorschreibweise wie in Gleichung 3-6 dargestellt.

$$\frac{\partial}{\partial t} \vec{U} + \frac{\partial}{\partial x} \vec{E} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{F} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{G} = \vec{Q} \quad (3-6)$$

Der Erhaltungsvektor \vec{U} wird definiert als

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot v \\ \rho \cdot w \\ \rho \cdot \left[e + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right] \end{bmatrix} \quad (3-7)$$

sowie die Flussvektoren \vec{E} , \vec{F} , \vec{G} in x-,y- und z-Richtung wie folgt

$$\vec{E} = \begin{bmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p - \tau_{xx} \\ \rho \cdot v \cdot u - \tau_{xy} \\ \rho \cdot w \cdot u - \tau_{xz} \\ \rho \cdot u \cdot \left[h + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right] - u \cdot \tau_{xx} - v \cdot \tau_{xy} - w \cdot \tau_{xz} - \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (3-8)$$

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} \rho \cdot v \\ \rho \cdot u \cdot v - \tau_{yx} \\ \rho \cdot v^2 + p - \tau_{yy} \\ \rho \cdot w \cdot v - \tau_{yz} \\ \rho \cdot v \cdot \left[h + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right] - u \cdot \tau_{yx} - v \cdot \tau_{yy} - w \cdot \tau_{yz} - \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

$$\vec{G} = \begin{bmatrix} \rho \cdot w \\ \rho \cdot u \cdot w - \tau_{zx} \\ \rho \cdot v \cdot w - \tau_{zy} \\ \rho \cdot w^2 + p - \tau_{zz} \\ \rho \cdot w \cdot \left[h + \frac{1}{2} (u^2 + v^2 + w^2) \right] - u \cdot \tau_{zx} - v \cdot \tau_{zy} - w \cdot \tau_{zz} - \lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

Der so genannte Quellterm \vec{Q} wird definiert als

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho \cdot g_x \\ \rho \cdot g_y \\ \rho \cdot g_z \\ \rho \cdot (u \cdot g_x + v \cdot g_y + w \cdot g_z) + \rho \cdot qs \end{bmatrix} \quad (3-11)$$

Diese fünf Gleichungen bilden ein gekoppeltes, nichtlineares Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung und enthalten 17 Variablen.

Um die 17 Unbekannten zu ermitteln, werden weitere 12 Gleichungen benötigt. Dies sind die drei Zustandsgleichungen für das Fluid und die neun Stoke'schen Beziehungen für Normal- und Schubspannungen eines Newton'schen Fluids.

Die thermische Zustandsgleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen Druck (p), Dichte (ρ) und Temperatur (T). Mit R_m als Gaskonstante lautet für ein ideales Gas.

$$p \cdot v = R_m \cdot T \quad (3-12)$$

Die kalorischen Zustandsgleichungen beschreiben den Zusammenhang zwischen der inneren Energie (e) und der Enthalpie (h) mit der Temperatur (T). Für ein ideales Gas lauten die Gleichungen

$$e = c_v \cdot T \quad (3-13)$$

$$h = c_p \cdot T \quad (3-14)$$

wobei c_v der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Volumen und c_p der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck entsprechen.

Die Stoke'schen Beziehungen geben für Newton'sche Fluide den linearen Zusammenhang zwischen den Scherspannungen (τ) und den Geschwindigkeiten u, v und w an.

$$\tau_{xx} = \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right] \quad (3-15)$$

$$\tau_{yy} = \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right] \quad (3-16)$$

$$\tau_{zz} = \mu \left[2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right] \quad (3-17)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left[\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right] \quad (3-18)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left[\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right] \quad (3-19)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left[\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right] \quad (3-20)$$

3.2 Turbulenz

Grundsätzlich kann man zwei Strömungsarten unterscheiden: die Bewegung einer Flüssigkeit oder eines Gases kann laminar oder turbulent sein. Bei einer laminaren Strömung treten keine Verwirbelungen auf. Die Bahnlinien des Fluids schneiden sich nicht, das bedeutet die einzelnen Schichten vermischen sich nicht. Die Strömungsverluste einer laminaren Strömung sind aufgrund der geringeren Querdiffusion deutlich geringer. Bei turbulenten Strömungen überlagern sich der geordneten Grundströmung zufällige zeitliche und räumliche Schwankungsbewegungen quer und längs zur Strömungsrichtung. Sie bewirken einen hohen Impuls- und Energieaustausch quer zur Strömungsrichtung, sind dissipativ, instationär, dreidimensional und besitzen viele Wirbel. Da sich Größe, Stärke und Zeitintervall zwischen dem Auftreten dieser Schwankungsbewegungen unterscheiden, ist die numerische Simulation turbulenter Strömungen sehr schwierig. Der Umschlag von laminarer in turbulente Strömung ist abhängig von der Reynoldszahl (Gleichung 3-21) und wird meist durch die kritische Reynoldszahl für unterschiedliche Anwendungsfälle bestimmt (Schlichting, et al., 1997).

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (3-21)$$

u ...Geschwindigkeit [m/s]

L ...charakteristische Länge [m]

ν ...kinematische Viskosität [m²/s]

In technischen Anlagen sind die auftretenden Strömungen meist turbulent, daher ist die Turbulenzmodellierung in der numerischen Strömungsberechnung von besonderer Bedeutung. Im Prinzip werden laminare und turbulente Strömungen durch die Navier-Stokes Gleichungen vollständig beschrieben.

3.2.1 Turbulenzmodellierung

Die Lösung der Navier-Stokes Gleichungen mit Hilfe numerischer Diskretisierung ohne Mittelungen oder Approximationen ist der genaueste Weg zur Turbulenzsimulation und wird als direkte numerische Simulation (DNS) bezeichnet, da kein Turbulenzmodell erforderlich ist. Allerdings ist für die Berechnung der Turbulenz eine sehr feine Diskretisierung von Raum und Zeit notwendig. Die DNS stellt damit höchste Anforderungen an die Rechnerleistung und ist nur mit erheblichem Zeitaufwand durchführbar. Durch den sehr hohen numerischen Aufwand ist diese Methode eher als ein Forschungswerkzeug zu betrachten und für praxisrelevante Berechnungen nicht geeignet. Wie bereits erwähnt enthalten turbulente Strömungen Wirbel, im englischen „eddies“ genannt, die zeitweise an manchen Stellen besonders ausgeprägt sein können. Der Bereich der Wirbelgrößen ist in Abbildung 3-1 schematisch dargestellt. Die Grobstruktursimulation bzw. Large Eddy Simulation (LES) ist eine Methode, welche die energiereicheren großskaligen Bewegungen genauer behandelt als die kleinen Wirbel. Der zeitliche Aufwand für eine LES ist geringer als bei einer DNS, jedoch erfordert sie ebenfalls eine dreidimensionale, zeitabhängige Berechnung. Bei Strömungen mit hohen Reynoldszahlen und komplizierter Geometrie, bei denen der Einsatz von DNS nicht geeignet ist, stellt die LES einen guten Kompromiss dar.

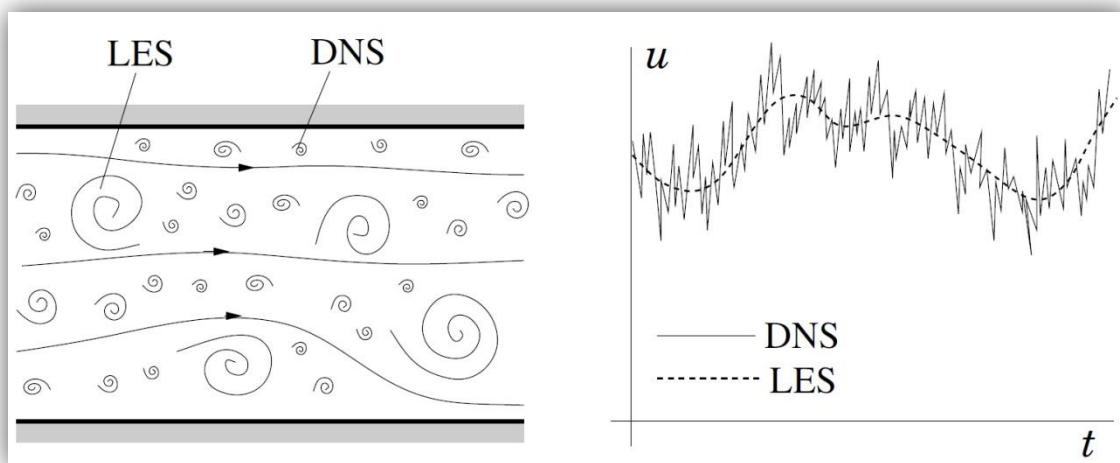


Abbildung 3-1: Schematische Darstellung der turbulenten Fluidbewegung (links) und die Zeitabhängigkeit einer Geschwindigkeitskomponente in einem Punkt (rechts)
(Ferziger, et al., 2008 S. 330)

Da für technische Anwendungen der Aufwand einer DNS oder LES zu hoch ist und es nicht erforderlich ist, die kleinen Turbulenzen vollständig aufzulösen, basieren moderne CFD Programme auf den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS), welche zu akzeptablem Aufwand die Physik noch genau genug wiedergeben (Ferziger, et al., 2008).

3.2.2 Reynolds-gemittelte Navier-Stokes Gleichungen

Grundlage dieser Gleichungen ist die zeitliche Mittelung. Dabei werden die einzelnen Strömungsgrößen gemittelt, das bedeutet sie werden in einen Mittelwert ($\bar{\phi}$) und einen Schwankungswert ($\bar{\phi}'$) aufgeteilt (Gleichung (3-22) und (3-23)). Abbildung 3-2 zeigt die Zeitmittelung für ein statistisch stationäre und eine Ensemblemittelung für eine instationäre Strömung. Das Konzept der Ensemblemittelung für eine instationäre Strömung ist in Gleichung 3-24 angegeben.

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (3-22)$$

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt \quad (3-23)$$

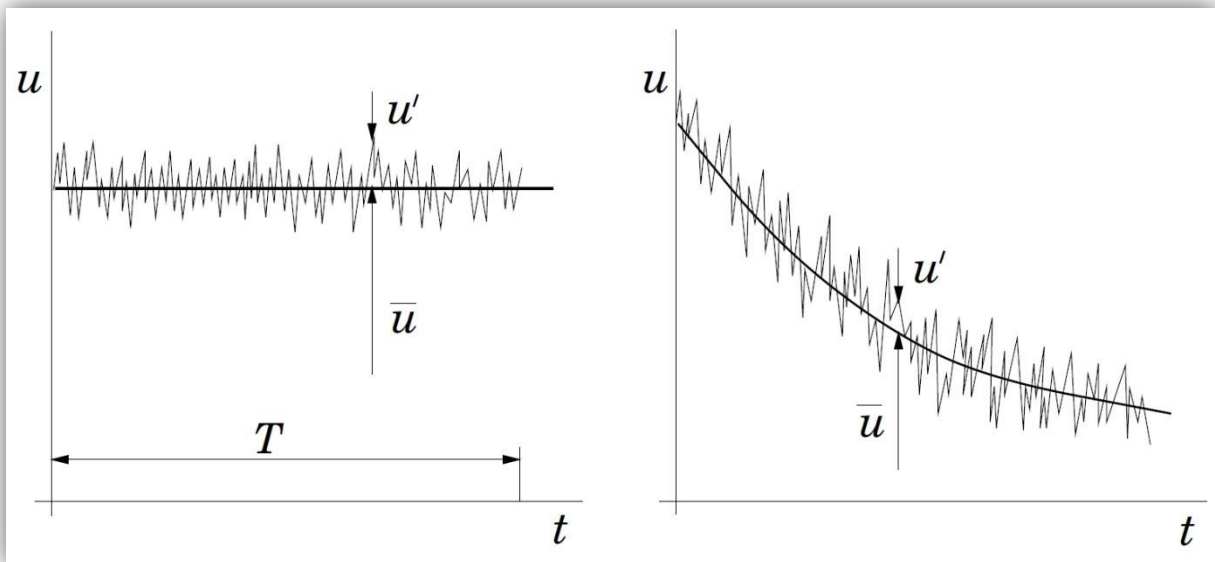


Abbildung 3-2: Zeitmittelung für eine statistisch stationäre Strömung (links) und Ensemblemittelung für eine instationäre Strömung (rechts)
(Ferziger, et al., 2008 S. 345)

$$\bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \phi_n(x_i, t) \quad (3-24)$$

Durch Anwendung dieser Mittelung für jede Strömungsgröße und Einsetzen in die Navier-Stokes Gleichungen resultieren die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (Gleichung 3-25).

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u'_i u'_j}) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (3-25)$$

Der Term $(\rho \overline{u_i u_j})$ wird als turbulenter oder Reynolds'scher Spannungstensor ($\overline{\tau_{ij}}$) (Gleichung 3-26) bezeichnet.

$$\overline{\tau_{ij}} = \rho \begin{bmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad (3-26)$$

Wegen der Symmetrie des Reynolds'schen Spannungstensors verbleiben sechs neue unbekannte Größen in den Erhaltungsgleichungen, das bedeutet, das Gleichungssystem ist nicht mehr lösbar, da es mehr Unbekannte als Gleichungen besitzt. In der Literatur wird dies als Schließungsproblem bezeichnet. Da es nicht möglich ist, ein geschlossenes System exakter Gleichungen herzuleiten, wurden Approximationen eingeführt, die man im Ingenieurwesen Turbulenzmodelle nennt (Schönung, 1990).

3.3 Turbulenzmodelle

Wie bereits erwähnt besteht die Aufgabe der Turbulenzmodellierung darin, die unbekanntes Spannungen in Abhängigkeit von mittleren Strömungsgrößen zu modellieren. Nach Art der Modellannahme lassen sich die Turbulenzmodelle in drei Gruppen unterteilen (Lecheler, 2009):

- Wirbelviskositätsmodelle
- Reynolds- Spannungs-Modelle
- Wirbelsimulationsmodelle

Die Wirbelviskositätsmodelle gehen auf den Ansatz von Boussinesq zurück, der mit Hilfe der turbulenten Viskosität (μ_T) die turbulenten Spannungen mit den tatsächlichen Scherspannungen in Verbindung bringt. Der Spannungstensor lässt sich wie folgt beschreiben (Gleichung 3-27)

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (3-27)$$

mit der kinetischen Energie der Turbulenz (k) in Gleichung 3-28

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} = \frac{1}{2} \left(\overline{u_x' u_x'} + \overline{u_y' u_y'} + \overline{u_z' u_z'} \right) \quad (3-28)$$

Nach der Anzahl der zusätzlich notwendigen Differentialgleichungen zur Bestimmung der turbulenten Viskosität lassen sich die Wirbelviskositätsmodelle wie folgt unterteilen.

- Nullgleichungsmodelle (z.B.: Baldwin-Lomax Modell, hierbei wird keine Differentialgleichung für die Wirbelviskosität gelöst, sie wird durch eine einfache algebraische Beziehung angenähert)
- Eingleichungsmodelle (z.B.: Spalart-Allmaras Modell)
- Zweigleichungsmodelle (z.B.: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST Modell)

Reynolds-Spannungsmodelle berechnen anstelle der isotropen (richtungsunabhängigen) Wirbelviskosität die einzelnen Komponenten des Reynolds'schen Spannungstensors über Transportgleichungsmodelle. Für komplexe Strömungen mit starken Sekundärströmungen werden genauere Ergebnisse als mit den Wirbelviskositätsmodellen erzielt, man benötigt jedoch einen wesentlich höheren Rechenaufwand.

Wirbelsimulationsmodelle verzichten auf die Reynolds-Mittelung und lösen die vollständigen Navier-Stokes Gleichungen. Darunter fallen die bereits erwähnten Methoden LES und DNS (Lecheler, 2009).

In dieser Arbeit werden die Wirbelviskositätsmodelle $k-\varepsilon$, $k-\omega$ und SST verwendet, die in den nachfolgenden Kapiteln näher erläutert werden.

3.3.1 $k-\varepsilon$ Modell

Das $k-\varepsilon$ Modell ist ein Zweigleichungsmodell, das zur Bestimmung der turbulenten Viskosität (μ_t) als erste Größe die turbulente kinetische Energie (k) und als zweite die turbulente Dissipation (ε) verwendet (Launder, et al., 1972). Aufgrund der Einfachheit und der guten numerischen Eigenschaften war es lange Zeit Industriestandard. Es ist für Strömungen im Inneren des Strömungsfeldes gut geeignet, aber bei Strömungen, die infolge von Druckgradienten an der Wand ablösen, wird die Ablösung zu spät und das Ablösegebiet zu klein berechnet (Lecheler, 2009). Im folgenden Abschnitt wird das $k-\varepsilon$ Modell vorgestellt wie es im Ansys CFX Solver Verwendung findet.

Im $k-\varepsilon$ Modell wird die turbulente Viskosität wie folgt definiert:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3-29)$$

Die turbulente kinetische Energie (k) und die turbulente Dissipation (ε) werden direkt aus den modellierten Transportgleichungen (Gleichung 3-30 und 3-31) bestimmt (ANSYS Inc., 2009).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v \cdot k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \rho \varepsilon \quad (3-30)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot v \cdot \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} (P_k + P_{\varepsilon b}) - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3-31)$$

mit der Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie (P_k) lt. Gleichung 3-32

$$P_k = \mu_t \nabla v \cdot (\nabla v + \nabla v^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot v (3 \mu_t \nabla \cdot v + \rho k) \quad (3-32)$$

P_{kb} und $P_{\varepsilon b}$ geben den Einfluss der Auftriebskräfte an.

$$P_{\varepsilon b} = C_3 \cdot \max(0, P_{kb}) \quad (3-33)$$

wobei für C_3 standardmäßig der Wert 1 eingestellt ist.

Ansys CFX unterscheidet zwischen „Full buoyance model“ und „Boussinesq buoyancy model“. Für das „Full buoyance model“ gilt:

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} g \cdot \nabla \rho \quad (3-34)$$

mit $\sigma_\rho = 0,9$.

Für das „Boussinesq buoyancy model“ gilt:

$$P_{kb} = \frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} \rho \beta g \cdot \nabla T \quad (3-35)$$

mit $\sigma_\rho = 1$.

Die Werte für Modellkonstanten des k-ε Modells sind in Tabelle 3-1 aufgelistet.

Tabelle 3-1: Modellkonstanten für das k-ε Turbulenzmodell

C_μ	σ_k	σ_ϵ	$c_{1\epsilon}$	$c_{2\epsilon}$
0,09	1,0	1,3	1,44	1,92

Beim Standard k-ε Turbulenz-Modell handelt es sich um ein Model, dass nur in Bereichen gültig ist, in denen die Reynoldszahl genügend groß ist. In wandnahen Bereichen ist dies nicht der Fall, deshalb verwendet das k-ε Turbulenz-Modell hier ein Wandmodell. Auf die sogenannte Wandfunktion wird in Kapitel 3.4 genauer eingegangen (ANSYS Inc., 2009).

3.3.2 k-ω Modell

Einer der Vorteile des k-ω Modelle ist die Wandbehandlung und es liefert in diesen Bereichen genauere Ergebnisse. Anstelle der turbulenten Dissipation wird hier die turbulente Frequenz verwendet. Im Inneren des Strömungsfeldes ist es dem k-ε Turbulenz Modell unterlegen, liefert jedoch bei schon bei geringerer Grenzschichtauflösung genauere Ergebnisse bei abgelösten Strömungen. Ansys CFX verwendet das von Wilcox entwickelte k-ω Turbulenzmodell. Das Modell löst zwei Transportgleichungen (Gleichung 3-36 und 3-37), eine für die turbulente kinetische Energie (k) und eine für die turbulente Frequenz (ω) (Wilcox, 1998).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \beta' \rho k \omega \quad (3-36)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta \rho \omega^2 \quad (3-37)$$

Die turbulente Viskosität (μ_t) ist definiert durch

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3-38)$$

Der unbekannte Reynolds-Spannungstensor berechnet sich identisch wie im k-ε Modell aus (Gleichung 3-39)

$$-\rho(\overline{u_i u_j}) = \mu_t (\nabla v + (\nabla v)^T) - \frac{2}{3} \delta(\rho k + \mu_t \nabla \cdot v) \quad (3-39)$$

Die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie P_k , sowie P_{kb} und $P_{\omega b}$ berechnen sich ebenfalls gleich wie beim k - ε Turbulenz-Modell nach Gleichungen 3-32 bis 3-35.

Der zusätzliche Auftriebsterm P_ω in der ω –Gleichung 3-40 ist definiert durch:

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1) C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb}) \quad (3-40)$$

Die im k - ω Modell verwendeten Konstanten sind in Tabelle 3-2 aufgelistet (ANSYS Inc., 2009).

Tabelle 3-2: Modellkonstanten für das k - ω Turbulenzmodell

σ_k	σ_ω	γ_1	β_1	β^*
2,0	2,0	0,553	0,075	0,09

3.3.3 Shear Stress Transport (SST)-Modell

Das SST-Modell nach Menter kombiniert die Vorteile des k - ε und des k - ω Turbulenzmodells, das bedeutet freie Scherströmungen werden ähnlich dem k - ε Modell modelliert und wandnahe Bereiche mittels eines modifizierten k - ω Modells. Dadurch liefert es zu akzeptablen Rechenzeiten im gesamten Strömungsfeld genauere Ergebnisse und es ist heute das am häufigsten angewendete Turbulenzmodell in der Industrie. Das Aktivieren der beiden Modelle in Abhängigkeit des Wandabstandes wird durch die sogenannte „Blending Funktion F_1 “ gesteuert (Menter, et al., 2003).

Die Transportgleichungen sind wie folgt definiert (Gleichung (3-41) und(3-42))

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \bar{P}_k - \beta^* k \omega \quad (3-41)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} \bar{P}_k - \beta \omega^2 + (1 - F_1) \frac{2\rho\sigma_\omega^2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3-42)$$

In der freien Strömung muss die Funktion den Wert Null und an der Wand den Wert Eins annehmen.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (3-43)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_\omega^2 y^2} \right) \quad (3-44)$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right) \quad (3-45)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3-46)$$

y ist der Abstand zur nächsten Wand.

Die turbulente Viskosität (μ_t) wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3-47)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3-48)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right) \quad (3-49)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-50)$$

Ein Nachteil der k-ε und k-ω Modelle ist die kontinuierliche Steigerung der turbulenten kinetischen Energie. Dies wird beim SST Modell durch sogenannte Production Limiters verhindert. Die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie (P_k) wird durch folgende Funktion begrenzt:

$$P_k = \min(P_k, C_{lim} \rho \varepsilon) \quad (3-51)$$

Die Konstanten des SST Modells sind aus Tabelle 3-3 ersichtlich (ANSYS Inc., 2009).

Tabelle 3-3: Konstanten für das SST Modell

β^*	α_1	β_1	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	α_2	β_2	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$
0,09	$\frac{5}{9}$	$\frac{3}{40}$	0,85	0,5	0,44	0,0828	1	0,856

3.4 Modellierung der Strömung im wandnahen Bereich

Aufgrund der Haftbedingung ändert sich die Strömungsgeschwindigkeit (U) von Null an der Wand bis U_∞ im Inneren des Strömungsfeldes. Dieser schmale Bereich, in dem es zu sehr großen Geschwindigkeitsgradienten kommt, wird als Grenzschicht bezeichnet. Abbildung 3-3 zeigt schematisch das Geschwindigkeitsprofil in der Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte. Die Strömung in der Grenzschicht kann laminar oder turbulent sein, man spricht von laminarer oder turbulenter Grenzschicht, der Aufbau der Grenzschicht lässt sich in drei Bereiche gliedern und ist in Abbildung 3-4 dargestellt.

Das Strömungsgebiet kann in zwei Bereiche aufgeteilt werden, einerseits in den Bereich mit genügend hoher Reynoldszahl, in dem die turbulente Scheinreibung vorherrscht, und andererseits in den wandnahen Bereich, in dem die molekulare Viskosität überwiegt. Um Ort und Größe einer Strömungsablösung zu beschreiben kommt der Wandbehandlung große Bedeutung zu (Schlichting, et al., 1997).

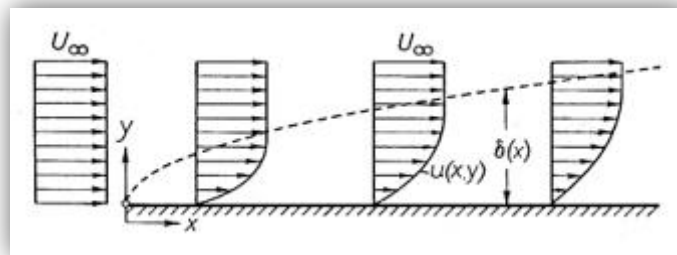


Abbildung 3-3: Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte
(Schlichting, et al., 1997 S. 30)

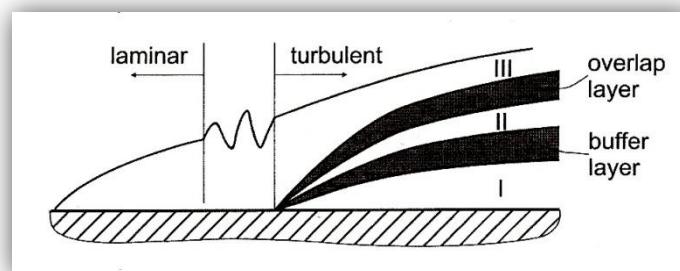


Abbildung 3-4: Aufbau einer Grenzschicht längs einer ebenen Wand
(Brenn, et al., 2006 S. 179)

Zwei wichtige Modelle zur Wandbehandlung, die auch von Ansys CFX verwendet werden, sind die

- Standardwandfunktion und die
- Low Reynolds Erweiterung.

3.4.1 Standardwandfunktion

Wie bereits in Kapitel 3.3.2 erwähnt ist das $k-\varepsilon$ Turbulenzmodell nur für hohe Reynoldszahlen geeignet. Deshalb muss der wandnahe Bereich, welcher nicht mehr den Voraussetzungen eines High-Reynolds Modells genügt, durch eine Wandfunktion beschrieben werden.

Die Wandfunktion stellt eine Verbindung zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Wandschubspannung her (Schlichting, et al., 1997).

Man definiert die Schubspannungsgeschwindigkeit (u_τ) und führt die dimensionslose Geschwindigkeit (u^+) und den dimensionslosen Wandabstand (y^+) ein.

Die Schubspannungsgeschwindigkeit wird aus der Wandschubspannung (τ_w) berechnet:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3-52)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} \quad (3-53)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3-54)$$

Die Strömung an der Wand lässt sich nach Messungen in drei Bereiche aufteilen und ist in Abbildung 3-5 dargestellt

- Laminare Unterschicht $0 < y^+ < 5$
- Übergangsbereich $5 < y^+ < 30$
- Logarithmischer Bereich $y^+ > 30$

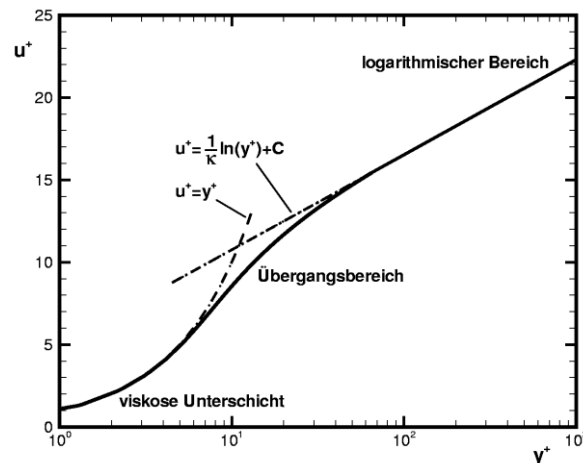


Abbildung 3-5: Universelle Geschwindigkeitsverteilung im logarithmischen Maßstab (Spurk, et al., 2006)

Daraus ergibt sich die Bedingung für die Feinheit des Rechengitters, dass der dimensionslose Wandabstand nicht zu fein sein sollte, um nicht aus dem Gültigkeitsbereich des logarithmischen Wandgesetzes zu fallen.

Ansys CFX berechnet für einen dimensionslosen Wandabstand von unter 11,06 das Geschwindigkeitsfeld nach der linearen Beziehung für die laminare Unterschicht $u^+ = y^+$, oberhalb nach dem logarithmischen Wandgesetz (Gleichung 3-55). Damit wird der Übergangsbereich zwischen der viskosen Unterschicht und der vollturbulenten Grenzschichtströmung (buffer layer) nicht explizit berücksichtigt. Um die Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Wandfunktion zu verbessern, hat Ansys eine skalierbare Wandfunktion entwickelt, bei der es möglich ist, das Rechengitter systematisch zu verfeinern ohne den Bereich des logarithmischen Wandgesetzes zu verlassen. Dies basiert auf der Idee, den y^+ -Wert bei 11,06 zu limitieren, das heißt Rechenzellen unterhalb dieses dimensionslosen Wandabstandes werden nicht in die Berechnung miteinbezogen (ANSYS Inc., 2009).

Das logarithmische Wandgesetz lautet:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (3-55)$$

3.4.2 Low Reynolds Erweiterung

Low Reynolds Modelle sind Turbulenzmodelle, bei denen die Grenzschicht bis hin zur laminaren Unterschicht vollständig aufgelöst wird. Dafür ist es nötig, die Turbulenzmodelle um einen Dämpfungsterm zu erweitern, welcher die Aufgabe hat, wanddämpfende Effekte und die viskosen Terme zu berücksichtigen. Dazu ist eine hohe Netzauflösung notwendig, was gegenüber einer Wandfunktion eine höhere Rechenzeit bedingt. Low Reynolds-Modelle sind dadurch in der Lage Strömungsablösung und Transition besser zu berechnen.

Bei ω basierenden (k - ω , SST) Turbulenzmodellen verwendet Ansys CFX eine Funktion (automatic near wall treatment), die je nach Netzauflösung automatisch zwischen Wandfunktion und Low Reynolds-Modellen umschaltet.

Die Verwendung eines Modells mit der Low-Reynolds-Formulierung erfordert ein sehr feinmaschiges Netz in Wandnähe und benötigt daher einen höheren Speicherbedarf und eine höhere Rechenzeit. Bei der Verwendung von Wandfunktionen kann die Netzauflösung an der Wand stark reduziert und somit Rechenzeit eingespart werden. Jedoch erfordert die Wahl des Wandmodells bereits Kenntnisse über das Strömungsgebiet, bei Ablösung der Strömung kann die Wahl von Turbulenzmodellen mit Wandfunktionen falsche Ergebnisse liefern (Noll, 1993).

3.5 Diskretisierung

Für die im vorigen Abschnitt gezeigten Grundgleichungen sind nur für einige Sonderfälle wie die ebene Platte analytische Lösungen bekannt. Für technisch relevante Anwendungen muss das Differentialgleichungssystem numerisch gelöst werden. Durch die sogenannte Diskretisierung werden die partiellen Ableitungen in endliche Differenzen übergeführt. Das dadurch entstehende System algebraischer Gleichungen kann gelöst werden, so dass die numerische Lösung Ergebnisse an diskreten Stellen in Raum und Zeit liefert. Die drei wichtigsten Methoden zur Diskretisierung sind (Lecheler, 2009):

- Finite Elemente Methode (FE)
- Finite Volumen Methode (FV)
- Finite Differenzen Methode (FD)

Diese drei Verfahren können ineinander übergeführt werden und liefern bei sehr feinem Gitter die gleichen Ergebnisse. Jedoch eignen sich bestimmte Methoden für gewisse Problemstellungen besser als andere. Abbildung 3-6 zeigt die Flexibilität und Genauigkeit der drei Methoden, wobei die Finite Differenzen Methode die höchste Genauigkeit besitzt und die Finite Elemente Methode am flexibelsten einsetzbar ist. In kommerziellen CFD Programmen hat sich die Finite Volumen Methode durchgesetzt und wird auch von Ansys CFX verwendet.

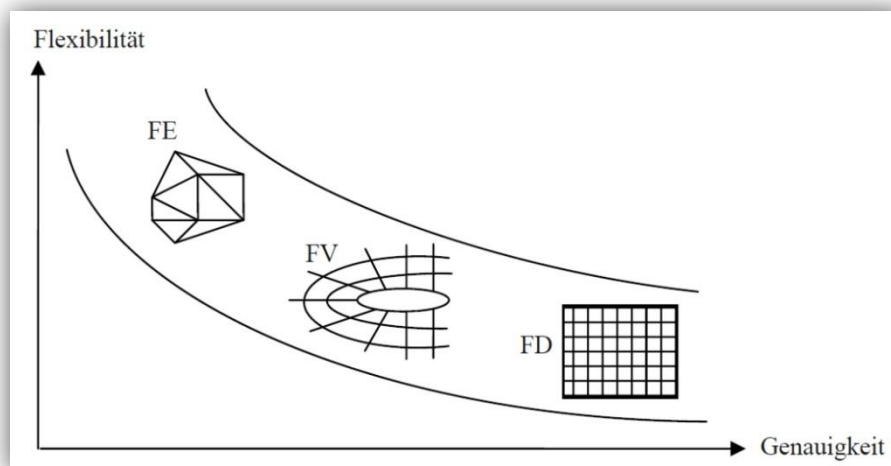


Abbildung 3-6: Einteilung der Diskretisierungsmethoden
(Lecheler, 2009 S. 43)

3.5.1 Finite Volumen Methode

Bei der Finite Volumen Methode wird das Lösungsgebiet in eine endliche Anzahl sich nicht überlappende Kontrollvolumina unterteilt. Die Erhaltungsgleichungen werden auf jedes Kontrollvolumen angewendet. Durch Integration der allgemeinen differentiellen Form der

Grundgleichungen für eine bestimmte Größe Φ (Gleichung 3-59) und Anwendung des Gauß'schen Integralsatz (Gleichung 3-60) erhält man die Erhaltungsgleichungen in integraler Form, als Ausgangspunkt der FV-Methode. Dabei kann für die Größe Φ die jeweils interessierende Strömungsgröße eingesetzt werden. Γ_Φ ist ein allgemeiner Diffusionskoeffizient.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)}_{\text{Instationärer Term}} + \underbrace{\frac{\partial y}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi)}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\frac{\partial y}{\partial x_i}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{S_\Phi}_{\text{Quelle}} \quad (3-56)$$

$$\int_V \text{div}(a) dV = \int_A \vec{n} a dA \quad (3-57)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V \rho \Phi dV \right) + \int_A \vec{n}(\rho \Phi \vec{u}) dA = \int_A (\Gamma_\Phi \text{grad } \Phi) dA + \int_V S_\Phi dV \quad (3-58)$$

Um eine algebraische Gleichung für ein bestimmtes Kontrollvolumen zu erhalten, müssen die Oberflächen- und die Volumenintegrale numerisch approximiert werden (Versteeg, et al., 1995).

3.5.2 Eigenschaften numerischer Berechnungsverfahren

Die einzelnen Komponenten der Lösungsmethode sollten bestimmte Eigenschaften besitzen, die nachfolgend kurz zusammengefasst werden (Ferziger, et al., 2008 S. 37-42):

Konsistenz

Mit gegen Null strebenden Gitterabständen sollte kein Unterschied zwischen der diskretisierten und der exakten Gleichung bestehen. Das bedeutet die Differenzgleichungen sind konsistent, wenn sie für $\Delta t, \Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0$ in die Differenzialgleichungen übergehen. Da die Diskretisierung praktisch nicht unendlich fein ist besteht ein Unterschied zwischen der diskretisierten und der exakten Gleichung, der als Abbruchfehler bezeichnet wird. Um den Abbruchfehler abzuschätzen, wird die klassische Taylor-Reihenentwicklung verwendet. Der Abbruchfehler ist proportional zu einer bestimmten Potenz des Gitterabstandes (Δx) und des Zeitschrittes (Δt). Die Approximation ist n-ter Ordnung genau wenn der Abbruchfehler proportional zu Δx^n oder Δt^n ist, das heißt Terme proportional zu n-ter Ordnung und höher werden vernachlässigt.

Stabilität

Konsistenz der Näherung reicht nicht aus, damit die Lösung der diskretisierten Gleichung der exakten Differenzialgleichung bei unendlich feinem Rechengitter entspricht. Dazu muss die Lösungsmethode auch stabil sein. Wenn die Abbruchfehler des numerischen Lösungsverfahrens immer kleiner werden, ist das Verfahren stabil, das bedeutet Fehler des numerischen Lösungsprozesses werden nicht angefacht.

Konvergenz

Ein Diskretisierungsverfahren ist konvergent, wenn sich die iterative Lösung der diskretisierten Gleichung der exakten Lösung des algebraischen Gleichungssystems annähert. Mit zunehmender Iterationszahl sinkt der Restfehler. Um zu entscheiden, wann der Iterationsprozess angehalten werden kann muss ein Konvergenzkriterium definiert werden. In der Praxis wird eine Lösung als konvergent bezeichnet, wenn die Residuen um vier bis fünf Größenordnungen abgenommen haben.

Konservativität

Das numerische Verfahren soll lokal für jede Zelle und global für das gesamte Lösungsgebiet die Erhaltungsgesetze erfüllen. Im stationären Zustand und beim Fehlen von Quellen muss die austretende Menge von Masse, Impuls und Energie gleich der eintretenden Menge sein. Für die Finite Volumen Methode ist dies für das gesamte Lösungsgebiet sowie für jedes einzelne Kontrollvolumen garantiert. Andere Diskretisierungsmethoden können durch das unbeabsichtigte Hinzufügen von Quellen oder Senken die Bilanz lokal und global verändern und sind dann nicht konservativ.

Genauigkeit

Numerische Lösungen von Strömungsvorgängen sind Näherungslösungen, die zusätzlich zu den Fehlern, die beim Festlegen der Randbedingungen entstehen, noch drei Arten von systematischen Fehlern beinhalten:

- Modellierungsfehler sind definiert als Differenz zwischen der tatsächlichen Strömung und der exakten Lösung des mathematischen Modells.
- Diskretisierungsfehler sind definiert als Differenz zwischen der genauen Lösung der Erhaltungsgleichungen und der genauen Lösung der diskretisierten algebraischen Gleichungen.
- Iterationsfehler sind definiert als Differenz zwischen der genauen und iterativen Lösung des algebraischen Gleichungssystems.

3.6 Lösungsverfahren

Viele numerische Berechnungsverfahren lösen aufgrund einer fehlenden expliziten Gleichung für den Druck die Impulsgleichungen mit einem geschätzten Druck. Anschließend wird über sogenannte Druckkorrekturverfahren das zuvor geschätzte Druckfeld mithilfe der Kontinuitätsgleichung korrigiert und das Geschwindigkeitsfeld aus den Impulsgleichungen neu berechnet. Im gewählten Rechenverfahren von Ansys CFX hingegen berechnet ein gekoppelter Löser sämtliche Komponenten der Strömungsgleichungen simultan. Dieser Lösungsansatz benutzt eine vollständig implizite Darstellung für die diskretisierten Gleichungen in jedem Zeitschritt. Die diskretisierten Gleichungen an allen Rechenpunkten bilden ein System algebraischer Gleichungen, für das es eine Reihe von Lösungsmethoden gibt. Das Lösungsverfahren von Ansys CFX basiert auf einer „incomplete lower upper“ (ILU) Technik, das durch ein algebraisches Mehrgitterverfahren beschleunigt wird (ANSYS Inc., 2009).

3.7 Gittergenerierung

Grundlage für die numerische Strömungsberechnung bildet das Rechengitter. Im Wesentlichen stellt es eine diskrete Darstellung des geometrischen Gebietes dar, in dem das Problem gelöst werden soll. Es unterteilt das Lösungsgebiet in eine finite Anzahl kleiner Teilgebiete. In dieser Arbeit wurde die am Markt zugängliche Netzerstellungssoftware Ansys ICEM CFD verwendet, mit der halbautomatisch Rechenetze erzeugt werden können. Für die Vernetzung stehen unterschiedliche Gittertypen zur Verfügung. Je nach Anordnung der Zellen unterscheidet man zwischen strukturierten Gittern, bestehend aus Hexaederelementen, und unstrukturierten Gittern, bestehend aus Tetraeder-, Prismen- oder Pyramidenelementen. Strukturierte bzw. regelmäßige Gitter besitzen im Allgemeinen gute Eigenschaften für die Diskretisierung, sind aber nur für geometrisch einfache Lösungsgebiete einsetzbar und die Verteilung der Gitterpunkte ist schwierig zu kontrollieren. Eine notwendige Konzentration in einem Teilgebiet führt zu unnötig kleinen Abständen in anderen Gebieten und damit zu einem höheren Rechenaufwand. Durch die Verwendung von blockstrukturierten Gittern können kompliziertere Formen vernetzt werden. Diese Methode teilt das Lösungsgebiet ein- oder mehrstufig in Blöcke, in jedem einzelnen Block ist ein strukturiertes Gitter definiert. Auf diese Weise ist eine bessere Optimierung der Gitterqualität im gesamten Lösungsgebiet möglich. Ein unstrukturiertes Gitter ist der flexibelste Gittertyp und ist auch für sehr komplizierte Geometrien geeignet. Es kann nahezu automatisch generiert werden und findet vorwiegend bei der Finite Elemente- Methode und Finite Volumen-Methode Anwendung. Die Berechnung der Flüsse durch die Elementoberfläche stützt sich auf die Lage der Flächennormalen. Da die trigonometrischen Funktionen bei

kleinen Winkeln und einer gegebenen Anzahl an signifikanten Stellen zunehmend ungenau werden, können aufgrund der Form von unstrukturierten Gittern, bei denen unter Umständen alle Flächen eines Elements nicht orthogonal zur Durchströmung liegen, Approximationsfehler auftreten. Bei blockstrukturierten Gittern kann diesem Approximationsfehler durch eine gezielte Ausrichtung des Netzes entsprechend entgegengewirkt werden. Die Blockstrukturierung ist jedoch wesentlich aufwendiger und erfordert für komplizierte Formen viel Erfahrung. Bei vergleichbarer Auflösung der Strömungsgrößen benötigen Hexaederelemente auch einen geringeren Speicherbedarf. Aufgrund dieser Vorteile wird in der vorliegenden Arbeit eine blockstrukturierte Vernetzung der Geometrie durchgeführt. Die Qualität des Rechnernetzes hat entscheidenden Einfluss auf die Konvergenz des Rechenverfahrens. Qualitätsmerkmale sind die Rechtwinkligkeit und die Wachstumsrate der Elemente. Die Wandauflösung muss dem verwendeten Turbulenzmodell und insbesondere der Wahl des Wandmodells angepasst werden, daher ist der Prozess der Gittererstellung meist iterativ (Ferziger, et al., 2008).

4 Berechnungsmodell und Ermittlung der Kennlinien

Im folgenden Kapitel werden die unterschiedlichen Berechnungsmethoden von Rotor-Stator-Interaktionen erläutert und die erforderlichen Parameter für die Ermittlung der Kennlinien beschrieben.

4.1 Simulationsverfahren von Rotor-Stator Wechselwirkungen

In Ansys CFX stehen drei Methoden zur Berechnung der Wechselwirkung von rotierenden und feststehenden Systemen zur Verfügung. Für die Simulation finden sowohl transiente als auch stationäre Modelle Verwendung, die nachfolgend kurz beschrieben werden.

Bei stationären Modellen werden die rotierenden und die feststehenden Komponenten in ihrem jeweiligen Referenzsystem betrachtet, die Strömung in den einzelnen Komponenten kann somit als stationär angesehen werden. Die Koppelung der Referenzsysteme erfolgt über die sogenannte „Stage“ oder „Frozen Rotor“ Methode. Die bei der Rotation der Geometrie möglichen Querschnittsveränderungen und die damit veränderten Strömungsverhältnisse werden bei diesen sogenannten „Multiple Frame of Reference (MFR)“ Modellen nicht berücksichtigt.

Stage Methode

Bei der Stage Methode werden die Strömungsgrößen an der Grenzfläche in Umfangsrichtung gemittelt und zwischen rotierendem und feststehendem System ausgetauscht. Bei starker Variation der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung ist die Stage Methode nicht geeignet und liefert keine konvergente Lösung.

Frozen Rotor Methode

Bei der Frozen Rotor Methode wird keine Umfangsmittelung der Strömungsgrößen durchgeführt, stattdessen findet nur ein Wechsel in das jeweilige Bezugssystem statt. Hierzu wird beim Übergang zwischen beiden Systemen die Stetigkeit der Geschwindigkeit und des Druckes eingeführt. Somit eignet sich die Frozen Rotor Methode auch bei starken Änderungen der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung.

Transient Rotor-Stator

Beim Transient Rotor-Stator Interface werden die tatsächlichen zeitabhängigen Wechselwirkungen zwischen der stehenden und der rotierenden Komponente modelliert. Dabei wird bei jedem Zeitschritt die rotierende Komponente entsprechend ihrer jeweiligen

Drehzahl weiterbewegt, sodass die mit der Drehzahl des Rotors sich verändernden Strömungsverhältnisse berücksichtigt werden.

Die Stage Methode benötigt grundsätzlich den geringsten Rechenaufwand, liefert aber bei den Modellen, die in dieser Arbeit Verwendung finden, keine konvergenten Lösungen und konnte daher nicht verwendet werden. Bei der Frozen Rotor Methode ist es üblich, die Simulation bei verschiedenen Rotor Stellungen durchzuführen, um die Abhängigkeit der Ergebnisse von der Position des Rotors gegenüber dem Stator festzustellen. Aufgrund des hohen numerischen Aufwands wurde der Rotor bzw. Stator nicht in vollem Umfang simuliert, sondern nur ein Segment bestehend aus drei bzw. vier Lüftungsstegen. Somit konnten unterschiedliche Rotorpositionen nicht durch einfaches Rotieren des Rotornetzes realisiert werden, eine erneute Erstellung der Geometrie und nachfolgende Vernetzung wäre nötig gewesen. Daher wurde auf die Simulation einer zweiten Rotorposition bei der Frozen Rotor Methode verzichtet. Aufbauend auf der Frozen Rotor Lösung wurden abschließend die Kennlinien durch instationäre Berechnungen ermittelt. Für sämtliche Simulationen wurden für die Diskretisierung sogenannte High Resolution Verfahren verwendet. High Resolution Verfahren sind zweiter Ordnung genau wobei die Differentialgleichungen vorwärts bzw. rückwärts diskretisiert werden (ANSYS Inc., 2009).

4.2 Ermittlung der Kennlinien

Wie bereits erwähnt ist das Ziel dieser Arbeit, die Druckerhöhung in Abhängigkeit vom Volumenstrom festzustellen. Bei der Druckerhöhung unterscheidet man folgende Begriffe:

- Totaldruckerhöhung (Δp_{tot})
- Druckerhöhung (freiblasend) (Δp_f)

Die Totaldruckerhöhung dient zur Überwindung aller vorhandenen Strömungswiderstände in einer Anlage. Der Totaldruck ist bei inkompressibler Strömung die Summe aus statischem und dynamischem Druck.

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} \quad 4-1$$

mit

$$p_{\text{dyn}} = \frac{\rho c^2}{2} \quad 4-2$$

Für die Ermittlung der Kennlinien wird bei unterschiedlichen Betriebspunkten Totaldruck (p_{tot}) und statischer Druck (p_{stat}) über die Ein- und Austrittsflächen gemittelt und die Druckerhöhungen (Δp_f) nach Gleichung 4-3 und 4-4 bestimmt (Gülich, 1999).

$$\Delta p_{\text{tot}} = p_{\text{tot}2} - p_{\text{tot}1} \quad 4-3$$

$$\Delta p_f = p_{\text{stat}2} - p_{\text{stat}1} \quad 4-4$$

5 Maschine 1: Simulation und Ergebnisse

Dieses Kapitel widmet sich dem Aufbau der unterschiedlichen Simulationsmodelle von Maschine 1 und präsentiert die Ergebnisse der Berechnungen. Im ersten Modell werden anhand eines Rotorsegments Netzuntersuchungen durchgeführt und verschiedene Turbulenzmodelle verglichen. Dies dient als Grundlage für weitere Berechnungen des Aktivteils. Im zweiten Modell wird der Strömungsweg durch den Aktivteil zweidimensional stationär und transient simuliert, anschließend wird mit einem dreidimensionalen Modell (Modell 3) ohne axialer Zuströmung verglichen. Das vierte Simulationsmodell beinhaltet die axiale Zuströmung, die Förderwirkung der Rippenwelle und die Umlenkung in einen Luftschlitz. Aufgrund des hohen Rechenaufwands wurde im Rahmen dieser Arbeit nur die Strömung durch einen Luftschlitz betrachtet, die Abhängigkeit der Förderwirkung mit zunehmender Luftschlitzanzahl in axialer Richtung wird nicht berücksichtigt. Es wird für die Wahl der Betriebspunkte und für die Auswertung von einer gleichmäßigen Aufteilung der Luftmenge über die gesamte Paketlänge ausgegangen.

5.1 Modell 1: Rotorsegment

Im ersten Modell wird zunächst anhand eines Rotorsegments (Abbildung 5-1) der Einfluss unterschiedlicher Rechennetze unter Verwendung verschiedene Turbulenzmodelle und deren Wandbehandlung untersucht. Die Geometrie wurde mittels des 3D CAD Programms Solid Works erstellt und anschließend im IGES-Format in die Vernetzungssoftware ICEM CFD importiert.

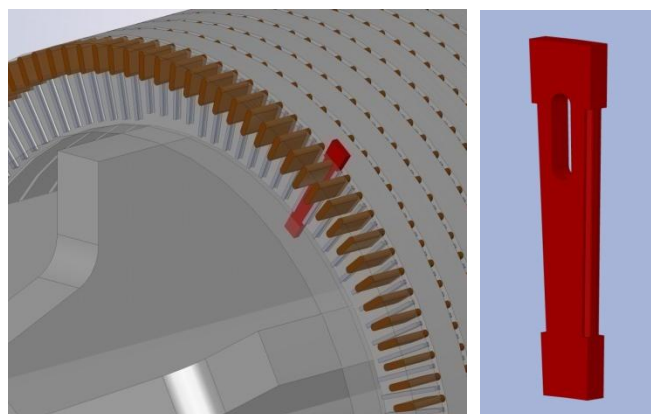


Abbildung 5-1: Modell 1 Rotorsegment

Es werden zwei Rechennetze, ein „grobes“ mit 374.000 Elementen und ein „feines“ mit 929.000 Elementen betrachtet. Bei der Netzerstellung muss, wie in Kapitel 3.7 beschrieben, einerseits auf die Wandauflösung geachtet werden und andererseits auf das Konvergenzverhalten. Bei beiden Rechennetzen wurde darauf geachtet, die Wandauflösung

so zu gestalten, dass der dimensionslose Wandabstand y^+ kleiner als eins ist, um bei der Wandbehandlung vom $k-\omega$ und SST-Turbulenzmodell die Low-Reynolds Erweiterungen verwenden zu können. Abbildung 5-2 zeigt die Netzauflösung des feinen und des groben Netzes.

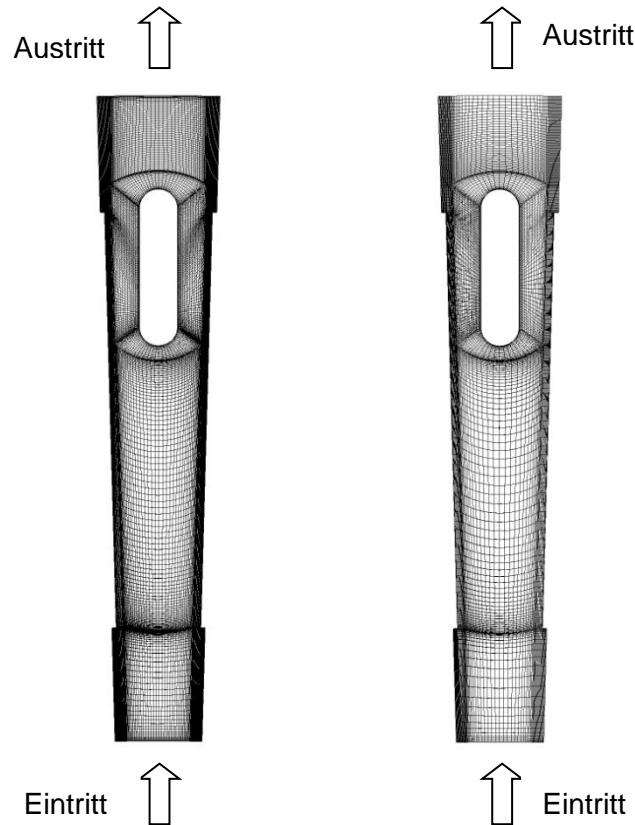


Abbildung 5-2: Modell1: feines Rechennetz (links), grobes Rechennetz (rechts)

Zur Auswahl des Turbulenzmodells für die weiteren Simulationen werden anschließend Berechnungen mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen bei verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt. Folgende Turbulenzmodelle wurden verglichen:

- Shear Stress Transport (SST)
- $k-\varepsilon$ Modell
- $k-\omega$ Modell
- Eddy Viscosity Transport Equation (EVT)

5.1.1 Randbedingungen und Betriebspunkte

Eintritt

Für den Eintrittsbereich wird der Massenstrom senkrecht zur Eintrittsfläche vorgegeben. Die Eintrittstemperatur in den Rotor beträgt 40 °C. Ausgehend vom angenommenen

Volumenstrom durch den gesamten Aktivteil wurde der Massenstrom in ein Rotorsegment nach Gleichung 5-1 berechnet.

$$\dot{M}_{modell1} = \frac{\rho \cdot \dot{V}_{gesamt}}{(N \cdot z)} \cdot m \quad 5-1$$

ρ ...Dichte bei 40°C und 1,013 bar; 1,127 kg/m³

N ...Anzahl der Segmente am Umfang bzw. Nutenanzahl

zAnzahl der Luftschlitze in axialer Richtung

mAnzahl der modellierten Nuten in Umfangsrichtung

Für die Netzuntersuchung wird mit dem Gesamtvolumenstrom von 3,9 m³/s gerechnet. Dies entspricht einem Massenstrom von 0,0015 kg/s durch ein Segment. Für die Turbulenzmodelluntersuchungen sind die Volumen- bzw. Massenströme der einzelnen Betriebspunkte in Tabelle 5-1 aufgelistet.

Tabelle 5-1: Massen- bzw. Volumenströme für Turbulenzmodelluntersuchung

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	1,55	2,07	2,58	3,10	3,88	4,65	5,17
Massenstrom Eintritt	[kg/s]	0,0006	0,0008	0,0010	0,0012	0,0015	0,0018	0,0020
Volumenstrom Eintritt	[m ³ /s]	5,32 *10 ⁻⁴	7,10 *10 ⁻⁴	8,87 *10 ⁻⁴	1,06 *10 ⁻³	1,33 *10 ⁻³	1,60 *10 ⁻³	1,77 *10 ⁻³

Austritt

Ansys CFX bezieht sämtliche Druckangaben auf einen Referenzdruck (p_{ref}) und wird bei sämtlichen Modellen mit der Größe von 101325 [Pa] eingestellt. Am Austritt wird der statische Druck mit $p_{stat2} = 0$ [Pa] vorgegeben, das heißt der Druck p_{stat2} entspricht somit dem Umgebungsdruck von 101325 [Pa].

5.1.2 Ergebnisse der Netzuntersuchung

Für die Netzuntersuchung wird als erstes das Konvergenzverhalten betrachtet. In Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4 sind die Residuen für beide Rechenetze dargestellt.

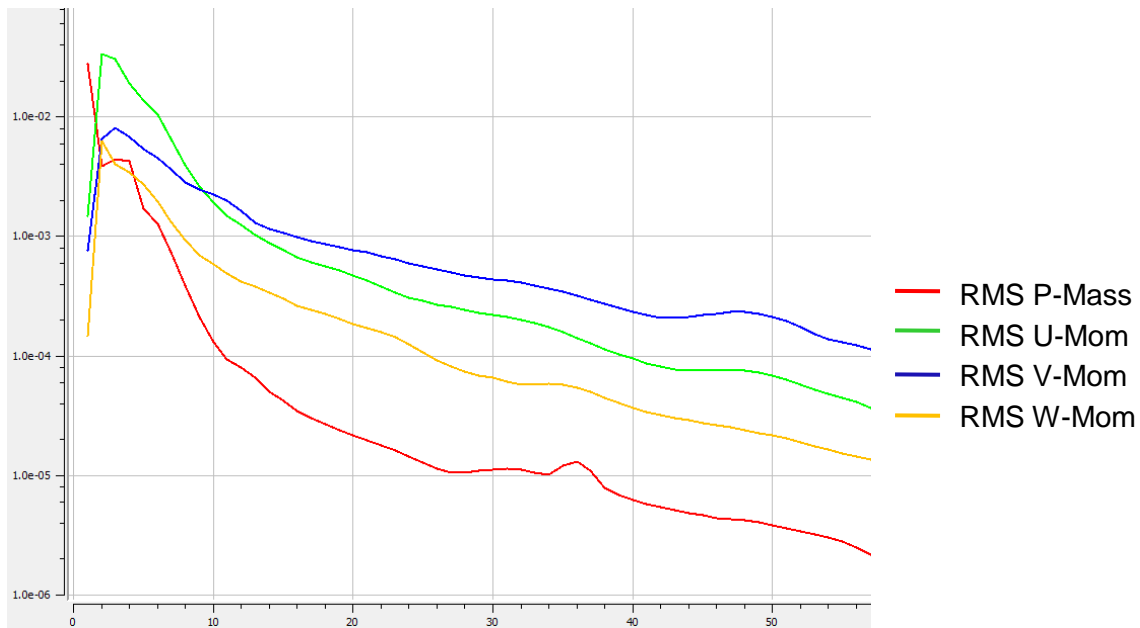


Abbildung 5-3: Konvergenzverhalten feines Netz

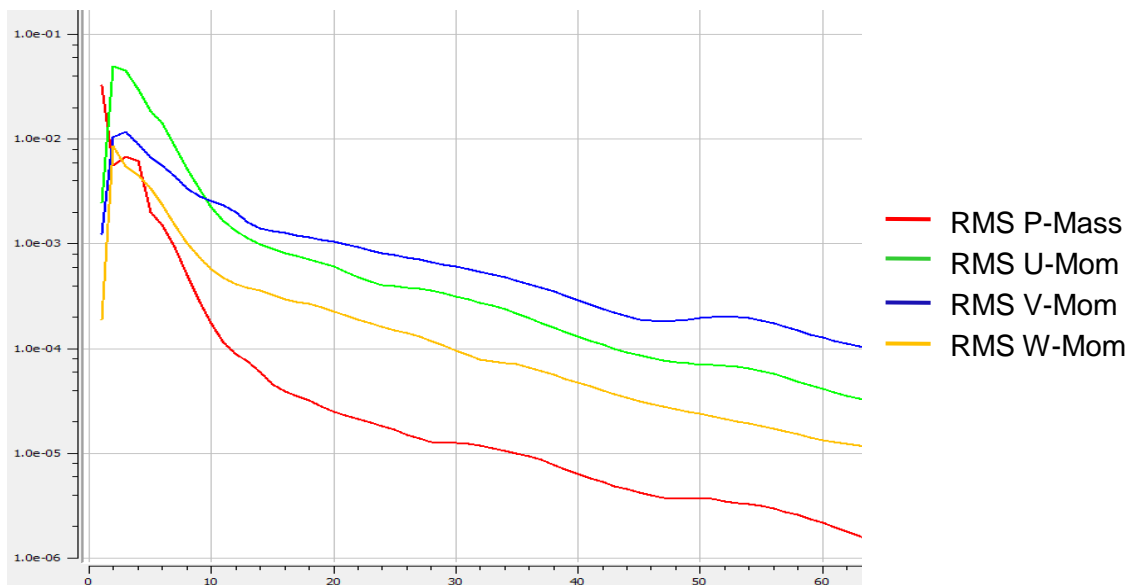


Abbildung 5-4: Konvergenzverhalten grobes Netz

Beide Rechennetze zeigen gleichmäßig sinkende Residuen und benötigen eine ähnliche Anzahl an Iterationen um den Wert von 1×10^{-4} zu unterschreiten. Um die Qualität der Rechennetze an lokalen Stellen zu beurteilen, ist es hilfreich, die Residuen der einzelnen Zellen zu betrachten. Hierzu sind in Abbildung 5-5 bis Abbildung 5-8 die Residuen für die Geschwindigkeit (U) in X-Richtung und die Geschwindigkeit (V) in Y-Richtung für beide Netze abgebildet.

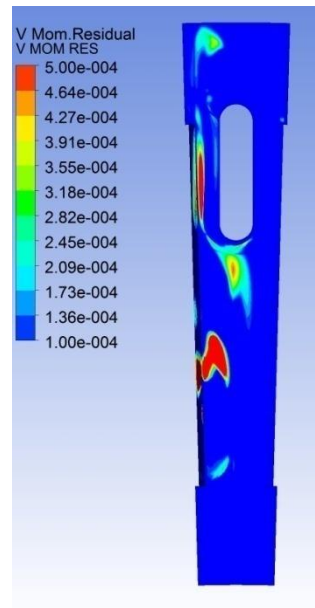
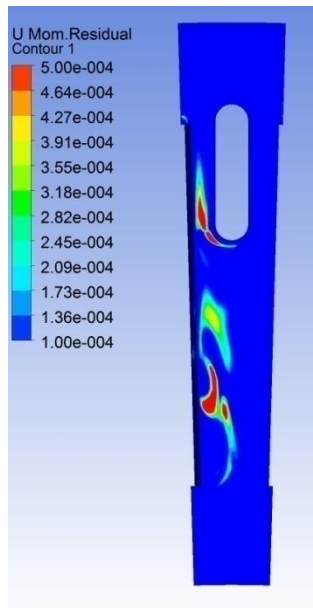


Abbildung 5-5: Grobes Netz: Residuen für Geschwindigkeit U (links)
Abbildung 5-6: Grobes Netz: Residuen für Geschwindigkeit V (rechts)

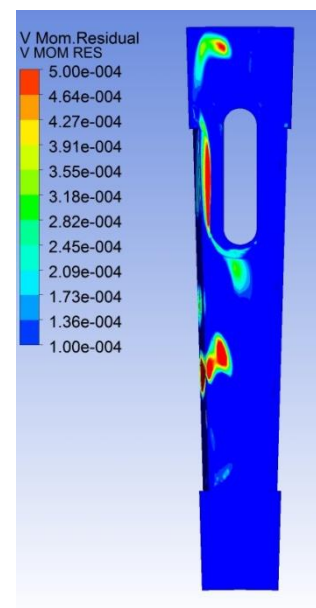
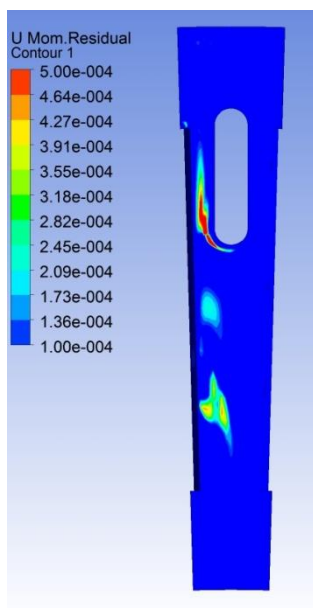


Abbildung 5-7: Feines Netz: Residuen für Geschwindigkeit U (links)
Abbildung 5-8: Feines Netz: Residuen für Geschwindigkeit V (rechts)

Die Grafiken zeigen, in welchen Bereichen des Modells eine Verfeinerung des Netzes sinnvoll ist und in welchen Teilen bereits niedrige Residuen erreicht werden. Man erkennt, dass im Bereich der Ventilationsstege und im Bereich der Rotorwicklung die Residuen am höchsten sind. Dies ist auf eine Strömungsablösung am Ventilationssteg und im Bereich der Rotorwicklung zurückzuführen. Die Ergebnisse der Simulation mit den verschiedenen Turbulenzmodellen sind für die beiden Rechennetze in den Tabellen 5-2 und 5-3 dargestellt.

Tabelle 5-2: Ergebnisse der Simulation für feines Rechennetz für $\dot{V}=3,9 \text{ m}^3/\text{s}$

Turbulenzmodell		SST	k- ω	k- ϵ	EVT
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	32,83	22,24	4,56	-2,64
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	340,12	313,97	325,31	320,39
Totaldruckerhöhung (Δp_{tot})	[Pa]	307,29	291,73	320,75	323,03
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-6,47	-17,06	-34,76	-41,95
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,04	-0,08	-0,02	-0,01
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	6,43	16,98	34,74	41,94

Tabelle 5-3: Ergebnisse der Simulation für grobes Rechennetz für $\dot{V}=3,9 \text{ m}^3/\text{s}$

Turbulenzmodell		SST	k- ω	k- ϵ	EVT
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	33,53	18,28	7,55	0,35
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	339,83	310,96	329,70	323,65
Totaldruckerhöhung (Δp_{tot})	[Pa]	306,30	292,68	322,15	323,30
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-5,76	-21,02	-31,76	-38,95
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,14	-0,15	-0,07	-0,06
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	5,62	20,87	31,70	38,89

Aufgrund der numerischen Lösung ist der statische Druck am Austritt (p_{stat2}) nicht wie in den Randbedingungen vorgegeben exakt 0 [Pa]. In Abbildung 5-9 sind die Unterschiede in der Totaldruckerhöhung für beide Rechengitter graphisch dargestellt.

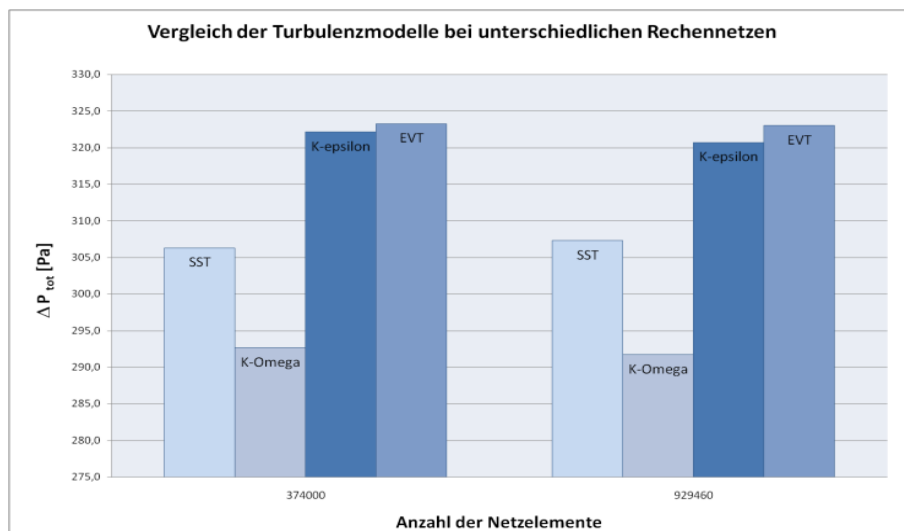


Abbildung 5-9: Vergleich der Turbulenzmodelle bei unterschiedlichen Rechennetzen

Für die verwendeten Turbulenzmodelle ist der Unterschied in der Totaldruckerhöhung und die prozentuelle Abweichung des groben Netzes vom feinen Netz ist in Tabelle 5-4

ersichtlich. Der Unterschied in der statischen Druckerhöhung ist für beide Rechennetze in den Tabellen 5-4 und 5-5 ersichtlich.

Tabelle 5-4: Unterschied in der Totaldruckerhöhung für beide Rechennetze

	[Pa]	[%]
EVT	0,3	0,1
k-ε	1,4	0,4
k-ω	1,0	0,3
SST	-1,0	-0,3

Tabelle 5-5: Unterschied in der Druckerhöhung für beide Rechennetze

	[Pa]	[%]
EVT	-3,05	-7,8
k-ε	-3,05	-9,6
k-ω	3,89	18,6
SST	-0,81	-14,4

Aufgrund der geringen Abweichung zwischen den beiden Rechennetzen wird für die Untersuchung der Turbulenzmodelle das grobe Rechengitter verwendet, um die Rechenzeit zu verringern.

5.1.3 Ergebnisse der Turbulenzmodelluntersuchung

Für das jeweilige Turbulenzmodell sind die Ergebnisse für die Totaldruckerhöhung und die Erhöhung des statischen Druckes für jeden Betriebspunkt in den Tabelle 5-6 bis Tabelle 5-9 zusammengefasst. Sämtliche Druckangaben sind auf den vorgegebenen statischen Druck $p_{\text{stat}2}$ am Austritt bezogen und können daher auch negativ sein.

Tabelle 5-6: Berechnungsergebnisse für das SST-Modell

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	1,55	2,07	2,58	3,10	3,88	4,65	5,17
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	-78,71	-59,47	-37,02	-10,86	33,53	81,60	109,98
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	256,60	269,04	286,99	307,44	339,83	370,54	386,26
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	335,31	328,51	324,01	318,30	306,30	288,94	276,28
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-85,01	-70,66	-54,48	-36,02	-5,76	25,02	40,13
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,57	-0,36	-0,14	-0,13	-0,14	-0,17	-0,20
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	84,44	70,30	54,34	35,89	5,62	25,02	-40,33

Tabelle 5-7: Berechnungsergebnisse für das k-ε-Modell

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	1,55	2,07	2,58	3,10	3,88	4,65	5,17
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	-79,45	-66,94	-50,07	-28,12	7,55	45,67	72,83
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	305,22	285,58	292,77	307,24	329,70	348,72	360,26
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	384,67	352,52	342,84	335,36	322,15	303,05	287,43
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-85,74	-78,13	-67,54	-53,30	-31,76	-10,95	2,95
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,48	-0,47	-0,274	-0,10	-0,07	-0,08	-0,08
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	85,26	77,66	67,27	53,19	31,70	10,87	-3,04

Tabelle 5-8: Berechnungsergebnisse für das k-ω-Modell

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	1,55	2,07	2,58	3,10	3,88	4,65	5,17
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	-77,33	-61,21	-43,19	-19,59	18,28	58,61	87,04
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	253,97	257,10	267,30	285,10	310,96	336,52	352,98
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	331,26	318,31	310,49	304,69	292,68	277,91	265,94
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-83,61	-72,39	-60,65	-44,75	-21,02	2,02	17,18
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,43	-0,09	-0,07	-0,11	-0,15	-0,20	-0,25
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	83,19	72,31	60,58	44,65	20,87	-2,21	-17,43

Tabelle 5-9: Berechnungsergebnisse für das EVT-Modell

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	1,55	2,07	2,58	3,10	3,88	4,65	5,17
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	-78,78	-69,53	-52,85	-33,06	0,35	37,19	63,81
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	275,11	285,43	291,62	304,84	323,65	339,80	350,04
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	353,88	354,96	344,47	337,90	323,30	302,61	286,23
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-85,07	-80,72	-70,32	-58,23	-38,95	-19,42	-6,06
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,66	-0,38	-0,17	-0,05	-0,06	-0,07	-0,08
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	84,40	80,34	70,14	58,18	38,89	19,35	5,98

Die resultierenden Kennlinien für die Druckerhöhung Δp_f und die Totaldruckerhöhung Δp_{tot} in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell sind in Abbildung 5-10 und Abbildung 5-11 dargestellt.

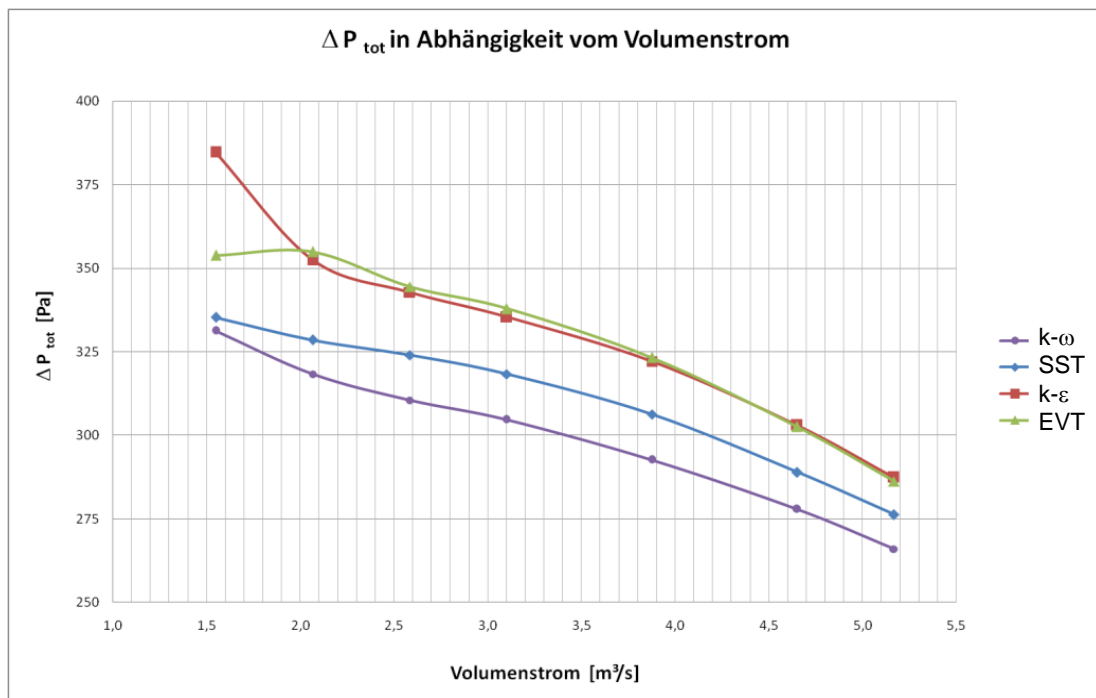


Abbildung 5-10: Totaldruckerhöhung Modell 1 in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell

Die stärkste Erhöhung des Totaldrucks zeigt das EVT- und das k-ε- Turbulenzmodell. Beim k-ω- Turbulenzmodell ist die Totaldruckerhöhung am geringsten, dazwischen liegt das SST-Modell.

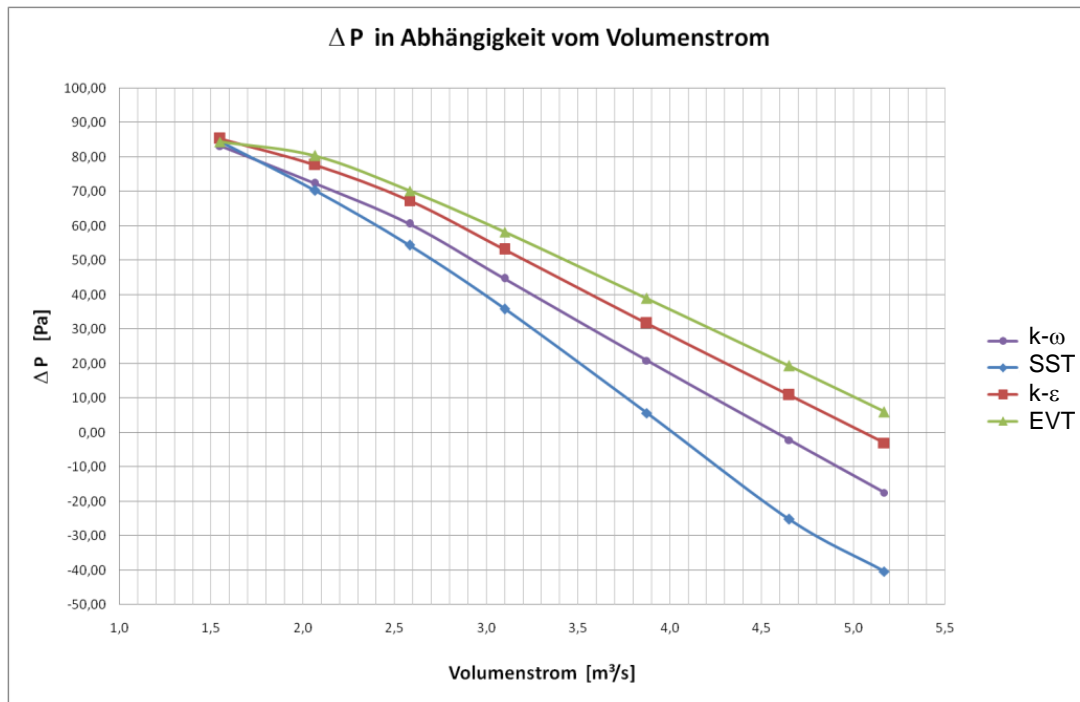


Abbildung 5-11: Druckerhöhung Modell 1 in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell

Bei geringen Volumenströmen zeigen sämtliche Turbulenzmodelle ähnliche Ergebnisse in der statischen Druckerhöhung. Mit zunehmendem Volumenstrom nimmt die Druckerhöhung aufgrund der unterschiedlich starken Strömungsablösung im Austrittsbereich ab. Das SST-Modell weist die stärkste Strömungsablösung auf und zeigt die größte Abnahme der Druckerhöhung in Abhängigkeit vom Volumenstrom.

5.1.4 Diskussion

Die Netzuntersuchung hat nur einen geringen Unterschied für die beiden Rechengitter ergeben. Sowohl das Konvergenzverhalten als auch die Ergebnisse sind ähnlich. Durch Darstellung der Residuen in den einzelnen Elementen sind die Bereiche des Modells zu erkennen, in denen das Rechengitter für folgende Simulationsmodelle verfeinert werden sollte und in denen eine geringere Netzauflösung gewählt werden kann, um die Rechenzeit zu verringern.

Schwieriger gestaltet sich die Auswahl des Turbulenzmodells für die weiteren Modelle. Die untersuchten Turbulenzmodelle zeigen größere Unterschiede in den Ergebnissen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass aufgrund der unterschiedlichen Wandbehandlung der einzelnen Turbulenzmodelle unterschiedlich große Ablösungszonen auftreten. Die Strömungsablösung zeigt auch eine Abhängigkeit vom durchströmenden Massenstrom. Für das k- ϵ und das SST-Modell sind die Geschwindigkeitsvektoren im Austrittsbereich in Abbildung 5-12 und Abbildung 5-13 dargestellt. Die unterschiedlich großen Ablösezone im Bereich der Rotorwicklung sind deutlich zu erkennen.

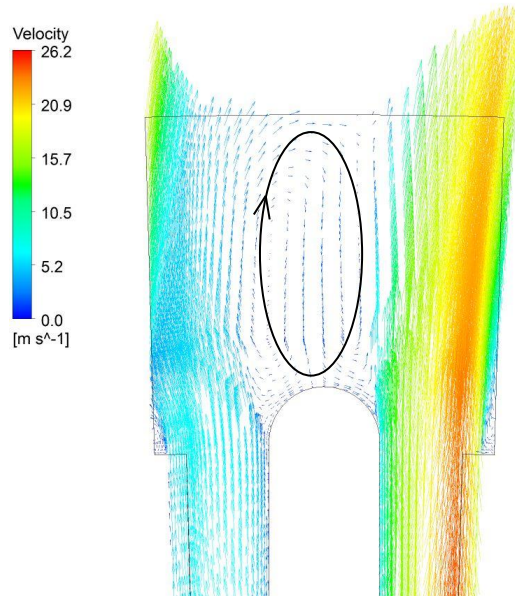


Abbildung 5-12: Geschwindigkeitsvektoren SST- Modell bei $\dot{V} = 3,9\text{m}^3/\text{s}$

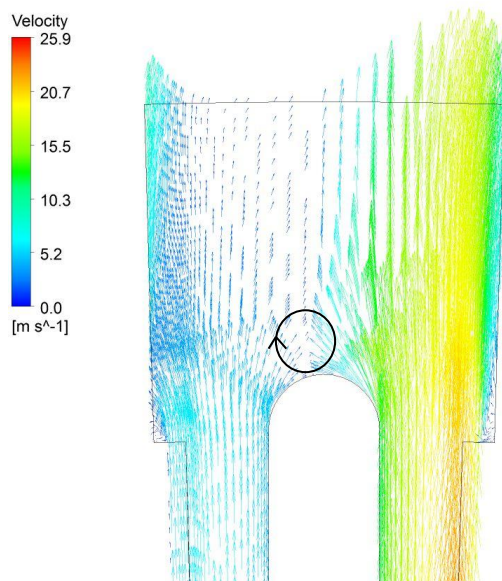


Abbildung 5-13: Geschwindigkeitsvektoren k-ε- Modell bei $\dot{V} = 3,9\text{m}^3/\text{s}$

Aufgrund der in Kapitel 3.3 beschriebenen Vorteile des SST-Turbulenzmodells und vor allem wegen der Modellierung des wandnahen Bereichs mittels der Low Reynolds Erweiterung wird für die weiteren Simulationen das SST- Modell verwendet. Genaue Aussagen über die Richtigkeit der unterschiedlichen Turbulenzmodelle können nur durch Messungen getroffen werden.

5.2 Modell 2: Rotor-Stator als 2D-Modell

Um Erfahrung mit der Modellierung des Übergangsbereiches von Rotor zu Stator zu sammeln, wurde aufgrund der wesentlich geringeren Rechenzeit zunächst eine stationäre zweidimensionale Simulation mit der Frozen Rotor Methode durchgeführt. Mit den Ergebnissen der stationären Lösung wird anschließend die transiente Rechnung initialisiert. Für den CFX Solver muss das erstellte zweidimensionale Rechengitter in axialer Richtung extrudiert werden. Somit ergibt sich ein dreidimensionales Rechengitter, das in z-Richtung eine Tiefe von einer Zelle mit der Basiseinheit von einem mm besitzt. Jedoch berechnet Ansys CFX keine Strömungsgrößen in dieser Richtung und wird daher als zweidimensional betrachtet. Das Berechnungsgebiet (Abbildung 5-14) ist in zwei Bereiche aufgeteilt, dem Rotor und dem Stator, es enthält 205000 Elemente und der Übergang von Rotor zu Stator wurde in der Mitte des Luftspaltes modelliert. Die zwei Bereiche wurden getrennt voneinander erstellt und anschließend im Pre-Prozessor von Ansys CFX zusammengefügt.

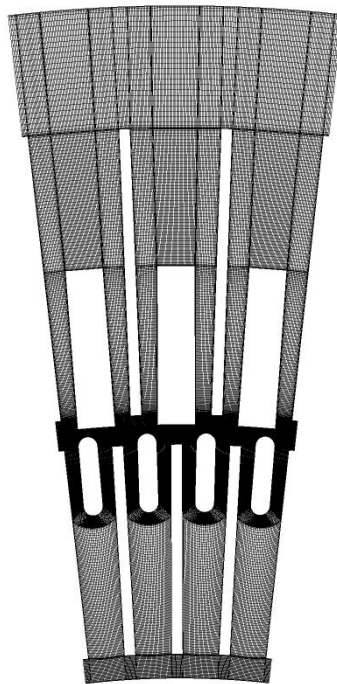


Abbildung 5-14: Rechengitter Modell 2

Um den Übergangsbereich von Rotor und Stator instationär oder mit der FR-Methode simulieren zu können, müssen die Flächen vom Austritt aus dem Rotor darf der der Flächenunterschied vom Austritt aus den Rotor und Eintritt in den Stator gleich groß sein. Bei der Modellierung von vier Rotor- und drei Statorsegmenten ist für Maschine 1 das Verhältnis von Rotor und Statorwinkel exakt eins.

Für die transiente Simulation muss der Zeitschritt für jeden Iterationsschritt festgelegt werden. Dies ist die Zeitspanne, in der sich der Rotor von einer Position zur nächsten weiterbewegt. Die Schrittweite muss so gewählt werden, dass die Lösungen zwischen zwei aufeinander folgenden Positionen nicht zu stark voneinander abweichen. Die Schrittweite ist so gewählt worden, dass der Rotationswinkel 1° beträgt. Bei einer Umdrehungszahl von 420 pro Minute von Maschine 1 ergibt sich somit der Zeitschritt Δt mit 0,000397 s.

5.2.1 Randbedingungen und Betriebspunkte

Analog zu Modell 1 wird für die stationäre und die transiente Simulation am Eintritt in den Rotor der Massenstrom normal zur Eintrittsfläche vorgegeben und am Austritt der statische Druck p_{stat2} mit Null [Pa]. Für die Ermittlung des Massenstroms der einzelnen Betriebspunkte wird wie bei Modell 1 vom Gesamtvolumenstrom ausgegangen. Der Durchfluss wird mit einer Dichte von 1,127 kg/m³ nach Gleichung 5-2 berechnet.

$$\dot{M}_{modell2} = \frac{\dot{V}_{gesamt}}{(N \cdot z) \cdot \frac{b_0}{b_1}} \cdot m \cdot \rho \quad 5-2$$

- N ... Nutenanzahl
- z ... Anzahl der Luftschlitze in axialer Richtung
- b_0 ... Breite eines Luftschlitzes
- b_1 ... Breite des Simulationsmodelles
- m ... Zahl der modellierten Nuten in Umfangsrichtung des Rotors

In Tabelle 5-10 sind die Massenströme für die jeweiligen Betriebspunkte zusammengefasst.

Tabelle 5-10: Volumenstrom und Massenstrom für Modell 2

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Massenstrom Eintritt	[kg/s]	0,0001	0,00015	0,0002	0,00025	0,0003	0,0004	0,0005	0,0006
Volumenstrom Eintritt	[m ³ /s]	8,87 *10 ⁻⁵	1,33 *10 ⁻⁴	1,77 *10 ⁻⁴	2,22 *10 ⁻⁴	2,66 *10 ⁻⁴	3,55 *10 ⁻⁴	4,44 *10 ⁻⁴	5,32 *10 ⁻⁴
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10

5.2.2 Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabelle 5-11 zusammengefasst und die erstellten Kennlinien für die Druckerhöhung bzw. die Totaldruckerhöhung der Frozen-Rotor Simulation sind in Abbildung 5-15 und Abbildung 5-16 ersichtlich.

Tabelle 5-11: Modell 2: Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10
Totaldruck Eintritt (p _{tot1})	[Pa]	-90,13	-82,17	-60,32	-45,77	-23,48	21,81	79,59	126,93
Totaldruck Übergang	[Pa]	139,31	148,88	174,31	248,40	295,79	374,16	451,85	509,18
Totaldruck Austritt (p _{tot2})	[Pa]	1,46	4,69	9,78	16,71	20,87	24,08	31,34	33,86
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	229,44	231,05	234,63	294,17	319,27	352,35	372,26	382,25
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	137,85	144,19	164,53	231,69	274,92	350,08	420,51	475,32
Totaldruckerhöhung Δp _{tot}	[Pa]	91,59	86,86	70,10	62,48	44,35	2,27	-48,25	-93,07
Stat. Druck Eintritt (p _{stat1})	[Pa]	-90,77	-83,60	-62,88	-49,79	-29,28	11,53	63,51	103,80
Stat. Druck Übergang	[Pa]	-3,25	4,30	20,86	25,21	41,11	66,98	98,30	115,72
Stat. Druck Austritt (p _{stat2})	[Pa]	-0,01	0,00	-0,11	-0,21	-0,15	-0,14	-0,19	-0,08
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	87,52	87,90	83,74	75,00	70,38	55,45	34,79	11,92
Druckverringerung Stator	[Pa]	-3,25	4,30	20,97	25,42	41,25	67,13	98,49	115,80
Druckerhöhung Δp _r	[Pa]	90,76	83,60	62,77	49,58	29,13	-11,67	-63,70	-103,88

Die Tabelle enthält für jeden berechneten Betriebspunkt den Totaldruck und den stat. Druck am Eintritt in den Rotor, am Übergang von Rotor zu Stator und am Austritt aus den Stator. Die Differenz zwischen Austrittsfläche und Eintrittsfläche ergibt gesamte Totaldruckerhöhung bzw. die gesamte stat. Druckerhöhung.

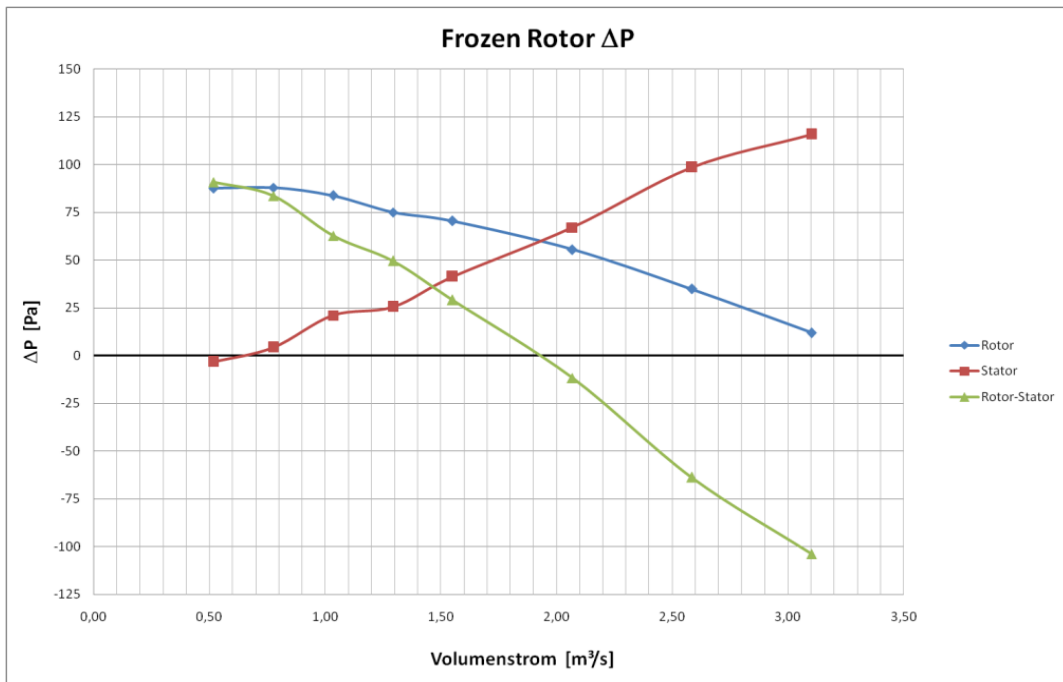


Abbildung 5-15: Modell2: Druckerhöhung FR-Simulation

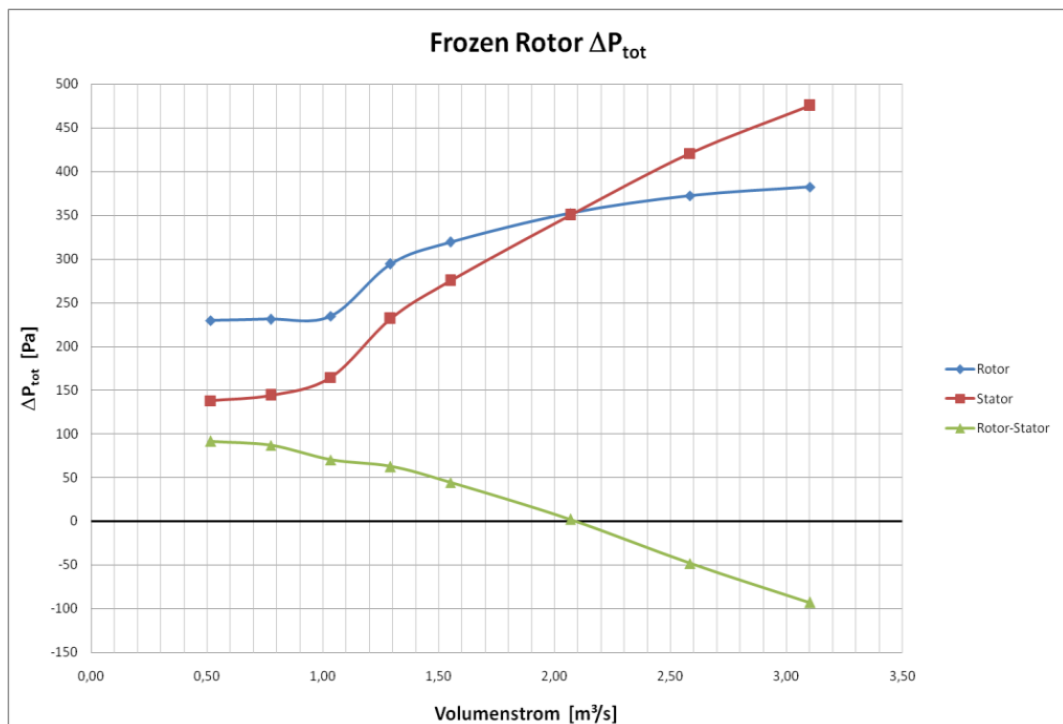


Abbildung 5-16: Modell2: Totaldruckerhöhung FR-Simulation

Die Kennlinien stellen einerseits den Druckaufbau des Rotors und den Druckverlust des Stators und andererseits den resultierenden Druckaufbau für Rotor und Stator in Abhängigkeit der Fördermenge dar. Der tatsächlich durchströmende Volumenstrom ergibt sich ohne zusätzliche Strömungsverluste in der Maschine aus dem Schnittpunkt der Rotor- mit der Stator-kennlinie bzw. aus dem Schnittpunkt der Gesamtkennlinie mit der x-Achse. Die Druckdifferenz links vom Schnittpunkt dient zu Überwindung von weiteren Druckverlusten

der Maschine. Für die Förderung einer größeren Luftmenge ist ein Energieeintrag durch einen zusätzlichen Lüfter erforderlich. Abbildung 5-15 zeigt ein kontinuierliches Sinken der Druckerhöhung des Rotors mit steigendem Volumenstrom, gleichzeitig kommt es zu einem Anstieg des Druckverlustes im Stator. Die steigende Totaldruckerhöhung des Rotors mit steigender Fördermenge (Abbildung 5-16) ist auf die unterschiedlich großen Ablösezonen zurückzuführen. Die Ablösezonen haben großen Einfluss auf die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten und somit auch auf die Strömungsverluste.

5.2.3 Ergebnisse der transienten Rotor-Stator Simulation

Die instationäre Simulation liefert für jeden Zeitschritt Lösungen für sämtliche Strömungsgrößen. Die Ergebnisse für die Druckerhöhung unterliegen somit Schwankungen abhängig von der jeweiligen Rotorposition. Für die Ermittlung der Kennlinien werden die erforderlichen Größen über der Zeit gemittelt. Dazu ist es erforderlich, den zeitlichen Verlauf einer Strömungsgröße aufzuzeichnen und das Schwingverhalten zu beobachten. Die zeitliche Mittelung erfolgt, wenn sich nach dem Einschwingvorgang eine gleichmäßige Schwingung eingestellt hat. Abbildung 5-17 zeigt den zeitlichen Verlauf des Totaldruckes [Pa] bei einem Volumenstrom von $2,07 \text{ m}^3/\text{s}$. Die grüne Linie ist der über die Eintrittsfläche gemittelte Verlauf des Totaldruckes. Die blaue Linie zeigt den zeitlichen Verlauf des Totaldruckes an der Rotor-Stator Grenzfläche und die rote Linie den an Statoraustrittsfläche.

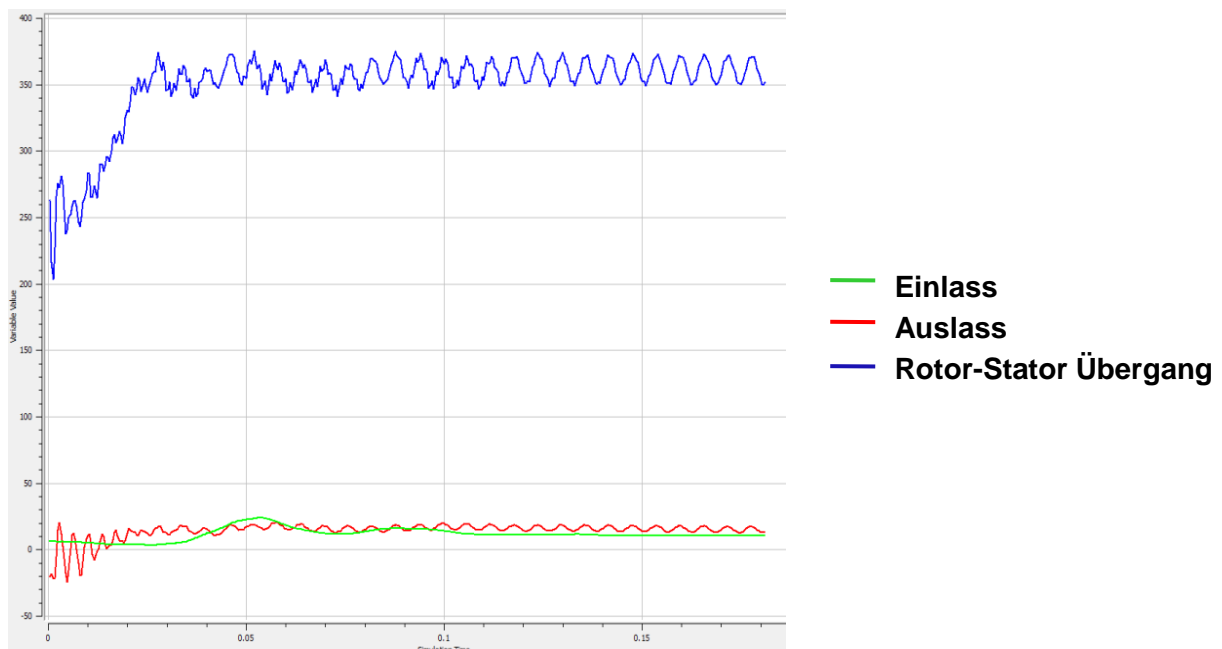


Abbildung 5-17: Modell 2: Zeitlicher Verlauf des Totaldruckes bei $\dot{V}=2,07 \text{ m}^3/\text{s}$

Je nach Volumenstrom stellt sich eine gleichmäßige Schwingung nach rund einer halben Rotorumdrehung ein. Ansys CFX bietet die Möglichkeit einer automatischen Mittelung der für

die Berechnung der Kennlinien erforderlichen Strömungsgrößen. Die Ergebnisse der transienten Simulation sind in Tabelle 5-12 für jeden Betriebspunkt zusammengefasst. Die Auswertung beinhaltet die über die Ein- und Austrittsflächen gemittelten Werte für den statischen Druck sowie den Totaldruck.

Tabelle 5-12: Modell 2: Ergebnisse der transienten Simulation

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10
Totaldruck Eintritt p_{tot1}	[Pa]	-71,9	-59,9	-46,3	-24,5	10,0	57,0	135,0	208,0
Totaldruck Übergang	[Pa]	157,3	156,0	171,0	215,0	358,0	415,0	482,0	550,0
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	0,9	4,0	9,5	14,0	28,0	27,0	26,0	27,0
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	229,2	215,9	217,3	239,5	348,0	358,0	347,0	342,0
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	156,5	152,0	161,5	201,0	330,0	388,0	456,0	523,0
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	72,8	63,9	55,8	38,5	18,0	-30,0	-109,0	-181,0
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-72,6	-61,4	-49,3	-28,6	3,0	53,0	124,0	185,0
Stat. Druck Übergang	[Pa]	21,2	32,2	41,9	55,5	72,0	98,0	155,0	201,0
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	0,0	0,0	-0,1	-0,2	0,0	0,0	0,0	0,0
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	93,8	93,6	91,2	84,1	69,0	45,0	31,0	16,0
Druckveringerung Stator	[Pa]	21,2	32,2	42,0	55,7	72,0	98,0	155,0	201,0
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	72,6	61,4	49,2	28,4	-3,0	-53,0	-124,0	-185,0

Die ermittelten Kennlinien für die Druck- bzw. Totaldruckerhöhung sind in Abbildung 5-18 und Abbildung 5-19 dargestellt.

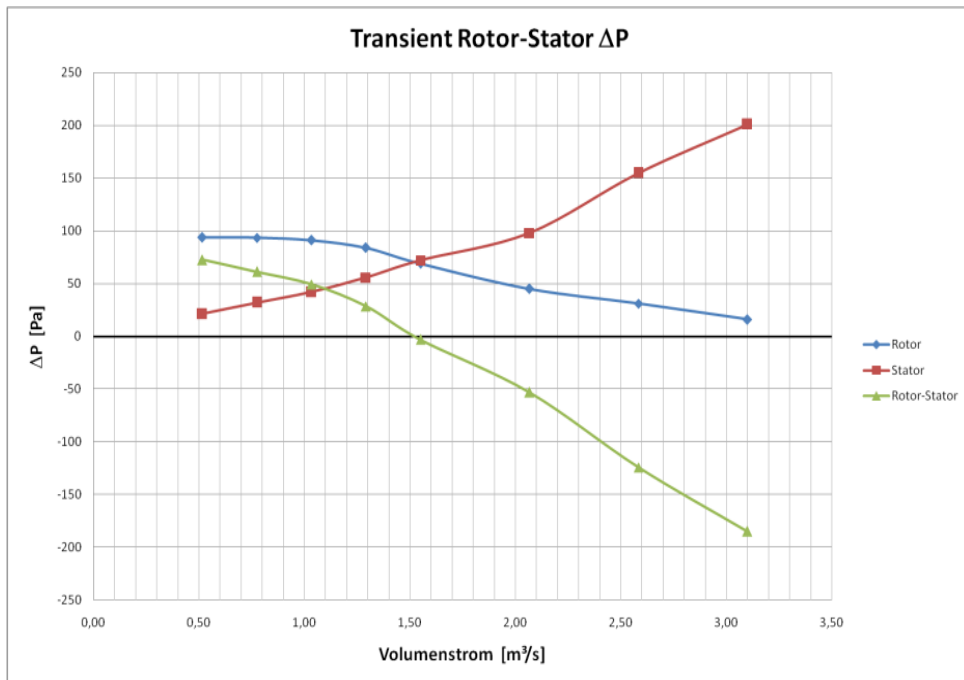


Abbildung 5-18: Modell 2 Transient Rotor-Stator: Druckerhöhung

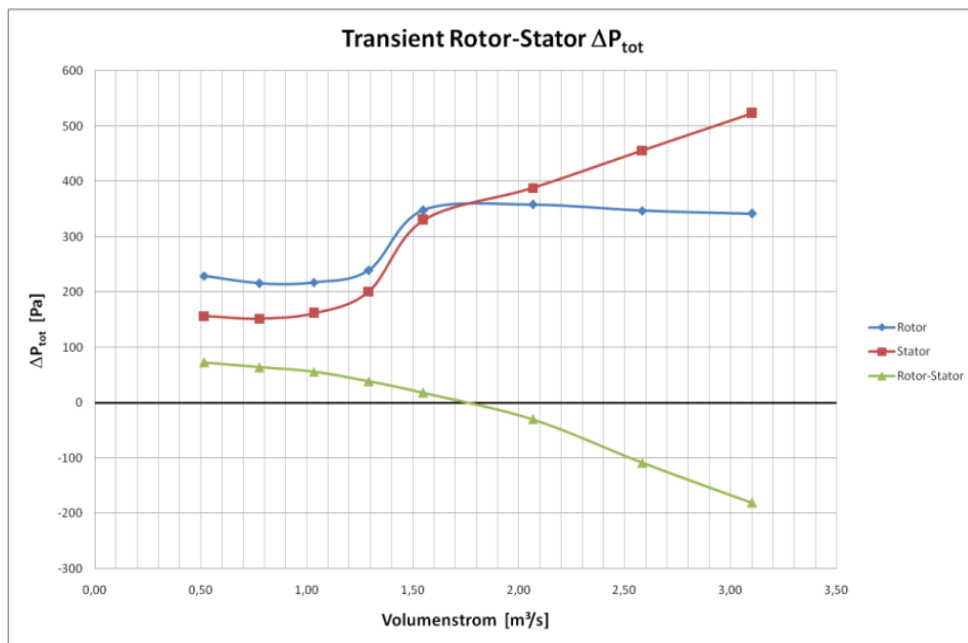


Abbildung 5-19: Modell 2 Transient Rotor-Stator: Totaldruckerhöhung

Ähnlich der Frozen-Rotor Berechnung zeigt die transiente Simulation einen Anstieg der Totaldruckerhöhung vom vierten auf den fünften Betriebspunkt. Auch hier bewirken unterschiedlich große Ablösezone eine bessere Statoranströmung und eine geringere Rückströmung. Die Geschwindigkeitsvektoren in Abbildung 5-21 zeigen die ungünstige Statoranströmung und die stark ausgeprägten Ablösezone im Bereich des Rotoraustritts.

5.2.4 Diskussion

Die zweidimensionale Simulation eignet sich aufgrund des geringen Rechenaufwandes sehr gut, um Erfahrung mit der Rotor-Stator Simulation zu sammeln. Jedoch ist bei der Interpretation der Ergebnisse der Unterschied zwischen realer und modellierter Geometrie zu berücksichtigen. Durch die Vernachlässigung der dritten Dimension werden folgende Faktoren bei der Simulation nicht berücksichtigt:

- Axiale Einströmung in die Rippenwelle sowie die Umlenkung in den Luftschlitz wird nicht abgebildet
- Verluste im Luftspalt zwischen Rotor und Stator werden nicht berücksichtigt
- Die Wandreibung durch die Blechpakete wird nicht berücksichtigt
- Austrittsverluste sind in der Simulation nicht vollständig enthalten

Dies gilt sowohl für die die Frozen-Rotor Methode als auch für die instationäre Berechnung. Der wesentliche Unterschied in den Ergebnissen der beiden Berechnungsmethoden ist auf die ständige Änderung der Querschnittsverhältnisse bei den verschiedenen Rotorpositionen zurückzuführen. Die geringe Druckerhöhung und die damit geringe Förderwirkung ist auf die ungünstigen Strömungsverhältnisse im Bereich des Rotor-Stator Übergangs zurückzuführen. In den Abbildungen 5-20 und 5-21 sind die Stromlinien ausgehend vom Rotoreintritt sowie die Geschwindigkeitsvektoren im Übergangsbereich für den Betriebspunkt $V=1,55\text{m}^3/\text{s}$ dargestellt.

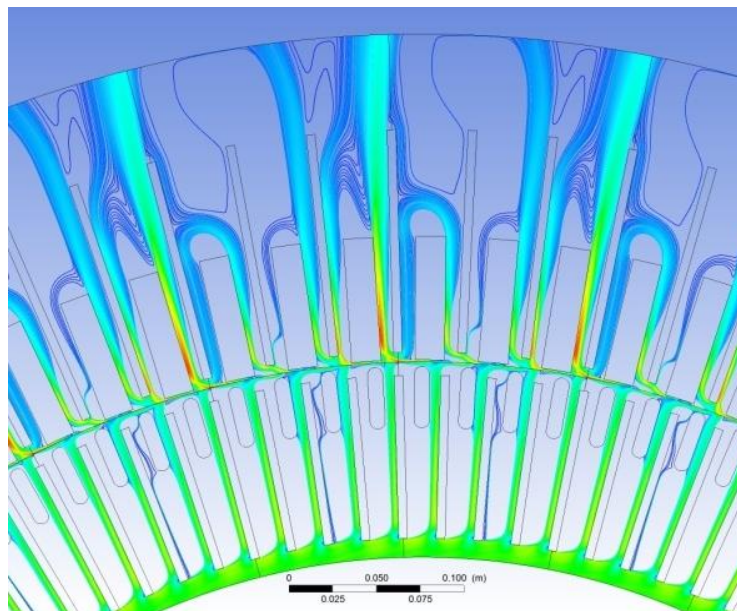


Abbildung 5-20: Stromlinien Modell 2

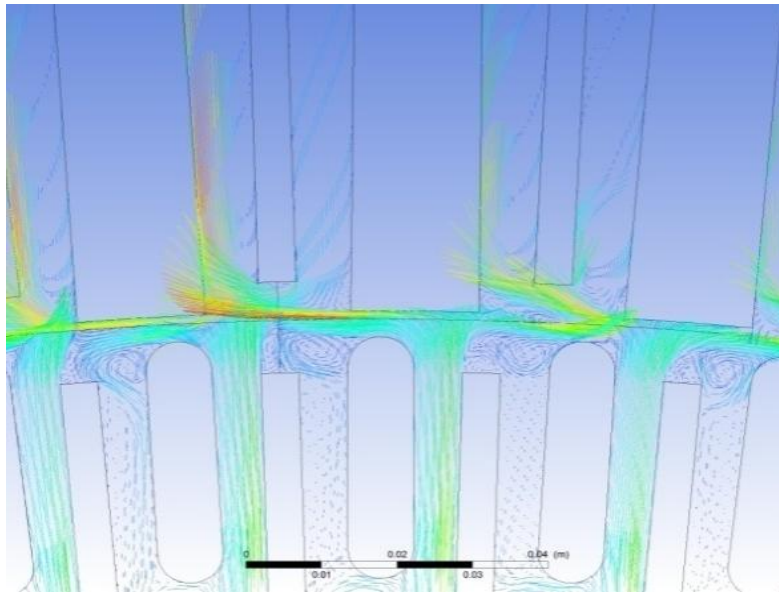


Abbildung 5-21: Geschwindigkeitsvektoren Modell 2

Der kleine Luftspalt, die ungünstige Anströmung des Stators und die starke Querschnittsverengung durch die Statorwicklung bewirken starke Strömungsverluste. In Abbildung 5-22 ist der radiale Verlauf der Totaldruckerhöhung für die zwei Betriebspunkte $\dot{V}=0,78 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\dot{V}=1,55 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt.

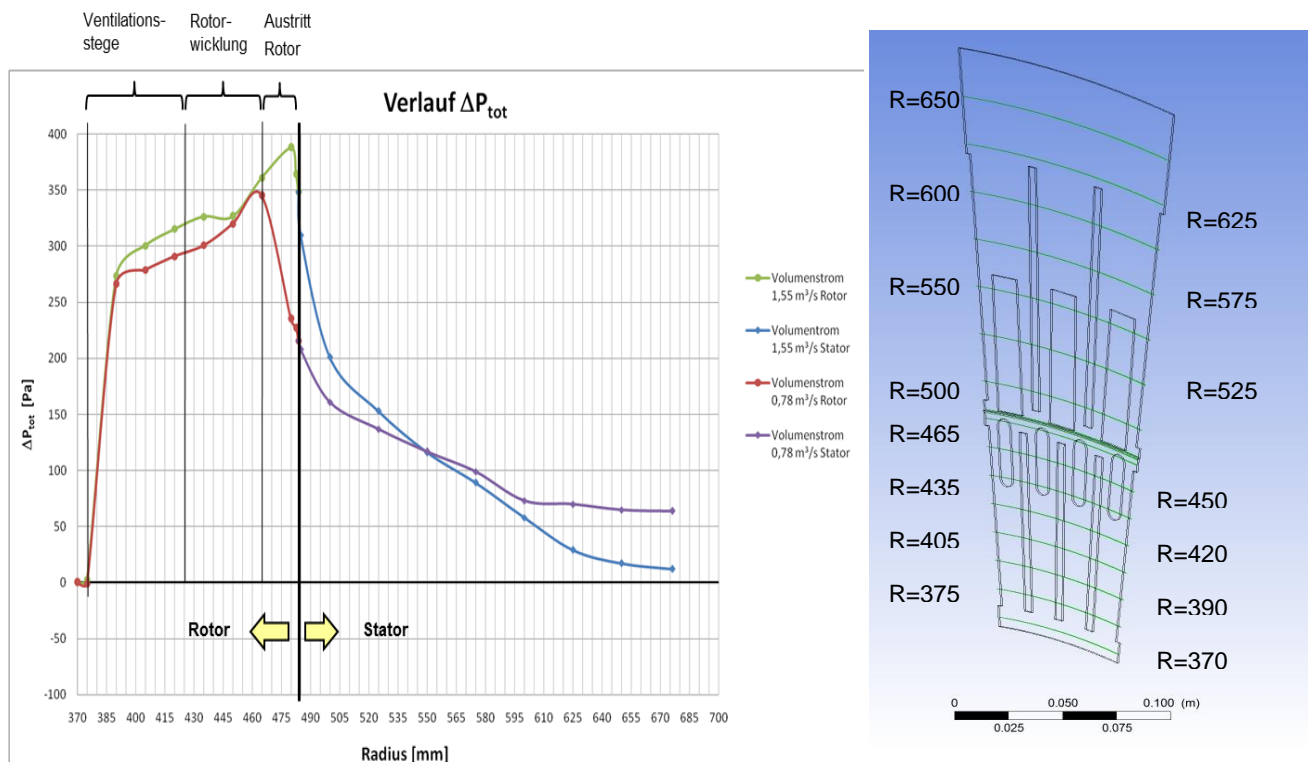


Abbildung 5-22: Modell 2: radialer Verlauf der Totaldruckerhöhung

Aus der Grafik ist zu erkennen, dass die größten Verluste nach der Rotorwicklung und beim Eintritt in den Stator auftreten. Mit steigendem Durchfluss steigen die Eintrittsverluste in den Stator sehr stark an.

5.3 Modell 3: Rotor-Stator 3D

Modell 3 (Abbildung 5-23) berücksichtigt die tatsächlichen Breitenverhältnisse des Luftschlitzes, der Luftspalt zwischen Rotor und Stator wird in axialer Richtung modelliert, die Austrittsverluste werden besser abgebildet und die Wandreibung durch die Blechpakete wird im Ergebnis berücksichtigt. Jedoch werden die axiale Zuströmung, der Bereich der Rippenwelle und die Umlenkung in einen Luftschlitz in diesem Modell nicht berücksichtigt.

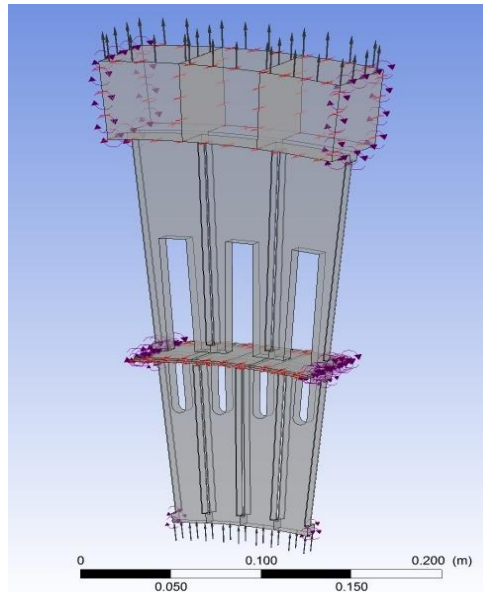


Abbildung 5-23: Simulationsmodell 3

Dieses Modell wurde erstellt, um den Einfluss der Wandreibung sowie die Verluste im Luftspalt und im Austrittsbereich zu untersuchen. Da dieses Modell den Bereich der Rippenwelle noch nicht berücksichtigt wurde aufgrund der hohen Rechenzeit auf eine instationäre Simulation verzichtet. Das gesamte Rechnetzz besteht aus 2,255 Mio Elementen, wobei auf den Rotor 1,227 Mio Elemente entfallen und der Stator aus 1,128 Mio Elementen besteht.

5.2.5 Randbedingungen und Betriebspunkte

Für den Bereich des Luftspaltes und des Austritts aus dem Stator wird in axialer Richtung Symmetrie als Randbedingung angesetzt. Am Austritt wird der statische Druck vorgegeben, und normal zur Eintrittsfläche wird Massenstrom bei einer Temperatur von 40°C vorgegeben. Ausgehend vom Gesamtvolumenstrom wird der Massenstrom aus Gleichung 5-2 berechnet. Die Betriebspunkte sind in Tabelle 5-13 zusammengefasst.

Tabelle 5-13: Volumenstrom und Massenstrom für Modell 3

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Massenstrom Eintritt	[kg/s]	0,0008	0,0012	0,0016	0,002	0,0024	0,0032	0,004	0,0048
Volumenstrom Eintritt	[m ³ /s]	8,87 *10 ⁻⁵	1,33 *10 ⁻⁴	1,77 *10 ⁻⁴	2,22 *10 ⁻⁴	2,66 *10 ⁻⁴	3,55 *10 ⁻⁴	4,44 *10 ⁻⁴	5,32 *10 ⁻⁴
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10

5.2.6 Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Die Ergebnisse für die Druck- bzw. Totaldruckerhöhung sind in Tabelle 5-14 zusammengefasst.

Tabelle 5-14: Modell 3: Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10
Totaldruck Eintritt p_{tot1}	[Pa]	-81,5	-71,7	-52,4	-31,6	-15,0	36,9	97,3	159,9
Totaldruck Übergang	[Pa]	194,7	194,9	216,8	257,4	287,7	357,6	444,5	516,1
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	3,6	3,1	6,3	7,6	4,9	16,2	21,7	28,0
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	276,2	266,6	269,2	289,0	302,7	320,7	347,2	356,2
Totaldruckerverlust Stator	[Pa]	191,1	191,8	210,5	249,8	282,8	341,4	422,8	488,1
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	85,1	74,8	58,7	39,2	19,9	-20,7	-75,6	-131,9
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-82,7	-73,5	-55,3	-35,9	-21,0	26,5	81,3	137,0
Stat. Druck Übergang	[Pa]	3,5	10,7	22,8	35,1	43,5	76,1	110,5	144,4
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,3	-0,1	-0,4	-0,4	-0,1	-1,0	-1,1	-1,4
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	86,2	84,2	78,1	71,1	64,5	49,6	29,2	7,4
Druckveringerung Stator	[Pa]	3,8	10,7	23,2	35,5	43,6	77,1	111,6	145,8
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	82,4	73,5	54,9	35,5	20,9	-27,5	-82,4	-138,4

In Abbildung 5-24 ist die statische Druckerhöhung für den Rotor, den Stator und das Gesamtsystem in Abhängigkeit der Fördermenge ersichtlich.

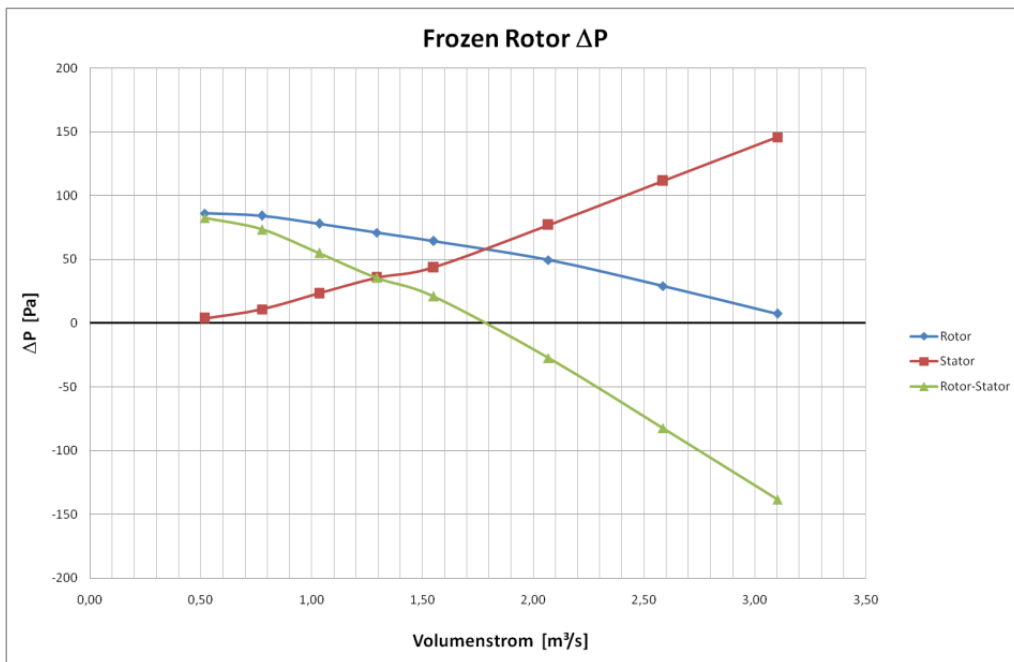


Abbildung 5-24: Druckerhöhung Modell 3

Die blaue Kennlinie stellt die statische Druckerhöhung des Rotors dar. Die rote Kennlinie zeigt den Druckverlust des Stators in Abhängigkeit vom Volumenstrom. Die grüne Kennlinie stellt die Druckerhöhung des Gesamtsystems in Abhängigkeit der Fördermenge dar.

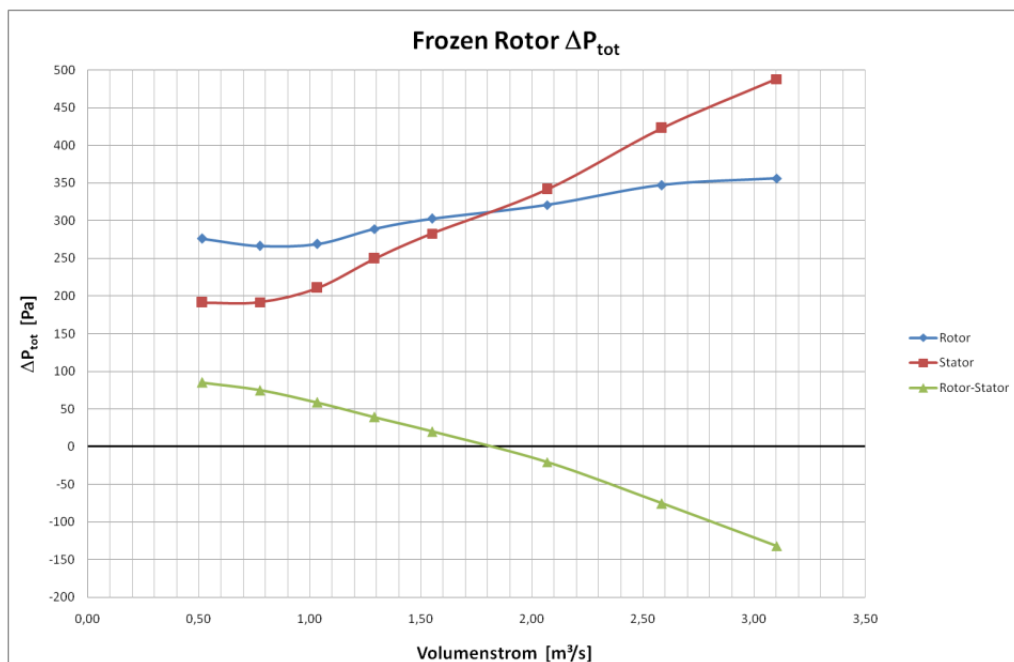


Abbildung 5-25: Totaldruckerhöhung Modell 3

Abbildung 5-25 zeigt die Totaldruckerhöhung des Rotors (blau), den Totaldruckverlust des Stators (rot) und den Verlauf der Totaldruckerhöhung des Gesamtsystems in Abhängigkeit des Volumenstroms.

5.2.7 Diskussion

Im Vergleich zur 2D- Simulation stellt sich bei der 3D-Simulation durch die Wandreibung, die Verluste im Luftspalt und die Austrittsverluste eine geringere Druck- bzw. Totaldruckerhöhung ein. Der Einfluss der Rippenwelle sowie die veränderten Querschnittsverhältnisse durch die Rotation des Rotors sind in diesem Modell nicht berücksichtigt.

5.4 Modell 4: Rotor-Stator 3D mit Rippenwelle

Ausgehend von Modell 3 wird für das folgende Simulationsmodell der Bereich der Rippenwelle und zusätzlich die axiale Zuströmung sowie die Umlenkung in den Luftschlitz modelliert. Dieses Modell (Abbildung 5-26) beinhaltet die tatsächliche Strömung von Eintritt in den Rotor bis zum Austritt aus den Stator. Aus diesem Grund wird die Kennlinie mit der Frozen-Rotor und der Transient Rotor-Stator Methode berechnet. Der Zeitschritt (Δt) für die transiente Simulation wurde wieder mit 0,000397 [s] gewählt, dies entspricht bei einer Umdrehungszahl von 420 pro Minute einem Umdrehungswinkel des Rotors von einem Grad. Als Startwerte für die transiente Berechnung werden die Ergebnisse der Frozen Rotor Simulation verwendet. Für Rotor und Stator wurde das Rechengitter aus Modell 3 mit 2,255 Mio Elementen verwendet, das Netz im Bereich der Rippenwelle mit 240.000 Elementen wurde im Pre-Prozessor von Ansys CFX hinzugefügt.

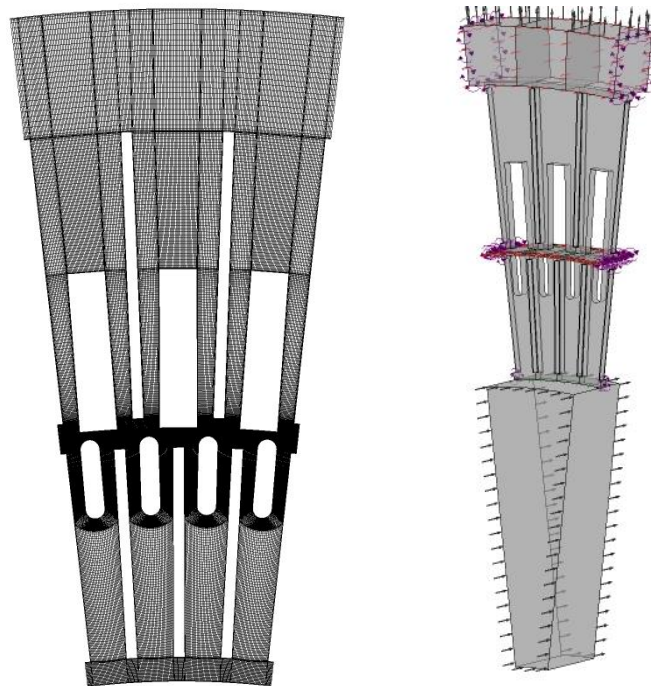


Abbildung 5-26: Simulationsmodell 4

5.4.1 Randbedingungen und Betriebspunkte

Am Eintritt in den Rotor wurde der Massenstrom [kg/s] senkrecht zur Eintrittsfläche vorgegeben. Ausgehend von der Gesamtluftmenge in den Rotor wird der Volumenstrom durch die Anzahl der Luftschlitze in axialer Richtung und durch die Anzahl der Segmente in Umfangsrichtung dividiert. Mittels der Dichte von Luft bei 40° C werden für die einzelnen Betriebspunkte die Massenströme berechnet. Wie in Abbildung 5-26 zu erkennen verlässt der Großteil der Luftmenge das Modell auf dem Weg zu den weiteren Luftschlitzen in axialer

Richtung und nur ein Teil strömt in den Luftschlitz in radialer Richtung ein. Analog zu den zuvor berechneten Modellen wird von einer gleichmäßigen Aufteilung des Massenstroms auf sämtliche Luftschlitze in axialer Richtung ausgegangen. Daher wurde für den Austritt in axialer Richtung vom Eintrittsmassenstrom der Massenstrom durch einen Luftschlitz aus Modell 3 abgezogen, d.h. im Luftschlitz strömt die gleiche Luftmenge wie bei sämtlichen Modellen zuvor und die Ergebnisse können somit verglichen werden. Am Austritt aus dem Stator wird der statische Druck $p_{st} = 0$ [Pa] vorgegeben. In Tabelle 5-15 sind die Eintritts- und Austrittsmassenströme für die einzelnen Betriebspunkte zusammengefasst.

Tabelle 5-15: Volumenstrom und Massenströme für Modell 4

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Massenstrom Eintritt	[kg/s]	0,0208	0,0312	0,0416	0,052	0,0624	0,0832	0,104	0,1248
Massenstrom Austritt	[kg/s]	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10

5.4.2 Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Der ermittelte statische- und Totaldruck an der Eintrittsfläche des Rotors, den Übergang von Rotor zum Stator und der Austrittsfläche aus dem Stator, sowie die Druckhöhung des Rotors, der Druckverlust des Stators und die Differenz des Gesamtsystems sind für jeden Betriebspunkt in Tabelle 5-16 zusammengefasst.

Tabelle 5-16: Ergebnisse der Frozen Rotor Simulation Modell 4

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10
Totaldruck Eintritt p_{tot1}	[Pa]	-128,1	-105,6	-82,3	-54,3	-25,1	38,5	113,2	184,3
Totaldruck Übergang	[Pa]	67,5	75,9	88,6	147,0	210,7	252,7	306,0	361,1
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	1,1	5,0	6,3	11,5	13,8	17,7	17,9	21,3
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	346,0	333,6	336,6	328,4	312,0	283,7	252,3	228,2
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	216,8	223,1	248,0	262,6	273,1	304,5	347,6	391,2
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	129,3	110,6	88,6	65,8	38,9	-20,8	-95,3	-163,0
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-131,5	-109,7	-88,0	-62,2	-35,8	20,6	86,0	145,8
Stat. Druck Übergang	[Pa]	-88,2	-77,7	-66,8	-53,4	-37,7	-0,7	46,0	88,3
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	0,0	-0,5	-0,4	-0,9	-1,0	-1,0	-0,8	-0,9
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	133,4	119,6	110,2	97,3	80,6	48,9	17,3	-12,5
Druckveringerung Stator	[Pa]	2,0	10,4	22,6	36,0	45,8	70,5	104,0	134,2
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	131,5	109,3	87,6	61,3	34,8	-21,6	-86,8	-146,7

Die ermittelten Kennlinien sind in den Abbildung 5-27 und Abbildung 5-28 graphisch dargestellt. Abbildung 5-27 zeigt die statische Druckerhöhung des Rotors, den Druckverlust des Stators, sowie die statische Druckdifferenz des Gesamtsystems. In gleicher Weise ist in Abbildung 5-28 die Totaldruckdifferenz für den Rotor, den Stator und das Gesamtsystem in Abhängigkeit vom Volumenstrom ersichtlich.

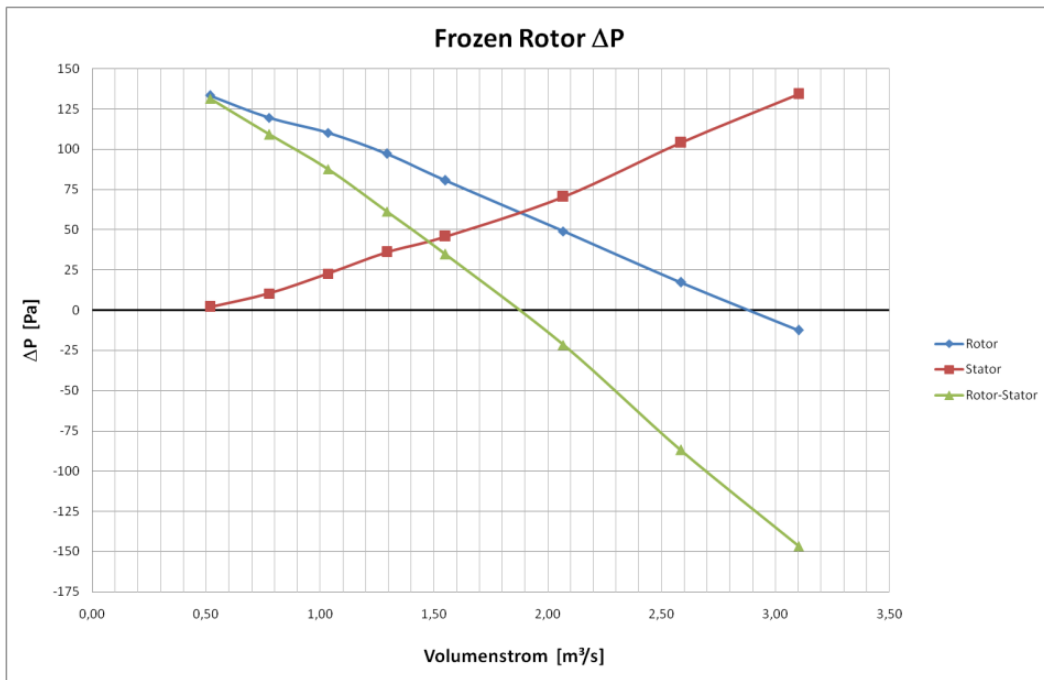


Abbildung 5-27: Druckerhöhung Frozen Rotor Simulation Modell 4

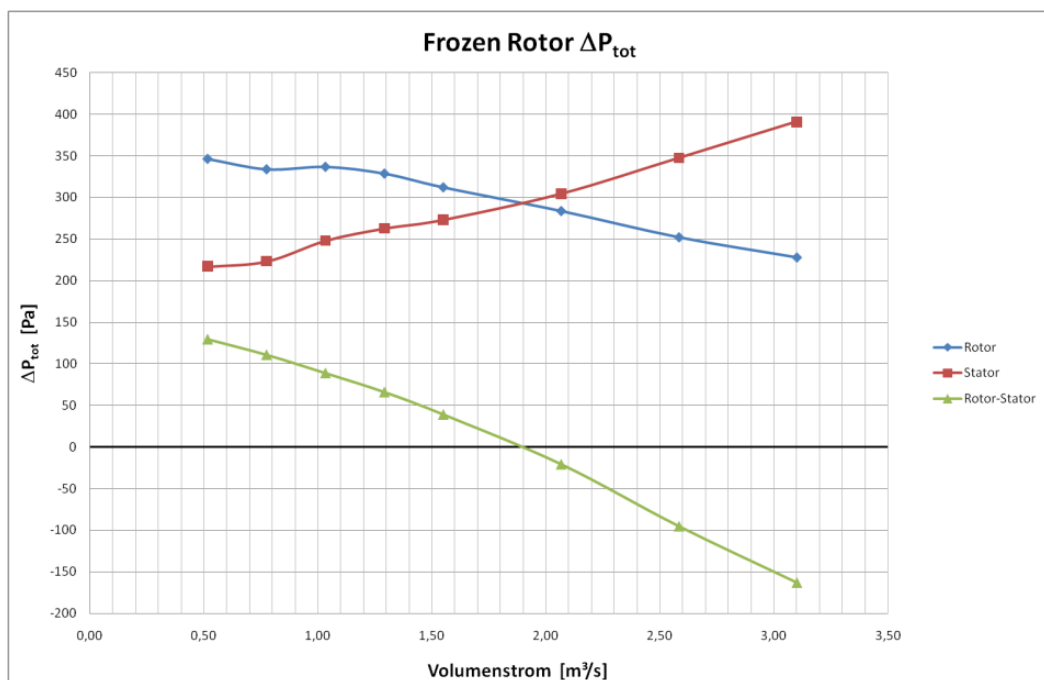


Abbildung 5-28: Totaldruckerhöhung Frozen Rotor Simulation Modell 4

5.4.3 Ergebnisse der transienten Simulation

Analog zur Frozen-Rotor Berechnung sind für die transiente Simulation die Ergebnisse in Tabelle 5-17 zusammengefasst und die Kennlinien für die Druckerhöhung und die Totaldruckerhöhung sind in den Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30 dargestellt.

Tabelle 5-17: Ergebnisse der transienten Simulation Modell 4

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,52	0,78	1,03	1,29	1,55	2,07	2,58	3,10
Totaldruck Eintritt p_{tot1}	[Pa]	-126,5	-101,5	-73,8	-45	-16,7	61,5	143,1	231,2
Totaldruck Übergang	[Pa]	236,4	256,1	271,6	283,5	298,2	341,3	341,1	441,1
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	0,04	6,3	9,5	12,8	5,4	12,5	21,4	15,1
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	362,9	357,6	345,4	328,4	314,9	279,8	248	209,9
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	236,4	249,8	262,1	270,7	292,8	328,8	369,7	426
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	126,5	107,8	83,3	57,7	22,1	-49	-121,7	-216,1
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-128,7	-105,3	-79,2	-52,8	-21,3	48,2	116,2	192,8
Stat. Druck Übergang	[Pa]	13,8	24,2	36,6	50,3	74,5	112,2	145,6	188,6
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,03	-0,7	-0,6	-1,3	-0,4	-1,4	-2,2	-1,5
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	142,5	129,5	115,8	103	95,8	64	29,4	-4,2
Druckveringerung Stator	[Pa]	13,8	24,9	37,2	51,6	74,9	113,6	147,8	190,1
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	128,7	104,6	78,6	51,5	20,9	-49,6	-118,4	-194,3

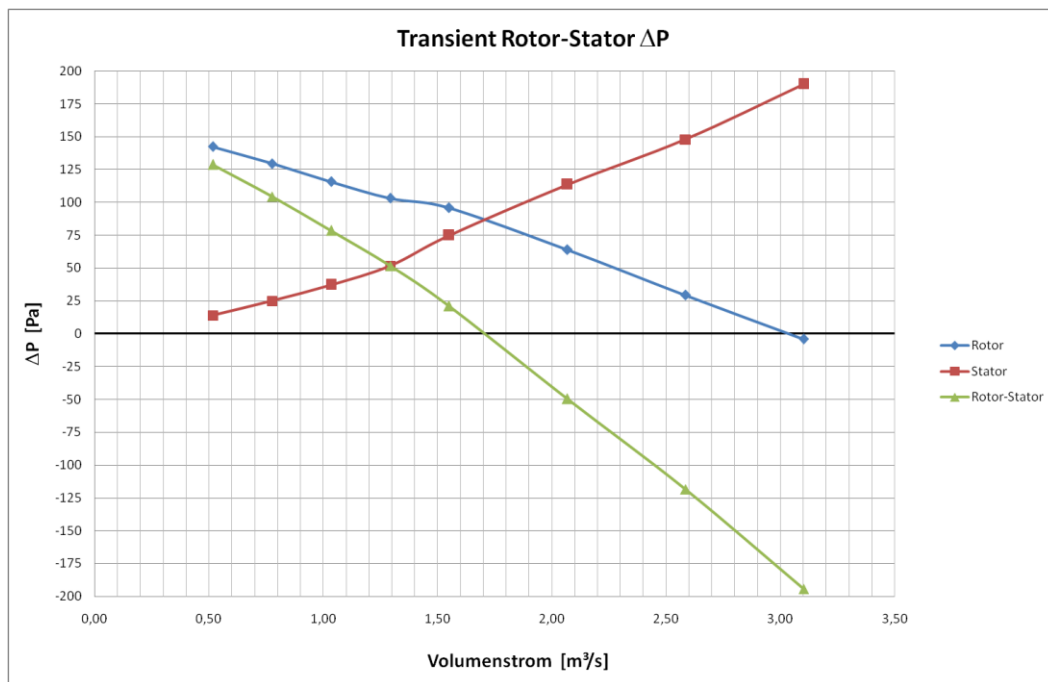


Abbildung 5-29: Druckerhöhung transiente Simulation Modell 4

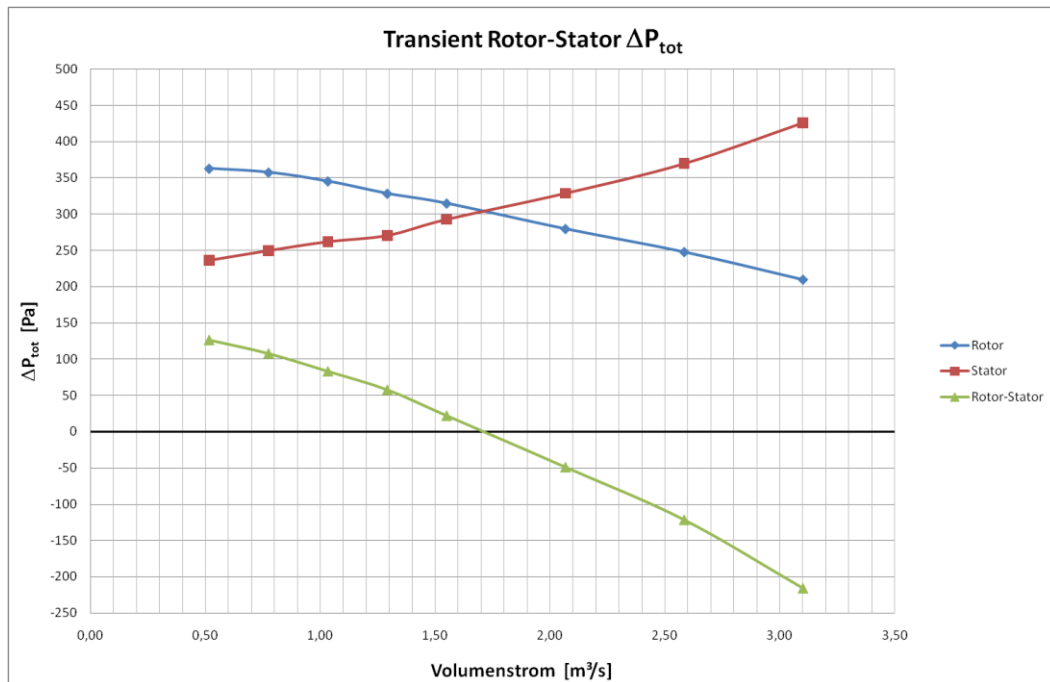


Abbildung 5-30: Totaldruckerhöhung transiente Simulation Modell 4

5.4.4 Diskussion

Die Frozen-Rotor Simulationen zeigen unabhängig vom Rechenetz ein schlechtes Konvergenzverhalten und benötigen eine hohe Anzahl an Iterationen. Bei einigen Betriebspunkten konnte die Konvergenz von 10^{-4} nicht erreicht werden, dies ist ein Anzeichen für instationäre Strömungsverhältnisse. Daher ist der Einsatz der transienten Methode für dieses Modell sinnvoll. Die transiente Rotor-Stator Simulation dieses Modells ermöglicht die exakteste Wiedergabe der realen Verhältnisse und die beste Vorausberechnung der Kennlinien. Jedoch erfordert die transiente Simulation auf nur einem PC eine sehr hohe Rechenzeit von ca. 130 Stunden je Betriebspunkt. Die Ergebnisse für das Simulationsmodell 4 zeigen eine geringere Förderwirkung als das Modell 3, dies ist auf die axiale Zuströmung und die darauf folgende verlustbehaftete Umlenkung in die Luftschlitze zurückzuführen.

5.5 Vergleich der Ergebnisse

In den folgenden Abbildungen (Abbildung 5-31 und 5-32) sind Druckerhöhung und Totaldruckerhöhung in Abhängigkeit vom Volumenstrom für die einzelnen Simulationsmodelle dargestellt.

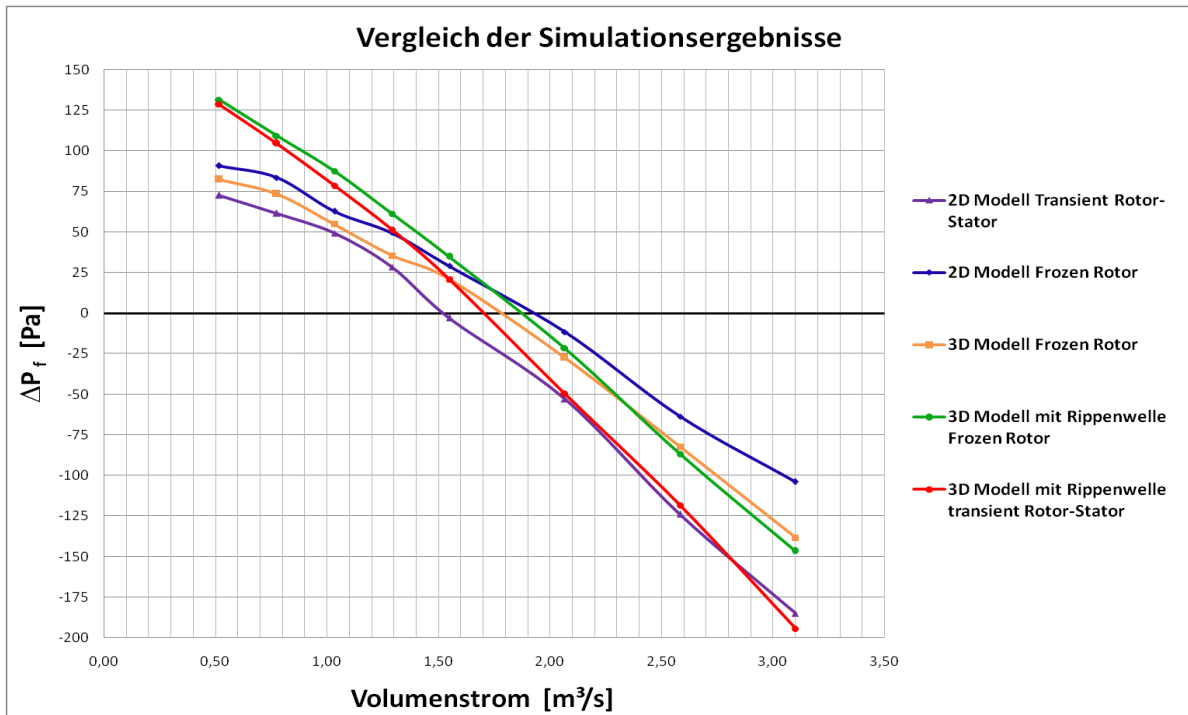


Abbildung 5-31: Vergleich der Ergebnisse: Druckerhöhung

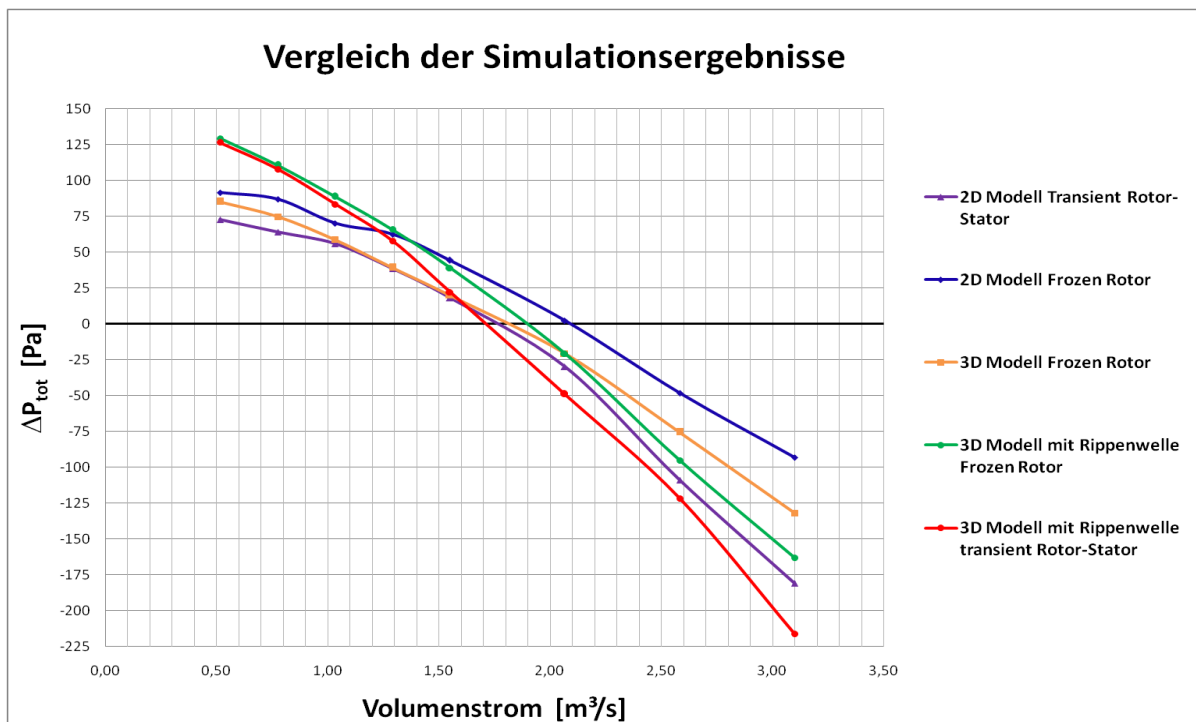


Abbildung 5-32: Vergleich der Ergebnisse: Totaldruckerhöhung

Das Simulationsmodell 4 spiegelt die realen Strömungsverhältnisse am genauesten wieder. Bei der transienten Simulation dieses Modells ist daher von der besten Vorausberechnung der Förderwirkung auszugehen, sie erfordert jedoch einen sehr hohen Rechenaufwand. Für eine erste Abschätzung der erreichbaren Luftmenge ist daher auch die 2D- Simulation geeignet. Der Unterschied in den Ergebnissen des 2D-Modells zum vollständigen 3D-Modell liegt an den Reibungsverlusten, den Verlusten im Luftspalt und im Statoraustritt sowie in den Umlenkverlusten der Strömung in den Luftschlitz. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die Verluste durch die Umlenkung der Strömung in den Luftschlitz durch den Energieeintrag der Rippenwelle teilweise kompensiert werden. Jedoch steigen die Eintrittsverluste in den Luftschlitz stark mit steigendem Volumenstrom, dadurch fällt die Förderwirkung mit steigendem Volumenstrom beim 3D-Modell mit axialer Zuströmung stärker ab als die Kennlinien der 2D-Modelle mit radialem Zulauf. Für sämtliche Simulationsmodelle wurde von einer gleichmäßigen Aufteilung der Luftmenge in die einzelnen Luftschlitze ausgegangen, d.h. es wird davon ausgegangen, dass in sich die Strömungsverhältnisse in axialer Richtung mit steigender Anzahl an Luftschlitzen nicht ändern. Eine Untersuchung der Förderwirkung in Abhängigkeit von der Anzahl an Luftschlitzen bzw. der Paketlänge wurde aufgrund des sehr hohen Rechenaufwands im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Für die Maschine 1 wurden keine Messungen des Volumenstroms durchgeführt, daher ist keine Validierung der Simulationsergebnisse möglich. Aus diesem Grund wird für eine weitere Maschine eine 2D-Simulation durchgeführt und mit Messungen des Gesamtvolumenstroms verglichen.

6 Maschine 2: Simulation und Ergebnisse

Um eine Validierung der numerischen Berechnung durchzuführen, wurden Berechnungen für eine weitere Maschine durchgeführt. Für diesen Generator wurden Messungen der Gesamtluftmenge von der Firma ELIN durchgeführt und für diese Arbeit zur Verfügung gestellt. Die Ergebnisse von Maschine 1 aus Kapitel 5 zeigten einen geringen Unterschied der 2D-Simulation zum vollständigen 3D-Modell mit axialem Zulauf, daher wird für die Ermittlung der Kennlinien von Maschine 2 aufgrund des hohen Modellierungs- und Rechenaufwands auf eine transiente dreidimensionale Simulation verzichtet. Die Förderwirkung wird anhand eines 2D-Modells mit der Frozen-Rotor-Methode und mit einer anschließenden transienten Simulation ermittelt.

6.1 Aufbau des Modells und Betriebspunkte

Das 2D-Modell von Maschine 2 unterscheidet sich von Maschine 1 wie in Kapitel 4.3 beschrieben durch unterschiedliche Rotor bzw. Statornutenzahlen, sowie durch andere Abmessungen und eine unterschiedliche Drehzahl. Die Erstellung des Rechennetzes, die Art der Randbedingungen und die Frozen Rotor bzw. transiente Simulation unterscheidet sich nicht von der 2D-Simulation von Maschine 1 (Kapitel 5.2). Abbildung 6-1 zeigt das Rechennetz des 2D-Modells, der Rotor besteht aus 76.000 Elementen und der Stator aus 60.000 Elementen. Analog zu Maschine 1 ist für die transiente Simulation die Schrittweite so gewählt worden, dass der Rotationswinkel 1° beträgt. Bei einer Umdrehungszahl von 1150 pro Minute von Maschine 2 ergibt sich somit der Zeitschritt Δt mit 0,000145 s. In Tabelle 6-1 sind die zu berechnenden Betriebspunkte zusammengefasst.

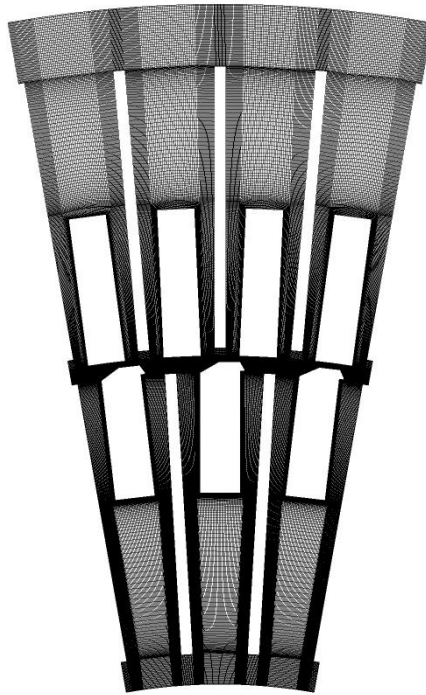


Abbildung 6-1: Rechennetz 2D-Modell Maschine 2

Tabelle 6-1: Betriebspunkte 2D-Modell Maschine 2

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Massenstrom Eintritt	[kg/s]	2,7 $\cdot 10^{-4}$	4,4 $\cdot 10^{-4}$	6,2 $\cdot 10^{-4}$	8,0 $\cdot 10^{-4}$	9,8 $\cdot 10^{-4}$	11,6 $\cdot 10^{-4}$	13,3 $\cdot 10^{-4}$	15,1 $\cdot 10^{-4}$
Volumenstrom Eintritt	[m ³ /s]	2,367 $\cdot 10^{-4}$	3,945 $\cdot 10^{-4}$	5,524 $\cdot 10^{-4}$	7,102 $\cdot 10^{-4}$	8,68 $\cdot 10^{-4}$	10,26 $\cdot 10^{-4}$	11,84 $\cdot 10^{-4}$	13,42 $\cdot 10^{-4}$
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,75	1,25	1,75	2,25	2,75	3,25	3,75	4,25

6.2 Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation

Der statische und der Totaldruck am Eintritt, an der Rotor-Stator Grenzfläche und Am Austritt, sowie die statische Druckerhöhung und die Totaldruckerhöhung der Frozen Rotor Simulation sind für jeden Betriebspunkt in Tabelle 6-2 zusammengefasst.

Tabelle 6-2: Ergebnisse der Frozen Rotor Simulation Maschine 2

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,75	1,25	1,75	2,25	2,75	3,25	3,75	4,25
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	572,1	464,4	353,9	190,3	28,0	261,6	506,0	798,0
Totaldruck Übergang	[Pa]	787,0	973,9	1.156,0	1.334,9	1.551,7	1.769,5	1.979,7	2.211,8
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	14,4	29,0	61,0	74,8	117,2	176,2	193,6	230,6
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	1.359,1	1.438,2	1.509,9	1.525,2	1.523,7	1.507,9	1.473,7	1.413,8
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	780,5	946,2	1.098,0	1.262,9	1.436,8	1.596,8	1.790,4	1.985,9
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	586,4	493,4	414,9	265,1	89,2	-85,4	312,4	-567,4
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-577,1	-477,8	-380,5	-234,5	-38,1	169,1	384,7	642,0
Stat. Druck Übergang	[Pa]	4,6	35,9	67,6	111,8	227,7	326,4	403,9	492,3
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	0,0	-0,1	-0,3	-0,3	-1,4	-1,3	-1,3	-1,2
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	581,7	513,7	448,1	346,3	265,8	157,3	19,2	-149,7
Druckveringerung Stator	[Pa]	4,6	36,0	67,9	112,1	229,1	327,6	405,2	493,5
Druckerhöhung Δp_r	[Pa]	577,1	477,7	380,2	234,2	36,7	-170,4	-386,0	-643,2

Die ermittelten Kennlinien sind in den Abbildung 6-2 und Abbildung 6-3 graphisch dargestellt. Abbildung 6-2 zeigt die statische Druckerhöhung des Rotors, die Druckverluste des Stators sowie den Verlauf des Differenzdrucks zwischen Statoraustritt und Rotoreintritt mit steigendem Volumenstrom.

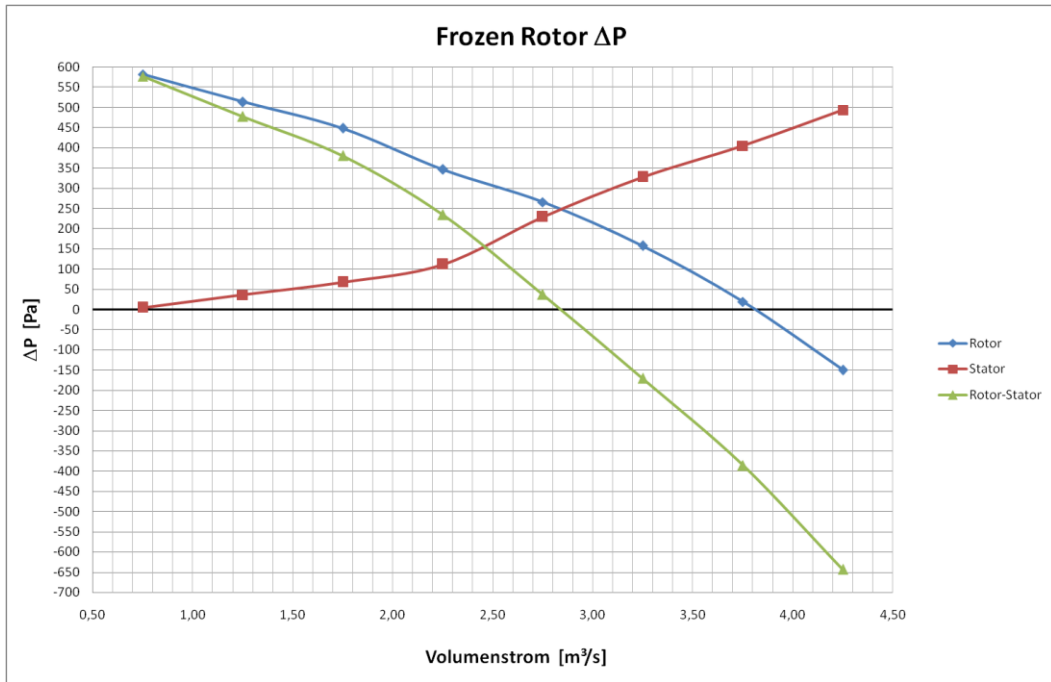


Abbildung 6-2: Druckerhöhung Frozen Rotor Simulation Maschine 2

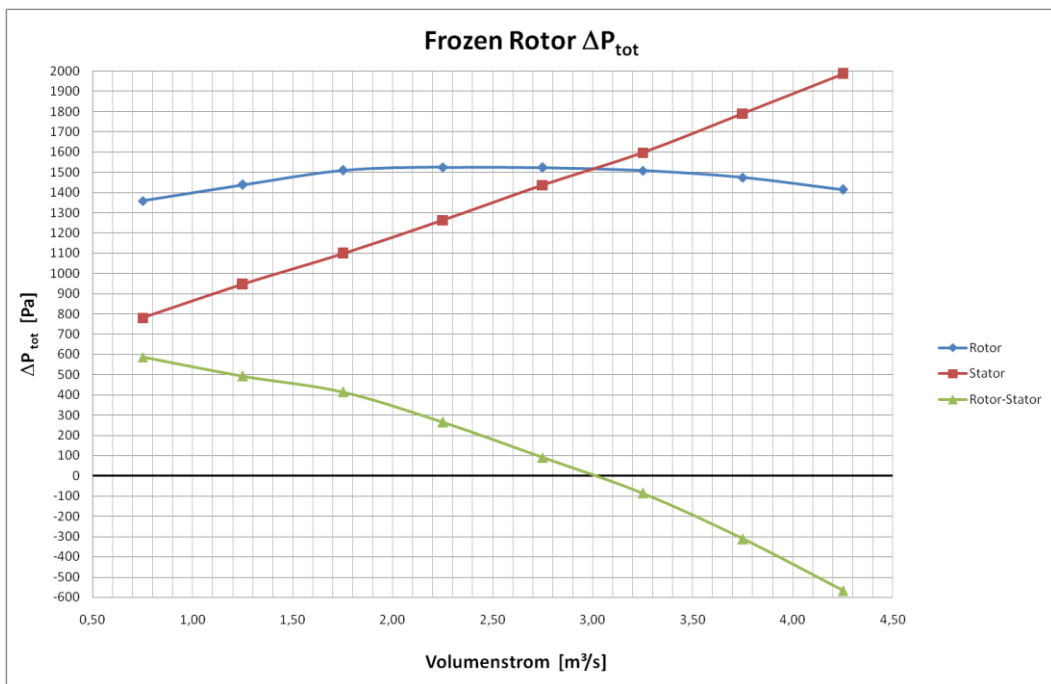


Abbildung 6-3: Totaldruckerhöhung Frozen Rotor Simulation Maschine 2

Abbildung 6-3 zeigt die Totaldruckerhöhung des Rotors, den Totaldruckverlust des Stators sowie die Totaldruckdifferenz von Rotor und Stator. Der Schnittpunkt von Rotor und Stator-Kennlinie gibt die Förderwirkung des Gesamtsystems an und liegt bei dieser Simulation bei 3 m³/s.

6.3 Ergebnisse der transienten Simulation

Für die transiente Simulation müssen die Strömungsgrößen wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben zeitlich gemittelt werden. Die Ergebnisse des statischen- und des Totaldrucks an den Kontrollflächen, sowie die Druckerhöhung bzw. die Totaldruckerhöhung sind in Tabelle 6-3 ersichtlich.

Tabelle 6-3: Ergebnisse der transienten Simulation Maschine 2

Betriebspunkte		1	2	3	4	5	6	7	8
Volumenstrom gesamt	[m ³ /s]	0,75	1,25	1,75	2,25	2,75	3,25	3,75	4,25
Totaldruck Eintritt (p_{tot1})	[Pa]	-575,7	-441,3	-237,3	-1,2	280,0	550,3	866,9	1.269,9
Totaldruck Übergang	[Pa]	728,9	925,6	1.182,3	1.458,2	1.790,0	2.100,1	2.406,9	2.730,7
Totaldruck Austritt (p_{tot2})	[Pa]	12,9	39,9	107,3	140,3	210,0	250,2	309,7	378,5
Totaldruckerhöhung Rotor	[Pa]	1.304,6	1.366,9	1.419,6	1.459,4	1.510,0	1.549,8	1.540,0	1.460,8
Totaldruckverlust Stator	[Pa]	722,2	887,4	1.076,0	1.317,7	1.580,0	1.853,2	2.094,0	2.349,0
Totaldruckerhöhung Δp_{tot}	[Pa]	588,6	481,2	344,6	141,5	-70,0	-300,1	-557,2	-891,4
Stat. Druck Eintritt (p_{stat1})	[Pa]	-580,8	-454,6	-263,9	-45,2	198,5	458,1	746,1	1.114,7
Stat. Druck Übergang	[Pa]	75,4	195,3	308,2	458,0	589,9	760,2	921,8	1.126,9
Stat. Druck Austritt (p_{stat2})	[Pa]	-0,1	-0,7	-1,3	-5,6	-7,5	-8,9	-10,3	-11,7
Druckerhöhung Rotor	[Pa]	656,2	649,9	572,1	503,2	391,4	302,1	175,7	12,2
Druckveringerung Stator	[Pa]	75,5	196,0	309,5	463,6	597,4	769,1	932,1	1.138,6
Druckerhöhung Δp_f	[Pa]	580,7	453,9	262,6	39,6	-206,0	-467,0	-756,4	-1.126,4

Die Druck- bzw. Totaldruckdifferenz für Rotor, Stator und das Gesamtsystem in Abhängigkeit vom Volumenstrom sind in den Abbildung 6-4 und Abbildung 6-5 graphisch dargestellt.

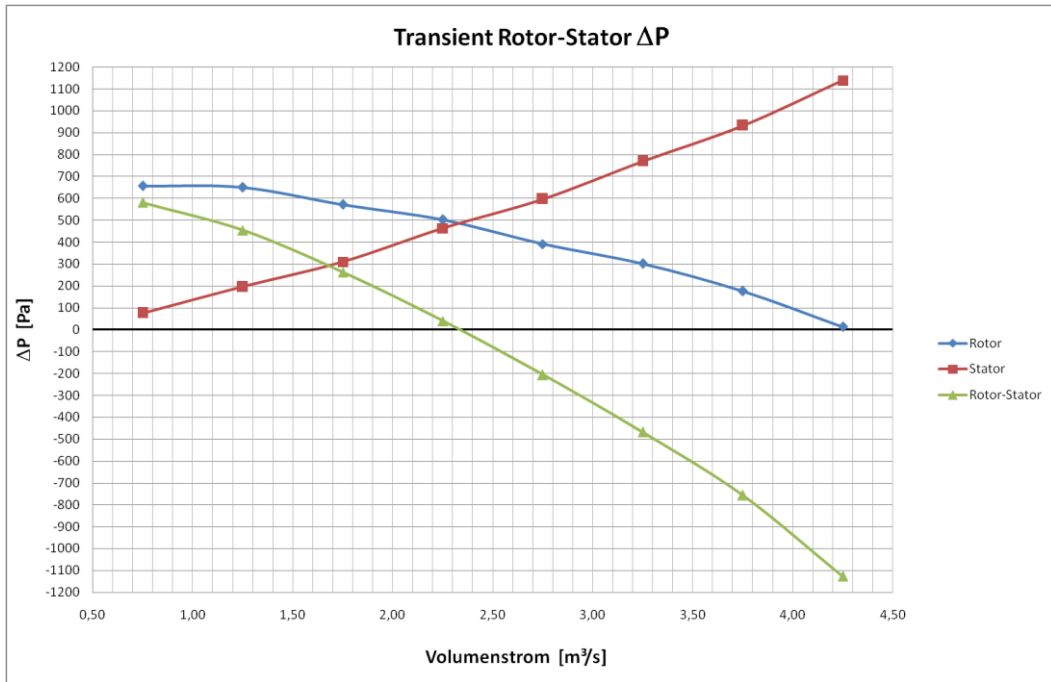


Abbildung 6-4: Druckerhöhung transiente Simulation Maschine 2

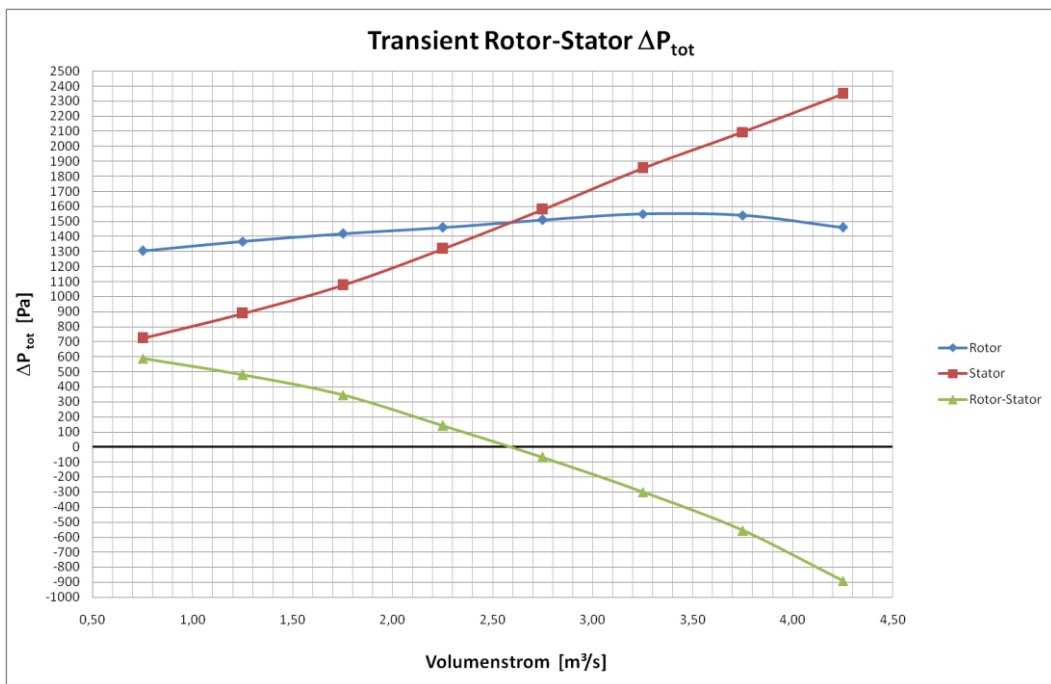


Abbildung 6-5: Totaldruckerhöhung transiente Simulation Maschine 2

Der Schnittpunkt der Totaldruckerhöhung des Rotors mit dem Totaldruckverlust des Stators ergibt für die transiente Simulation einen geförderten Volumenstrom von 2,6 m^3/s .

6.4 Diskussion und Validierung

Für Maschine 2 wurde von der Firma ELIN Motoren ein Gesamtvolumenstrom von $2,5 \text{ m}^3/\text{s}$ experimentell ermittelt. Die Messung zeigte eine gleichmäßige Verteilung der Luftmenge über die gesamte Paketlänge. Daher ist wie in sämtlichen Modellen angenommen von einer gleichmäßigen Aufteilung der Gesamtluftmenge in die einzelnen Luftschlitze auszugehen. Ausgehend von der Totaldruckerhöhung ergibt die Simulation für die Frozen-Rotor Methode eine Luftmenge von $3 \text{ m}^3/\text{s}$ und für die transiente Berechnungsmethode eine Luftmenge von $2,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Der Wert der transienten Simulation liegt leicht über dem Wert der Messung, jedoch wurden bei diesem 2D-Modell analog zum 2D-Modell von Maschine 1 (Kapitel 5.2) die axiale Zuströmung, die Förderwirkung der Rippenwelle, sowie die Verluste im Luftspalt und die Wandreibung nicht berücksichtigt. Der Vergleich mit den Messungen zeigt, dass die 2D-Simulation auch aufgrund der wesentlich geringeren Rechenzeit im Vergleich mit einem vollständigen 3D-Modell sich gut eignet um die Förderwirkung des Aktivteils einer rotierenden elektrischen Maschine vorauszuberechnen. Jedoch müssen für die Ermittlung des Gesamtvolumenstroms noch die Reibungsverluste für den übrigen Strömungsweg in der Maschine berücksichtigt werden.

Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden umfangreiche numerische Untersuchungen der Strömung im Rotor und im Stator von zwei rotierenden elektrischen Maschinen der Firma ELIN Motoren GmbH durchgeführt. Ziel war es, eine Kennlinie zur Förderwirkung des Rotors in Abhängigkeit von der Luftmenge numerisch zu berechnen.

Um den Einfluss des Rechennetzes und unterschiedlicher Turbulenzmodelle zu untersuchen, wurden zunächst detaillierte Simulationen anhand eines Rotorsegmentes durchgeführt. Die Interaktion zwischen Rotor und Stator wurde dann an verschiedenen Modellen mit den zur Verfügung stehenden Berechnungsmethoden untersucht. Diese sind in Ansys CFX die zwei stationären Methoden „Stage“ und „Frozen Rotor“ und die transiente Rotor-Stator Methode. Zur Validierung der numerischen Berechnung wurden die Ergebnisse mit Daten aus Luftmengenmessungen verglichen. Die Netzuntersuchungen zeigten, dass aufgrund der ausgeprägten Strömungsablösung auf eine sehr feine Auflösung der Grenzschicht zu achten ist. Der Vergleich der verschiedenen Turbulenzmodelle zeigte unterschiedliche Ergebnisse in der Totaldruckerhöhung. Die größte Förderwirkung erzielte das $k-\varepsilon$ Modell, das $k-\omega$ Modell die geringste Förderwirkung und das SST Turbulenzmodell lieferte dazwischen liegende Werte. Bei Betrachtung der verschiedenen Berechnungsmethoden der Rotor-Stator Interaktion ist zu erkennen, dass eine Umfangsmittelung der Strömungsgrößen, wie sie bei der Stage-Methode von Ansys CFX vorgenommen wird, keine konvergente Lösung bringt. Die Ergebnisse der Simulationen zeigten, dass die Berechnung mit der transienten Rotor-Stator Methode die beste Übereinstimmung mit den Daten aus der Luftmengenmessung liefert. Jedoch erfordert diese Methode sehr hohe Berechnungszeiten und entsprechende Rechnerkapazitäten. Die Frozen Rotor Methode verringert zwar die Rechenzeit, liefert aber aufgrund der stark instationären Strömungsverhältnisse schlechtere Ergebnisse als die transiente Methode. Aus der Arbeit geht auch hervor, dass die transiente zweidimensionale Simulation eines Luftschlitzes sich sehr gut für eine schnelle Vorausberechnung der Förderwirkung des Rotors eignet. Verglichen mit der vollständigen dreidimensionalen Simulation liefert das 2D-Modell aufgrund der Vernachlässigung von Wandreibungsverlusten, von Verlusten im Luftspalt zwischen Rotor und Stator und Umlenkverlusten eine leicht erhöhte Förderwirkung des Aktivteils.

Die CFD-Simulation zeigte starke Strömungsablösungen im Bereich der Rotorwicklung. Die Auflösung der Grenzschicht, der Einsatz des richtigen Turbulenzmodells und der Einsatz des richtigen Wandmodells haben entscheidenden Einfluss auf die Größe der Strömungsablösungen und somit auch auf die Größe der Strömungsverluste. Um eine

zuverlässige Vorausberechnung der erzielbaren Förderwirkung des Rotors zu ermöglichen, wäre es sinnvoll weitere Messungen zur Evaluierung vorzunehmen. Eine Möglichkeit zur Validierung des Turbulenzmodells wäre die optische Messung der Strömung mittels Particle Image Velocimetry (PIV). Ein Erweitern des Berechnungsgebietes am Einlauf des Rotors würde die Randbedingung beim Eintritt in den Rotor und den Einfluss der Rippenwelle auf die Förderwirkung besser beschreiben. Auch der Einfluss der Aktivteillänge und die Anzahl der Luftschlitze auf die Totaldruckerhöhung könnte in weiteren CFD-Simulationen untersucht werden. Dies erfordert jedoch den Einsatz von High Performance Computing (HPC) auf parallelen Prozessoren, um die Rechenzeit in einem praktisch durchführbaren Ausmaß zu halten.

Abkürzungsverzeichnis

A	$[m^2]$	Fläche
b_0	$[m]$	Breite eines Luftschlitzes
b_1	$[m]$	Breite des Simulationsmodells
CFD		<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics
c	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Breite eines Luftschlitzes
c_v	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Wärmekapazität bei konstantem Volumen
c_p	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	Wärmekapazität bei konstantem Druck
DNS	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	<u>D</u> irekte <u>N</u> umerische <u>S</u> imulation
e	$[J]$	Innere Energie
FE		<u>F</u> inite <u>E</u> lemente
FD		<u>F</u> inite <u>D</u> ifferenzen
FR		<u>F</u> rozen <u>R</u> otor
FV		<u>F</u> inite <u>V</u> olumen
f^B	$\left[\frac{N}{kg}\right]$	Volumenkraft pro Masseneinheit
h	$[J]$	Enthalpie
HPC		<u>H</u> igh <u>P</u> erformance <u>C</u> omputing
i, j		Zählvariable
k	$\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$	turbulente kinetische Energie
KV		Kontrollvolumen
L	$[m]$	Charakteristische Länge
LES		<u>L</u> arge <u>E</u> ddy <u>S</u> imulation
m		Anzahl der modellierten Nuten
\dot{m}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom
n	$[min^{-1}]$	Drehzahl

N		Nutenzahl
p	$[Pa]$	Druck
p_{dyn}	$[Pa]$	dynamische Druck
p_{stat}	$[Pa]$	statischer Druck
p_{tot}	$[Pa]$	Totaldruck
q	$[J]$	Wärmestrom
RANS		<u>R</u> eynolds <u>A</u> verage <u>N</u> avier <u>S</u> tokes
Re		Reynoldszahl
Re_{krit}		kritische Reynoldszahl
R_m	$\left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$	Gaskonstante
SST		<u>S</u> hear <u>S</u> tress <u>T</u> ransport
t	$[s]$	Zeit
T	$[K]$	Temperatur
u	$\left[\frac{m}{s} \right]$	Geschwindigkeit in x- Richtung
u^+		dimensionslose Geschwindigkeit
v	$\left[\frac{m}{s} \right]$	Geschwindigkeit in y- Richtung
v	$\left[\frac{m^3}{kg} \right]$	Spezifisches Volumen
V	$[m^3]$	Volumen
\dot{V}	$\left[\frac{m^3}{s} \right]$	Volumenstrom
w	$\left[\frac{m}{s} \right]$	Geschwindigkeit in z-Richtung
x, y, z	$[m]$	Kartesische Ortskoordinaten
y^+		Dimensionsloser Wandabstand
z		Anzahl der Luftschlitze

Griechische Buchstaben:

ε	$\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$	turbulente Dissipation
μ	$[Pa \cdot s]$	Dynamische Viskosität
μ_t	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	turbulente Viskosität
ν	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	kinematische Viskosität
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte
τ	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Schubspannung
τ_w	$\left[\frac{N}{mm^2}\right]$	Wandschubspannung
ϕ		allgemeine Bilanzgröße
ω	$\left[\frac{1}{s}\right]$	turbulente Frequenz
Γ_ϕ		Diffusionskoeffizient

Symbole:

–	gemittelte Größe
'	Schwankungsgröße
→	Vektor

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Durchzugsbelüftete Maschine (ELIN Motoren GmbH)	7
Abbildung 2-2: Beidseits belüftete Maschine (ELIN Motoren GmbH)	8
Abbildung 2-3: Aktivteil einer rotierenden elektrischen Maschine	10
Abbildung 3-1: Schematische Darstellung der turbulenten Fluidbewegung (links)	15
Abbildung 3-2: Zeitmittelung für eine statistisch stationäre Strömung (links)	16
Abbildung 3-3: Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte	23
Abbildung 3-4: Aufbau einer Grenzschicht längs einer ebenen Wand	23
Abbildung 3-5: Universelle Geschwindigkeitsverteilung im logarithmischen Maßstab	25
Abbildung 3-6: Einteilung der Diskretisierungsmethoden	27
Abbildung 5-1: Modell 1 Rotorsegment	35
Abbildung 5-2: Modell1: feines Rechennetz (links), grobes Rechennetz (rechts)	36
Abbildung 5-3: Konvergenzverhalten feines Netz	38
Abbildung 5-4: Konvergenzverhalten grobes Netz	38
Abbildung 5-5: Grobes Netz: Residuen für Geschwindigkeit U (links)	39
Abbildung 5-6: Grobes Netz: Residuen für Geschwindigkeit V (rechts)	39
Abbildung 5-7: Feines Netz: Residuen für Geschwindigkeit U (links)	39
Abbildung 5-8: Feines Netz: Residuen für Geschwindigkeit V (rechts)	39
Abbildung 5-9: Vergleich der Turbulenzmodelle bei unterschiedlichen Rechennetzen	40
Abbildung 5-10: Totaldruckerhöhung Modell 1 in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell	43
Abbildung 5-11: Druckerhöhung Modell 1 in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell	44
Abbildung 5-12: Geschwindigkeitsvektoren SST- Modell bei $V= 3,9\text{m}^3/\text{s}$	45
Abbildung 5-13: Geschwindigkeitsvektoren k- ϵ - Modell bei $V= 3,9\text{m}^3/\text{s}$	45
Abbildung 5-14: Rechennetz Modell 2	46
Abbildung 5-15: Modell2: Druckerhöhung FR-Simulation	49
Abbildung 5-16: Modell2: Totaldruckerhöhung FR-Simulation	49
Abbildung 5-17: Modell 2: Zeitlicher Verlauf des Totaldruckes bei $V=2,07\text{ m}^3/\text{s}$	50
Abbildung 5-18: Modell 2 Transient Rotor-Stator: Druckerhöhung	52
Abbildung 5-19: Modell 2 Transient Rotor-Stator: Totaldruckerhöhung	52
Abbildung 5-20: Stromlinien Modell 2	53
Abbildung 5-21: Geschwindigkeitsvektoren Modell 2	54
Abbildung 5-22: Modell 2: radialer Verlauf der Totaldruckerhöhung	54
Abbildung 5-23: Simulationsmodell 3	55
Abbildung 5-24: Druckerhöhung Modell 3	57
Abbildung 5-25: Totaldruckerhöhung Modell 3	57
Abbildung 5-26: Simulationsmodell 4	59

Abbildung 5-27: Druckerhöhung Frozen Rotor Simulation Modell 4.....	62
Abbildung 5-28: Totaldruckerhöhung Frozen Rotor Simulation Modell 4	62
Abbildung 5-29: Druckerhöhung transiente Simulation Modell 4	63
Abbildung 5-30: Totaldruckerhöhung transiente Simulation Modell 4	64
Abbildung 5-31: Vergleich der Ergebnisse: Druckerhöhung.....	65
Abbildung 5-32: Vergleich der Ergebnisse: Totaldruckerhöhung	65
Abbildung 6-1: Rechennetz 2D-Modell Maschine 2	68
Abbildung 6-2: Druckerhöhung Frozen Rotor Simulation Maschine 2.....	70
Abbildung 6-3: Totaldruckerhöhung Frozen Rotor Simulation Maschine 2.....	70
Abbildung 6-4: Druckerhöhung transiente Simulation Maschine 2	72
Abbildung 6-5: Totaldruckerhöhung transiente Simulation Maschine 2.....	72

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Parameter der zu untersuchenden Maschinen.....	10
Tabelle 3-1: Modellkonstanten für das k- ϵ Turbulenzmodell	20
Tabelle 3-2: Modellkonstanten für das k- ω Turbulenzmodell	21
Tabelle 3-3: Konstanten für das SST Modell	22
Tabelle 5-1: Massen- bzw. Volumenströme für Turbulenzmodelluntersuchung	37
Tabelle 5-2: Ergebnisse der Simulation für feines Rechennetz für $V=3,9 \text{ m}^3/\text{s}$	40
Tabelle 5-3: Ergebnisse der Simulation für grobes Rechennetz für $V=3,9 \text{ m}^3/\text{s}$	40
Tabelle 5-4: Unterschied in der Totaldruckerhöhung für beide Rechennetze	41
Tabelle 5-5: Unterschied in der Druckerhöhung für beide Rechennetze	41
Tabelle 5-6: Berechnungsergebnisse für das SST-Modell.....	41
Tabelle 5-7: Berechnungsergebnisse für das k- ϵ -Modell	42
Tabelle 5-8: Berechnungsergebnisse für das k- ω -Modell	42
Tabelle 5-9: Berechnungsergebnisse für das EVT-Modell.....	43
Tabelle 5-10: Volumenstrom und Massenstrom für Modell 2	47
Tabelle 5-11: Modell 2: Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation	48
Tabelle 5-12: Modell 2: Ergebnisse der transienten Simulation	51
Tabelle 5-13: Volumenstrom und Massenstrom für Modell 3	56
Tabelle 5-14: Modell 3: Ergebnisse der Frozen-Rotor Simulation	56
Tabelle 5-15: Volumenstrom und Massenströme für Modell 4	60
Tabelle 5-16: Ergebnisse der Frozen Rotor Simulation Modell 4	61
Tabelle 5-17: Ergebnisse der transienten Simulation Modell 4	63
Tabelle 6-1: Betriebspunkte 2D-Modell Maschine 2.....	68
Tabelle 6-2: Ergebnisse der Frozen Rotor Simulation Maschine 2	69
Tabelle 6-3: Ergebnisse der transienten Simulation Maschine 2.....	71

Literaturverzeichnis

ANSYS Inc. 2009. ANSYS Homepage. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. [Online] April 2009. <http://www.ansys.com>.

Brenn, Günter und Meile, Walter. 2006. *Strömungslehre und Wärmeübertragung Vorlesungsskriptum*. Graz : s.n., 2006.

Farnleitner, Ernst und Kastner, Gebhard. 2010. Moderne Methoden der Ventilationsauslegung von Pumpspeichergeneratoren. *Elektrotechnik & Informationstechnik*. 2010, 1/2.

Ferziger, Joel und Peric, Milovan. 2008. *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2008.

Gülich, Johann F. 1999. *Kreiselpumpen - Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Berlin-Heidelberg : Springer Verlag, 1999.

Launder, B.E. und Spalding, D.B. 1972. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London : Academic Press, 1972.

Lecheler, Stefan. 2009. *Numerische Strömungsberechnung*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2009.

Menter, F., Kuntz, M. und Langtry, R. 2003. Ten Years of Industrial Experience with the SST. *Turbulence, Heat and Mass transfer*. 2003.

Noll, B. 1993. *Numerische Strömungsmechanik*. Heidelberg : Springer Verlag, 1993.

Schlichting, Herrmann und Gersten, Klaus. 1997. *Grenzschicht-Theorie*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997.

Schönung, B.E. 1990. *Numerische Strömungsmechanik, Inkompressible Strömungen mit komplexen Berandungen*. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 1990.

Spurk, Joseph H. und Aksel, Nuri. 2006. *Strömungslehre*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2006.

Versteeg, H.K. und Malalasekera, W. 1995. *An introduction to computational fluid dynamics.* Harlow [u.a.] : Prentice Hall, 1995.

Wiedemann und Kellenberger. 1967. *Konstruktion elektrischer Maschinen.* Heidelberg : Springer-Verlag, 1967.

Wilcox, D.C. 1998. *Turbulennce Modelling for CFD.* California : DCW Industries, 1998.