

**Fachlicher Abschlussbericht
Forschungsvorhaben 0327718D**

AG Turbo 2020

Vorhaben-Nr. 4.2.2

**Verbesserung des Druckrückgewinns in axialen
Kraftwerksdiffusoren**

(Laufzeit: 01.08.2010 bis 30.04.2014)

Autoren:

ALSTOM Power

Dr.-Ing. Willy Hofmann

Dipl.-Ing. Conrad Finzel

DLR Göttingen

Dr.-Ing. Peter Anton Gieß

Dipl.-Ing. Philipp Schäfer

**Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)
Institut für Antriebstechnik – Abteilung Turbine – Göttingen**

Datum: 31.10.2014

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Die Verantwortung für den Inhalt der Veröffentlichung liegt bei den Autoren

Vorwort, Danksagung

Der Projektleiter bedankt sich im Namen des Industriepartners ALSTOM Power beim Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), beim Projektträger Jülich (PTJ) und der AG Turbo für die hervorragende Zusammenarbeit und die erzielten Ergebnisse in diesem Projekt.

Des Weiteren bedankt sich ALSTOM Power bei dem beteiligten Projektpartner DLR Göttingen für die hervorragende und erfolgreiche Zusammenarbeit und die interessanten Erkenntnisse und Impulse, die während der Projektlaufzeit gewonnen werden konnten .

Inhaltsverzeichnis

1. EINLEITUNG.....	4
1.1. MOTIVATION	4
1.2. AUFGABENSTELLUNG	4
1.3. PLANUNG UND ABLAUF DES VORHABENS.....	4
1.4. STAND DER TECHNIK.....	6
2. VORBEREITUNG UND KONZEPTION.....	9
2.1. DIFFUSORKENNGRÖßEN.....	9
2.2. MODELLDIFFUSOR.....	9
2.3. DIFFUSORINTEGRATION AM PRÜFSTAND RGG.....	11
2.4. MESSTECHNIK UND MESSGENAUIGKEIT	12
3. NUMERISCHE METHODEN.....	16
3.1. CFD SOFTWARE TRACE	16
3.2. VERNETZUNG DER GEOMETRIEN MITTELS G3DHEXA.....	16
3.3. NUMERISCHE MODELLE	18
3.4. NUMERISCHE SIMULATION VON WIRBELGENERATOREN.....	19
3.5. AUTOOPTI.....	21
4. AUSLEGUNG UND NUMERISCHE SIMULATION VON DIFFUSOREN	23
4.1. SIMULATION DER AUSGANGSGEOMETRIE	23
4.2. AUSLEGUNG NEUER DIFFUSORGEOMETRIEN	23
4.3. INTEGRATION DER ERSTEN STÜTZSTREBE IN DIE DIFFUSORGEOMETRIE.....	26
4.4. OPTIMALER ÜBERGANG ZWISCHEN ANNULAREN UND CARNOTDIFFUSOR.....	28
4.5. AUSLEGUNG DER DIFFUSORGEOMETRIE MIT WIRBELGENERATOREN	31
5. EXPERIMENTELLE ÜBERPRÜFUNG DER NUMERISCHEN ERGEBNISSE	35
5.1. BASISGEOMETRIE	35
5.2. NEUE DIFFUSORGEOMETRIE MIT WIRBELGENERATOREN	38
5.3. UNTERSUCHUNG VON WIRBELGENERATOREN UNTER BETRIEBSPUNKT C	39
6. VERGLEICH ZU KRAFTWERKSBEDINGUNGEN	43
6.1. EINFLUSS DER REYNOLDS-ZAHL.....	43
6.2. EINFLUSS DER TURBINENSTUFE AUF DEN DIFFUSOR.....	44
6.3. ENTWICKLUNG UND EIGENSCHAFTEN DER GENERISCHEN TURBINENSTUFE	44
6.4. INSTATIONÄRE TURBINENSTRÖMUNG MIT UND OHNE SPALT.....	46
7. ZUSAMMENFASSUNG	48

1. Einleitung

1.1. Motivation

Der Nutzen von Abgasdiffusoren von Gasturbinen liegt darin, die kinetische Energie des Abgases stromab der letzten Turbinenschaufelreihe in statischen Druck zu wandeln. Weil der Diffusoraustrittsdruck durch z.B. den Umgebungsdruck festgelegt ist, führt der Druckrückgewinn zu einer Herabsetzung des Turbinenaustrittsdrucks. Dadurch erhöht sich das Turbinendruckverhältnis und damit einhergehend die Turbinenleistung bei gleicher Brennstoffzufuhr. Abgasdiffusoren stromab von Turbinen haben somit einen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad der Gasturbine.

Die Zielsetzung des Vorhabens 4.4.2 ist die Verbesserung des Druckrückgewinns in axialen, annularen Diffusoren, wie sie in typischen stationären Gasturbinen auftreten. Der annulare Diffusorteil kann dabei sprunghaft in einen zylindrischen Strömungskanal übergehen. Ein charakteristisches Merkmal von Kraftwerksdiffusoren ist die Integration von Stützstreben in den Strömungspfad, die aus strukturmechanischen Gründen erforderlich sind. Diese Streben können zusätzlich aerodynamische Aufgaben übernehmen, in dem sie drallbehaftete Einströmung axial ausrichten, um auf diese Weise den Druckrückgewinn zu erhöhen.

1.2. Aufgabenstellung

Das hier beschriebene Vorhaben beschäftigt sich mit Möglichkeiten der Verbesserung des Druckrückgewinns von axialen Kraftwerksdiffusoren unter Beachtung der Bauteil- und Kraftwerksanlagenkosten als wichtigste wirtschaftliche Randbedingung. Dies bedeutet, dass eine Diffusoroptimierung unter der Randbedingung konstanter Baulänge geschehen soll, um die wirtschaftliche Vergleichbarkeit der Konzepte untereinander zu gewährleisten.

Im vorliegenden Vorhaben werden verschiedene Konzepte untersucht, den Diffusordruckrückgewinn bei gleichbleibender Baulänge zu erhöhen. Das dabei einfachste Element ist die Vergrößerung des Diffusorflächenverhältnis. Solch eine Flächenverhältniserhöhung führt allerdings auch zu einer stärkeren Verzögerung der Diffusorströmung und einer damit verbundenen erhöhten Belastung der Grenzschichten die schlussendlich das Risiko der Strömungsablösung im Diffusor signifikant erhöht.

Deshalb konzentriert sich das hier beschriebene Vorhaben auf die CFD-Optimierung des Diffusorkanals, um die Grenzschichtbelastungen zu minimieren. Zur Erreichung der angestrebten größeren Diffusoröffnungswinkel sollen Maßnahmen zur passiven Strömungskontrolle zwecks Verhinderung oder Reduzierung der Grenzschichtablösung innerhalb von Abgasdiffusoren untersucht werden. Basierend auf umfangreichen 3D CFD-Berechnungen soll ein geeignetes Diffusorkonzept ausgewählt werden. Der so entwickelte Abgasdiffusor wird experimentell Aufbau verifiziert.

1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Der Projektstrukturplan wird in Abb. 1.1 gezeigt. Der zeitliche Ablauf des Projekts gliederte sich in den Prüfstandsaufbau, die Konzeptphase, die Vorauslegung einer neuen Diffusorgeometrie sowie der numerischen und experimentellen Überprüfung.

Die Firma Alstom und das DLR beteiligten sich beide an der Konzeptauswahl und Konzeptumsetzung. Die Integration des Konzeptes und die Diffusorentwicklung wurden durch Alstom durchgeführt. Ebenso wurde von Alstom der bestehende Modelldiffusor zur Verfügung gestellt. Die messtechnische Untersuchungen, die 3D-Strömungsberechnungen, sowohl stationär als auch instationär, werden im Unterauftrag durch das DLR durchgeführt.

An Hand der Randbedingungen wurde in der Konzeptphase die unterschiedlichen Einflüsse auf die Diffusorströmung analytisch und numerisch untersucht: dies umfasste die Vorauslegung neuer Diffusorgeometrien, die Lage des optimalen Übergangs zwischen annularem

Strömungskanal und dem Stoßdiffusor, der Einfluss von Stützstreben auf die Diffusorströmung sowie die Wirbelgeneratoren, welche als passive Methode zur Strömungskontrolle ausgewählt wurden. Die Ergebnisse der Konzeptphase sind in Kapitel 4 beschrieben.

Die Auswertung der numerischen Diffusorgeometrieoptimierung während der Vorauslegung führte zu einer neuen Diffusorgeometrie, welche einen größeren Öffnungswinkel gegenüber der Basisgeometrie besitzt. Durch den modularen Aufbau konnten in der neuen Diffusorgeometrie Ringsegmente mit und ohne Wirbelgeneratoren experimentell untersucht werden. Dies ermöglicht eine Gegenüberstellung beider Konfigurationen.

In der experimentellen Phase wurde zunächst die Basisgeometrie detailliert vermessen. Hierbei wurde vor allem pneumatische Messmethoden, wie Wanddruckbohrungen und 5-Lochsonden, zur Strömungscharakterisierung eingesetzt. Mittels Flächentraversen wurde die Zuströmung sehr exakt vermessen und Abweichungen zu den ursprünglichen Messdaten festgestellt. Anschließend wurde die optimierte Geometrie mit und ohne Strömungskontrolle untersucht. Zusätzlich wurde ein weiterer Betriebspunkt definiert, um stark ablösende Diffusorströmungen im Teillastbereich zu untersuchen. Auch hier wurde der Einfluss der Wirbelgeneratoren auf den Druckrückgewinn des Diffusors untersucht. Die Ergebnisse der experimentellen Phase sind in Kapitel 5 zu finden.

Abschließend wurden Erkenntnisse zur Übertragbarkeit der Ergebnisse aus den Prüfstandsbedingungen auf die Kraftwerksrandbedingungen gewonnen. In dem Arbeitspaket wurde der Einfluss der Reynolds-Zahl sowie einer vorgeschalteten Stufe numerisch untersucht. Dabei wurde jeweils eine Konfiguration mit und ohne Rotorspalt berechnet und die Änderung der Diffusorströmung und des daraus resultierenden Druckrückgewinns aufgezeigt. Die Ergebnisse dieses Arbeitspaketes finden sich in Kapitel 6 des vorliegenden Berichtes.

Gegenüber dem ursprünglichen Plan verzögerte sich die Integration des Testdiffusors in den Windkanal, da gegenüber der ursprünglichen Planung ein längerer zeitlicher Aufwand für die Konstruktion und Fertigung der Bauteile zur Integration des Diffusors benötigt wurde. Die experimentellen Arbeiten konnten somit im ersten Quartal 2013 starten und wurden zu Projektende abgeschlossen. Die im Projektantrag definierten Arbeitspakete wurden vollständig bearbeitet.

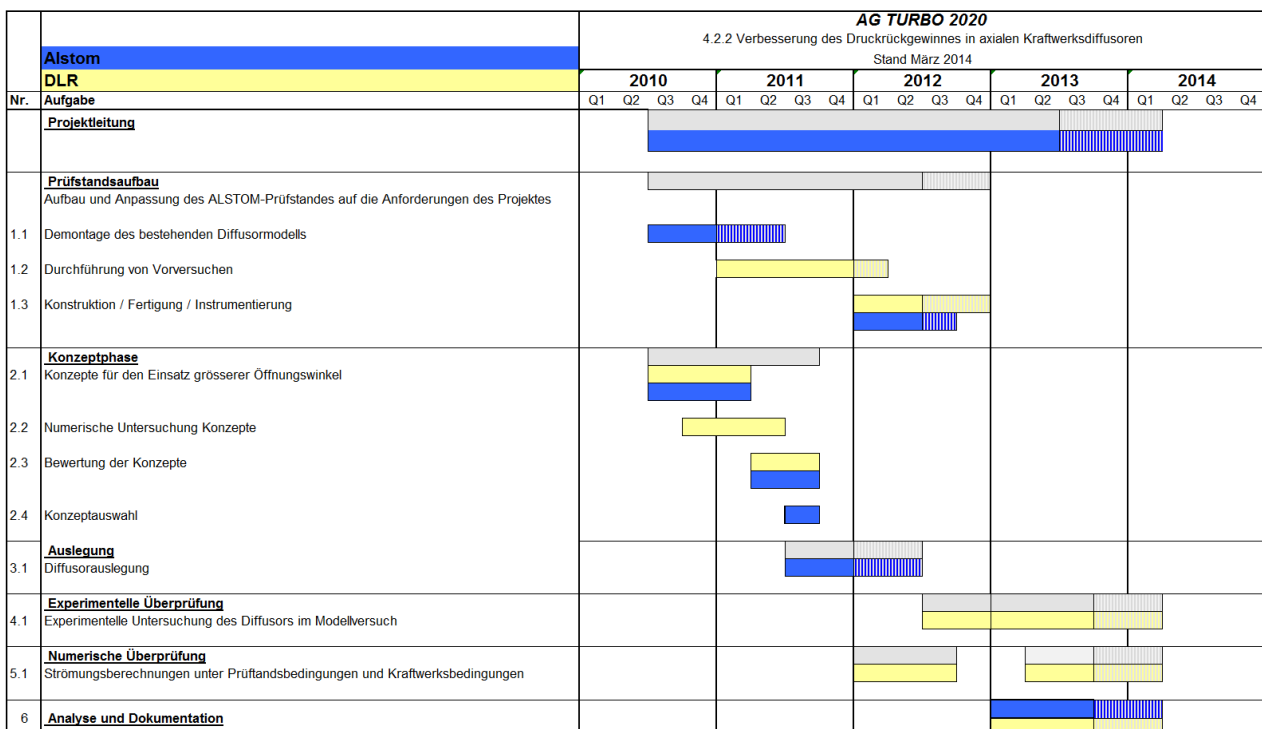


Abb. 1.1: Planung und tatsächlicher Projektablauf

1.4. Stand der Technik

Die Diffusorströmung ist durch eine verzögerte Strömung und den Druckanstieg in Strömungsrichtung charakterisiert. Als kennzeichnendes Merkmal weisen subsonisch durchströmte Diffusoren einen sich erweiternden Querschnitt in Strömungsrichtung auf. Wie in Abb. 1.2 skizziert ist die Diffusoreintrittsfläche A_1 kleiner als seine Austrittsfläche A_2 ; das Flächenverhältnis beider Größen, AR , ist somit stets größer eins. Durch die Aufweitung der Stromlinien in Strömungsrichtung wird die Strömungsgeschwindigkeit reduziert. Durch die Wandlung von kinetischer Energie in statischen Druck steigt der Druck in Strömungsrichtung an. Strömungen gegen ein Druckgefälle neigen dabei zur Ablösung, wodurch die Strömungsverluste ansteigen. Für kleine Öffnungswinkel erfolgt die Verzögerung der Strömung zumeist ohne Ablösung.

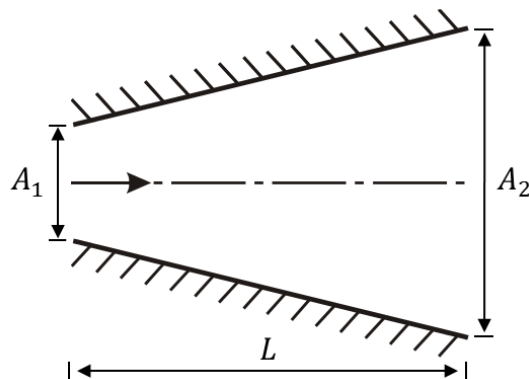


Abb. 1.2: Skizze eines Diffusors mit den Ein- und Austrittsflächen A_1 und A_2 sowie der Länge L .

Das Diffusorströmungsfeld ist im Falle von vorhandenen Ablösegebieten stark instationär und lässt sich selbst mit modernen hochauflösenden Rechenverfahren nur näherungsweise berechnen. Folglich wurde eine Vielzahl an grundlegenden experimentellen Untersuchungen durchgeführt, um die sehr komplexen Strömungseffekte zu beschreiben. Dabei wurden häufig ähnliche Trends, aber auch gravierende Unterschiede festgestellt, die zumeist durch unterschiedliche Zuströmbedingungen oder Auswerteverfahren bedingt sind. Oft ist eine nachträgliche Trennung der Effekte nicht mehr möglich. Eine umfassende Analyse basierend auf einer Vielzahl experimenteller Arbeiten wird von Japikse [1] gegeben. Die Zusammenfassung von Japikse basiert dabei u.a. auf den grundlegenden Arbeiten von Sovran und Klomp [2], Howard et al. [3] und Reneau et al. [4], welche für die Variation der beiden Geometrieparameter, Längen- und Flächenverhältnis, das grundsätzliche Verhalten von Diffusoren aufzeigen.

Reneau et al. [4] untersuchte ebene Diffusoren mit unterschiedlichen Längen- und Flächenverhältnissen und unterschiedlichen Grenzschichtdicken. Mit steigendem Öffnungswinkel wurden vier fundamentale Strömungszustände identifiziert: (a) keine Ablösung, (b) fluktuierende Ablösung, (c) zweidimensionale Ablösung und (d) Freistrahler. Das Druckrückgewinnmaximum befindet sich beim Übergang des Zustandes (a) zum Zustand (b), was für die Praxis bedeutet, dass die Mehrheit der ebenen Diffusoren Öffnungswinkel von weniger als 20° aufweisen. Darüber hinaus war der Druckrückgewinn nicht nur von den Geometrieparametern, sondern auch von der Zuströmungsgrenzschicht abhängig.

Von Sovran und Klomp wurde der Zusammenhang von Längenverhältnis, Flächenverhältnis und dem Druckrückgewinnbeiwert in Diffusorkennfeldern aufgestellt, welche den optimale Druckrückgewinn für bestimmte Geometrieverhältnisse wiedergeben [2]. Dabei wurden mehr als 100 annuläre Diffusoren experimentell untersucht und deren Druckrückgewinn bestimmt. Weiterhin wurden die Messdaten mit ebenen und konischen Diffusoren systematisch verglichen und Unterschiede und Analogien aufgezeigt: durch die Analyse der Daten von [4] konnte der Einfluss der Zuströmungsgrenzschicht korreliert werden, so dass eine Vergleichbarkeit trotz unterschiedlicher Grenzschichtdicken am Diffusoreintritt ermöglicht wurde. Während der

Absolutwert des Druckrückgewinns durch die Zuströmungsgrenzschicht stark beeinflusst wird, bleibt die Linie optimaler Geometrieverhältnisse im Performance Chart davon unverändert.

Aufbauend auf den Ergebnissen wurden von Howard et al. [3] zwei unterschiedliche annulare Diffusorkonfigurationen untersucht: Diffusoren mit gleichem Öffnungswinkel an Nabe und Gehäuse (engl. equi-angular) sowie Diffusoren mit einer zylindrischer Nabe und einem Gehäuseöffnungswinkel (engl. straight core). Dabei entspricht die „straight core“-Konfiguration der hier vorliegenden annularen Diffusorgeometrie ohne Stützstreben. Die aus den Messdaten abgeleiteten Kennfelder und der Vergleich mit den Ergebnissen aus [2] zeigte dabei unterschiedliche Verläufe in den Optimalgeometrien von Diffusoren mit zylindrischer und konischen Naben: ab einem Flächenverhältnis von ca. 2,7 besitzen Diffusoren mit ansteigender Nabe eine reduzierte axiale Länge gegenüber Diffusoren mit zylindrischer Naben.

Die grundlegenden Untersuchungen von [2]–[4] sind jedoch nur bedingt zur Auslegung von Kraftwerksdiffusoren geeignet. Zum einen besitzen Kraftwerksdiffusoren eine oder mehrere Reihen von Streben, um den Nabenkörper zu halten. Streben haben auf Grund des Profilverlusts und der Versperrung des Strömungsquerschnitts einen negativen Einfluss auf den Druckrückgewinn [5]. Durch Streben kann jedoch der Druckrückgewinnbeiwert auch gesteigert werden. Im Fall von drallbehafteter Diffusoreintrittsströmung führen sie zu einer Strömungsverzögerung durch Umlenkung der Strömung in axiale Richtung. Wichtig ist hierbei, dass keine signifikante Ablösung an der Strebe auftritt [6]. Folglich besitzen Stützstreben neben der strukturmechanischen Aufgabe auch eine aerodynamische Funktion. Zum anderen weichen die Eintrittsrandbedingungen im Kraftwerk signifikant von den Testbedingungen im Windkanal ab. Unter Kraftwerksbedingungen wird der Diffusor von der Turbine angeströmt, deren Abströmung sich je nach Betriebspunkt ändert. Hierbei finden sich unter anderen Veröffentlichungen zum Einfluss der folgenden Parameter auf die Diffusorströmung: die Veränderung der Mach- und Reynolds-Zahl [7], der Grenzschicht [4],[8], des Dralls [9]–[13], des Totaldrucks [14]–[16] und der Rotorspaltströmung [17]–[19].

Durch den Druckunterschied zwischen Saug- und Druckseite und den Rotorspalt am Gehäuse wird eine Spaltströmung verursacht, die die gehäuseseitige Grenzschicht am Eintritt des Diffusors beeinflusst. Spaltströmungen, welche im Vergleich zur Hauptströmung einen erhöhten Impuls aufweisen, führen zu einer Energetisierung der gehäuseseitigen Grenzschicht, so dass die Ablösegefahr am Gehäuse reduziert wird und sich größere Gehäuseöffnungswinkel realisieren lassen [18], [20], [21].

Der Einfluss des Totaldrucks am Diffusoreintritt wurde mittels uniformer und schräger radialer Totaldruckverteilung experimentell und numerisch untersucht [15]. Dabei wird durch einen erhöhten Totaldruck am Gehäuse die Strömung in ähnlicher Weise wie der Spaltströmung stabilisiert. Gleichsam wird jedoch durch die Reduktion des Totaldrucks an der Nabe die Ablösegefahr erhöht, so dass schon geringe Abweichungen von einem uniformen Profil zu einer Änderung der Diffusorströmung führen kann [14],[15]. Die radiale Totaldruckverteilung der Turbinenabströmung stromauf des Diffusors ist im Allgemeinen nicht uniform und abhängig vom betrachteten Betriebspunkt.

Der Drallwinkel am Diffusoreintritt hat je nach Intensität und betrachteter Diffusorkonfiguration unterschiedliche Auswirkungen auf die Strömung. Diffusoren ohne Stützstreben besitzen mit zunehmendem Drall die Tendenz der nabenseitigen Ablösung, welche durch den zunehmenden radialen Druckgradient bedingt wird [12]. Somit fällt der Druckrückgewinn mit steigendem Drall ab. Weiterhin wurde beobachtet, dass durch einen moderaten Drallwinkel ($< 20^\circ$) der Druckrückgewinn in Diffusoren durch eine Stabilisierung der Strömung am Gehäuse verbessert wird [22]. Demgegenüber weisen Kraftwerksdiffusoren Stützstreben auf, deren Verlustbeiwert gewöhnlich abhängig vom Anströmwinkel ist. Da Stützstreben üblicherweise axial ausgerichtet werden, steigt der Verlust je nach Strebengeometrie mit zunehmendem Drallwinkel an [5],[11]. Die optimale Diffusorgeometrie ist somit stark abhängig von der vorliegenden Drallverteilung.

In einigen experimentellen und numerischen Arbeiten wurde dem Diffusor eine Turbine vorgeschaltet und so die Interaktion beider Komponenten untersucht [18], [20], [21], [23]–[26]. Dabei werden die zuvor genannten Effekte überlagert. Der Wirkungsgrad und das Strömungsverhalten des Diffusors sind dabei stark an die Turbinenabströmung gekoppelt.

Die numerische Vorhersage der Diffusorströmung ist, wie eingangs erwähnt, mit großen Ungenauigkeiten behaftet. Die Turbulenzmodelle stationärer, 3D-RANS Verfahren weisen bei abgelöster Strömung große Abweichungen auf [27]. Auch höherwertige Turbulenzmodelle, die prinzipiell die anisotropen Reynolds-Spannungen auflösen können, zeigen keine eindeutige Überlegenheit gegenüber den Wirbelviskositätsmodellen [27].

Durch URANS oder hybride Methoden (z.B. Scale Adaptive Simulation, SAS) werden die instationären Schwankungen aufgelöst. Die numerischen Kosten wachsen hierbei ca. um den Faktor 100 gegenüber einer RANS-CFD-Rechnung an. Es zeigte sich jedoch, dass das zeitliche Mittel der SAS-Rechnung die experimentellen Daten nicht reproduzierte, während die stationäre RANS mit dem $k - \omega - SST$ -Modell in hinreichend guter Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen war [28]. Andere Autoren berichten durch das direkte Auflösen der energietragenden Strukturen in einer Large-Eddy-Simulation (LES) eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit dem Experiment [29]. Durch die hohen Reynolds-Zahlen in Abgasdiffusoren und den damit einhergehenden numerischen Kosten der LES kann diese noch nicht verwendet werden.

Folglich werden vorrangig stationäre RANS Verfahren zur Berechnung der Diffusorströmung verwendet. In der Arbeit von Apsley zeigte das SST-Turbulenzmodell nach Menter eine gute Vorhersage des Strömungsfeldes [27]. Jedoch lag die Ablöselinie zu weit stromauf gegenüber dem Experiment. Die Vorhersage anderer Turbulenzmodelle war dabei noch schlechter: das $k - \omega$ -Modell berechnete eine zu kleine Ablösung, während die Verwendung des $k - \varepsilon$ -Modell zu keiner merklichen Ablösung führte [27],[30]. In der Arbeit von Feldcamp und Birk [13] wurden verschiedene Turbulenzmodelle mit experimentellen Daten verglichen, wobei das $k - \omega - SST$ -Modell nicht konvergierte und somit nicht betrachtet wurde. Hierbei zeigte sich, dass bei drallfreier Strömung, bei der der Diffusor nicht ablöst, alle Turbulenzmodelle den Druckrückgewinn hinreichend genau vorhersagen. Mit zunehmenden Drall und Ablösung im Diffusor zeigten sich unterschiede durch die wandnahe Modellierung (Low- bzw. High-Reynolds-Ansatz) sowie in den verwendeten Turbulenzmodellen. Dabei wurde die beste Übereinstimmung mit dem realizable $k - \varepsilon$ -Modell und einem Low-Reynolds-Ansatz erreicht, bei dem die komplexe, wandnahe Strömung im Bereich der Stützstreben am besten vorhergesagt wurde.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass die Strömung in Diffusoren stark von der vorliegenden Geometrie und den aufgeprägten Randbedingungen abhängig ist. Die Masse der Untersuchungen beschäftigt sich mit grundlegenden Problemen der Diffusorströmung in zumeist einfachen Diffusorgeometrien, zeigt aber die Komplexität dieser Strömung und ihre hohe Sensitivität auf geänderte geometrische oder fluiddynamische Randbedingungen auf. Zudem ist die numerische Vorhersage der abgelösten Diffusorströmung mit RANS-Methoden fehleranfällig; dabei scheint derzeit das $k - \omega$ -Modell nach Wilcox sowie das $k - \omega - SST$ -Modell nach Menter die beste globale Übereinstimmung zu experimentellen Daten zu liefern. Folglich sollten die Ergebnisse der numerische Berechnung der Diffusorströmung experimentell validiert werden, was im vorliegenden Projekt geschehen ist.

2. Vorbereitung und Konzeption

2.1. Diffusorkenngrößen

Die wichtigste Kenngröße des Diffusors ist der Druckrückgewinnbeiwert, C_p , welcher den Druckanstieg vom Diffusoreintritt bis -austritt auf die kinetische Eintrittsenergie des Fluids am Eintritt bezieht.

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{p_{01} - p_1}$$

Somit bezieht der Druckrückgewinnbeiwert die Güte des Diffusors. Unter der Annahme einer inkompressiblen Strömung und homogener Strömungsgrößen am Eintritt und Austritt lässt sich mit Hilfe der Bernoulli- und Kontinuitätsgleichung ein idealer Druckrückgewinnbeiwert, $C_{p,id}$, herleiten.

$$C_{p,id} = 1 - \frac{1}{AR^2}$$

Der ideale Druckrückgewinnbeiwert vereinfacht die C_p -Gleichung derart, dass nur noch die Eintritts- und Austrittsflächen des Diffusors relevant sind. Folglich sind die Verluste im Diffusor definiert als

$$K = C_{p,id} - C_p$$

Somit beinhaltet K nicht nur alle Totaldruckverluste innerhalb des Diffusors, sondern auch Ausmischungsverluste an den Diffusorbegrenzungen sowie den Verlust durch die nicht im Diffusor umgesetzte kinetische Energie am Diffusoraustritt.

2.2. Modelldiffusor

In Abb. 2.1 wird der Modelldiffusor gezeigt, welcher von links nach rechts durchströmt wird. Dabei wird die Strömung der Vorkammer über die Einlaufdüse auf die gewünschte axiale Mach-Zahl in Sektion 1 beschleunigt. In Sektion 2 können durch verstellbare Leitschaufeln (IGV) verschiedene radiale Drallverteilungen erzeugt werden. Sie erlauben eine beschränkte Variation der Eintrittsbedingungen sind aber im Vergleich zum realen Kraftwerksdiffusor deutlich vereinfacht. Stromab der Leitschaufeln beginnt der eigentliche Diffusor, der relativ zur realen Maschine eine Skalierung von 1:14 besitzt. Der Diffusor gliedert sich in einen annularen Strömungskanal (Sektionen 3 und 4), welcher zwei Reihen von Stützstreben enthält, sowie einen sprunghaften Übergang, dem Stoß- bzw. Carnotdiffusor in Sektion 5.

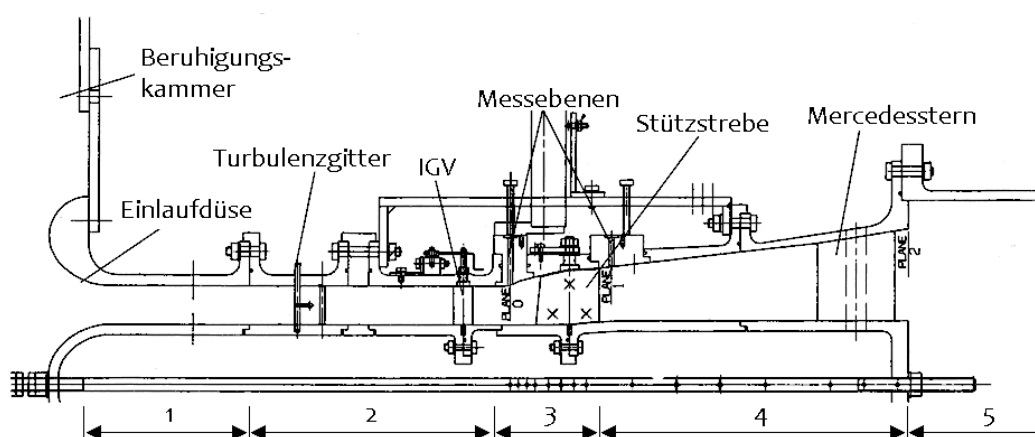


Abb. 2.1: Schnittbild des Modelldiffusors mit Einteilung in Sektionen

Eine Übersicht der Auswerte- bzw. Mess-Ebenen der untersuchten Diffusorgeometrien wird in Abb. 2.2 gezeigt. Stromab der verstellbaren Leitschaufeln befindet sich die Ebene 0 (E0), welche die Diffusoreintrittsebene ist. In E0 können Flächentraversen vermessen werden, um die exakten Zuströmbedingungen zu bestimmen. Gleichsam kann die Strömung hinter der ersten Stützstrebe in den Ebenen 1a und 1b charakterisiert werden. In Diffusoraustrittsebene (E3) sind vier radiale Traversen integriert. Diese sind um 90° versetzt angeordnet. Zusätzlich zu den Sondenzugängen befinden sich ca. 120 Wanddruckbohrungen an Nabe und Gehäuse sowie 40 Druckbohrungen auf der ersten Reihe der Stützstreben.

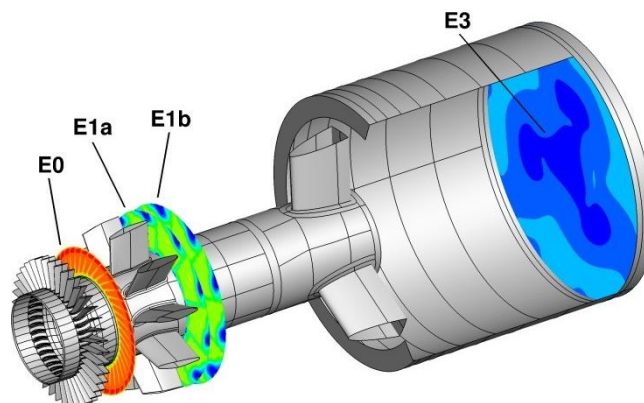


Abb. 2.2: Übersicht über die Bezugs- und Messebenen

Für die Vorauslegung und Optimierung der Geometrien wurden Randbedingungen aus vorherigen Messungen zur Verfügung gestellt (Vassiliev et al. 2003). Durch die vorgegebene Zuströmgeometrie bleibt dabei die radiale Totaldruckverteilung in E0 erhalten (vgl. Abb. 2.3, links). Darüber hinaus lässt sich aus dem Druckverhältnis eine isentrope Mach-Zahl, „Mbox“, bilden, die proportional zur Zuström-Mach-Zahl ist. Wie in Abb. 2.3 ersichtlich hat die Zuström-Mach-Zahl einen geringen Einfluss auf die Zuströmrandbedingungen.

Die radiale Drallverteilung wird durch die unterschiedlichen Stellungen der Leitschaufeln definiert. Je nach Leitschaufelstellungen variiert der mittlere Drallwinkel merklich. Für die Vorauslegung wurden zwei Betriebspunkte ausgewählt, welche im Folgenden mit „A“ und „B“ bezeichnet werden. Für beide Betriebspunkte wurde das größte Druckverhältnis, $M_{box}=0.3$, gewählt, wodurch sich eine mittlere Eintritts-Mach-Zahl von 0.5 ergibt. Für den Betriebspunkt A wurde die Leitschaufelstellung $IGV=10^\circ$, für den Betriebspunkt B die Stellung $IGV=0^\circ$ ausgewählt. Als Hauptauslegungspunkt wurde die Drallverteilung des Betriebspunktes B betrachtet.

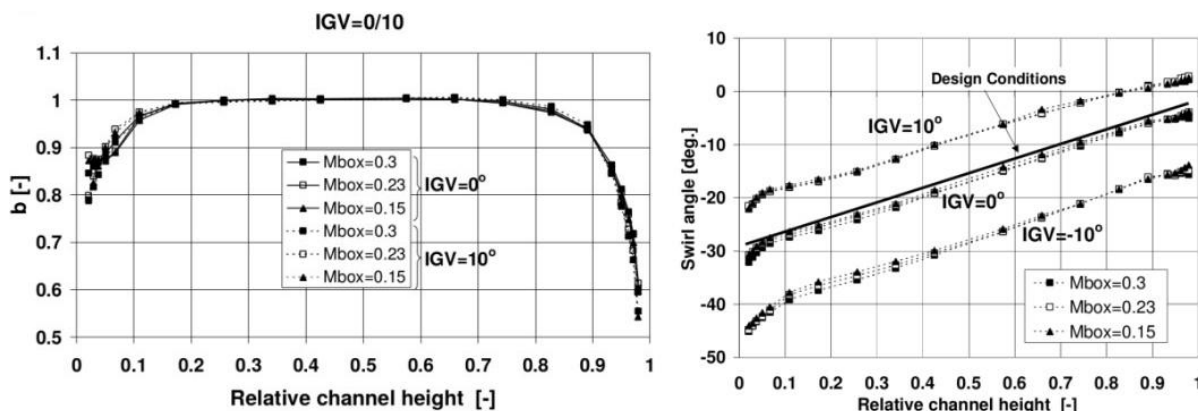


Abb. 2.3: Totaldruck- und Drallverteilung am Diffusoreintritt E0 (Vassiliev et al. 2003)

2.3. Diffusorintegration am Prüfstand RGG

Der Windkanal für Rotierende Gitter (RGG) am DLR Göttingen ist ein geschlossener Kreislauf, der mit trockener Luft betrieben wird. Ein wesentlicher Auslegungsgesichtspunkt war, die Anlage so variabel und vielseitig wie möglich zu gestalten und so die systematische Untersuchung von Turbinenstufen zu ermöglichen. Wie in Abb. 2.4 ersichtlich, befindet sich die Messstrecke oberirdisch, während der Kompressor und zusätzliche Aggregate im Keller untergebracht sind.

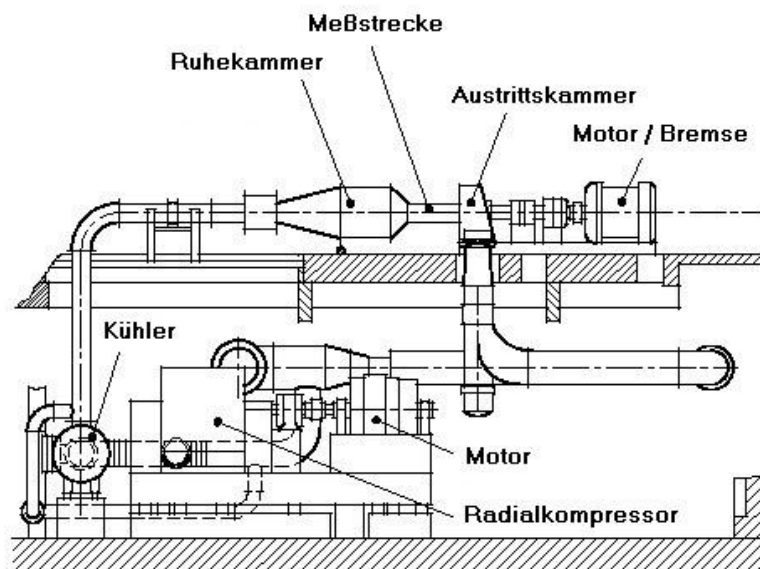


Abb. 2.4: Übersicht Windkanal für rotierende Gitter (RGG) am DLR Göttingen

Durch den geschlossenen Kreislauf kann der Windkanal bei einstellbaren Drücken und Temperaturen betrieben werden. Somit können Mach-Zahl und in gewissen Grenzen auch die Reynolds-Zahl unabhängig voneinander variiert werden. Das Druckniveau im Kreislauf wird durch das Zusammenspiel zwischen einer Vakuumpumpe und der Einspeisung aus der zentralen Druckluftversorgung konstant gehalten. Die Zuströmtemperatur an der Messstrecke wird durch die Aufspaltung des Massenstroms stromab des Kompressors erreicht: die durch die Verdichtung erwärmte Luft wird dabei teilweise über einen Kühler und einen Bypass geleitet, so dass in gewissen Grenzen eine vorgegebene Mischtemperatur eingestellt werden kann. Das Drehmoment des Rotors wird über ein Getriebe an einen Generator abgeführt und somit die Rotorleistung bestimmt. Für die exakte Leistungsbestimmung von Turbinen wird der Massenstrom stromab der Messstrecke von einer kalibrierten Venturidüse erfasst.

Wie bereits erwähnt wurde der RGG zur systematischen Untersuchung von Turbinenstufen entwickelt. Da die Leistungsdaten des Windkanals, insbesondere das notwendige Druckverhältnis und der erforderliche Massenstrom, sowie die vorhandene Messtechnik und die Venturidüse die Anforderungen des Projekts erfüllten, wurde der Windkanal für die Untersuchung von Diffusoren ausgewählt. Es wurde dafür die Vorkammer durch eine verkürzt Variante ausgetauscht, um die axiale Länge des Diffusors zu berücksichtigen. In der verkürzten Vorkammer befinden sich zwei Siebe sowie ein Gleichrichter, um eine homogene Zuströmung zu gewährleisten, wie in Abb. 2.5 dargestellt. Die Gleichförmigkeit der Strömung stromab der Siebe wurde in einer Testmessung experimentell nachgewiesen.

Um die Zugänglichkeit des Diffusors zu gewährleisten, wurde ein verfahrbarer Unterbau angefertigt, so dass die Messstrecke axial verschoben und somit der Diffusor am Austritt geöffnet werden kann. Der aufgebaute Teststand mit geschlossener Messstrecke wird in Abb. 2.6 gezeigt.

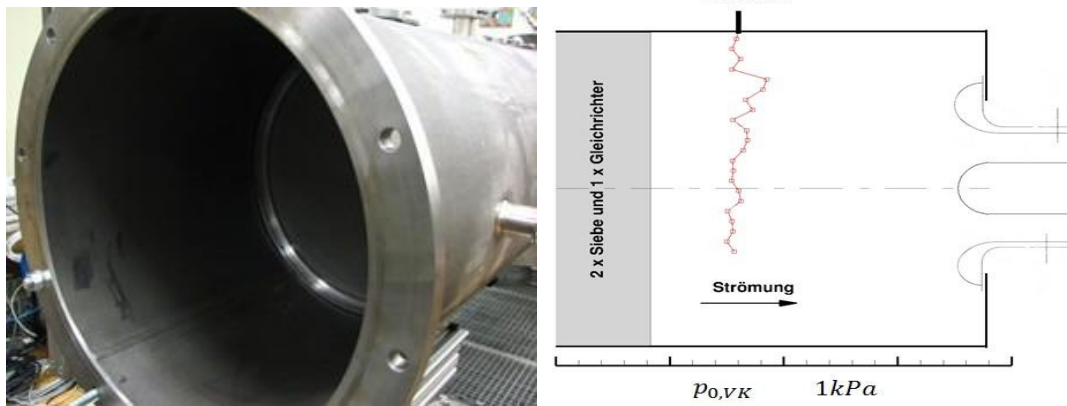


Abb. 2.5: Links: Verkürzte Vorkammer (Blickrichtung stromauf) mit montierten Sieben und Gleichrichter, rechts: Messergebnis der radialen Totaldruckverteilung

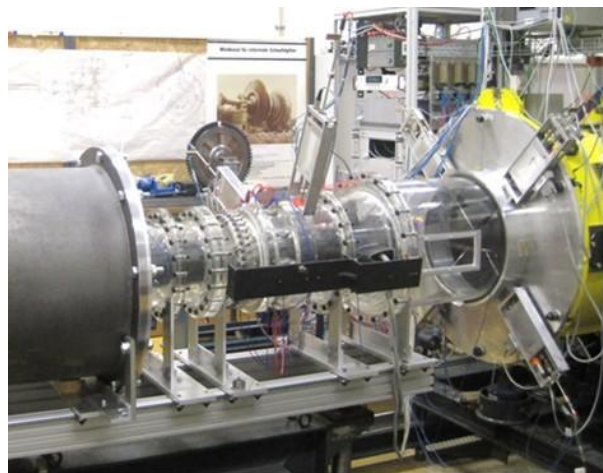


Abb. 2.6: Integrierte Modelldiffusor am Windkanal RGG

2.4. Messtechnik und Messgenauigkeit

Aufgabe der eingesetzten Messtechnik ist es die Diffusorströmung möglichst exakt zu charakterisieren. Hierzu wurden unterschiedliche Messtechniken eingesetzt, die im Folgenden erläutert werden. Eine zentrale Rolle kommt dabei dem Umgebungsdruck zu, der mit einem sehr präzisen Absolutdruckmessgerät erfasst wird. Dieses Messgerät wird in regelmäßigen Abständen gewartet und kalibriert. Alle Druckmessungen am Diffusor werden als Differenzmessung zum möglichst präzise bestimmten Umgebungsdruck durchgeführt. Je nach Druckunterschied und dem damit erforderlichen Messbereich finden hierbei Differenzdruckdosen der Firma „PressureSystems“ mit unterschiedlicher Genauigkeit Verwendung. Die Druckdosen besitzen eine Temperaturkompensation und werden vor Beginn einer Messung auf den Umgebungsdruck referenziert. Die Druckdosen weisen den geringsten Absolutfehler am oberen Ende des Messbereichs auf. Die Messwertaufnahme der Druckdosen erfolgt mittels eines DTC Initium Systems, welches per Netzwerk die Daten auf den Messrechner übermittelt. Eine Übersicht aller verwendeten Druckdosen, die Messposition sowie ihre Genauigkeit wird in Tab. 2.1 gegeben.

Der Massenstrom wird stromab der Messstrecke in einer Venturidüse bestimmt. Die Venturidüse wurde mittels einer Eichmessstrecke präzise kalibriert, so dass der maximale Fehler kleiner als 0.3% des Absolutwertes ist. Bei dem hier vorliegenden Massenstrom von ca. 5 kg/s liegt die Genauigkeit bei 0.15%, wodurch die Massenstromabweichung kleiner als 10 g/s ist. Die hohe Genauigkeit der Massenstrommessung zeigt sich in Abb. 2.7. An zwei aufeinanderfolgenden Messtagen sind die relative Massenstromabweichung vom Sollwert aufgetragen. Die durchschnittliche Abweichung liegt bei 0.1% und weist maximale Abweichungen von 0.2-0.3% auf. Zusätzlich ist der Totaldruck und die Temperatur in der Vorkammer aufgetragen: Der

Totaldruck der Vorkammer schwankt dabei um weniger als 0.05%, die Temperaturabweichung ist, mit wenigen Ausnahmen, geringer als 0.1%.

Messbereich	Anzahl	Messposition	Abs. Genauigkeit bei 33% /100% des Messbereichs [Pa]
15psid (103kPa)	46	Wanddruckbohrungen vom Diffusoreintritt bis E1	50 / 31
15psid (103kPa)	10	5-Lochsonden in E0 und E1	50 / 31
15psid (103kPa)	40	Druckbohrungen auf den Stützstreben	50 / 31
2.5psid (17kPa)	41	Wanddruckbohrungen (E1 bis E3)	- / 10
2.5psid (17kPa)	15	3-Loch- und Kulitesonde (E3)	- / 10
4WC (1kPa)	8	Venturidüse	- / 2.5

Tab. 2.1 Druckmessdosen und ihre Messposition am Modelldiffusor

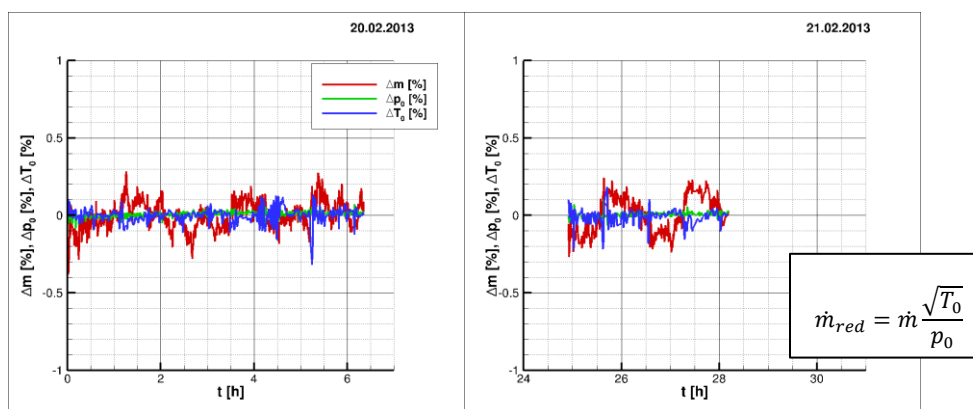


Abb. 2.7: Relative Abweichung vom vorgegebenen Sollwert des Massenstroms sowie des Drucks und der Temperatur in der Vorkammer an zwei Messtagen

Bei einem Vorkammerdruck von beispielsweise 100kPa bedeutet dies eine maximale Absolutdruckschwankung von 50Pa sowie bei einer Vorkammertemperatur von 300K eine maximale Temperaturabweichung von 0.3K. Der reduzierte Massenstrom, in den die drei Schwankungsgrößen eingehen, wird demnach im Wesentlichen durch die Massenstromschwankung beeinflusst. Durch die geringen Schwankungen ist die Abweichung der Zuström-Mach-Zahl kleiner als 0.005. Zusammenfassend wird festgestellt, dass durch die präzise Kanalsteuerung alle drei Größen sehr geringe Schwankungen während des Betriebes aufweisen, so dass die charakteristischen Kenngrößen, wie der reduzierte Massenstrom, die Mach-Zahl und die Reynolds-Zahl stabil gehalten werden.

Die verwendeten 3- und 5-Lochsonden wurden im Sondeneichkanal Göttingen (SEG) über einen großen Mach- und Reynolds-Zahlbereich kalibriert, in dem die Mach-Zahl von 0.1 bis 1.6 bei

unterschiedlichen Basisdrücken variiert wurde (vgl. Abb. 2.8). Zusätzlich wurde bei jeder Mach- und Reynolds-Zahl der Schiebe- und der Nickwinkel der Sonde relativ zum Kanal traversiert. Aus den Daten wurden sog. Look-Up-Tables generiert, die die Kalibrierkoeffizienten für die physikalischen Größen enthalten.

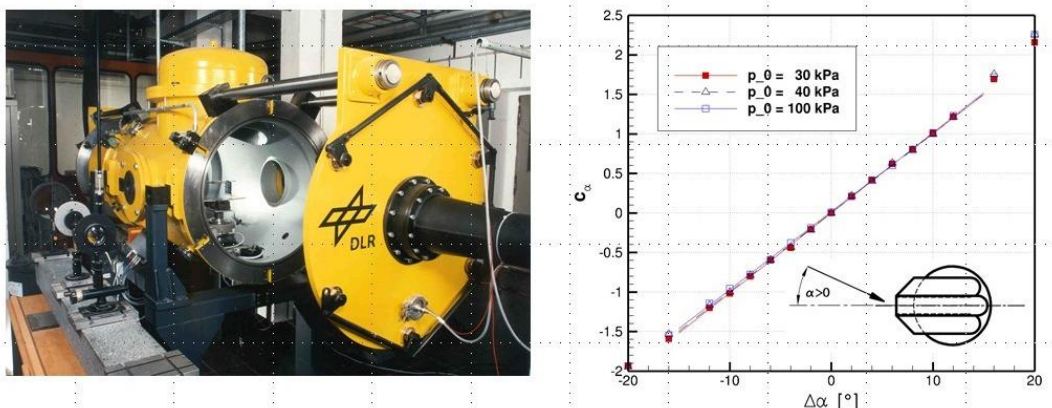


Abb. 2.8: Sondeneichkanal Göttingen und Kalibrierkurve für den Schiebewinkel

Die Sondentraversierung erfolgt vollautomatisiert in radialer Richtung und manuell in Umfangsrichtung. Während der radialen Traversierung wird die Sonde an jedem Messpunkt solange gedreht, bis der Druck der seitlichen Bohrungen nivelliert ist und somit das Totaldruckröhrchen nahezu frontal angeströmt wird. Kleine Unterschiede im Schiebewinkel werden nach der Messung mit Hilfe der Kalibrierkoeffizienten berechnet und korrigiert. Durch das Ausrichten der Sonde zur Strömungsrichtung wird sichergestellt, dass das Pitotrohr der Sonde korrekt ($\alpha < 2^\circ$) angeströmt wird. Der genaueste Wert der Sonde ist somit der Totaldruck, gefolgt von der Mach-Zahl und dem Strömungswinkel. Die Temperatur, die über das Thermoelement der Sonde aus der Recoverytemperatur berechnet wird, weist den größten Fehler auf und wurde in diesem Vorhaben nicht direkt zur Auswertung verwendet. Die Temperatur wird mittels PT100 Elementen und einer Messkarte der Firma Keithley erfasst.

Die Messauflösung der Flächentraversierung wird in Abb. 2.9 (links) gezeigt. Die radialen Profile bestehen aus 29 Punkten, die Auflösung in Umfangsrichtung beträgt ein Grad. In einer Vorstudie wurde ausgehend von einem sehr feinen Gitter die radiale Messauflösung so lange reduziert, bis der Fehler der integralen Mittelwerte unter einem Prozent blieb. Dementsprechend sind die Messpunkte an den Endwänden verfeinert, wobei durch die endliche Größe des Sondenkopfs ein Abstand zur Nabe von 1.5mm eingehalten werden musste. Durch die Triangulierung der Messpunkte wurden anschließend die Flächentraversen visualisiert, wie in Abb. 2.9 (rechts) dargestellt.

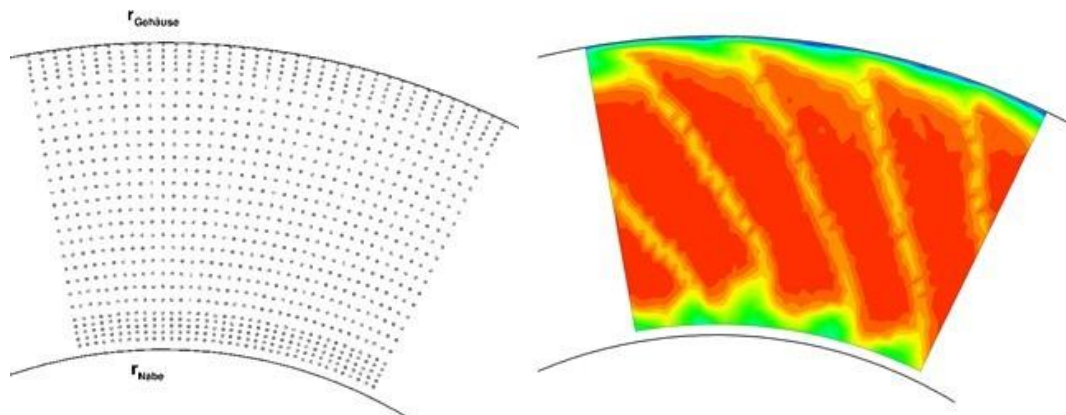


Abb. 2.9: Messpunkte (links) und triangulierte Messdaten (rechts)

Exemplarisch soll hier der zu erwartende Messfehler für den Druckrückgewinn dargelegt werden. Dabei wird nur der Fehler der Druckdosen betrachtet. Aus den Wanddruckdaten der Ebene E0 und E3 sowie den Flächentraversen mit einer 5-Lochsonde in E0 wird der Druckrückgewinnbeiwert berechnet. Bildet man das totale Differential für $C_p(p_{01}, p_1, p_2)$ und teilt das Differential durch die C_p -Gleichung, so erhält man:

$$\frac{\Delta C_p}{C_p} = A \cdot \Delta p_{01} + B \cdot \Delta p_1 + C \cdot \Delta p_2$$

Die Konstanten {A|B|C} ergeben sich im Betriebspunkt A zu {4.1|1.6|7.3}. Ähnliche Werte erhält man für Betriebspunkt B. Die Werte der Konstanten stellen die Sensitivitäten bezüglich des C_p -Wertes dar. Da p_1 gleichsam im Nenner und Zähler auftritt, ist sein Einfluss deutlich kleiner als der der beiden anderen. Mit den absoluten Fehlern der Druckmessdosen ergibt sich ein maximaler Fehler von 0.0055 im C_p -Wert. Die für die Untersuchungen maßgebliche Reproduziergenauigkeit ist sehr hoch und in Abb. 2.10 als die Schwankung des C_p -Wertes um den Mittelwert für 30 Einzelmessungen bei Betriebspunkt A aufgetragen. Dabei ist ersichtlich, dass die mittlere Schwankung des C_p -Wertes zumeist kleiner als 0.002 ist, der Mittelwert der Schwankung liegt bei 0.001. Diese äußerst geringen Fehler ermöglichen eine präzise Messung als auch eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Experimente. Das gleiche prinzipielle Betriebsverhalten wurde für alle anderen Betriebspunkte beobachtet.

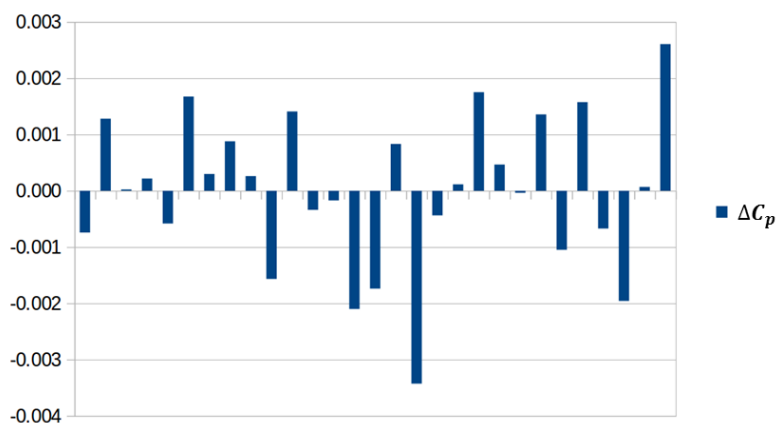


Abb. 2.10: Absolutschwankung des Druckrückgewinns bezogen auf den Mittelwert für 30 Einzelmessungen

3. Numerische Methoden

In diesem Kapitel werden die verwendeten numerischen Methoden vorgestellt: zuerst wird in Abschnitt 3.1 der CFD-Löser TRACE beschrieben, anschließend der Netzgenerator G3DHexa und die mittels des Netzgenerators erzeugten Modelle. Weiterhin wird auf die numerische Simulation der Wirbelgeneratoren und die Funktionsweise der Optimierungsumgebung AutoOpti eingegangen.

3.1. CFD Software TRACE

Für die Berechnung der Strömungen in Turbomaschinen wird im DLR der am Institut für Antriebstechnik entwickelte Löser *TRACE* (Turbomachinery Research Aerodynamics Computational Environment) verwendet. Der CFD-Code TRACE kann für stationäre und instationäre Berechnungen von dreidimensionalen Strömungen in mehrstufigen Verdichter- und Turbinenkomponenten mit axialer und radialer Strömungsführung verwendet werden. Neben der Anwendung zur Untersuchung komplexer Strömungen am DLR und vielen weiteren Forschungs- und Universitätsinstituten, wird *TRACE* seit einigen Jahren ebenfalls in der Industrie zur Entwicklung von Turbomaschinen, Triebwerken, Gasturbinen in Kraftwerken und ihren Komponenten eingesetzt.

TRACE basiert auf der Lösung der Navier-Stokes Gleichungen. Diese werden anhand der „Finite Volumen Methode“ diskretisiert und die Größen des so erhaltenen Gleichungssystems anschließend mit Hilfe des RANS-Verfahrens in einen Mittel- und einen Schwankungswert aufgeteilt. Die dabei neu entstandenen Unbekannten, die als Reynoldsspannungen bezeichnet werden, erfordern die zusätzliche Verwendung eines Turbulenzmodelles. In TRACE sind eine Vielzahl von Turbulenzmodellen vorhanden: das Eingleichungsmodell nach Spalart und Allmaras, Zweigleichungsmodelle ($k-\omega$ Modell nach Wilcox, $k-\omega$ -SST Modell nach Menter, EARSM nach Hellsten) sowie Reynoldsspannungsmodelle (RSTM). Die wandnahe Strömung kann dabei mittels Wandfunktionen modelliert oder durch den sogenannten „Low-Reynolds“ Ansatz direkt aufgelöst werden. In der vorliegenden Arbeit wurde ausschließlich das $k-\omega$ -SST Modell mit einer aufgelösten Wandströmung verwendet. Letzteres ist erforderlich um die komplexen Ablösegebiete numerisch zu reproduzieren.

Die strukturierten Rechengitter werden mittels *G3DHexa* erzeugt und in nahezu gleichgroße Blöcke unterteilt. Die Blöcke tauschen die Strömungsinformationen über Blockgrenzen und Interfaces aus und erlauben so eine gleichzeitige Berechnung mehrerer Blöcke. Durch die Segmentierung des Rechengebiets wird die Berechnung hochparallel auf dem institutseigenen Rechencluster durchgeführt, so dass üblicherweise das Ergebnis einer stationären CFD innerhalb weniger Stunden zur Verfügung steht.

3.2. Vernetzung der Geometrien mittels G3DHexa

In diesem Abschnitt werden die Aspekte zur Netzgenerierung vorgestellt. Der prinzipielle Ablauf wird in Abb. 3.1 gezeigt.



Abb. 3.1: Flussdiagramm zur Vernetzung der Diffusorgeometrien

Die für die Vernetzung notwendigen Geometriedaten müssen zunächst erstellt bzw. aus den vorhandenen CAD-Daten erzeugt werden. Für die Basisgeometrie wurden die entsprechenden Geometriedaten, wie z.B. die der Annulusgeometrie und die der Stützstreben, von Alstom bereitgestellt. Um eine automatische Anpassung durch den Optimierer zu gewährleisten müssen die Geometrien parametrisiert vorliegen. Die Annulusgeometrie wurde dabei durch SPLINES mit

Bibliotheken in Python erzeugt. Die Geometrie der Stützstreben wurde mittels *BLADEGENERATOR* erzeugt, welcher im DLR entwickelt wurde. *BLADEGENERATOR* ermöglicht eine vollparametrisierte Schaufeloberfläche. Eine Übersicht über die wichtigsten geometrie-definierenden Parameter wird in [31] gegeben.

Mit den vorhandenen bzw. erzeugten Geometrien wurden dann die Rechenetze erzeugt. Zunächst wird hierfür die Annulusgeometrie, welche aus einer Naben- und Gehäuselinie besteht, vernetzt. Das dadurch entstandene meridionale S2m-Netz definiert die radiale Auflösung und bestimmt somit die Grenzschichtauflösung an den Endwänden. Die erste Wandzelle wurde so gewählt, dass der dimensionslose Wandabstand y^+ kleiner als 2 ist. Der Vergrößerungsfaktor (engl. Stretching Ratio) der Zelle normal zur Wand wurde kleiner als 1.25 gewählt, so dass in der Regel ca. 35 Zellen in der Grenzschicht liegen. Mit der definierten radialen Auflösung wurden anschließend in G3DHexa die Stützstreben und die Leitschaufeln (IGV) mit einer OCH-Topologie, wie in Abb. 3.2 dargestellt, vernetzt. Hierbei wird die entsprechende Schaufelgeometrie mit dem S2m-Netz verschnitten und so dem 3D-Netz die radiale Verteilung aufgeprägt. Das finale 3D-Rechenetz ist in Abb. 3.3 illustriert.

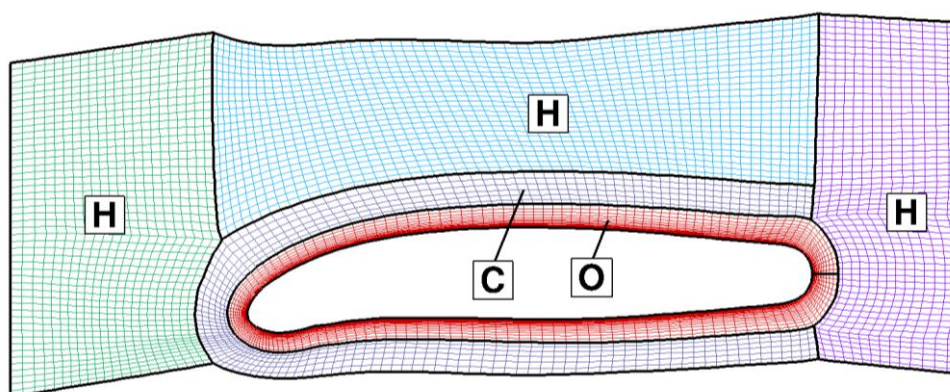


Abb. 3.2: Aufbau der OCH-Topologie

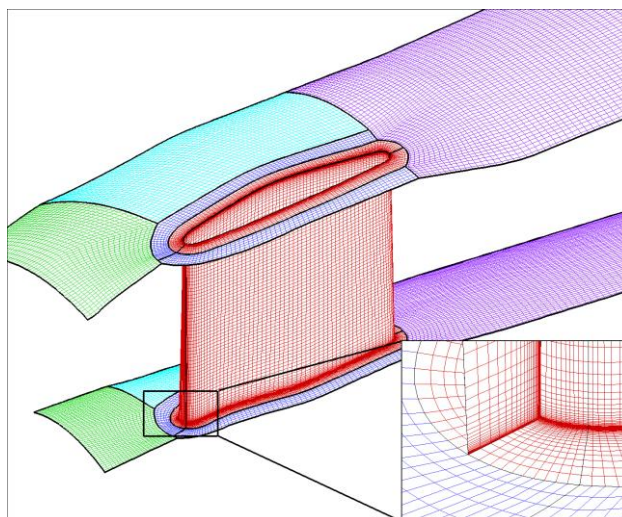


Abb. 3.3: Blockstrukturiertes Rechenetz der ersten Stützstrebe

Eine Sonderstellung nimmt die Vernetzung des Carnotdiffusors ein, der sich an die zweite Strebenreihe („Mercedesstern“) anschließt. Da hierfür kein eigenes Template in G3DHexa existierte, wurde eine Vernetzungsroutine erzeugt: dabei wird die Knotenverteilung des Austrittsblocks axial in den Carnotdiffusor extrudiert, so dass die Grenzschichtauflösungen an den Endwänden des Mercedessterns kontinuierlich fortgesetzt werden (vgl. Abb. 3.4, links). Im Carnotdiffusor wird dadurch die freie Scherschicht besonders fein aufgelöst und durch eine

Aufweitung der Zellen in axialer Richtung gleichmäßig vergrößert. Gleichsam werden die verdichteten Zellen im Nachlauf des Mercedessterns im Carnotdiffusor ausgemischt (vgl. Abb. 3.4, rechts). Das Nabenende und der sich anschließende zylindrische Block wird mittels einer „OH-Butterfly“ Topologie vernetzt.

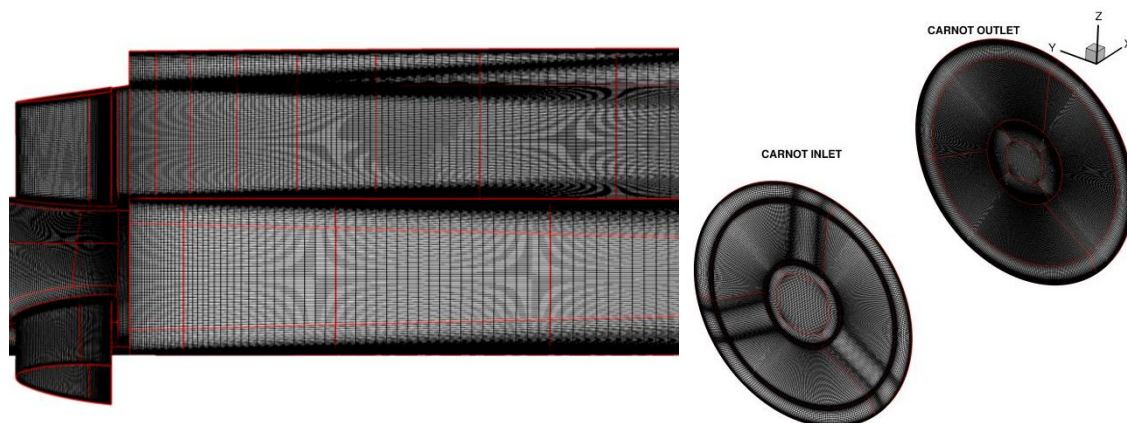


Abb. 3.4: Vernetzung des Carnotdiffusors: Oberflächennetz des Mercedesstern mit einer Schnittfläche des Carnots (links), Ein- und Austrittsebene des Carnotdiffusors (rechts)

3.3. Numerische Modelle

Für die Berechnung der Diffusorströmung wurden unterschiedliche Rechenmodelle entwickelt und über die Projektlaufzeit fortlaufend angepasst. Zu Beginn des Vorhabens wurden nicht alle Geometriedetails, wie z.B. die Leitschaufel oder die Einlaufgeometrie, in der Rechnung berücksichtigt. Vielmehr wurden die von Alstom bereitgestellten Messdaten direkt an der Diffusoreintrittsebene (E0) vorgegeben. Es stellte sich jedoch heraus, dass die Berücksichtigung der Einlaufgeometrien einen signifikanten Einfluss auf die Eintrittsrandbedingungen und somit auf das numerische Resultat hatte. Insbesondere die Grenzschichtdicke am Eintritt (eng. „Blockage“) und die tatsächliche Winkelstellung der IGVs haben einen großen Einfluss auf den Druckrückgewinn. Je nach Winkelstellung der IGVs wurden Abweichungen von bis zu 10% im Druckrückgewinnbeiwert beobachtet. Aus dieser Beobachtung heraus wurden zwei numerische Konfigurationen mit unterschiedlichen Zielen erzeugt: zum einen wurde ein Vollkranzmodell des Diffusors erstellt, welches ca. 30 Millionen Zellen enthält und in Abb. 3.5 dargestellt ist. Dabei werden das IGV und der Diffusor mit einer Mischungsebene gekoppelt (engl. „mixing plane: MP“) und die Stützstrebenreihen mittels zonalem Interface, welches die Strömungsgrößen über die nicht 1zu1-Blockgrenzen interpoliert. Dadurch wird die Interaktion der Stützstreben mit dem Schaufelverhältnis 10:3 korrekt wiedergegeben. Dieses Modell wurde für die Berechnung des Druckrückgewinnbeiwerts des Diffusors verwendet.

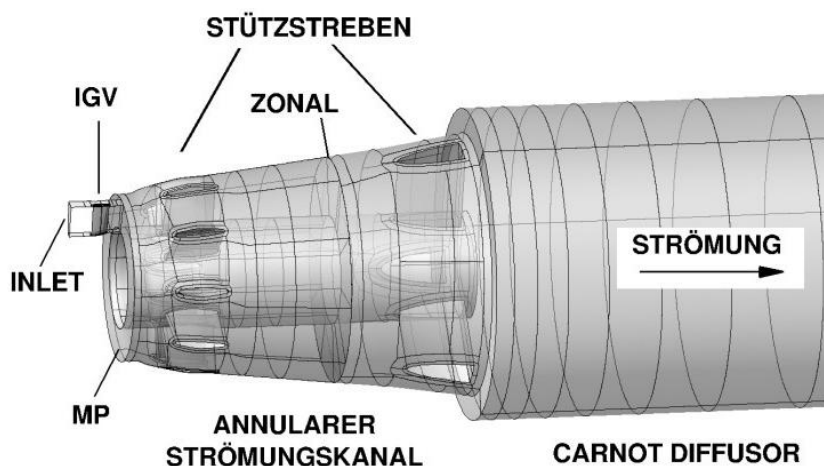


Abb. 3.5: Numerisches Vollkranzmodell des Diffusors mit ca. 30 Millionen Zellen

Zum anderen wurde ein reduziertes Sektor-Modell erstellt (vgl. Abb. 3.6), um den Einfluss der Randbedingungen auf die Strömung in der Diffusoreintrittsebene und stromab der ersten Stützstrebe zu untersuchen. Durch die reduzierte Zellanzahl konnte in diesem Modell der Einfluss der Zuströmungsgrenzschicht und der Winkelstellung der IGVs und der sich daraus ergebenden Drallverteilung am Eintritt systematisch untersucht werden. Durch ein zonales Interface zwischen dem IGV und der ersten Stützstrebe werden die Strömungsgrößen direkt weitergegeben, wie Abb. 3.6 ersichtlich. Zusätzlich konnten die numerischen Daten direkt mit den experimentellen Messebenen verglichen und Unterschiede zwischen der Numerik und dem Experiment bewertet werden.

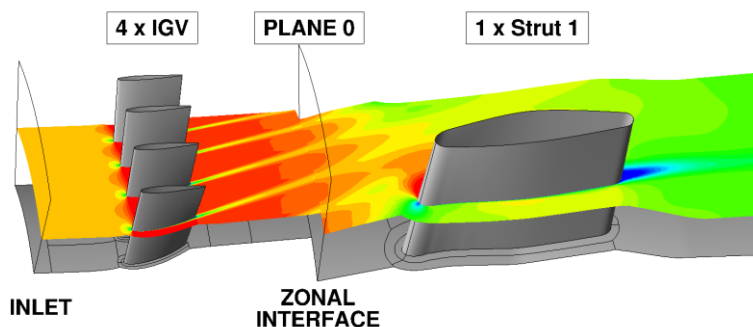


Abb. 3.6: Reduziertes Modell mit ca. 8 Millionen Zellen

3.4. Numerische Simulation von Wirbelgeneratoren

Als passive Methode zur Strömungskontrolle wurden in diesem Projekt Wirbelgeneratoren auf den Endwänden vorgesehen. Die Wirbelgeneratoren sollen dabei der wandnahen Strömung einen Wirbel in Strömungsrichtung aufprägen. Durch den Wirbel wird eine Mischung der ablösenden Grenzschicht mit der Hauptströmung erreicht, wodurch Fluid mit hoher kinetischer Energie in die Seitenwandgrenzschicht eingetragen wird und diese dadurch re-energetisiert wird. Um die Leistungsfähigkeit der Numerik hinsichtlich der Wirbelgeneratoren nachzuweisen, wurde hierzu ein Referenzfall aus der Literatur nachgestellt [32]. Dabei wurden unterschiedliche Anstellwinkel und Wirbelgeneratoren unterschiedlicher Größe detailliert experimentell und numerisch untersucht. Zum einen wurden sogenannte „konventionelle Wirbelgeneratoren“ (CVG) untersucht, deren Größe der Grenzschichtdicke der Zuströmung entsprach. Zum anderen wurden kleine Wirbelgeneratoren (SBVG) untersucht, deren Größe 1/5 der Grenzschichtdicke entspricht. In unterschiedlichen axialen Abständen wurde mittels Stereo-PIV-Messungen das dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld gemessen und daraus die Wirbelkenngrößen bestimmt. Die experimentellen Daten werden hier wegen des fehlenden Copyrights nicht gezeigt.

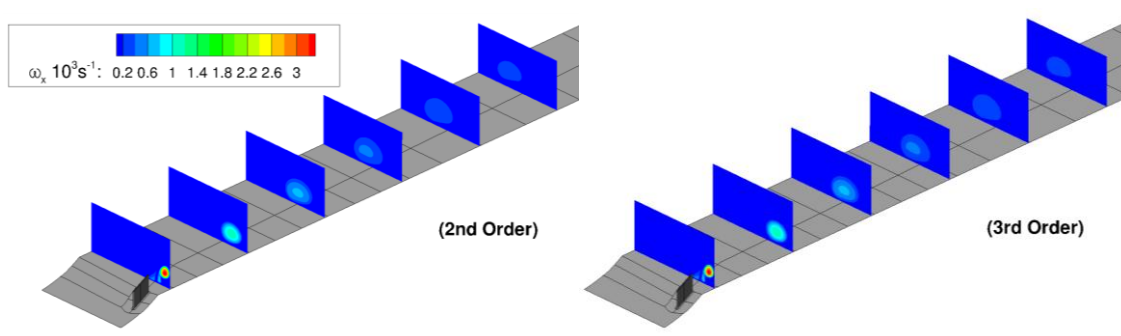


Abb. 3.7: Örtlichen Diskretisierung für CVG: 2te Ordnung (links), 3te Ordnung (rechts), in beiden Fällen wurde das $k-\omega$ -SST Modell verwendet

Für die numerische Simulation wurde in Vorstudien der Einfluss der örtlichen Diskretisierung sowie der unterschiedliche Turbulenzmodelle getestet. Der Einfluss der örtlichen Diskretisierung wurde hinsichtlich der Veränderung der Genauigkeit untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass

die Diskretisierung keinen Einfluss auf das numerische Ergebnis hatte. Wie in Abb. 3.7 ersichtlich ist die Abklingrate der Wirbelstärke sowie die maximale Wirbelstärke unabhängig von der verwendeten örtlichen Diskretisierung: zweite und dritte Ordnung.

Darüber hinaus wurden die Turbulenzmodelle, die zu Projektbeginn in TRACE implementiert waren, untersucht: das $k-\omega$ -Modell nach Wilcox [33], $k-\omega$ -SST-Modell nach Menter [34] sowie EARSM nach Hellsten [35]. Zu Projektende stand zusätzlich das Turbulenzmodell EARSM-CC nach Wallin [36] zur Verfügung, welches die Stromlinienkrümmung berücksichtigt. In Abb. 3.8 wird die Wirbelstärke stromab des Wirbelgenerators gezeigt. Während die ersten drei Turbulenzmodelle sehr ähnliche Konturen der Wirbelstärke vorhersagen, zeigt sich für das EARSM-CC eine deutlich erhöhte Wirbelstärke. Solch eine hohe Wirbelstärke wurde im Experiment nicht beobachtet wurde.

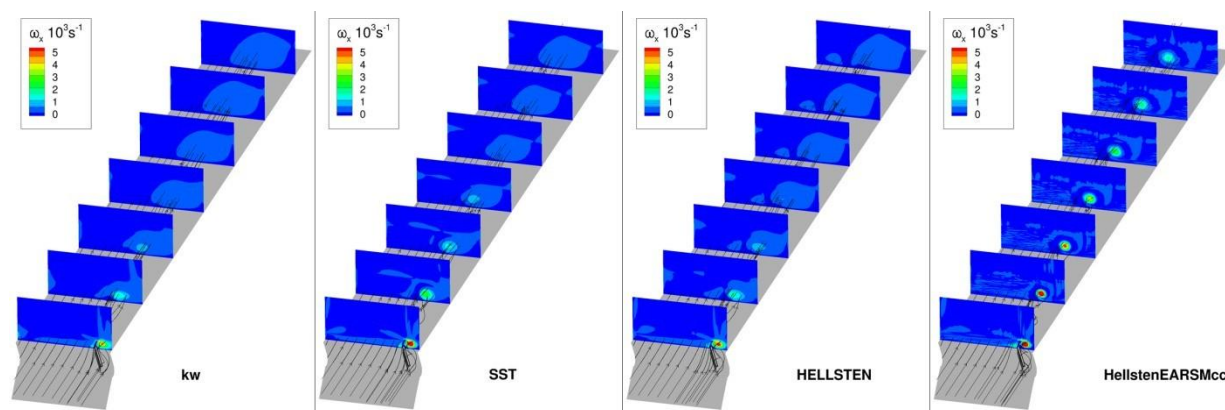


Abb. 3.8: Unterschiedliche Turbulenzmodelle (links nach rechts): $k-\omega$ -Modell nach Wilcox (1988), $k-\omega$ -SST-Modell nach Menter (2003), EARSM nach Hellsten (2002) und EARSM-CC nach Wallin und Johansson (2003)

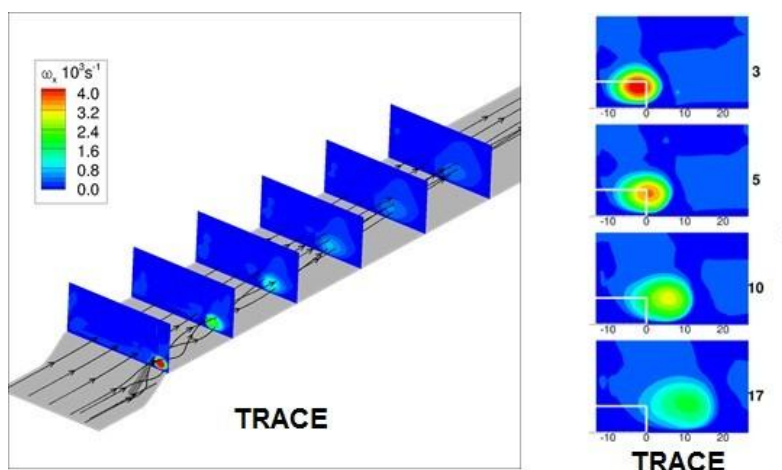


Abb. 3.9: Numerische Reproduktion der Daten für SBVG mittels TRACE (links) sowie die entsprechenden Schnittebenen für den Vergleich zu den experimentellen Daten (rechts)

Im direkten Vergleich zu den experimentellen Daten wies dabei das $k-\omega$ -SST-Modell nach Menter die geringsten Unterschiede auf. Das Ergebnis der TRACE-Rechnung wird in Abb. 3.9 für mehrere axiale Positionen stromab des Wirbelgenerators gezeigt. Die axialen Positionen entsprechen dem Experiment nach Yao et al. [32]. Im Vergleich zu den experimentellen Daten zeigte sich, dass die Position des Wirbelkerns sehr präzise wiedergegeben wird. Hinreichend exakt ist die Vorhersage der maximalen Wirbelstärke: diese fällt in der Numerik insgesamt

geringer aus als im Experiment. Gleichzeitig ist der Wirbel in der Numerik größer und der Wirbelkern ist weniger scharf gegenüber Hauptströmung abgegrenzt. Die Zirkulation, die als das Integral der Wirbelstärke über der Fläche definiert ist, wird mit einer Abweichung von weniger als 10% berechnet, so dass die Gesamtenergie des rotationsbehafteten Strömungsanteils gut vorhergesagt wird.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die stationären Rechenverfahren den Referenzfall mit hinreichender Genauigkeit vorhersagen. Die örtliche, endliche Diskretisierung hatte dabei keinen Einfluss auf das Ergebnis. Unter den zu Projektbeginn verfügbaren Turbulenzmodellen wies das $k-\omega$ -SST-Modell nach Menter die geringsten Unterschiede gegenüber dem Experiment auf. Das höherwertige Turbulenzmodell, EARSM-CC-Modell mit Stromlinienkrümmung, zeigte dabei eine schlechtere Übereinstimmung mit den experimentellen Daten.

Die vorgesehenen Wirbelgeneratoren wurden vor ihrer ausführlichen Untersuchung auf ihre Herstellbarkeit sowie ihre Kosten untersucht. Dabei zeigte sich, dass die vorgeschlagenen Wirbelgeneratoren im realen Kraftwerksdiffusor realisierbar sind.

3.5. AutoOpti

Für die Optimierung der parametrisierten Geometrien wurde die DLR eigene Software *AutoOpti* verwendet. *AutoOpti* unterteilt sich, wie im Flussdiagramm in Abb. 3.10 gezeigt, in zwei Arten von interagierenden Prozessen: dem Hauptprozess und mehreren Slave-Prozessen.

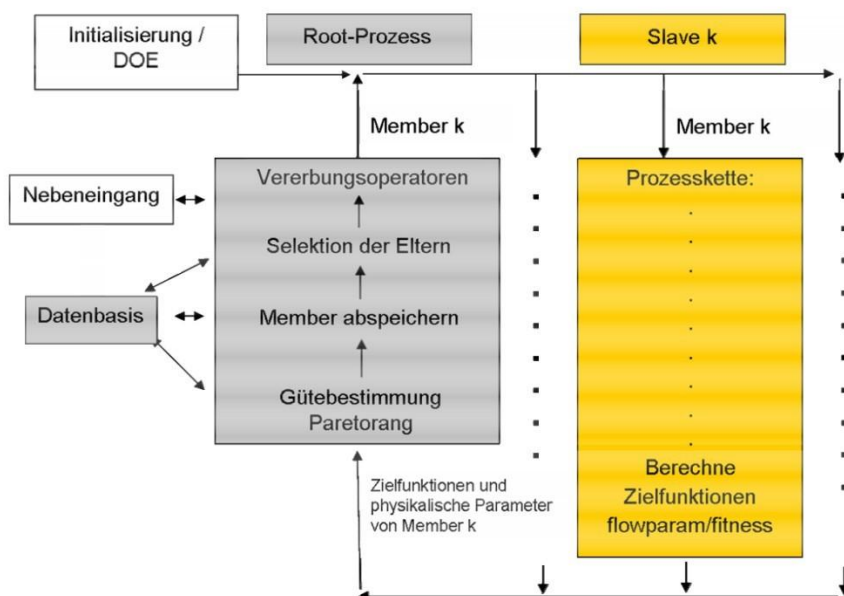


Abb. 3.10: Flussdiagramm AutoOpti

Der Hauptprozess verwaltet die sogenannten Member, welche aus einer Parameterkombination und ihrem Zielwert(en) bestehen. Auf die Member werden bestimmte Vererbungsoperatoren angewandt, um neue Member zu generieren. Das Parameterset dieser neu generierten Member wird dann an einen Slave-Prozess übergeben, in dem die parametrisierten Geometrien aus den Parametern erzeugt, automatisch vernetzt und in einer *TRACE*-Rechnung die Zielfunktionen berechnet werden. Am Ende des Slave-Prozesses werden die Zielwerte an den Hauptprozess zurückgegeben und mit dem Parameterset verknüpft. Im Hauptprozess werden die Member entsprechend ihrer Zielwerte nach dem Pareto-Prinzip sortiert und die besten Konfigurationen wieder für eine Vererbung verwendet. *AutoOpti* arbeitet somit nicht generationsbasiert, sondern ermöglicht durch die asynchrone Kommunikation eine kontinuierliche Auslastung aller Slave-Prozesse.

AutoOpti vereint bei der Vererbung deterministische und stochastische Optimierungsstrategien, um im vorgegebenen Parameterraum optimale Geometrien zu identifizieren. Deterministische Evolutionsstrategien, wie z.B. gradientenbasierte Verfahren, liefern bei gleichem Ausgangspunkt der Optimierung das gleiche Endergebnis. Üblicherweise ermöglichen diese Verfahren zwar eine schnelle Konvergenz auf ein bestimmtes Extremum, haben jedoch den Nachteil in lokalen Extrema zu stagnieren. Die stochastischen Evolutionsstrategien, wie z.B. evolutionäre Algorithmen, erweisen sich für die Optimierung deutlich robuster, benötigen jedoch in großen Parameterräumen deutlich mehr berechnete Member für eine hinreichende Konvergenz. Ein grundlegender Ansatz in *AutoOpti* ist daher die Kombination beider Strategien.

Darüber hinaus wird die Datenbasis mittels Metamodellen separat approximiert und vielversprechende Parameterkombinationen über einen „Nebeneingang“ in die Prozesskette übergeben. Als Metamodelle stehen neuronale Netze und Kriging-Verfahren zur Verfügung. Insbesondere in großen Parameterräumen beschleunigen die Metamodelle die Konvergenz der Optimierung signifikant.

In der vorliegenden Arbeit wurde zur Initialisierung das Latin-Hyper-Cube-Verfahren (LHC) verwendet, welches zu Beginn der Optimierung eine bestimmte Anzahl an Parameterkombinationen generiert. Dabei hat das LHC die Eigenschaft, den Parameterraum möglichst gut einzunehmen, so dass der Optimierungsprozess mit einer breit gestreuten Parameterverteilung beginnt. Eine ausführliche Beschreibung aller Methoden in *AutoOpti* befindet sich in (Voß und Nicke 2008).

4. Auslegung und numerische Simulation von Diffusoren

In diesem Kapitel wird zunächst die Strömungslösung der Basisgeometrie vorgestellt. Anschließend werden neue Diffusorgeometrien mit dem Ziel der Verbesserung des Druckrückgewinns ausgelegt und optimiert. Dabei wird das Flächenverhältnis der Basisgeometrie vergrößert und im Bereich der Stützstreben die Strömungsführung verbessert.

4.1. Simulation der Ausgangsgeometrie

Zunächst wird die Strömung der Basisgeometrie numerisch evaluiert. Bei der Untersuchung verschiedener Konfigurationen stellte sich heraus, dass die beste Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik erzielt wird, wenn die Prüfstandsgeometrie vernetzt und der Diffusor im Vollkranzmodell berechnet wird (vgl. Abschnitt 3.3). Ein genauer Vergleich zwischen Experiment und Numerik wird im Abschnitt 5.1 präsentiert.

Durch unterschiedliche Stellung der IGVs wird der Drall ausgehend vom Betriebspunkt A zum Betriebspunkt B erhöht (vgl. Randbedingungen in Abschnitt 2.2). In Abb. 4.1 werden die Rückströmgebiete an Hand der negativen axialen Geschwindigkeit ($V_x = -1 \text{ m/s}$) als ISO-Oberfläche gezeigt. Aufgrund des radialen Gleichgewichts löst der annulare Diffusor mit zunehmendem Drall tendenziell an der Nabe ab. Bei nahezu axialer Strömung (Betriebspunkt A) löst der annulare Diffusor eher am Gehäuse ab. Da der Drall im Diffusor nur unwesentlich reduziert wird, zeigt sich der gleiche Trend auch im Carnotdiffusor, wodurch der Nabennachlauf im Betriebspunkt B vergrößert ist im Vergleich zu A.

Die Basisgeometrie weist in beiden Betriebspunkte eine Ablösung vor der ersten Stützstrebe auf. Diese Ablösung ist den Prüfstandsrandbedingungen geschuldet und unter Kraftwerksrandbedingungen mit Spaltströmung nicht vorhanden. Durch die Verdrängung der ersten Strebenreihe und der damit einhergehenden Beschleunigung in der Passage kommt es zum Wiederanlegen der Strömung. Stromab der ersten Stützstrebe treten weitere Ablösegebiete, je nach Drall, an Nabe bzw. am Gehäuse auf.

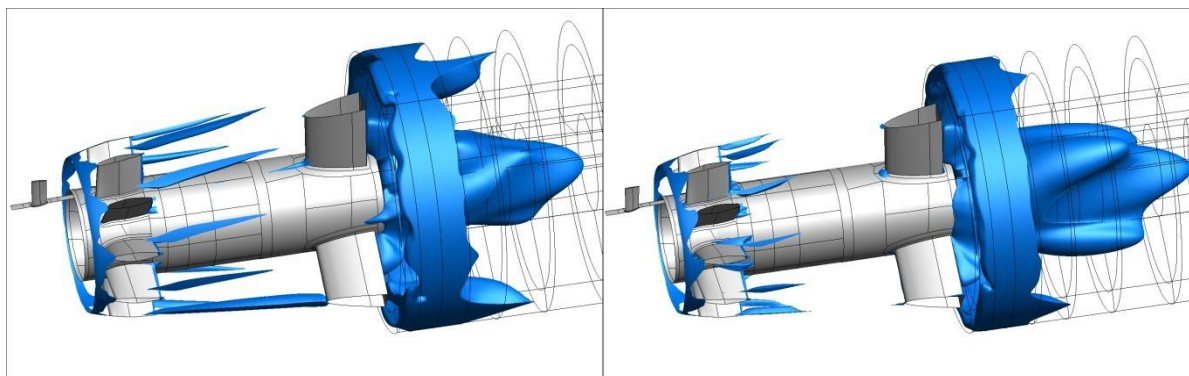


Abb. 4.1: Rückströmgebiete im Betriebspunkt A (links) und B (rechts)

4.2. Auslegung neuer Diffusorgeometrien

Zu Projektbeginn wurde analytisch das Potential zur Verbesserung des Druckrückgewinns identifiziert. Wie in Abschnitt 2.1 dargelegt, ist der ideale Druckrückgewinn lediglich vom Flächenverhältnis zwischen Austritts- und Eintrittsfläche abhängig. Dabei werden die Strömungsverluste K vernachlässigt. In dem hier vorliegenden Vorhaben wurde in erster Näherung davon ausgegangen, dass die Verluste bei kleinen Änderungen im Flächenverhältnis (bzw. Diffusoröffnungswinkel) konstant bleiben. Da bei anliegender Diffusorströmung der K -Wert durch die Profilverluste, die hydraulischen Verluste sowie den Verlust durch den Stoßdiffusor

charakterisiert sind, ist diese Annahme gerechtfertigt. Kommt es jedoch durch die Geometrieänderung zusätzlich zur Strömungsablösung, so steigen die Verluste an. Demnach gilt:

$$C_p = C_{p,id} - K \quad \text{mit } K = \text{const}$$

$$C_{p,id} = 1 - 1/AR^2$$

Für den Stoßdiffusor gilt die Abhängigkeit wie in Abb. 4.2 dargestellt. Demnach wird nur für kleine Flächenverhältnisse der ideale Druckrückgewinn erreicht.

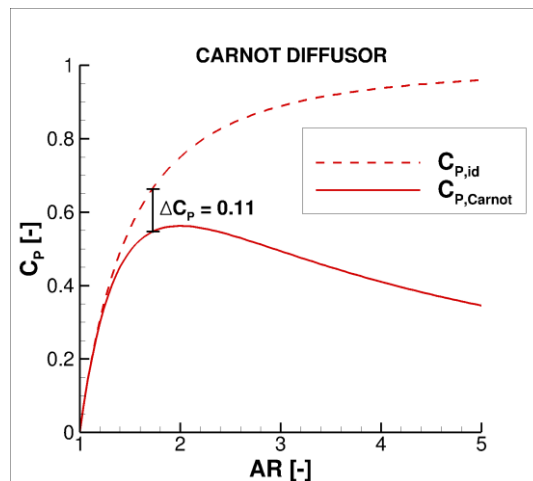


Abb. 4.2: Realer und idealer Druckrückgewinn des Carnotdiffusors

Folglich wird bei der Reihenschaltung eines annularen Diffusors mit einem Stoßdiffusor nur dann ein hoher Druckrückgewinn erreicht, wenn ein möglichst großes Flächenverhältnis im annularen Diffusorkanal und ein entsprechend kleines Flächenverhältnis im Stoßdiffusor realisiert werden.

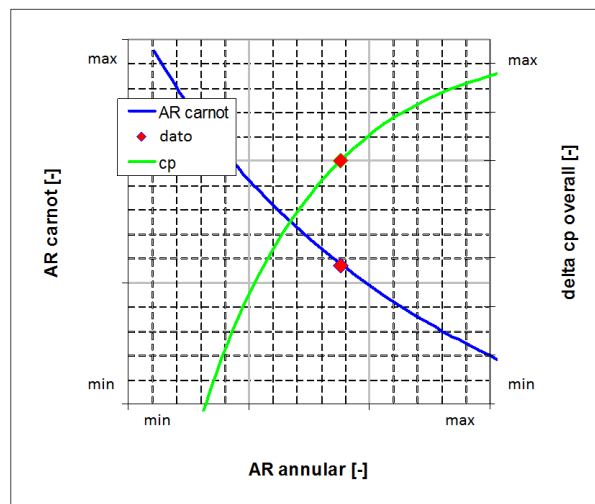


Abb. 4.3: Änderung des Druckrückgewinnbeiwerts (grün) in Abhängigkeit des annularen Flächenverhältnisses und Abhängigkeit der Flächenverhältnisse untereinander (blau)

Ausgehend von einem konstanten Gesamtflächenverhältnis, lässt sich mit den vorherigen Annahmen der Zusammenhang zwischen annularem Flächenverhältnis und der erwarteten Verbesserung des Druckrückgewinns, wie in Abb. 4.3 (grüne Kurve) dargestellt, herleiten. Die Referenzpunkte der Basisgeometrie sind rot markiert. Im Folgenden wird daher der Ansatz verfolgt, das annulare Flächenverhältnis zu vergrößern. Dabei soll eine zusätzliche

Strömungsablösung durch den vergrößerten Öffnungswinkel vermieden werden, um den Verlustbeiwert konstant zu halten.

Ausgehend von Abb. 4.3 wurden verschiedene Geometrievariationen mit vergrößertem annularem Flächenverhältnis erarbeitet. Die neu ausgelegten Geometrien sind in Abb. 4.4 skizziert. Der ideale Druckrückgewinnbeiwert des annularen Strömungskanals bezogen auf die Ausgangsgeometrie sowie der Ersatzöffnungswinkel sind in Tab. 4.1 zusammengefasst. Der Ersatzöffnungswinkel, ϕ' , des doppelt divergenten Diffusors ist dabei definiert als

$$\tan\left(\frac{\phi'}{2}\right) = \tan\left(\frac{\phi}{2}\right) + \frac{h}{2R} \sin\beta,$$

mit den Diffusorgrößen am Eintritt: der Kanalhöhe h , dem mittleren Radius, R , dem mittleren Öffnungswinkel, β , bezogen auf die Maschinenachse und dem Öffnungswinkel am Gehäuse, ϕ .

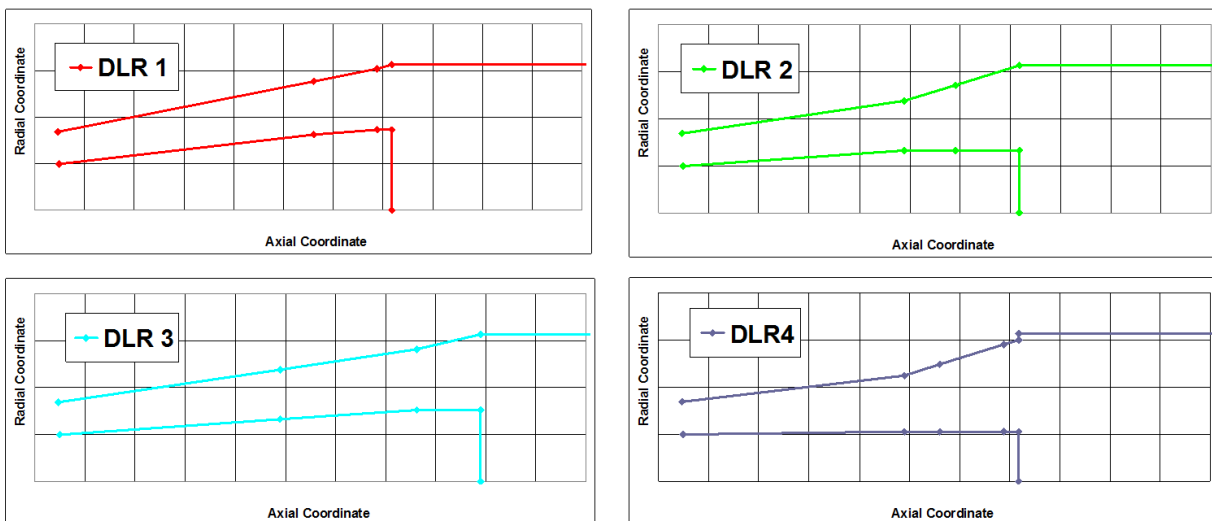


Abb. 4.4: Geometrievarianten mit einem vergrößertem annularem Flächenverhältnis

Geometrie	Ersatzöffnungswinkel	$C_{p,id} \text{ annular} / C_{p,id} \text{ annular Basisgeometrie}$
Basisgeometrie	8,6°	1.000
DLR1	9,6°	1,053
DLR2	8,1° / 18°	1,151
DLR3	8,1°	1,142
DLR4	8,6° / 24,5°	1,149

Tab. 4.1 Geometrievarianten und die resultierenden Diffusorkenngrößen

In den Varianten DLR1-3 wurde die Diffusorgeometrie grundsätzlich neu ausgelegt und die Naben- und Gehäusekontur gegenüber der Basisgeometrie modifiziert. Die Geometrie DLR1

profitiert insgesamt von einem größeren Eulerradius am Ende des annularen Kanals, so dass ein größeres Flächenverhältnis realisiert wird. Die Geometrie DLR2 kombiniert einen flachen und steilen Öffnungswinkel, wodurch ein sehr großes Flächenverhältnis erreicht wird. Durch die axiale Verlängerung des Diffusors DLR3 wird bei moderatem Öffnungswinkel ein ähnlicher idealer Druckrückgewinn wie in der Geometrie DLR2 erreicht. Nachteilig sind hierbei die zusätzliche Länge und der damit notwendige Bauraum. Der Geometrievorschlag DLR4 verfolgt einen ähnlichen Ansatz wie DLR2, wobei hier die größte Ähnlichkeit zur Basisgeometrie bewahrt wurde: der gehäuseseitig vergrößerte Öffnungswinkel am Kanalende bewirkt eine deutliche Steigerung des Flächenverhältnisses. Im Rahmen der Realisierbarkeit der unterschiedlichen Geometrien wurden verschiedene Aspekte betrachtet:

- a) die neue Geometrie sollte ein gesteigertes Flächenverhältnis besitzen
- b) die Vergleichbarkeit der Strömung der neuen Geometrie zur Basisgeometrie sollte gewährleistet sein
- c) die neue Geometrie sollte die Konstruktions- und Fertigungskosten nicht überschreiten

Insbesondere die Fertigungskosten einer neuen, instrumentierten Diffusorgeometrie mit grundsätzlichen neuen Stützstreben führte zu einem Ausschluss der Varianten DLR1-3. Für die experimentelle Untersuchung fiel daher die Wahl auf DLR4. Diese Variante erfüllte alle Bewertungspunkte.

4.3. Integration der ersten Stützstrebe in die Diffusorgeometrie

Im Folgenden wird die prinzipielle Integration der Stützstreben in den Strömungskanal sowie die daraus resultierenden Konsequenzen für die Diffusorströmung erklärt.

Durch das Einbringen der Stützstreben wird der verfügbare Strömungsquerschnitt verringert. Dadurch wird die Strömung lokal beschleunigt, der statische Druck fällt ab und der Druckrückgewinnbeiwert wird reduziert. Durch eine geschickte Gestaltung der Endwände kann die Reduktion des Strömungsquerschnitts jedoch kompensiert werden. Solche Diffusoren werden als flächenkompensierende Diffusoren bezeichnet (vgl. Quest und Scholz, 1982). Dabei bietet es sich an den Gehäuseradius gegenüber der ausgelegten Geometrie zu verändern, da die Nabe durch Einbauten (wie z.B. Turbinenlager) in der Regel nicht weiter verkleinert werden kann. Durch den größeren Absolutradius hat die Veränderung der Gehäusekontur zusätzlich einen größeren Einfluss auf die Querschnittsfläche als die Nabe. Im Folgenden wurde nur die Gehäusekontur angepasst.

Die Auslegung einer Flächenkompensation ist oft ein iterativer Prozess, da viele Aspekte die optimale Gehäuseform beeinflussen, wie z.B. Anzahl der Stützstreben, Profildicke, Strömungswinkel oder Grenzschichtdicke. Zusätzlich sind diese Geometrien nur für die betrachteten Betriebspunkte optimal. Da das Zusammenspiel der geometrischen und strömungsmechanischen Parameter das Optimum bestimmen, können allenfalls empirische Kriterien formuliert werden. Entsprechend wenig verallgemeinerte Auslegungskriterien findet der interessierte Leser in der Literatur.

In dem hier vorliegenden Fall wurde daher AutoOpti mit einer automatisierten 3D-CFD Rechnung für beide Betriebspunkte verwendet. Dabei wurde die Gehäusekontur, wie in Abb. 4.5 links dargestellt, parametrisiert. Fünf freie Gehäusekoordinaten (grün) durften dabei in ihrer radialen Position variiert werden, wohingegen die orangenen Punkt fixiert waren. In den Kanal wurde dabei die Stützstrebe der Basisgeometrie integriert. Nach ca. 40 berechneten Konfigurationen wurde keine weitere Verbesserung erreicht und die Optimierung konvergierte.

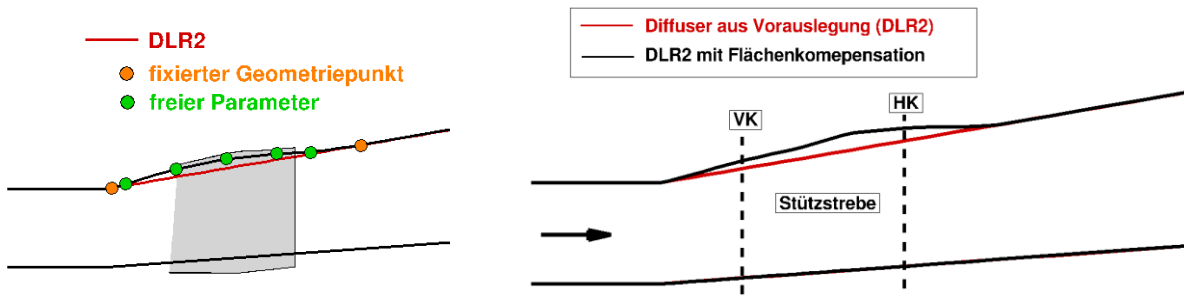


Abb. 4.5: Parametrisierung der Gehäusegeometrie (links), optimale Geometrie (rechts)

Die Konfiguration mit dem besten Druckrückgewinn in beiden Betriebspunkten wird in Abb. 4.5 rechts gezeigt. Es wird festgestellt, dass der Öffnungswinkel am Diffusoreintritt in der optimierten Variante vergrößert ist im Vergleich zur Basisgeometrie. Weiterhin wird der Öffnungswinkel bei ca. 2/3 der Sehnenlänge der Stützstrebe deutlich verkleinert und durch den fixierten Gehäusepunkt wieder auf den ursprünglichen Winkel geöffnet. Abb. 4.6 (oben) zeigt das Flächenverhältnis von Eintritt bis zum Carnotdiffusor. Durch die optimierte glockenartige Gehäuseform wird die aerodynamische Verdrängung der Stützstreben kompensiert. Durch den vergrößerten Öffnungswinkel am Diffusoreintritt ist das Flächenverhältnis im Bereich der ersten Stützstrebe in der optimierten Variante deutlich vergrößert. Die Auswirkung auf den Druckrückgewinn wird in Abb. 4.6 (unten) für beide Betriebspunkte gezeigt. Durch die Flächenkompensation ließ sich der Druckrückgewinnbeiwert im außerordentlich hohen Maße steigern: eine relative Verbesserung von 5% im Betriebspunkt A und 17% im Betriebspunkt B wurde erreicht. Bemerkenswert ist dabei, dass sich die Verbesserung auf den gesamten Diffusor auswirkt, obwohl lediglich ein kleiner Bereich um die Stützstrebe optimiert wurde.

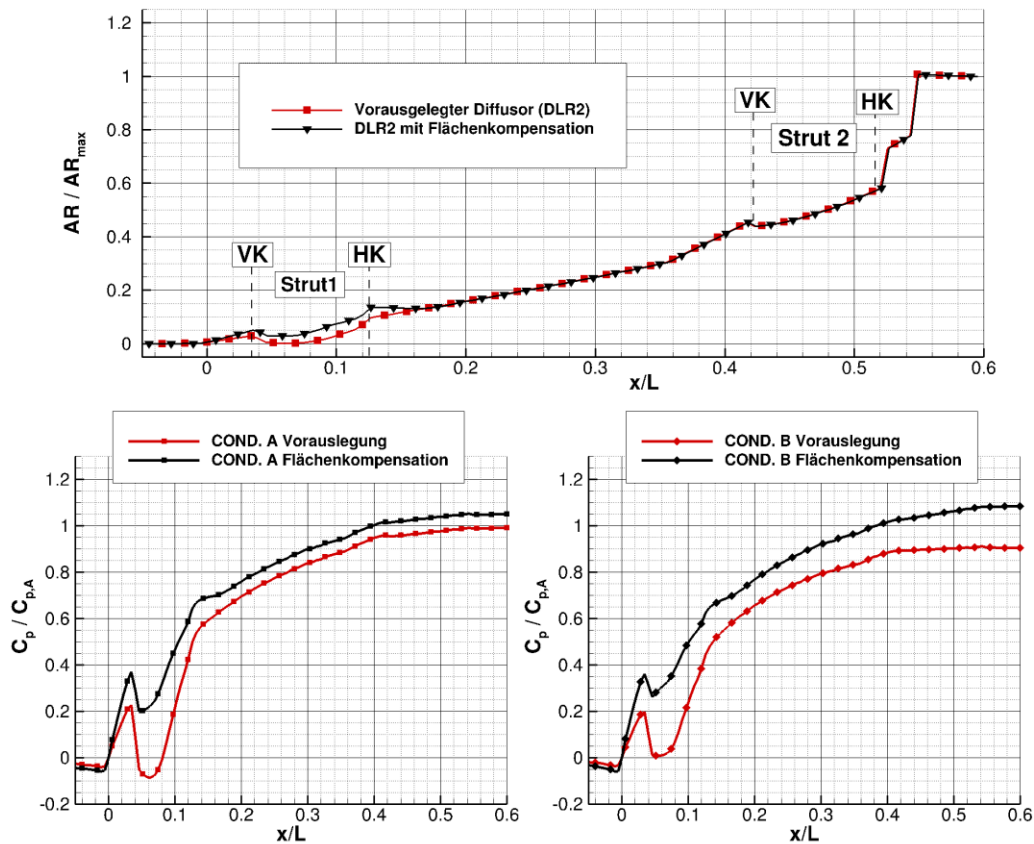


Abb. 4.6: Flächenverhältnis der Geometrie DLR2 mit und ohne Flächenkompensation (oben) sowie die resultierenden Druckrückgewinnbeiwert bei beiden Betriebspunkten

Diese Verbesserung wird maßgeblich durch den reduzierten Anstieg des Flächenverhältnisses an der Hinterkante der Strebe verursacht. Hier weist die optimierte Geometrie sogar eine leichte Reduktion des Flächenverhältnisses gegenüber der Variante ohne Integration auf. Durch die fehlende Verdrängung der Stützstrebe wird somit der sprunghafte Anstieg im Flächenverhältnis vermieden. Gleichsam wird durch den vergrößerten Öffnungswinkel am Eintritt ein moderater Druckanstieg der optimierten Variante in der Passage beobachtet. Beide Aspekte wirken sich positiv auf den Druckanstieg aus. Die Variante ohne Kompensation weist hingegen einen überproportionalen Druckanstieg auf, wodurch die Ablösung der Strömung provoziert wird. Der Druckrückgewinnbeiwert wird somit durch die Flächenkompensation vor der Stützstrebe erhöht und die Verbesserung durch den Diffusor hindurchgetragen.

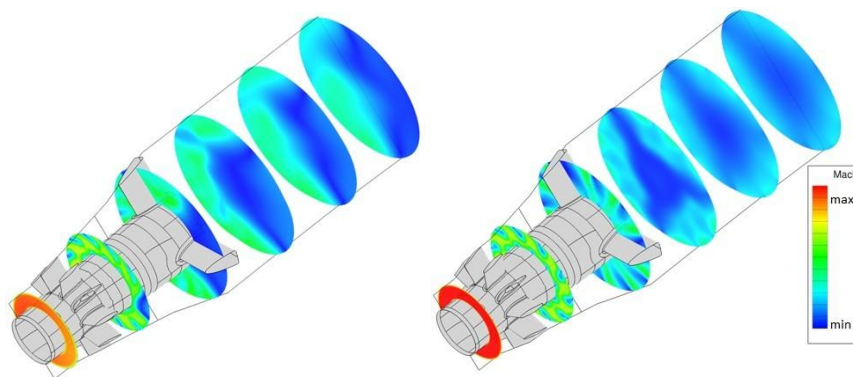


Abb. 4.7: Mach-Zahl der Geometrie DLR2 ohne (links) und mit (rechts) Gehäusekonturierung

Die Gesamtverbesserung des Strömungsfelds bestätigte sich in einer Vollkranzrechnung. An verschiedenen axialen Schnitten wird die Mach-Zahl in Abb. 4.7 gezeigt. Durch den hohen Druckgradienten in der Konfiguration ohne Integration (Abb. 4.7, links) wird einseitige Ablösung des Diffusors vorhergesagt, die maßgeblich den Druckrückgewinn negativ beeinflusst. Dem gegenüber weist die Variante mit optimierter Strebenintegration (Abb. 4.7, rechts) ein homogeneres, ausgemischteres Strömungsfeld auf.

4.4. Optimaler Übergang zwischen annularen und Carnotdiffusor

Dieser Abschnitt beantwortet die Frage nach dem optimalen Übergang zwischen annularem Diffusor und Carnotdiffusor. Dazu wurde die Geometrie lediglich am Übergang parametrisiert und die restliche Geometrie beibehalten, wie in Abb. 4.8 oben abgebildet.

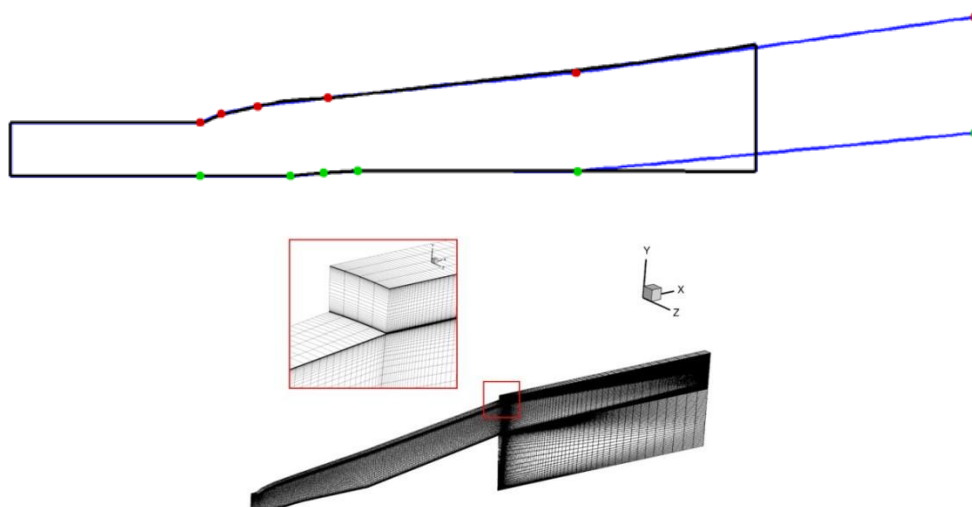


Abb. 4.8: Annularer Strömungskanal (Basisgeometrie in schwarz) mit parametrisierten Übergangspunkten (oben), automatisiert erstelltes Rechennetz mit Grenzschichtauflösung (oben)

In der Optimierungskette wurde das Rechenetz mit Grenzschichtauflösung vollautomatisch aus der Geometrie erzeugt, eine TRACE-Rechnung durchgeführt und die zwei Zielfunktionen berechnet. Die Zielfunktionen dieser Optimierung beschrieben die Maximierung des Druckrückgewinns in beiden Betriebspunkten. Nach ca. 80 berechneten Konfigurationen konvergierte die Optimierung.

Das Geschwindigkeitsfeld der Basisgeometrie und des Optimierungsergebnisses wird in Abb. 4.9 und Abb. 4.10 jeweils für den Betriebspunkt A und B gezeigt. Dabei zeigte sich, dass der annulare Strömungskanal verlängert und gleichzeitig der mittlere Radius deutlich vergrößert wurde. Der gehäuseseitige Rücksprung wurde auf seine kleinstmögliche Höhe reduziert, so dass aus dem beidseitigen Rücksprung ein einseitiger Rücksprung zur Nabe hin wurde.

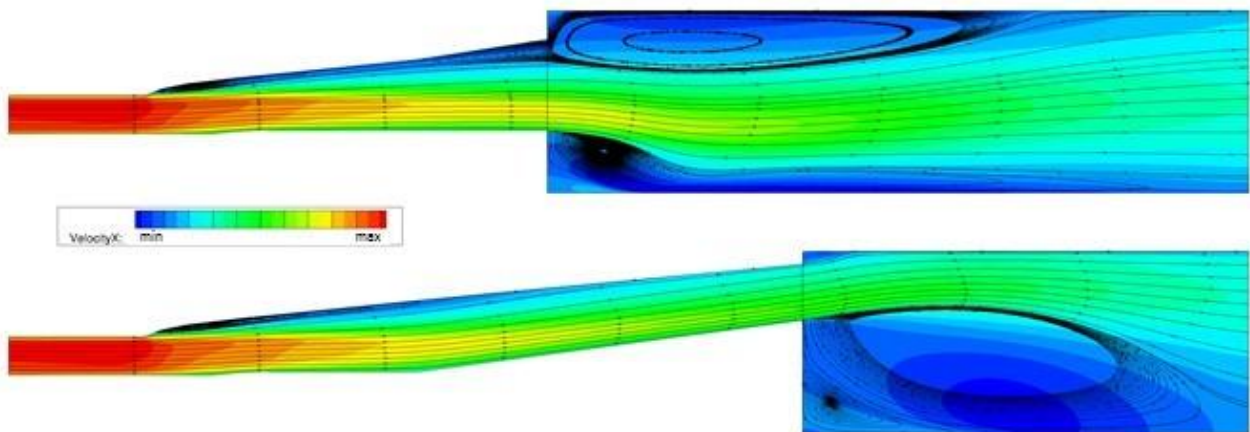


Abb. 4.9: Cond. A: Basisgeometrie (oben), konvergierter Member der Optimierung (unten)

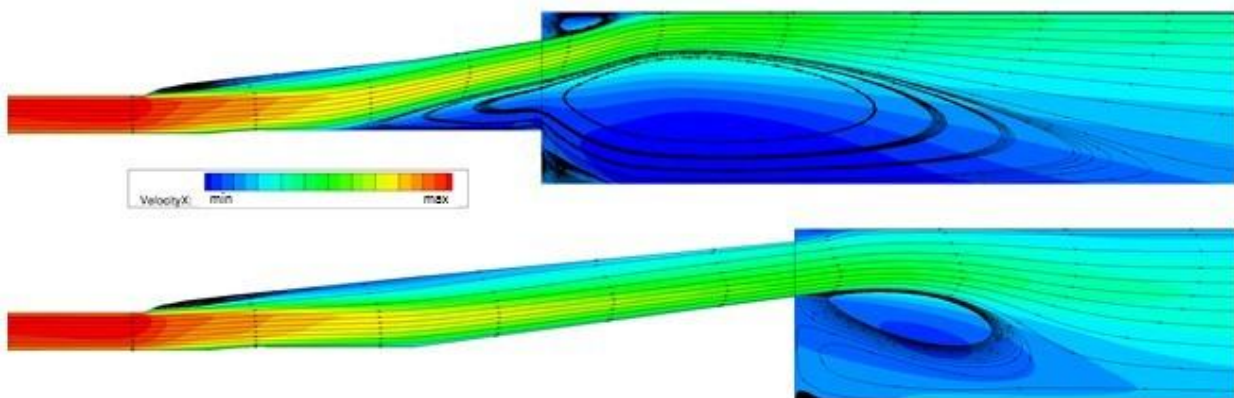


Abb. 4.10: Cond. B: Basisgeometrie (oben), konvergierter Member der Optimierung (unten)

Weiterhin stellte sich während der Optimierung heraus, dass die Strömung schon im annularen Strömungskanal ablöste, da die Verdrängung der Stützstreben in der Betrachtung fehlte: im Betriebspunkt A am Gehäuse und im Betriebspunkt B sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse.

Um den Einfluss der Ablösung von der optimalen Übergangsposition zu trennen, wurde eine zweite Optimierung durchgeführt, bei der zusätzlich der annulare Strömungskanal parametrisiert wurde.

Das Ergebnis der Optimierung wird in Abb. 4.11 und in Abb. 4.12 gezeigt. Durch den optimierten annularen Strömungskanal wurde die Ablösung im Betriebspunkt A vollständig vermieden und im Betriebspunkt B deutlich stromab verlagert. Auch hier zeigte sich, dass die optimale Konfiguration

einen möglichst langen annularen Strömungskanal mit größerem Eulerradius aufwies. Der doppelseitige Rücksprung wurde auch hier durch einen einseitigen Nabentrücksprung ersetzt.

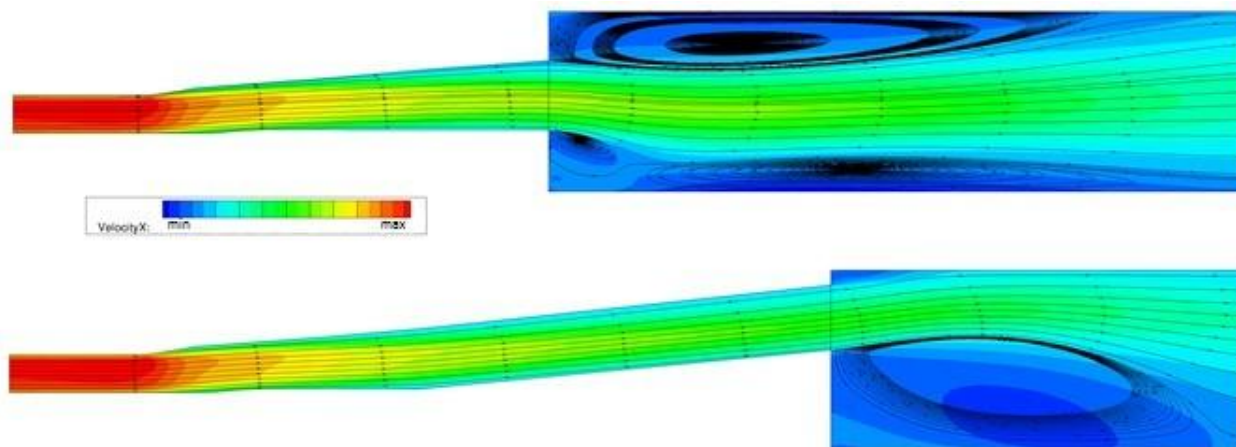


Abb. 4.11: Cond. A: Diffusorgeometrie mit ablösefreiem annularem Strömungskanal (oben), Optimale Position des Übergangs aus der Optimierung (unten)

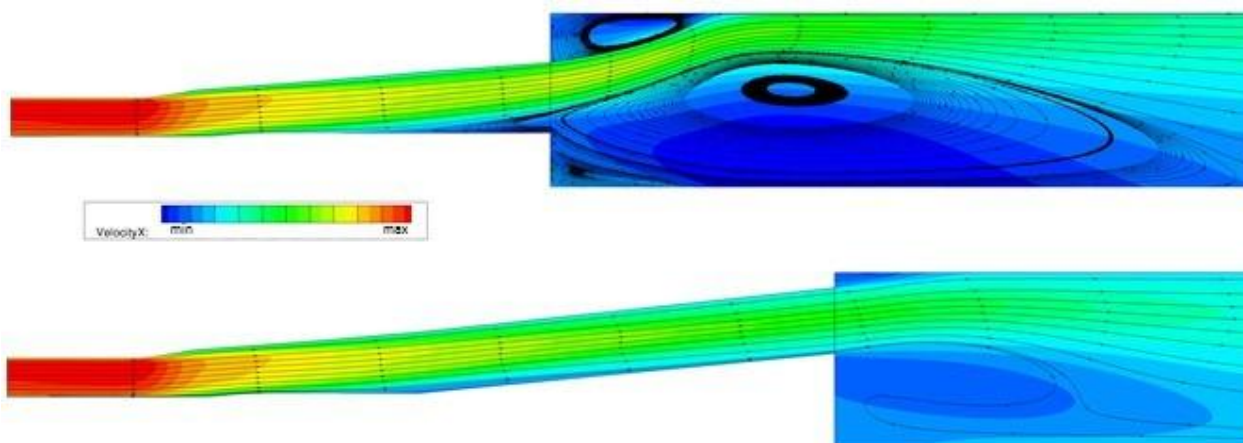


Abb. 4.12: Cond. B: Diffusorgeometrie mit verringerter Ablösung im annularem Strömungskanal (oben), Optimale Position des Übergangs aus der Optimierung (unten)

In Tab. 4.2 ist die Veränderung des Druckrückgewinns beider Optimierungen gegenübergestellt. Auf Grund der Strömungsablösung im annularen Strömungskanal besitzt die Basisgeometrie einen wesentlich geringeren C_p -Wert als die zweite Optimierung mit optimiertem annularem Strömungskanal. Folglich beruht die große Verbesserung der Basisgeometrie vor allem auf eine Reduktion der Strömungsablösung im annularen Strömungskanal. Daher wurde in der Optimierung der Basisgeometrie eine ähnliche Verbesserung in beiden Betriebspunkten (17.2% / 16.7%) erreicht.

Bei der Optimierung mit einem optimierten annularen Strömungskanal zeigte sich im Betriebspunkt A keine Ablösung und in Betriebspunkt B eine reduziertes Ablösungsgebiet gegenüber der Basisgeometrie. Durch das geringere Optimierungspotenzial im ablösefreien annularen Kanal wurde im Betriebspunkt A durch die verschobene Übergangsposition eine geringere Verbesserung (8.8%) gegenüber dem Betriebspunkt B (16.8%) erreicht. Im

Betriebspunkt B der zweiten Optimierung wurde fast der gleiche Zuwachs wie in der ersten Optimierung erzielt. Es wird festgestellt, dass durch eine Verlängerung des annularen Kanals mit einem vergrößerten Eulerradius eine deutliche Verbesserung des Druckrückgewinns erzielt wird. Diese Verbesserung ist unabhängig von der Strömungsablösung im annularen Kanal. Weiterhin stützt das Optimierungsergebnis die Auswahl der Konfiguration DLR4 für das Experiment, da diese am Gehäuse keinen Rücksprung und einen vergrößerten Eulerradius besitzt.

Konfiguration	Betriebspunkt	Basisgeometrie	Opt. Geometrie	Verbesserung in [%]
		$\frac{C_p}{C_{p,A}}$	$\frac{C_p}{C_{p,A}}$	
Basisgeometrie	A	1.00	1.17	17.2
	B	1.02	1.18	16.7
Optimierte Geometrie	A	1.00	1.09	8.8
	B	0.90	1.07	16.8

Tab. 4.2 Veränderung des Druckrückgewinns bezogen jeweils auf den Betriebspunkt A

4.5. Auslegung der Diffusorgeometrie mit Wirbelgeneratoren

Wie in Abschnitt 4.2 gezeigt, muss der Diffusoröffnungswinkel vergrößert werden, um bei konstanter Diffusorlänge eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen. Da bei einem vergrößerten Öffnungswinkel mit Strömungsablösung zu rechnen ist, sollen Wirbelgeneratoren an den Diffusorendwänden integriert werden, welche die Strömungsablösung reduzieren bzw. vermeiden.

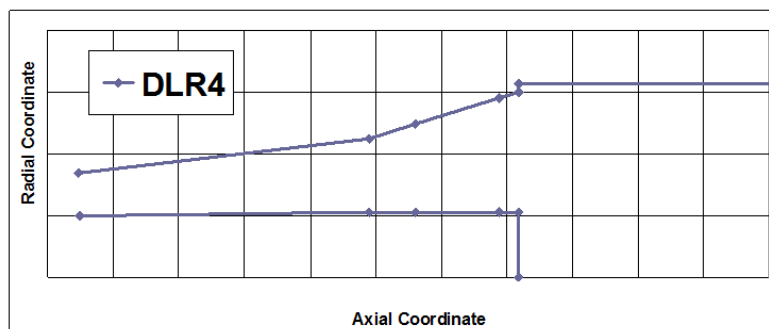


Abb. 4.13: Diffusorvariante DLR4

Als Ausgangsgeometrie für die Integration der Wirbelgeneratoren wurde die Geometrievariante DLR4 gewählt (vgl. Abb. 4.13). Der annulare Strömungskanal der Basisgeometrie mit der ersten Strebenreihe kann dabei beibehalten werden. Die Nabengeometrie wird bei dieser Variante nicht verändert. Der Öffnungswinkel im Bereich des Mercedessterns ist mit $24,5^\circ$ stark vergrößert, so dass das Flächenverhältnis im annularen Diffusor erhöht wird. Die optimale Lage der Wirbelgeneratoren ist stromauf der Ablöselinie, die an dem Übergang vermutet wurde. Die Gehäuseform sowie die optimale axiale Position, Größe und Anstellung der Wirbelgeneratoren wurde in einer Optimierung bestimmt, welche im Folgenden vorgestellt wird.

Ziel der Optimierung war es, den Druckrückgewinn bei beiden Betriebspunkten zu maximieren und die Strömungsverluste zu reduzieren. Zusätzlich wurde in jeder Optimierungsschleife eine

Konfiguration mit und ohne Wirbelgeneratoren berechnet, wobei als Nebenbedingung die Konfiguration mit Wirbelgenerator eine Verbesserung gegenüber der Konfiguration ohne Wirbelgenerator darstellen musste. Die Parametrisierung des Gehäuses und der Wirbelgeneratoren wird in Abb. 4.14 gezeigt.

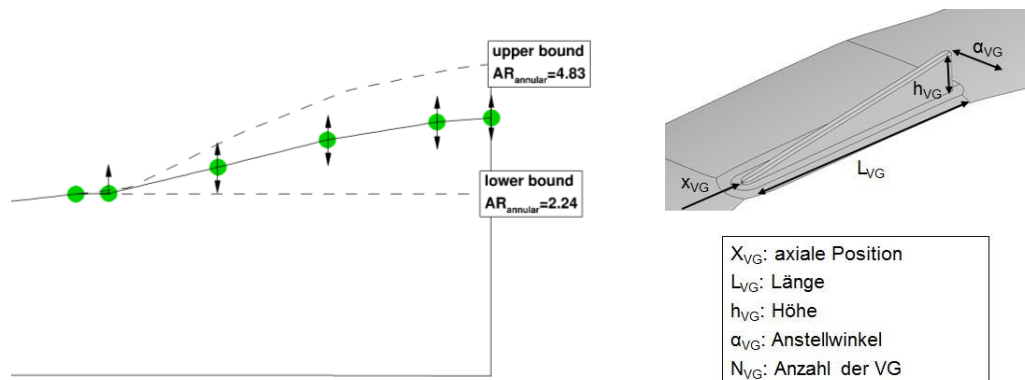


Abb. 4.14: Parametrisierung der Gehäusegeometrie DLR4 (links) und freie Parameter der Wirbelgeneratoren (rechts)

Für die Optimierung wurde die Geometrie in ihrer Komplexität reduziert: die Abströmung der ersten Strebenreihe wurde als Eintrittsrandbedingung für die Optimierung gewählt. Weiterhin wurde der Carnotdiffusor nicht mitmodelliert, so dass für die Optimierung der Strömungskanal um den Mercedesstern berechnet wurde. Nach erfolgter Optimierung wurde dann die verbesserte Geometrie in den Gesamtdiffusor integriert und eine Strömungslösung berechnet.

Die Strömungslösung beider Betriebspunkte wird in Abb. 4.15 gezeigt. Durch den erhöhten Drall im Betriebspunkt B gegenüber A, löst die Strömung tendenziell an der Nabe ab. Die nahezu axiale Strömung im Betriebspunkt A neigt zur gehäuseseitigen Ablösung. Folglich werden Wirbelgeneratoren sowohl an der Nabe als auch am Gehäuse benötigt.

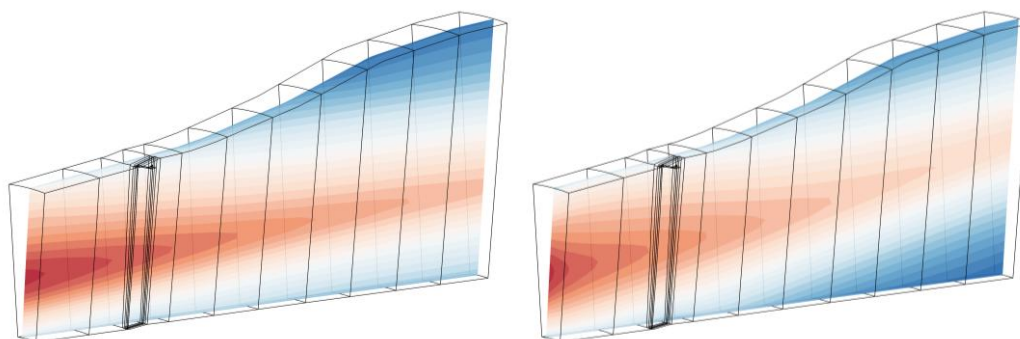


Abb. 4.15: Axiale Geschwindigkeit für den Betriebspunkt A (links) und B (rechts)

Die optimierte Geometrie und die Ausgangsgeometrie sind in Abb. 4.16 illustriert. Die optimale Gehäuseform weist dabei eine Glockenform auf, welche der Flächenkompensation der ersten Stützstrebe (vgl. Abschnitt 4.3) ähnlich ist. Somit wird durch die optimierte Geometrie auch der Verdrängung des Mercedessterns Rechnung getragen. Weiterhin wurde der Öffnungswinkel von $24,5^\circ$ reduziert und der Übergang geglättet.

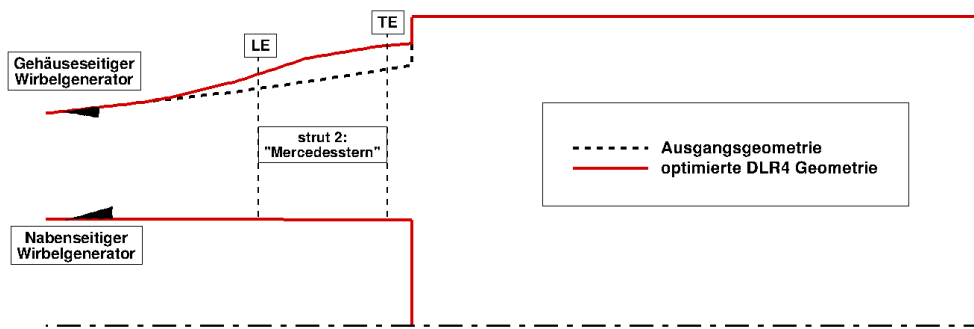


Abb. 4.16: Optimierte Diffusorvariante DLR4 mit integrierten Wirbelgeneratoren im Vergleich zur Ausgangsgeometrie

Die Wirbelstärke der optimalen Konfiguration unter den beiden Betriebspunkten wird in Abb. 4.17: Wirbelstärke für den Betriebspunkt A (links) und B (rechts) gezeigt. Sowohl an Nabe als auch am Gehäuse wird durch die jeweiligen Wirbelgeneratoren ein Wirbel dem Strömungsfeld aufgeprägt. Generell ist der Wirbel an dem Gehäuse ausgeprägter als an der Nabe. Im Betriebspunkt B besitzt der Wirbelgenerator an der Nabe nur einen geringen Einfluss.

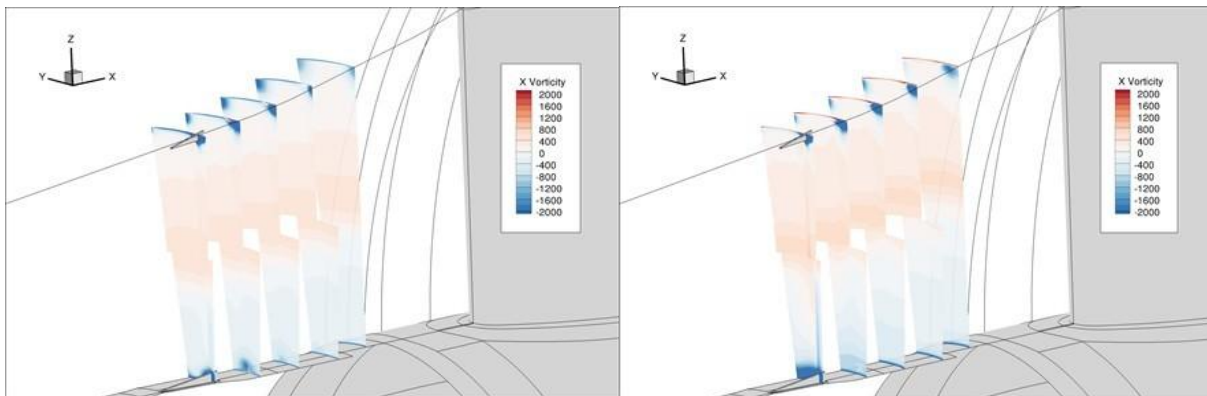


Abb. 4.17: Wirbelstärke für den Betriebspunkt A (links) und B (rechts)

Um den Einfluss der Wirbelgeneratoren und der optimierten Gehäusegeometrie zu trennen, wurden vier Konfigurationen für den jeweiligen Betriebspunkt untersucht: die Basisgeometrie mit und ohne Wirbelgeneratoren sowie die optimierte Gehäusegeometrie mit und ohne Wirbelgeneratoren. Das Ergebnis wird in Abb. 4.18 gezeigt.

Im Betriebspunkt A (oben) wird im Wesentlichen die Verbesserung durch die verbesserte Strömungsführung am Gehäuse erreicht: die aerodynamische Verdrängung des Mercedessterns wird durch die glockenförmige Gehäusegestaltung reduziert, so dass eine Verbesserung des Druckrückgewinns in diesem Bereich erreicht wird. Dieser Vorteil wird teilweise durch eine Reduktion des Druckrückgewinns im Carnotdiffusor aufgehoben. Die Konfiguration mit Wirbelgeneratoren hatte dabei nur einen geringen Zuwachs im Druckrückgewinn für die optimierte Geometrie, im Falle der Basisgeometrie hatten die Wirbelgeneratoren keinen Einfluss. Folglich haben die Wirbelgeneratoren keinen negativen Einfluss auf den Druckrückgewinn und stören somit nicht das Strömungsfeld durch einen zusätzlichen Totaldruckverlust.

Der Betriebspunkt B unterscheidet sich im Betriebsverhalten von A: hier haben die Konfigurationen mit Wirbelgeneratoren einen höheren Druckrückgewinn gegenüber den Varianten ohne Wirbelgeneratoren. Weiterhin zeigt sich auch hier der positive Einfluss der Gehäusegestaltung, der zu einem maximalen Unterschied im Druckrückgewinn beiwert im Bereich des Mercedessterns führt. Auch hier wird der Zuwachs im annularen Strömungskanal durch eine Verringerung des Druckrückgewinns im Carnotdiffusor erkauft.

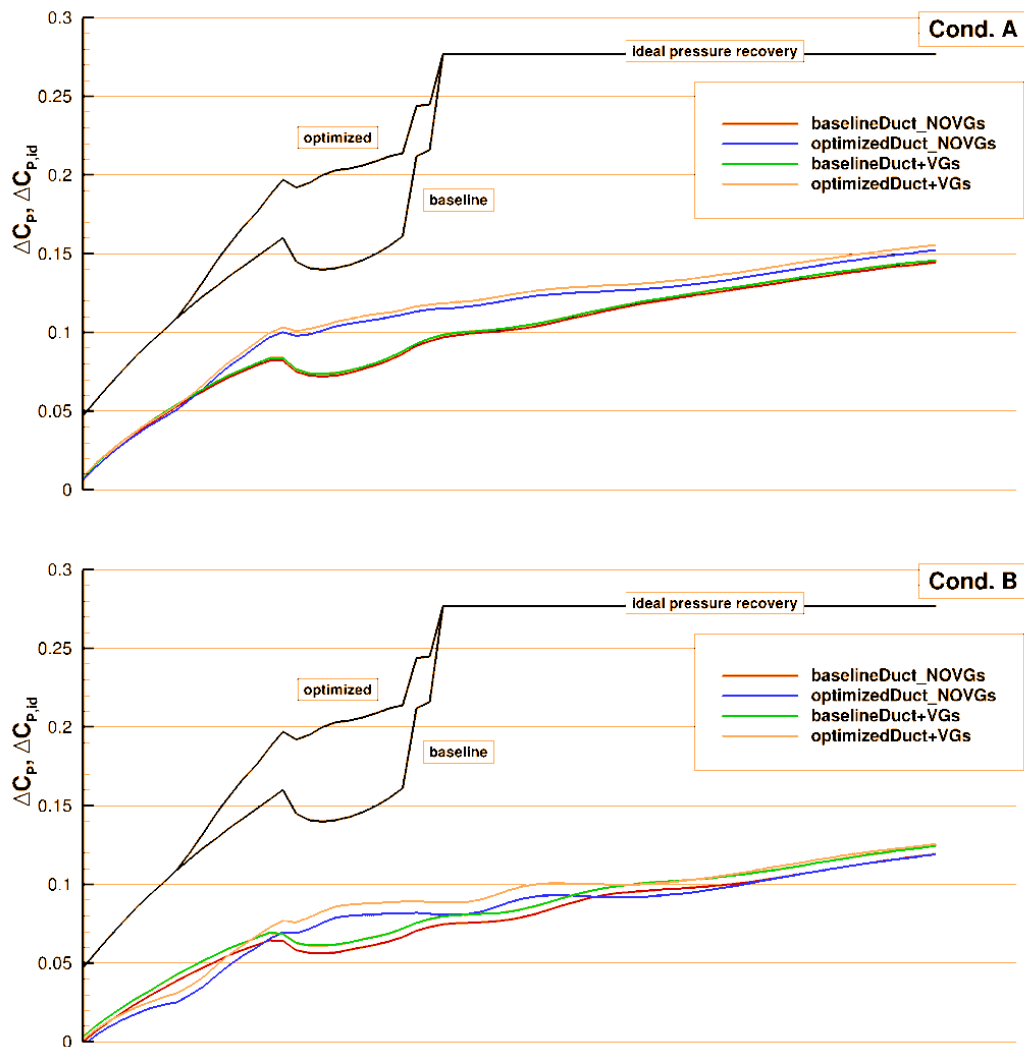


Abb. 4.18: Druckrückgewinnbeiwert der vier Paarungen aus Basisgeometrie und optimierter Gehäusegeometrie mit und ohne Wirbelgenerator für den Betriebspunkt A (oben) und B (unten)

Zusammenfassend wird festgestellt, dass die optimierte Geometrie mit Wirbelgeneratoren einen Zuwachs von 1% bzw. 0.6% in beiden Betriebspunkten gegenüber der Basisgeometrie ohne Wirbelgeneratoren aufweist. Die Wirbelgeneratoren hatten keinen bzw. einen positiven Einfluss auf den Druckrückgewinn der Basisgeometrie. Während im Betriebspunkt A die Verbesserung im Wesentlichen durch die neugestaltete Gehäusegeometrie erreicht wird, stellte sich im Betriebspunkt B ein Zuwachs durch die Integration der Wirbelgeneratoren ein.

Die neue Diffusorgeometrie wurde mittels selektivem Lasersinterverfahren hergestellt und die experimentellen Ergebnisse werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

5. Experimentelle Überprüfung der numerischen Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die experimentellen und numerischen Ergebnisse für die beiden Betriebspunkte A und B vorgestellt. Für alle Konfigurationen wurde für beide Betriebspunkte eine flächenhafte Traversierung mittels 5-Lochsonden in den Ebenen E0, E1a und E1b durchgeführt. Weiterhin wurden in der Ebene E3 vier radiale Traversen aufgezeichnet. Eine Übersicht über die Messebenen befindet sich in Abb. 5.1. Die Diffusorströmung, die durch den statischen Druckaufbau charakterisiert ist, wird mittels der Daten der Wanddruckbohrung erfasst. Die Druckdaten werden als Druckrückgewinnbeiwerte entlang des Diffusors aufgetragen und sind auf den experimentelle C_p -Wert des Betriebspunkts A der Basisgeometrie referenziert.

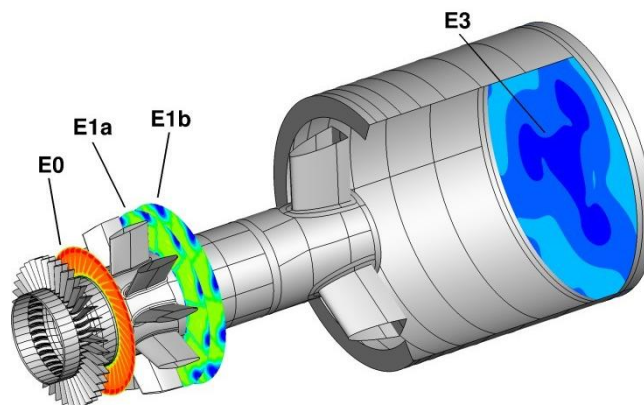


Abb. 5.1: Übersicht über die Messebenen

5.1. Basisgeometrie

Im Jahr 2000 wurde von einem Abgasdiffusor einer stationären Gasturbine ein Modelldiffusor abgeleitet, welcher im Maßstab 1:14 skaliert ist. In 2001 wurden daraufhin Messungen am Modelldiffusor durchgeführt. Dabei wurde in erster Linie das Diffusorkennfeld in Abhängigkeit des Dralls und der Mach-Zahl bestimmt. Die Ergebnisse der Messungen sind von Vassiliev et al. 2003 zusammengefasst. In den bisherigen Messungen wurden die Wanddruckdaten sowie Sondendaten in den Ebenen 0 und 1 durchgeführt. Dabei wurde der Massenstrom näherungsweise aus den Sondendaten bestimmt. Demgegenüber beinhalten die neuen Messdaten nicht nur eine exakte Messung des Massenstroms mittels Venturi-Düse, sondern auch instationäre Druckaufnehmer sowie die flächenhafte Messmethode PIV. Die zusätzlichen Messdaten ermöglichen die möglichst exakte numerische Berechnung der Diffusorströmung.

Ziel der erneuerten Untersuchung ist ein Vergleich zu den bisherigen Messdaten um mögliche Einflüsse der geänderten Versuchsstandsrandbedingungen zu erkennen. Dabei sollen zusätzlich offene Fragestellungen untersucht werden, die im jeweiligen Abschnitt erläutert werden. Weiterhin wird gleichzeitig der Vergleich zu den numerischen Ergebnissen gezogen.

Der normierte Druckrückgewinnbeiwert des Betriebspunktes A wird in Abb. 5.2 gezeigt. Die Symbole repräsentieren die Messwerte der Druckbohrungen, die Linien den umfangsgemittelten Wanddruckdaten der Numerik. Der berechnete Druckrückgewinnbeiwert ist auf den experimentellen Wert am Austritt normiert.

Insgesamt wird eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment festgestellt. In der Numerik wurde der statische Austrittsdruck so lange variiert, bis der experimentelle Massenstrom getroffen wurde. Am numerischen Eintritt wurde der Wert der Vorkammer vorgegeben. Aus dem Totaldruck der Vorkammer und der Strömungsgeschwindigkeit bedingt sich der statische Druck stromauf der Messstrecke bei $x/L = -0.45$. Sowohl die numerischen als auch experimentellen Daten liegen hier exakt übereinander.

Stromab fällt der statische Druck wegen der Beschleunigung bzw. Umlenkung der Strömung im IGV ab und steigt ab dem Diffusoreintritt ($x/L = 0.0$) kontinuierlich an. Bis zur Hinterkante der ersten Strebenreihe ($x/L = 0.2$) ist, sind Experiment und Numerik nahezu deckungsgleich. Stromab weichen experimentellen und numerischen Daten mit einer relativen Differenz von 3% voneinander ab. Erst mit den exakten Messdaten als Eingabe für die Numerik konnte diese außerordentlich gute Übereinstimmung erreicht werden.

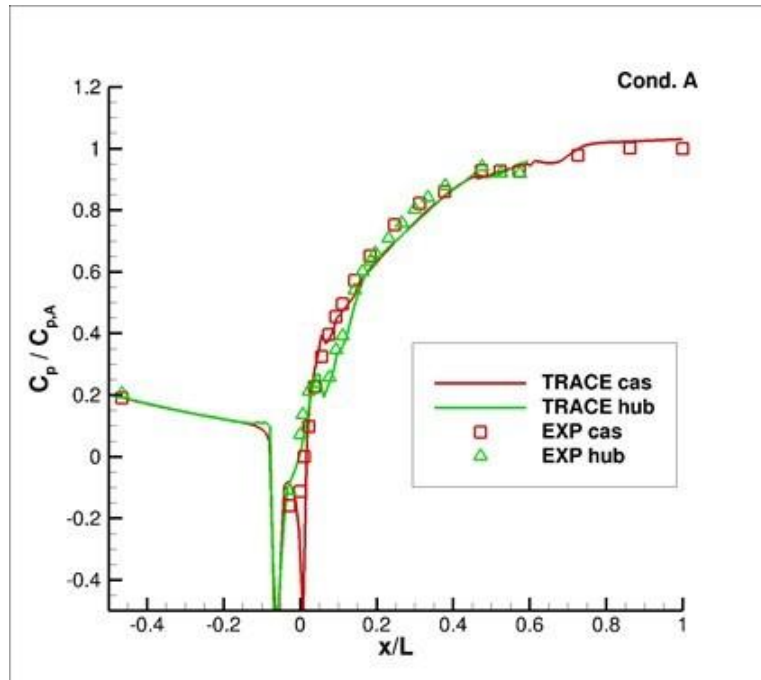


Abb. 5.2: Auf den experimentellen Wert normierter Druckrückgewinnbeiwert (Betriebspunkt A): experimentellen Daten (Symbole) und numerische Berechnung (Linien) an Nabe und Gehäuse

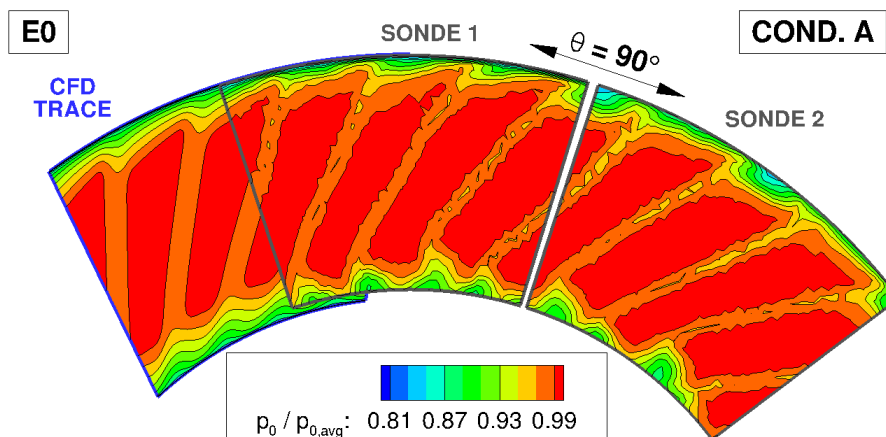


Abb. 5.3: Vergleich der numerischen (links) und experimentelle Daten (rechts) in E0

Der normierte Totaldruck der TRACE Rechnung (links) sowie der beiden 5-Lochsonden (rechts) in Ebene E0 wird in Abb. 5.3 gezeigt. Die beiden Sonden wurden in Umfangsrichtung um 90° versetzt traversiert. Die Ergebnisse der Sondenmessung und der Numerik weisen die gleichen Strömungsstrukturen mit nahezu gleichen Konturwerten auf. Stromauf der Messebene befinden sich 40 Leitschaufeln (IGV) mit einer Teilung zu 9° . Der Nachlauf der IGV weist durch die radiale Drallverteilung eine Schrägstellung auf. Durch die geringere Teilung an der Nabe ist das ungestörte Hauptströmungsgebiet kleiner als am Gehäuse. Das Hauptströmungsgebiet und die Nachlaufdelle werden sowohl zwischen den Sonden als auch in den numerischen Daten perfekt getroffen. Daraus lässt sich ableiten, dass die Strömung in Umfangsrichtung für den untersuchten

Bereich periodisch ist. In der numerischen Simulation wird der Totaldruckverlust durch die IGVs korrekt wiedergegeben, so dass sowohl im Experiment als auch in der Numerik die gleiche Totaldruckverteilung am Diffusoreintritt herrscht.

Geringe Abweichungen zeigen sich an der Nabe und am Gehäuse, wo das Sekundärströmungsgebiet im Experiment sich prägnanter von der Strömung abhebt als in der Numerik. Die numerischen Daten wirken hier etwas unscharf verglichen mit dem Experiment.

Der normierte Druckrückgewinnbeiwert des Betriebspunktes B wird in Abb. 5.4 gezeigt. Die Symbole repräsentieren die Messwerte der Druckbohrungen, die Linien die umfangsgemittelten Wanddruckdaten der Numerik. Der berechnete Druckrückgewinnbeiwert ist auf den experimentellen Wert des Betriebspunktes A am Austritt normiert. Durch die exakte Modellierung der Eintrittsrandbedingungen in der CFD konnte auch für den Betriebspunkt B eine sehr gute Vorhersage des Druckrückgewinnbeiwertes erreicht werden: von der Zuströmgeometrie bis zum Carnotdiffusor ist die Abweichung außerordentlich klein und beträgt weniger als 2%. Damit ist auch die Abweichung stromab der ersten Stützstrebe bei $x/L = 0.2$ deutlich kleiner als bei Betriebspunkt A. Erst im Übergang zum Carnotdiffusor und am Diffusorausstritt steigen die Unterschiede an, wobei eine Abweichung von weniger als 3% erreicht wird.

Der Grund für die verbesserte Vorhersage liegt im gesteigerten mittleren Drallwinkel am Eintritt: dieser stabilisiert die tendenziell ablösegefährdete Strömung am Gehäuse und reduziert die gehäusesseitige Ablösung. Insbesondere bei abgelöster Strömung nimmt die Diskrepanz zwischen Numerik und Experiment zu, da die Vorhersage der Ablösung mit heutigen RANS-Verfahren und den verwendeten Turbulenzmodellen ungenau ist.

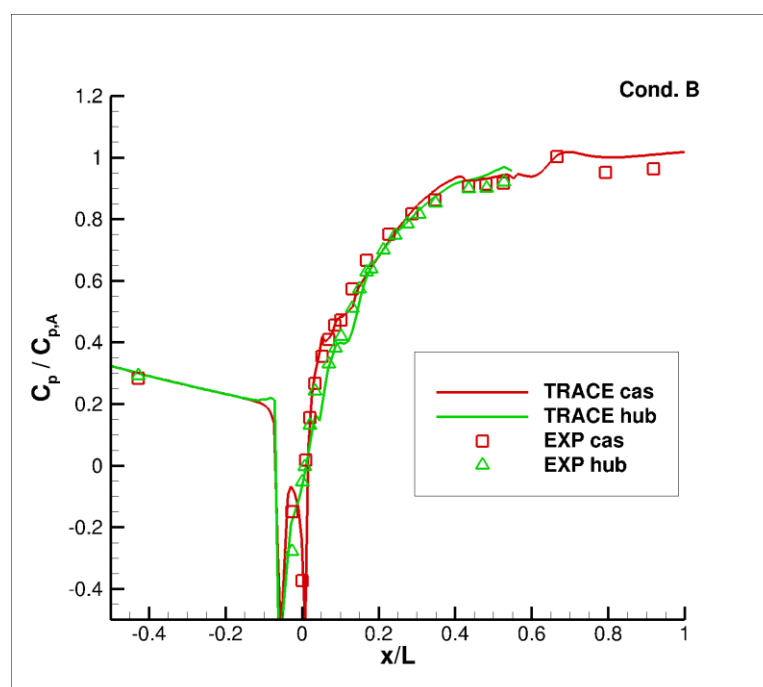


Abb. 5.4: Normierter Druckrückgewinnbeiwert (Betriebspunkt B): experimentellen Daten (Symbole) und numerische Berechnung (Linien) an Nabe und Gehäuse

Auch in der Diffusoreintrittsebene wird, wie in Abb. 5.5 dargestellt, eine gute Periodizität im Experiment sowie eine sehr gute Übereinstimmung zwischen numerischen und experimentellen Daten festgestellt. Geringe Abweichungen zeigen sich im Bereich der Seitenwände in der Sekundärströmung. Gleichsam wie in Betriebspunkt A sind diese Gebiete im Experiment ausgeprägter und zeichnen sich klarer von der Hauptströmung ab.

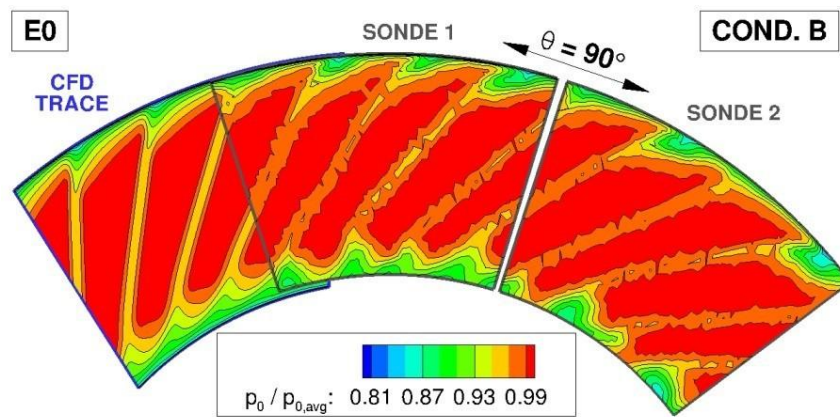


Abb. 5.5: Vergleich der numerischen (links) und experimentelle Daten (rechts) in E0

5.2. Neue Diffusorgeometrie mit Wirbelgeneratoren

Wie in Abschnitt 4.5 vorgestellt, wurde die neu entwickelte Diffusorgeometrie mittels selektiven Lasersinterprozess hergestellt. Zusätzlich wurden zwei ringförmige Einsätze für Nabe und Gehäuse hergestellt, von denen einer mit und einer ohne Wirbelgeneratoren versehen war. Folglich ist es möglich die neue Diffusorgeometrie mit und ohne Wirbelgeneratoren experimentell zu untersuchen. In Abb. 5.6 wird die Geometrie sowie die entsprechenden Einsätze mit Wirbelgeneratoren gezeigt.

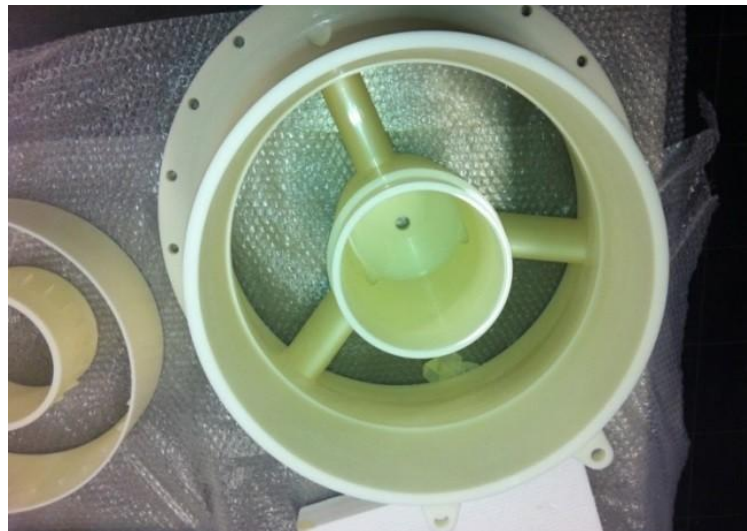


Abb. 5.6: Neue Diffusorgeometrie (rechts) und Ringsegmente mit Wirbelgeneratoren (links)

Die Ergebnisse der neuen Diffusorgeometrie sind in Abb. 5.7 gezeigt. Während im Betriebspunkt A die neue Diffusorgeometrie keinen messbaren Effekt auf den Druckrückgewinn hat, weist die neue Geometrie ohne Wirbelgeneratoren eine Verbesserung des Druckrückgewinns gegenüber der Basisgeometrie als auch der Geometrie mit Wirbelgeneratoren im Betriebspunkt B auf. Aus den experimentellen Daten lässt sich ableiten, dass die Wirbelgeneratoren keinen positiven Effekt auf den Druckrückgewinn haben. Die neue Gehäusekontur führt jedoch im Betriebspunkt B zu einer Verbesserung des Druckrückgewinns um 1%. Der Trend der Messdaten entspricht somit nicht der Vorhersage der numerischen Simulation: für Betriebspunkt A wurde eine Verbesserung der Strömung durch die neue Gehäuseform vorhergesagt, im Betriebspunkt B zeigte die Numerik vor allem eine Verbesserung durch die Wirbelgeneratoren.

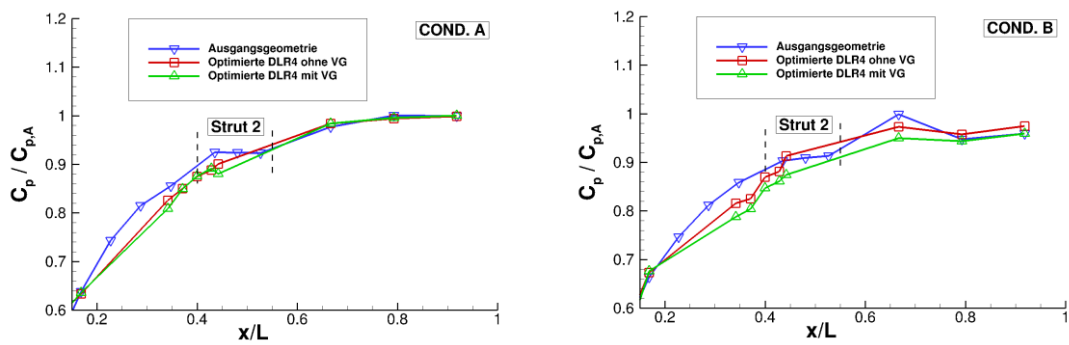


Abb. 5.7: Normierte Druckrückgewinnbeiwerte der neuen Geometrie ohne und mit Wirbelgeneratoren im Vergleich zur Basisgeometrie für Betriebspunkt A und B

Zusammenfassend wird festgestellt, dass eine substantielle Verbesserung des Strömungsfeldes mittels Wirbelgeneratoren im Betriebspunkt A und B nicht erreicht wurde. Die moderate Ablösung in beiden Betriebspunkten weist einen zu geringen Strömungsverlust auf, so dass der Vorteil einer anliegenden Strömung durch den Totaldruckverlust der Wirbelgeneratoren kompensiert wird.

Im Folgenden Abschnitt wird daher ein weiterer Betriebspunkt C betrachtet, der durch ein schräges Totaldruckprofil am Eintritt eine nabenseitige Ablösung zur Folge hat. An diesem Fall soll untersucht werden, inwiefern Wirbelgeneratoren eine stark abgelöste Strömung verbessern.

5.3. Untersuchung von Wirbelgeneratoren unter Betriebspunkt C

In diesem Abschnitt wird ein deutlich nabenseitig abgelöster Diffusor betrachtet. Es wird untersucht, inwiefern Wirbelgeneratoren dazu geeignet sind, das Strömungsfeld und somit auch den Druckrückgewinn zu verbessern. Durch ein gekipptes Totalprofil am Eintritt des Diffusors wird eine nabenseitige Ablösung hervorgerufen. Das dafür notwendige schräge Totaldruckprofil wird stromauf der IGV durch ein konisches Sieb erzeugt, wie in Abb. 5.8 links gezeigt. Das gekippte Totaldruckprofil durchströmt die IGV und bleibt bis zur Diffusoreintrittsebene erhalten. In Abb. 5.8 (mitte) wird das radiale Totaldruckprofil im Vergleich zu Betriebspunkt A gezeigt, auf dessen Stellung die IGV eingestellt sind. Durch die Verwendung des Siebs wird die Drallverteilung demnach nicht signifikant verändert. Somit können die unterschiedliche Einflussfaktoren, Totaldruck- und Drallverteilung, unabhängig voneinander untersucht werden.

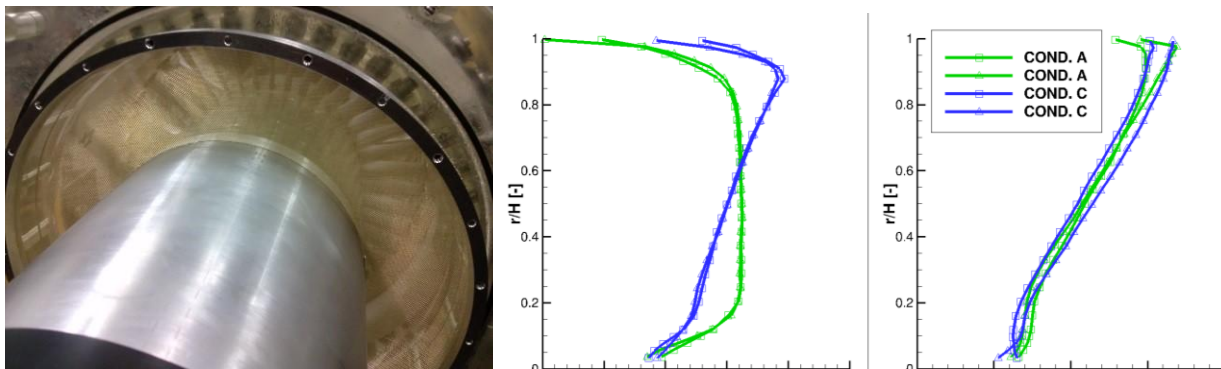


Abb. 5.8: Konisches Sieb in der Zuströmung, Blickrichtung stromab auf die IGV (links), gemessenes Totaldruckprofils (mitte) und Drallwinkel (rechts) in der Diffusoreintrittsebene

Nach der Auswahl eines geeigneten Siebs und der experimentellen Vermessung der Eintrittswerte wurden die Messdaten als Eingangsgrößen für die numerische Simulation verwendet. Hierzu wurde stromauf der IGV ein schräges Totaldruckprofil vergebeneben, welches solange variiert wurde, bis die gemessene Verteilung getroffen wurde. In Abb. 5.9 wird links das experimentelle und das numerische Totaldruckprofil gezeigt; die daraus resultierende nabenseitige Ablösung im Diffusor ist rechts abgebildet. Durch den erhöhten dynamischen Druck weist der Diffusor keine gehäusesseitige Ablösung auf. An der Nabe hingegen löst die Strömung durch den verringerten Strömungsimpuls stromab der ersten Stützstreben ab. Durch die Ablösung wird der Strömungsverlust erhöht und der Strömungsquerschnitt reduziert. Durch beide Effekte wird der Druckrückgewinn gegenüber dem Betriebspunkt A um 10% herabgesetzt, wie in Abb. 5.10 dargestellt.

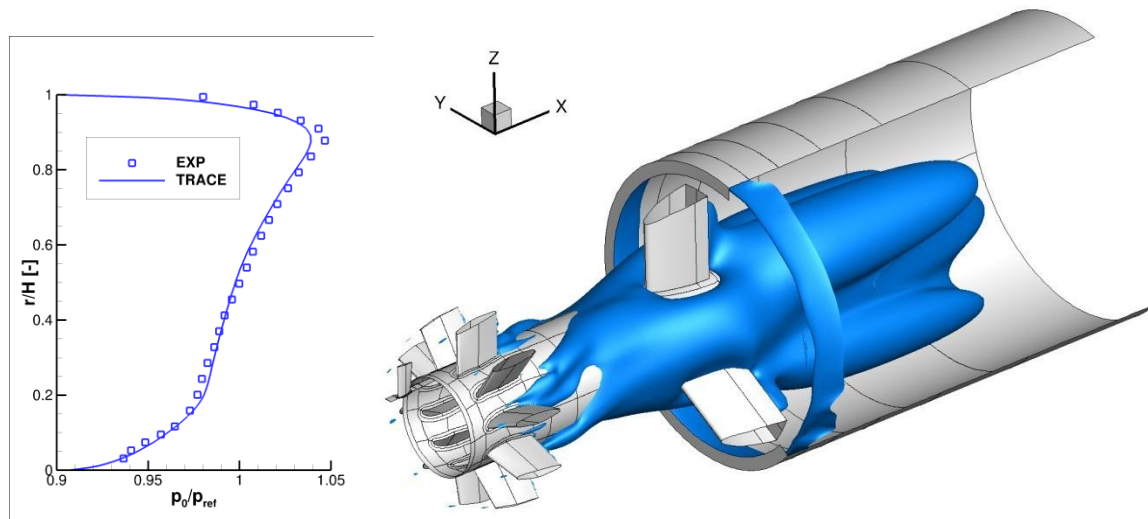


Abb. 5.9: Totaldruckprofil der Numerik und des Experiments am Diffusoreintritt (links), Isoflächen der Rückströmgebiete; stark nabenseitig abgelöster annularer Diffusor (rechts)

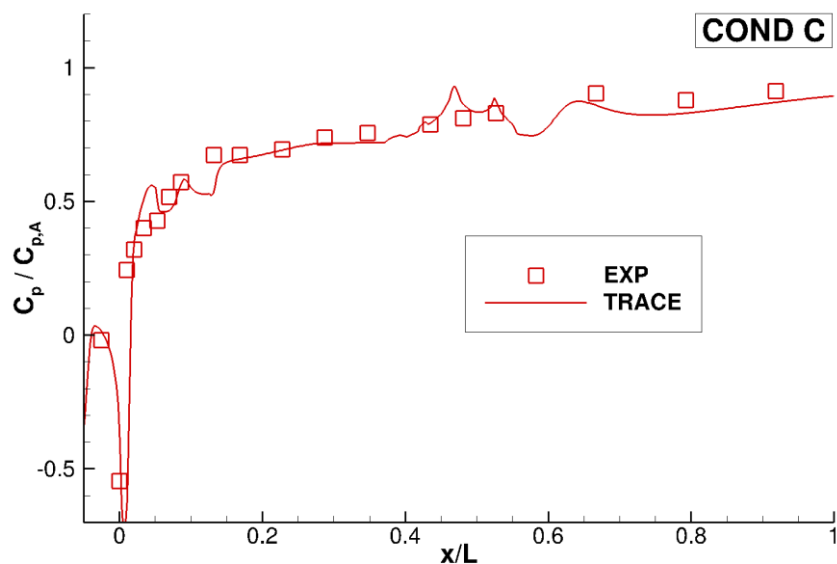


Abb. 5.10: Experimenteller und numerischer Druckrückgewinnbeiwert im Betriebspunkt C bezogen auf den Betriebspunkt A

Stromauf der Ablösung werden nun Wirbelgeneratoren eingebracht, welche die Strömungsbilösung vermindern sollen. Dabei soll der Wirbelgenerator zwischen den IGV und der Vorderkante der ersten Strebenreihe platziert werden, wie in Abb. 5.11 gezeigt.

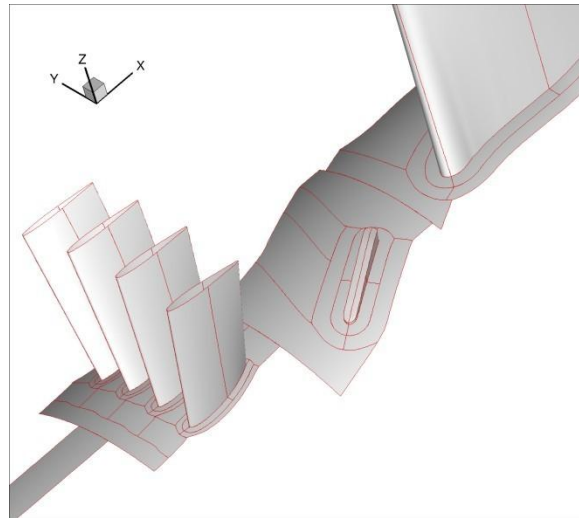


Abb. 5.11: Numerisches Setup der Konfiguration mit Wirbelgeneratoren

Die CFD-Optimierung wurde dabei mit einem reduzierten Modell durchgeführt, welches ein Segment von 1/10 des Diffusors bis zum Mercedesstern auflöst. In Abb. 5.12 wird links die Strömungsablösung der Konfiguration ohne Wirbelgeneratoren gezeigt. Das Ablösegebiet weist dabei eine ähnliche Ausdehnung wie im Vollkranzmodell auf (vgl. Abb. 5.9).

In Abb. 5.12 rechts zeigt die Konfiguration mit Wirbelgenerator, in der das Ablösegebiet gegenüber der Basisgeometrie deutlich stromab verschoben ist. Durch die Reduktion der Ablösung wird der Druckrückgewinn um 3% verbessert.

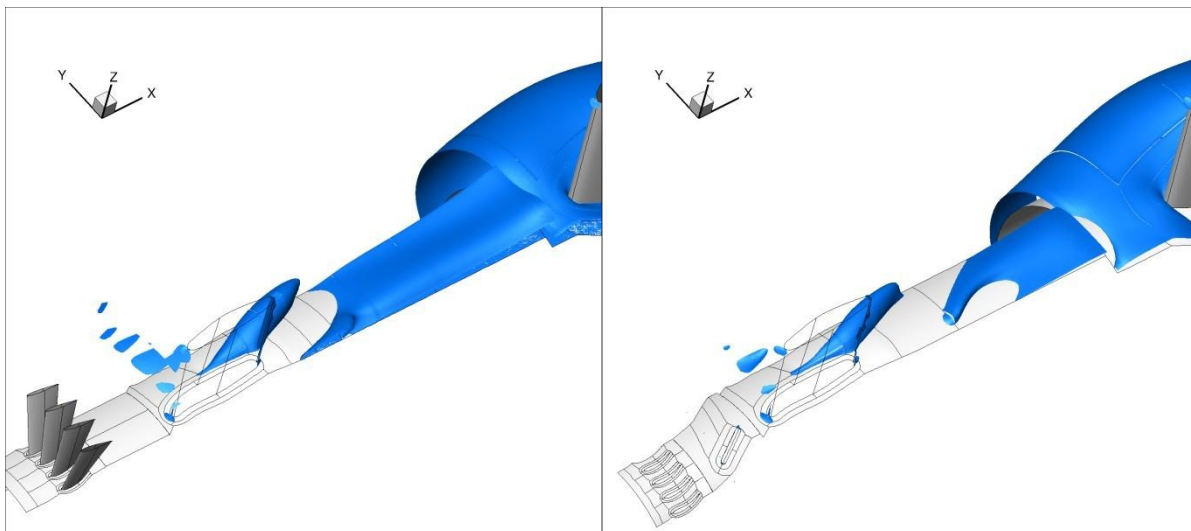


Abb. 5.12: Rückströmgebiete ohne (links) und mit (rechts) Wirbelgenerator unter Betriebspunkt C

In Abb. 5.13 sind die Stromlinien als auch die Wirbelstärke in verschiedenen axialen Schnitten für beide Konfigurationen illustriert. Die Konfiguration mit Wirbelgeneratoren weist in der ersten Schnittebene einen Wirbel in der nabenseitigen Grenzschicht auf. Dieser Wirbel wird entlang der Saugseite stromab transportiert und durchmischt den ablösegefährdeten Bereich zwischen Stützstrebe und Nabenendwand. Während links die Basisgeometrie ohne Wirbelgenerator eine Eckenablösung aufweist, ist diese mit Wirbelgeneratoren deutlich reduziert. Dies zeigt sich ebenfalls in den Stromlinien, die im Falle der Wirbelgeneratoren im Bereich der Hinterkante an der Nabe anliegen.

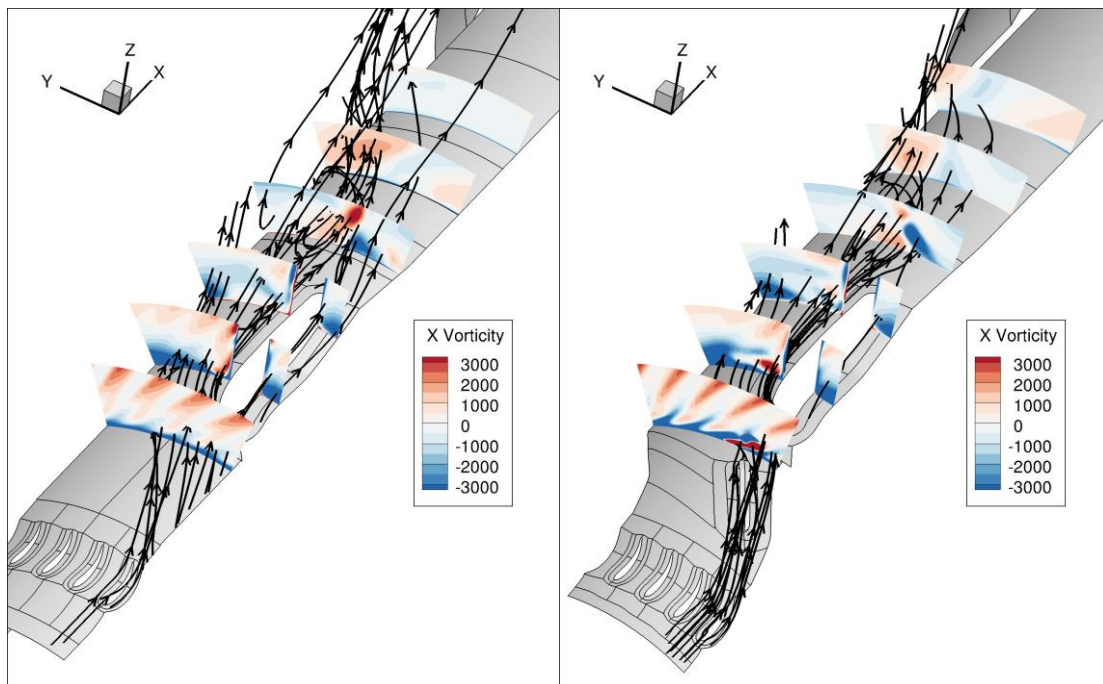


Abb. 5.13: Wirbelstärke ohne (links) und mit (rechts) Wirbelgenerator bei Betriebspunkt C

Ausgehend von der numerischen Optimierung wurden anschließend die Wirbelgeneratoren gefertigt und experimentell untersucht. In Abb. 5.14 wird der normierte Totaldruck der Flächentraverse in E1b für beide Konfigurationen gezeigt. Durch den Wirbelgenerator wird die Ablösung in ihrer radialen Ausdehnung reduziert. Gegenüber der Numerik ist die Reduktion der Ablösung jedoch nicht so ausgeprägt: es wird eine Verbesserung des Druckrückgewinns um 0.5% erreicht.

Während in den numerischen Daten der Wirbelkern des Wirbelgenerators im Bereich der Hinterkante klar erkennbar ist, lässt sich der Wirbel in den experimentellen Daten nur noch erahnen. Es zeigte sich, dass die Ausmischung der Ungleichförmigkeiten in der stationären RANS weniger stark ausgeprägt ist als im Experiment. Dadurch ist die axiale Ausbreitung der Wirbelkerne in der numerischen Simulation gegenüber dem Experiment deutlich erhöht. Durch die erhöhte Ausmischung im Experiment wird die Wirkungsweise der Wirbelgeneratoren herabgesetzt, da ohne den Wirbelkern kein energiereiches Fluid der Hauptströmung in ablösegefährdeten nabenseitigen Grenzschicht eingetragen wird. Folglich wird die Ablösung im Experiment weniger reduziert als in der Numerik.

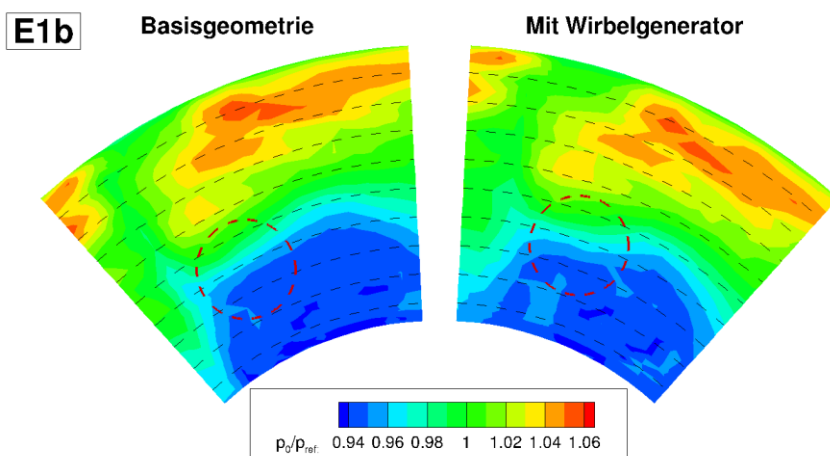


Abb. 5.14: Normierter Totaldruck stromab der ersten Stützstrebe (E1b) ohne und mit Wirbelgenerator unter Betriebspunkt C

6. Vergleich zu Kraftwerksbedingungen

Bedingt durch die Skalierung und die Stufe stromauf unterscheidet sich die Strömung des Modelldiffusors signifikant von der des Kraftwerksdiffusors. In diesem Kapitel wird daher zunächst der Einfluss der Reynolds-Zahl dargelegt. Weiterhin wird der Einfluss einer vorgeschalteten Turbinenstufe auf die Diffusorströmung numerisch untersucht. Der Einfluss der Mach-Zahl wird hier nicht betrachtet, da diese im Modell- und Kraftwerksdiffusor vergleichbar sind.

6.1. Einfluss der Reynolds-Zahl

Im Allgemeinen ist die Strömungslösung abhängig von der Reynolds-Zahl. Trotz der geringeren Reynolds-Zahl im Experiment, wird nur ein geringer Einfluss der Reynolds-Zahl erwartet, da diese im Modelldiffusor ausreichend hoch ist. In Tab. 6.1 sind die entsprechenden Größen sowie die daraus resultierenden Reynolds-Zahlen aufgelistet.

Größe	RIG	ENGINE
Länge	1/14	1
Temperatur	300 K	900 K
Mach-Zahl	0.5	0.5
Reynolds-Zahl	600.000	2.000.000

Tab. 6.1: Ähnlichkeitsgrößen am Diffusoreintritt

Um den Einfluss der Reynolds-Zahl numerisch zu überprüfen, wurden dem Kraftwerksdiffusor die Randbedingungen des Experiments aufgeprägt. Die Strömungsgrößen (Totaldruck, Strömungswinkel, Turbulenzgrad, turbulentes Längenmaß) wurden dabei radial skaliert. Die Totaltemperatur wurde entsprechend den Kraftwerksbedingungen gewählt und der Massenstrom am Austritt an die Eintritts-Mach-Zahl angepasst. Für den Vergleich wurde der Betriebspunkt B ausgewählt.

In Abb. 6.1 wird zu den bereits gezeigten experimentellen und numerischen Daten des Experimentes die Strömungslösung des auf Kraftwerksgröße skalierten Diffusors dargestellt. Wie bereits vermutet, wird nur ein geringer Unterschied durch eine Veränderung der Reynolds-Zahl festgestellt. Dies ist bedingt durch die relativ hohe Reynolds-Zahl im Experiment.

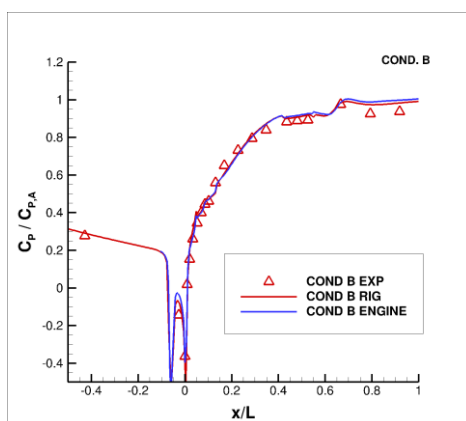


Abb. 6.1: Experimentelle Daten (Symbole) und numerische Berechnungen (Linien) des gehäuseseitigen Druckrückgewinnbeiwerts für den Prüfstand und unter Kraftwerks-RB

6.2. Einfluss der Turbinenstufe auf den Diffusor

Unabhängig von den Ähnlichkeitsgrößen weicht die Zuströmung im Experiment von den Kraftwerksrandbedingungen ab (vgl. Tab. 6.2). Durch die symmetrische Einlaufgeometrie ist das Totaldruckprofil im Experiment gleichförmig und weist die gleiche Verdrängungsdicke an Nabe und Gehäuse auf. Einzig die radiale Drallverteilung wird durch verstellbare Leitschaufeln eingestellt und somit bestimmten Betriebspunkten im Kraftwerk angenähert.

Größe	EXPERIMENT	KRAFTWERK
Totaldruck	gleichförmig	nicht gleichförmig
Drall	IGV	Rotor
Zeitabhängig	nein	ja
Spaltströmung	nein	ja

Tab. 6.2: Eigenschaften der Eintrittsrandbedingungen im Experiment und unter Kraftwerksbedingungen

Unter Kraftwerksbedingungen wird der Diffusor durch eine Turbine instationär angeströmt. Je nach Betriebspunkt der Turbine verändert sich das Totaldruckprofil, welches prinzipiell ungleichförmig ist. Dabei ist die Zuströmung zum Diffusor grundsätzlich instationär und durch den Nachlauf der Turbine geprägt. Die zeitlichen Schwankungen der Eintrittsgrößen können im Experiment nicht abgebildet werden. Weiterhin besitzt der Rotor eine Spaltströmung, welche die gehäuseseitig einlaufende Grenzschicht in den Diffusor positiv beeinflusst und experimentell nicht modelliert wird. Beide Aspekte, die instationäre Zuströmung sowie die Spaltströmungen, werden daher im Folgenden numerisch betrachtet.

6.3. Entwicklung und Eigenschaften der generischen Turbinenstufe

Für die Untersuchung des Einflusses der Turbinenstufe auf die Diffusorströmung wurde DLR eine generische Turbinenstufe entwickelt, die möglichst exakt die Randbedingungen des Experiments treffen sollte. Ziel war es die radialen Verteilungen von Totaldruck, Mach-Zahl und Drall möglichst exakt abzubilden und gleichzeitig den numerischen Aufwand gering zu halten. Daher wurde eine Konfiguration Stator-Rotor mit jeweils 30 Schaufeln gewählt. Die Schaufelpassierfrequenz wurde zu 4500Hz gewählt, so dass das zeitliche Auftreten der periodischen Störung am Diffusoreintritt ungefähr den Maschinenbedingungen entspricht.

In stationären Rechnungen, wie in Abb. 6.2 gezeigt, wurden Stator und Rotor so angepasst, dass die experimentellen Eintrittsverteilungen des Betriebspunktes B näherungsweise getroffen werden. Für diese Vorauslegung wurden die Stufe sowie der Diffusor mittels Mixing-Planes gekoppelt und iterativ dem Betriebspunkt B angenähert.

Die Strömungsgrößen am Diffusoreintritt wird in Abb. 6.3 gezeigt: es wurde hinreichende Übereinstimmung zwischen den experimentellen Daten und der ausgelegten Stufe erreicht. Der Strömungswinkel konnte durch eine Variation der Geometrie sehr exakt getroffen werden. Die Totaldruck- und Mach-Zahlverteilung wird zusätzlich durch die Versperrung der Stufe beeinflusst, welche sich nur bedingt ändern lässt. Daher musste hier ein Kompromiss zwischen Schaufelanzahl, Profildicke und Umlenkung gefunden werden.

Der normierte Druckanstieg wird in Abb. 6.4 illustriert. Durch die relativ ähnlichen Eintrittsprofile ist der Druckanstieg im Diffusor mit Stufe nahezu gleichsam dem Experiment und den bereits vorgestellten numerischen Rechnungen des Modelldiffusors. Insgesamt lässt sich somit

feststellen, dass eine gute Übereinstimmung und Vergleichbarkeit zwischen dem Modelldiffusor mit IGV und der rotierenden Stufe besteht.

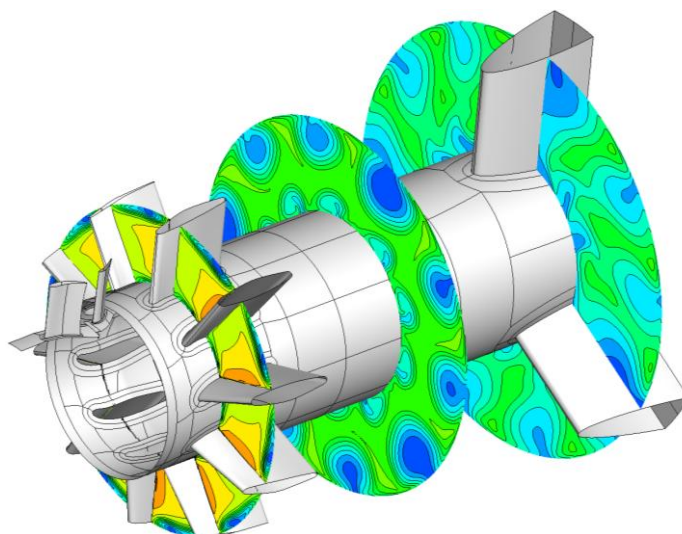


Abb. 6.2: Stationäre RANS mit Stufe und Diffusor (Carnotdiffusor ist nicht gezeigt)

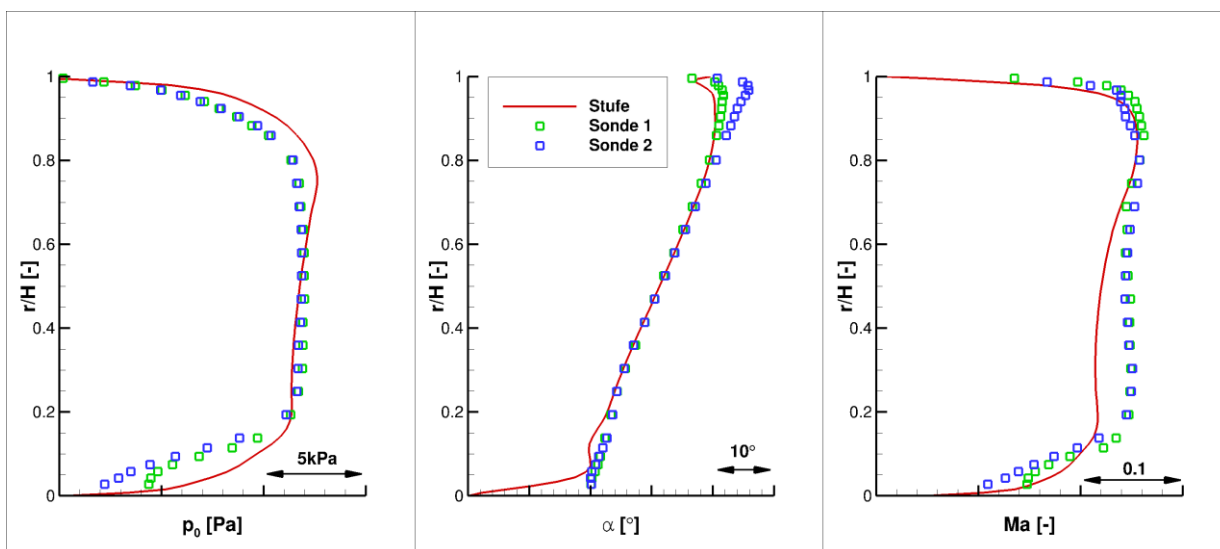


Abb. 6.3: Strömungsgrößen am Diffusoreintritt der Stator-Rotor-Konfiguration (Linien) sowie die Messdaten aus dem Modelldiffusor

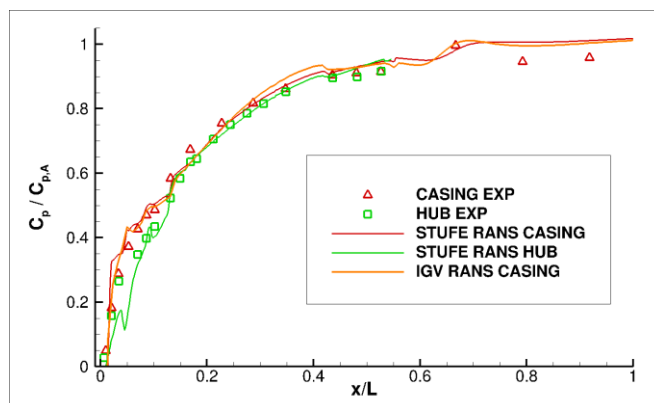


Abb. 6.4: Normierter Druckrückgewinnbeiwerte aus der stationären RANS mit Stufe im Vergleich zu den experimentellen Daten und der RANS im Betriebspunkt B

6.4. Instationäre Turbinenströmung mit und ohne Spalt

Die bisherigen Ergebnisse basierten auf stationären RANS-CFD-Rechnungen. In diesem Abschnitt wird der Einfluss der instationären Turbinenströmung zum Diffusor untersucht. Zwei Konfigurationen werden hierbei untersucht: zum einen wird der Spalt vernachlässigt und ein mitrotierendes Gehäuse simuliert. Diese Konfiguration entspricht näherungsweise einer Stufe mit optimal-dichtendem Deckband. Zum anderen wird ein radialer Spalt im Rotor vorgegeben. In dieser Konfiguration steht die Gehäusewand. Beide Konfigurationen wurden mittels Phaselag simuliert, so dass der numerische Aufwand möglichst gering gehalten wird. Weiterhin wurde die wandnahe Strömung mittels Wandfunktionen approximiert.

In Abb. 6.5 wird die Wirbelstärke normal zur Strömungsrichtung für beide Konfigurationen zu einem gewählten Zeitschritt dargestellt. In beiden Lösungen ist die Ausbreitung der Rotorströmung in den Diffusor zu beobachten. Die Rotorströmung weist dabei ein periodisches Strömungsmuster in Umfangsrichtung auf. Beide Konfigurationen besitzen an der Nabe die typischen Sekundärströmung aus Kanal- und Hufeisenwirbel. Die Konfiguration mit Spalt weist einen deutlich ausgeprägten Spaltwirbel am Gehäuse auf. Dieser Wirbel und die Spaltströmung werden stromab in den Diffusor eingetragen und beeinflussen wesentlich die Ablösegebiete im Diffusor.

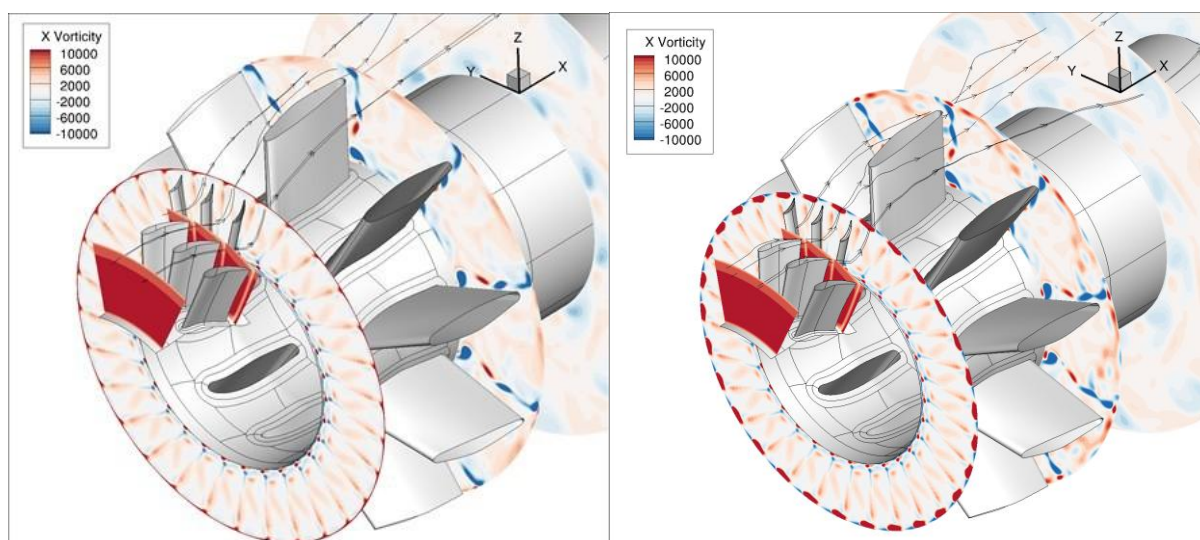


Abb. 6.5: Stufe ohne Spalt (links) und mit einem Spalt (rechts) mit sichtbarem Spaltwirbel

Die Ablösegebiete werden an Hand der negativen axial Geschwindigkeit in Abb. 6.6 dargestellt. In der Konfiguration ohne Spalt (oben) ist bereits eine gehäusesseitige Ablösung vor der ersten Stützstrebe zu erkennen. Durch die Versperrung der Stützstrebe legt sich die Strömung in der Passage wieder an. Während stromab der Stützstrebe eine gehäusesseitige Ablösung mit begrenztem Ausmaß zu beobachten ist, bleibt der übrige annulare Strömungskanal nahezu ablösefrei.

Im Gegensatz dazu weist die Konfiguration mit Spaltströmung (Abb. 6.6, unten) nur sehr geringe Ablösegebiete im vorderen annularen Kanal auf: stromauf der ersten Stützstrebe liegt die Strömung an. In der Passage des Mercedessterns ist hingegen eine nabenseitige Ablösung zu erkennen, welche in den Nabennachlauf mündet. Der Nabennachlauf ist geringfügig vergrößert gegenüber der Konfiguration ohne Spalt. Folglich wurde durch die anliegende Strömung vor der Stützstrebe die Massenstromdichte zum Gehäuse hin verschoben, so dass die Strömung tendenziell an der Nabe ablösegefährdeter ist. Die Umverteilung der Massenstromdichte zeigt sich in dem vergrößerten Gebiet des Nabennachlaufs.

Der entsprechende Druckanstieg beider Konfigurationen wird in Abb. 6.7 gezeigt. Die spaltbehaftete Konfiguration besitzt dabei einen deutlich gesteigerten Druckrückgewinnbeiwert im

annularen Strömungskanal, der durch die reduzierte Ablösung bedingt wird. Der Unterschied wächst dabei bis zur Hinterkante der ersten Stützstrebe auf bis zu 10% an. Stromab von dieser axialen Position reduziert sich die Differenz bis zum Eintritt in den Carnotdiffusor. In Summe verbessert die Spaltströmung den Druckrückgewinn um 2.0% am Diffusoraustritt.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass die Spaltströmung die Diffusion im annularen Strömungskanal stabilisiert und zu einem verbesserten Druckrückgewinn führt. Dieser Vorteil wird durch an anderer Stelle auftretende Ablösungen reduziert, vor allem durch die Erweiterung des Nabennachlaufes.

Die Ergebnisse für die numerischen Untersuchungen am Kraftwerksdiffusor zeigen insgesamt keine so starke Veränderung der Diffusorströmung, die zu einer Einschränkung der Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Versuchsstand auf den Kraftwerksdiffusor führen würde.

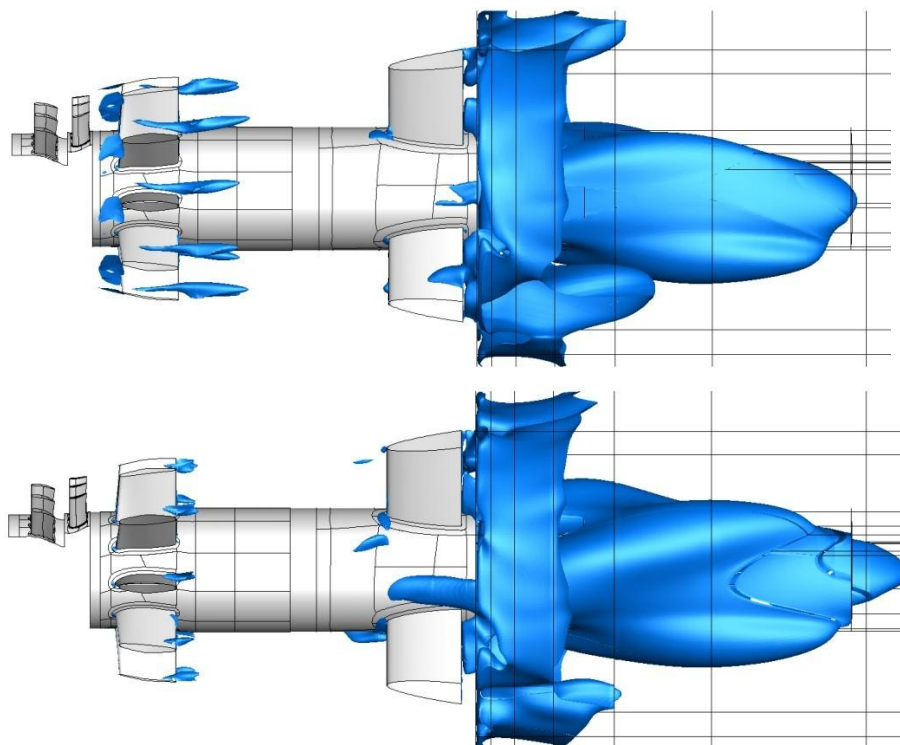


Abb. 6.6: Rückströmgebiete der Stufe ohne Spalt (oben) und mit Spalt (unten)

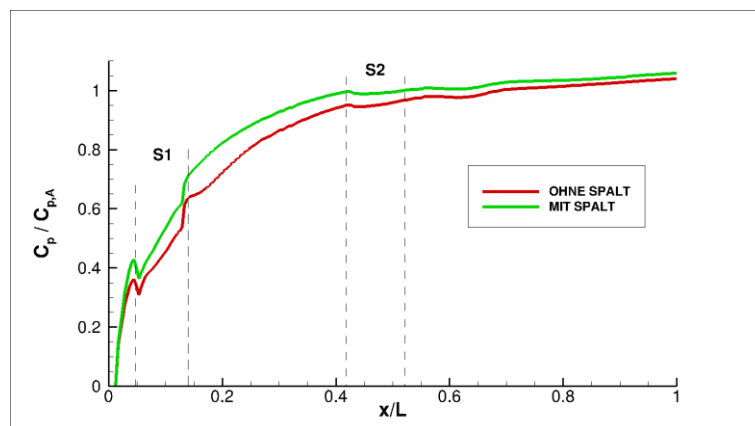


Abb. 6.7: Normierte Druckrückgewinnbeiwert des Rotors ohne und mit Spalt

7. Zusammenfassung

Ziel des vorliegenden AG Turbo Vorhaben ist es den Druckrückgewinn in axialen Kraftwerksdiffusoren zu verbessern. Dabei wurden analytische Methoden zur Vorauslegung, numerische Verfahren zur Berechnung der Diffusorströmung und Experimente an einem Diffusorversuchsstand zur Überprüfung der numerischen Simulation eingesetzt.

Zu Projektbeginn wurde ein Diffusormodell von der Firma Alstom zur Verfügung gestellt, welches anschließend in den Windkanal RGG integriert wurde (Abschnitt 2.2 und 2.3). Parallel zu Vorbereitungen der experimentellen Arbeiten erfolgte die numerische Analyse des Einflusses grundlegender geometrischer Diffusorparameter auf den Druckrückgewinn (Abschnitt 4.3 und 4.4). Die Vorauslegung und anschließende numerische Optimierung mündete im Entwurf einer neuen Diffusorgeometrie, die mit Wirbelgeneratoren versehen ist (Abschnitt 4.2 und 4.5). Die numerische Auslegung weist dabei einen Zuwachs des Druckrückgewinns der neuen Geometrie gegenüber der Basisgeometrie auf.

Anschließend erfolgte die experimentelle Überprüfung der numerischen Berechnungen der Basisgeometrie für die beiden Betriebsbedingungen A und B. Durch die Analyse der experimentellen Daten am Diffusoreintritt und Anpassung der numerischen Eintrittsrandbedingung konnte der Unterschied zwischen Numerik und Experiment auf weniger als 3% reduziert werden. Eine möglichst exakte Kenntnis der Randbedingungen bildet somit die Grundlage, um die komplexen Strömungsfelder in Diffusoren richtig vorherzusagen.

Daraufhin wurden die neu ausgelegten Diffusorvarianten experimentell überprüft: dies umfasste das neue Diffusorgehäuse mit und ohne Wirbelgeneratoren sowie die Untersuchung der Wirksamkeit von Wirbelgeneratoren bei starker nabenseitiger Ablösung. Die experimentellen Daten zeigen, dass der Druckrückgewinn der neuen Diffusorgeometrie vor allem durch die verbesserte Strömungsführung am Gehäuse erreicht wird. Dabei wurde die Versperrung des Mercedessterns durch einen gesteigerten Öffnungswinkel kompensiert. Je nach Betriebspunkt hatten die Wirbelgeneratoren keinen bzw. einen negativen Effekt auf den Druckrückgewinn und führten nicht zur erwarteten Wirkungsgradsteigerung. Um den Einfluss der Wirbelgeneratoren weiterhin zu beurteilen, wurde eine signifikante nabenseitige Ablösung mittels eines konischen Siebes erzeugt. Auch hier wurde die Verbesserung des Strömungsfeldes in der numerischen Vorhersage gegenüber dem Experiment deutlich überschätzt. Weiterhin ist die Wirksamkeit der Wirbelgeneratoren von der lokalen Grenzschichtdicke und dem Strömungswinkel abhängig, wobei beide Größen je nach Betriebspunkt variieren. Somit lässt sich abschließend feststellen, dass die passive Strömungskontrolle mittels Wirbelgeneratoren kein probates Mittel zur Reduktion bzw. Vermeidung der Ablösung darstellt.

Abschließend wurde das Betriebsverhalten unter Kraftwerksbedingungen untersucht: auf Grund der hohen Reynolds-Zahl im Experiment zeigte sich, dass im Vergleich zur Kraftwerksgeometrie nur ein vernachlässigbar geringer Unterschied im Druckrückgewinn durch den Reynolds-Zahlunterschied verursacht wird. Weiterhin wurden mittels stationären und instationären CFD-Rechnungen der Einfluss einer Stufe und die Veränderung der Diffusorströmung durch den Rotorspalt untersucht. Wie erwartet, verbessert dabei vor allem die Spaltströmung die gehäusesseitige Grenzschicht am Diffusoreintritt, Dies führt zu einer Verbesserung des Druckrückgewinns. Betrachtet man jedoch den Wirkungsgrad des gesamten Diffusors so wird dieser Vorteil durch eine frühere Ablösung an der Nabe erkauft. Somit bleibt stets ein Optimierungspotential zwischen letzter Stufe mit zugehörigem Spalt und dem angeschlossenen Diffusor.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1: Planung und tatsächlicher Projektablauf	5
Abb. 1.2: Skizze eines Diffusors mit den Ein- und Austrittsflächen A_1 und A_2 sowie der Länge L	6
Abb. 2.1: Schnittbild des Modelldiffusors mit Einteilung in Sektionen	9
Abb. 2.2: Übersicht über die Bezugs- und Messebenen.....	10
Abb. 2.3: Totaldruck- und Drallverteilung am Diffusoreintritt E0 (Vassiliev et al. 2003)	10
Abb. 2.4: Übersicht Windkanal für rotierende Gitter (RGG) am DLR Göttingen	11
Abb. 2.5: Links: Verkürzte Vorkammer (Blickrichtung stromauf) mit montierten Sieben und Gleichrichter, rechts: Messergebnis der radialen Totaldruckverteilung	12
Abb. 2.6: Integrierte Modelldiffusor am Windkanal RGG	12
Abb. 2.7: Relative Abweichung vom vorgegebenen Sollwert des Massenstroms sowie des Drucks und der Temperatur in der Vorkammer an zwei Messtagen.....	13
Abb. 2.8: Sondeneichkanal Göttingen und Kalibrierkurve für den Schiebewinkel.....	14
Abb. 2.9: Messpunkte (links) und triangulierte Messdaten (rechts)	14
Abb. 2.10: Absolutschwankung des Druckrückgewinns bezogen auf den Mittelwert für 30 Einzelmessungen ..	15
Abb. 3.1: Flussdiagramm zur Vernetzung der Diffusorgeometrien	16
Abb. 3.2: Aufbau der OCH-Topologie	17
Abb. 3.3: Blockstrukturiertes Rechennetz der ersten Stützstrebe	17
Abb. 3.4: Vernetzung des Carnotdiffusors: Oberflächennetz des Mercedesstern mit einer Schnittfläche des Carnots (links), Ein- und Austrittsebene des Carnotdiffusors (rechts)	18
Abb. 3.5: Numerisches Vollkranzmodell des Diffusors mit ca. 30 Millionen Zellen.....	18
Abb. 3.6: Reduziertes Modell mit ca. 8 Millionen Zellen	19
Abb. 3.7: Örtlichen Diskretisierung für CVG: 2te Ordnung (links), 3te Ordnung (rechts), in beiden Fällen wurde das $k-\omega$ -SST Modell verwendet.....	19
Abb. 3.8: Unterschiedliche Turbulenzmodelle (links nach rechts): $k-\omega$ -Modell nach Wilcox (1988), $k-\omega$ -SST-Modell nach Menter (2003), EARSM nach Hellsten (2002) und EARSM-CC nach Wallin und Johansson (2003)	20
Abb. 3.9: Numerische Reproduktion der Daten für SBVG mittels TRACE (links) sowie die entsprechenden Schnittebenen für den Vergleich zu den experimentellen Daten (rechts).....	20
Abb. 3.10: Flussdiagramm AutoOpti.....	21
Abb. 4.1: Rückströmgebiete im Betriebspunkt A (links) und B (rechts)	23
Abb. 4.2: Realer und idealer Druckrückgewinn des Carnotdiffusors	24
Abb. 4.3: Änderung des Druckrückgewinnbeiwerts (grün) in Abhängigkeit des annularen Flächenverhältnisses und Abhängigkeit der Flächenverhältnisse untereinander (blau).....	24
Abb. 4.4: Geometrievarianten mit einem vergrößerten annularem Flächenverhältnis	25
Abb. 4.5: Parametrisierung der Gehäusegeometrie (links), optimale Geometrie (rechts)	27
Abb. 4.6: Flächenverhältnis der Geometrie DLR2 mit und ohne Flächenkompensation (oben) sowie die resultierenden Druckrückgewinnbeiwert bei beiden Betriebspunkten.....	27
Abb. 4.7: Mach-Zahl der Geometrie DLR2 ohne (links) und mit (rechts) Gehäusekonturierung.....	28
Abb. 4.8: Annularer Strömungskanal (Basisgeometrie in schwarz) mit parametrisierten Übergangspunkten (oben), automatisiert erstelltes Rechennetz mit Grenzschichtauflösung (oben).....	28
Abb. 4.9: Cond. A: Basisgeometrie (oben), konvergierter Member der Optimierung (unten).....	29
Abb. 4.10: Cond. B: Basisgeometrie (oben), konvergierter Member der Optimierung (unten)	29

Abb. 4.11: Cond. A: Diffusorgeometrie mit ablösefreiem annularem Strömungskanal (oben), Optimale Position des Übergangs aus der Optimierung (unten)	30
Abb. 4.12: Cond. B: Diffusorgeometrie mit verringerter Ablösung im annularem Strömungskanal (oben), Optimale Position des Übergangs aus der Optimierung (unten).....	30
Abb. 4.13: Diffusorvariante DLR4.....	31
Abb. 4.14: Parametrisierung der Gehäusegeometrie DLR4 (links) und freie Parameter der Wirbelgeneratoren (rechts).....	32
Abb. 4.15: Axiale Geschwindigkeit für den Betriebspunkt A (links) und B (rechts).....	32
Abb. 4.16: Optimierte Diffusorvariante DLR4 mit integrierten Wirbelgeneratoren im Vergleich zur Ausgangsgeometrie.....	33
Abb. 4.17: Wirbelstärke für den Betriebspunkt A (links) und B (rechts)	33
Abb. 4.18: Druckrückgewinnbeiwert der vier Paarungen aus Basisgeometrie und optimierter Gehäusegeometrie mit und ohne Wirbelgenerator für den Betriebspunkt A (oben) und B (unten)	34
Abb. 5.1: Übersicht über die Messebenen	35
Abb. 5.2: Auf den experimentellen Wert normierter Druckrückgewinnbeiwert (Betriebspunkt A): experimentellen Daten (Symbole) und numerische Berechnung (Linien) an Nabe und Gehäuse.....	36
Abb. 5.3: Vergleich der numerischen (links) und experimentelle Daten (rechts) in E0	36
Abb. 5.4: Normierter Druckrückgewinnbeiwert (Betriebspunkt B): experimentellen Daten (Symbole) und numerische Berechnung (Linien) an Nabe und Gehäuse.....	37
Abb. 5.5: Vergleich der numerischen (links) und experimentelle Daten (rechts) in E0	38
Abb. 5.6: Neue Diffusorgeometrie (rechts) und Ringsegmente mit Wirbelgeneratoren (links).....	38
Abb. 5.7: Normierte Druckrückgewinnbeiwerte der neuen Geometrie ohne und mit Wirbelgeneratoren im Vergleich zur Basisgeometrie für Betriebspunkt A und B	39
Abb. 5.8: Konisches Sieb in der Zuströmung, Blickrichtung stromab auf die IGV (links), gemessenes Totaldruckprofils (mitte) und Drallwinkel (rechts) in der Diffusoreintrittsebene	39
Abb. 5.9: Totaldruckprofil der Numerik und des Experiments am Diffusoreintritt (links), Isoflächen der Rückströmgebiete; stark nabenseitig abgelöster annularer Diffusor (rechts)	40
Abb. 5.10: Experimenteller und numerischer Druckrückgewinnbeiwert im Betriebspunkt C bezogen auf den Betriebspunkt A	40
Abb. 5.11: Numerisches Setup der Konfiguration mit Wirbelgeneratoren	41
Abb. 5.12: Rückströmgebiete ohne (links) und mit (rechts) Wirbelgenerator unter Betriebspunkt C	41
Abb. 5.13: Wirbelstärke ohne (links) und mit (rechts) Wirbelgenerator bei Betriebspunkt C	42
Abb. 5.14: Normierter Totaldruck stromab der ersten Stützstrebe (E1b) ohne und mit Wirbelgenerator unter Betriebspunkt C	42
Abb. 6.1: Experimentelle Daten (Symbole) und numerische Berechnungen (Linien) des gehäuseseitigen Druckrückgewinnbeiwerts für den Prüfstand und unter Kraftwerks-RB.....	43
Abb. 6.2: Stationäre RANS mit Stufe und Diffusor (Carnotdiffusor ist nicht gezeigt)	45
Abb. 6.3: Strömungsgrößen am Diffusoreintritt der Stator-Rotor-Konfiguration (Linien) sowie die Messdaten aus dem Modelldiffusor	45
Abb. 6.4: Normierter Druckrückgewinnbeiwerte aus der stationären RANS mit Stufe im Vergleich zu den experimentellen Daten und der RANS im Betriebspunkt B.....	45
Abb. 6.5: Stufe ohne Spalt (links) und mit einem Spalt (rechts) mit sichtbarem Spaltwirbel	46
Abb. 6.6: Rückströmgebiete der Stufe ohne Spalt (oben) und mit Spalt (unten).....	47
Abb. 6.7: Normierte Druckrückgewinnbeiwert des Rotors ohne und mit Spalt	47

Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1 Druckmessdosen und ihre Messposition am Modelldiffusor	13
Tab. 4.1 Geometrievarianten und die resultierenden Diffusorkenngrößen	25
Tab. 4.2 Veränderung des Druckrückgewinns bezogen jeweils auf den Betriebspunkt A.....	31
Tab. 6.1: Ähnlichkeitsgrößen am Diffusoreintritt	43
Tab. 6.2: Eigenschaften der Eintrittsrandbedingungen im Experiment und unter Kraftwerksbedingungen	44

Literaturverzeichnis

- [1] D. Japikse, *Diffuser Design Technology*. Concepts ETI, 1984.
- [2] G. Sovran und E. D. Klomp, „Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section“, gehalten auf der Symposium Fluid Mechanics of Internal Flow, General Motors Research Laboratories, Warren, Michigan, 1967.
- [3] J. H. G. Howard, A. B. Thornton-Trump, und H. J. Henseler, „Performance and flow regimes for annular diffusers“, in *ASME*, New York, 1967.
- [4] L. R. Reneau, J. P. Johnston, und S. J. Kline, „Performance and Design of Straight, Two-Dimensional Diffusers“, *J. Basic Eng.*, Bd. 89, Nr. 1, S. 141, 1967.
- [5] G. K. Feldcamp und A. M. Birk, „Strut Losses in a Diverging Annular Diffuser With Swirling Flow“, in *ASME Turbo Expo GT2006-90566*, 2006.
- [6] P. Schaefer, W. H. Hofmann, und P.-A. Gieß, „Multiobjective Optimization for Duct and Strut Design of an Annular Exhaust Diffuser“, in *ASME GT-2012-69211*, 2012.
- [7] J., P. W. Runstadler und J., R. C. Dean, „Straight Channel Diffuser Performance at High Inlet Mach Numbers“, *J. Fluids Eng.*, Bd. 91, Nr. 3, S. 397–412, Sep. 1969.
- [8] P. Schaefer, P.-A. Gieß, C. Finzel, und W. H. Hofmann, „Some aspects on inlet blockage affecting the performance of a heavy duty gas turbine’s exhaust diffuser“, in *GT2014-25599*, 2014.
- [9] C. Crane und D. Burley, „Numerical studies for viscous swirling flow through annular diffusers - Part1“, *J. Eng. Math.*, Bd. 8, Nr. 3, S. 181–192, 1974.
- [10] C. Crane und D. Burley, „Numerical studies for viscous swirling flow through annular diffusers - Part2“, *J. Eng. Math.*, Bd. 8, Nr. 3, S. 193–207, 1974.
- [11] V. Vassiliev, S. Irmisch, M. Claridge, und D. P. Richardson, „Experimental and Numerical Investigation of the Impact of Swirl on the Performance of Industrial Gas Turbines Exhaust Diffusers“, in *ASME GT-2003-38424*, 2003.
- [12] A. M. Elkersh, A. H. Elgammal, und N. R. L. Maccallum, „An Experimental Investigation of the Performance of Equiangular Annular Diffusers with Swirled Flow“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, Bd. 199, Nr. 4, S. 293–297, Okt. 1985.
- [13] G. Feldcamp und A. Birk, „A Study of Modest CFD for the Design of an Annular Diffuser with Strut for Swirling Flow“, *ASME Pap. GT2008-50605*, 2008.

- [14] M. Cunningham, A. Birk, und W. Di Bartolomeo, „Importance of inlet total pressure conditions in evaluating performance of non-symmetric gas turbine exhaust ducts“, 2002.
- [15] A. Hirschmann, S. Volkmer, M. Schatz, C. Finzel, M. Casey, und M. Montgomery, „The Influence of the Total Pressure Profile on the Performance of Axial Gas Turbine Diffusers“, 2010.
- [16] V. Vassiliev, S. Irmisch, S. Abdel-Wahab, und A. Granovski, „Impact of the Inflow Conditions on the Heavy-Duty Gas Turbine Exhaust Diffuser Performance“, *J. Turbomach.*, Bd. 134, Nr. 4, S. 041018, 2012.
- [17] S. Farokhi, „A trade-off study of rotor tip clearance flow in a turbine/exhaust diffuser system“, in *ASME, International Gas Turbine Conference and Exhibition, 32 nd, Anaheim, CA*, 1987.
- [18] J. Quest und N. Scholz, *Nabendiffusoren*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 1982.
- [19] M. Babu, D. Bhatia, R. K. Shukla, A. M. Pradeep, und B. Roy, „Effect of Turbine Tip Leakage Flows on Exhaust Diffuser Performance“, 2011, S. 609–618.
- [20] R. Willinger, „Beitrag zur aerodynamischen Wechselwirkung zwischen axialer Turbinenstufe und nachgeschaltetem Diffusor“, TU Wien, 1997.
- [21] R. R. Blanco, „Performance Analysis of an Annular Diffuser Under the Influence of a Gas Turbine Stage Exit Flow“, 2013.
- [22] S. Singh, V. Seshadri, K. Saha, K. Vempati, und S. Bharani, „Effect of inlet swirl on the performance of annular diffusers having the same equivalent cone angle“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part G J. Aerosp. Eng.*, Bd. 220, Nr. 2, S. 129–143, 2006.
- [23] C. Musch, „Beitrag zur gekoppelten Auslegung von Endstufen mit Deckband und anschließendem Diffusor in Niederdruck-Dampfturbinen“, RuhrUni Bochum, 2008.
- [24] D. Kluß, A. Wiedermann, und W. Volgmann, „Impact of Gas Turbine Outflow on Diffuser Performance: A Numerical Study“, 2004, S. 111–119.
- [25] L. Völker, „Neue Aspekte der aerodynamischen Gestaltung von Niederdruck-Endstufen-Beschaufelungen“, 2007.
- [26] K. Ishizaka, S. Wakazono, M. Yuri, und R. Takahashi, „CFD studies of industrial gas turbine exhaust diffusers“, in *Proceedings of the International Gas Turbine Congress*, 2003, S. 2–7.
- [27] D. D. Apsley und M. A. Leschziner, „Advanced Turbulence Modelling of Separated Flow in a Diffuser“, *Flow Turbul. Combust.*, Bd. 63, Nr. 1, S. 81–112, 2000.
- [28] S. Volkmer, M. Schatz, M. Casey, und M. Montgomery, „Prediction of Flow in an Exhaust Gas Turbine Diffuser With a Scale-Adaptive Simulation Model“, in *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2013, S. V06BT37A021–V06BT37A021.
- [29] M. Fatica, H. J. Kaltenbach, und R. Mittal, „Validation of large-eddy simulation in a plain asymmetric diffuser“, *Annu. Res. Briefs*, S. 23–36, 1997.
- [30] T. Drabek, „Numerische Simulation der turbulenten Strömung in ebenen Diffusoren“, Tu Wien, 2001.
- [31] C. Voß und E. Nicke, „Automatische Optimierung von Verdichterstufen“, Uni Hannover, 2008.
- [32] C. S. Yao, J. C. Lin, und B. G. Allan, „Flow-field measurement of device-induced embedded streamwise vortex on a flat plate“, *NASA STIRecon Tech. Rep. N*, Bd. 3, S. 12931, 2002.

- [33] D. C. Wilcox, „Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models“, *AIAA J.*, Bd. 26, Nr. 11, S. 1299–1310, Nov. 1988.
- [34] F. R. Menter, „Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications“, 1994.
- [35] A. Hellsten, „New two-equation turbulence model for aerodynamics applications“, Helsinki University of Technology, Espoo, 2004.
- [36] S. Wallin und A. V. Johansson, „Modelling streamline curvature effects in explicit algebraic Reynolds stress turbulence models“, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Bd. 23, Nr. 5, S. 721–730, Okt. 2002.

Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN BMW	2. Berichtsart Schlussbericht
3a. Titel des Berichts AG Turbo Verbundvorhaben AG Turbo 2020, Teilverbundprojekt Expansion, Vorhaben-Nr. 4.2.2 „Verbesserung des Druckrückgewinnes in axialen Kraftwerksdiffusoren“	
3b. Titel der Publikation	
4a. Autoren des Berichts (Name, Vorname(n)) Finzel, Conrad; Hofmann, Willy Heinz (ALSTOM Power) Schaefer, Philipp; Giess, Peter-Anton (DLR Göttingen)	5. Abschlussdatum des Vorhabens 30.04.2014
4b. Autoren der Publikation (Name, Vorname(n))	6. Veröffentlichungsdatum 31.10.2014
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Alstom Power GmbH Boveristr. 22 68309 Mannheim Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Linder Höhe 51147 Köln	7. Form der Publikation
13. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	9. Ber.Nr. durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen 0327718D
	11a. Seitenzahl Bericht 53
	11b. Seitenzahl Publikation
	12. Literaturangaben 36
	14. Tabellen 5
	15. Abbildungen 61
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)	
18. Kurzfassung Ziel des Vorhabens war die Verbesserung des Druckrückgewinns in axialen annularen Diffusoren von großen stationären Gasturbinen zur Energieerzeugung. Der Schwerpunkt der Forschung lag dabei auf den baulichen Besonderheiten dieser Diffusoren im Vergleich zu hinlänglich untersuchten einfachen annularen oder kegeligen Diffusoren. Genannt seien hier das sprunghafte Nabenende sowie zwei aufeinander folgende Reihen von Stützstreben. Dies sichert die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die wirkliche Gasturbine. Durch umfangreiche numerische Auslegungsoptimierung und experimentelle Validierung an einem Diffusorversuchsstand konnten verschiedene Möglichkeiten ermittelt werden, den Druckrückgewinn der Diffusoren bei gleicher Baulänge, um bis zu 2 % zu erhöhen. Dies bedeutet je nach Leistungsgröße der Gasturbine eine Leistungserhöhung von einigen 100 kW bei gleicher Brennstoffzufuhr. Die Erhöhung des Diffusordruckrückgewinns führt zu einer direkten Erhöhung des Gasturbinenwirkungsgrades und damit zu einer CO ₂ -Reduktion bei gleicher Gasturbinenleistung.	
19. Schlagwörter Gasturbine, Optimierungsverfahren, CFD, Axialdiffusor, CO ₂ Reduktion	
20. Verlag	21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN BMW	2. Type of Report Final Report
3a. Report Title AG Turbo Joint Research Project AG Turbo 2020, Subgroup Expansion, Project 4.2.2 „Improvement of pressure recovery in axial diffusers of gas turbines for power generation“	
3b. Title of Publication	
4a. Author(s) of the Report (Family Name, First Name(s)) Finzel, Conrad, Hofmann, Willy Heinz (ALSTOM Power) Schaefer, Philipp; Giess, Peter-Anton (DLR Göttingen)	5. End of Project 30.04.2014
4b. Author(s) of the Publication (Family Name, First Name(s))	6. Publication Date 31.10.2014
8. Performing Organization(s) (Name, Address) Alstom Power GmbH Boveristr. 22 68309 Mannheim Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Linder Höhe 51147 Köln	7. Form of Publication
13. Sponsoring Agency (Name, Address) Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) 53107 Bonn	9. Originator's Report No.
16. Supplementary Notes	10. Reference No. 0327718D
17. Presented at (Title, Place, Date)	11a. No. of Pages Report 53
18. Abstract Purpose of this project was the improvement of the pressure recovery of axial diffusers for heavy duty gas turbines. The main focus of the research work lies on the typical design features of such gas turbine diffusers as two rows of strut in the flow channel and the hubs end. This is an extension to the well described simple planar or conical diffusers and ensures transferability of the results investigated. Different items for improvement of the diffuser pressure recovery were detected by intensive numerical design optimization and experimental validation on a diffuser test rig. In sum this can lead to an improvement of 2% diffuser pressure recovery without elongation of the diffuser and increasing costs. This means an increase of turbine power at same fuel rate of some 100 kW depending from the turbine size. The increase of diffuser pressure recovery directly leads to an increase of gas turbine efficiency and therefore to a direct reduction of CO ₂ output.	11b. No. of Pages Publication
19. Keywords Gas turbine, optimization methods, axial diffuser, CFD, CO ₂ reduction	12. No. of References 36
20. Publisher	14. No. of Tables 5
21. Price	15. No. of Figures/Enclosures 61