

Gefördert durch:

Everllence



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

Abschlussbericht Verbundprojekt AG Turbo: RoboFlex



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Teilvorhaben-Nr. 1.5 und 4.2

Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz

**Numerische und experimentelle Untersuchungen
zu einem axial-radial Turbinendiffusor (AP 1.5)**

**KI-basierte, modellprädiktive Turbostrang-
Regelung für einen energieoptimalen Betrieb (AP 4.2)**

Zeitraum:	01.01.2020 – 31.12.2024
Projektleitung:	Dr. Polklas (Everllence) 03EE5012C Prof. Vogt (Uni Stuttgart-ITSM) 03EE5013C Prof. Grote-Ramm (Hochschule Düsseldorf) 03EE5013L
Bearbeiter:	Fr. Fomina (ITSM), Hr. Maqueo (ITSM), Hr. Brito (Hochschule Düsseldorf) Dr. Willeke (Everllence), Hr. Lehmbrink (Everllence)
Forschungsstellen:	Universität Stuttgart, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium Hochschule Düsseldorf, Institut für Produktentwicklung und Innovation
Industriepartner:	Everllence SE

Autoren: T. Polklas, T. Willeke, M. Lehmbrink
A. Fomina, M. Maqueo, M. Oliveira,

Datum: Juni 2025

Förderkennzeichen: 03EE5012C

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren

Inhaltsverzeichnis

1.	Ziele	2
1.1.	Gesamtziel des Verbundprojekts.....	2
1.2.	Bezug zu förderpolitischen Zielen	2
2.	Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens.....	4
2.1.	Wissenschaftliche und technische Gesamtzielsetzung.....	4
2.2.	Arbeitsziele	10
3.	Stand der Wissenschaft und Technik sowie bisherige Arbeiten.....	12
3.1.	Stand der Wissenschaft und Technik	12
3.2.	Bisherige Arbeiten.....	20
4.	Ausführliche Beschreibung der Ergebnisse.....	23
4.1.	AP 1.5: Axial-Radial-Diffusor (Kooperation mit ITSM)	23
4.2.	AP 4.2 KI-basierte, modellprädiktive Regelung (Kooperation mit HSD)	103
5.	Zusammenfassung.....	123
	Literatur	127

1. Ziele

1.1. Gesamtziel des Verbundprojekts

Der stetig größer werdende Anteil an erneuerbaren Energien im Stromnetz hat Rückwirkungen auf das historisch gewachsene Netz. Die ursprünglich für einen überwiegend konstanten Betrieb ausgelegten Turbomaschinen müssen heute und in Zukunft im Verbund mit Erneuerbaren Energien neue Fahrweisen bewerkstelligen. Demzufolge erhöht sich nicht nur die Anzahl der Start- und Stopp-Zyklen für vorhandene Kraftwerke, sondern die eingesetzten Turbinen werden auch zunehmend außerhalb ihres Auslegungsbetriebsbereichs betrieben. Zusätzlich werden schnellere Anfahrvorgänge erforderlich, um die fluktuierende Verfügbarkeit der volatilen Erneuerbaren Energien auszugleichen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, benötigen Turbomaschinen eine erhöhte Flexibilität. Diese geforderte Flexibilität geht bei den heutigen Turbomaschinen zulasten eines höheren Verschleißes, großer Wirkungsgradeinbußen im Teillastbetrieb und einer verkürzten Lebensdauer. In den von Everllence bearbeiteten Arbeitspaketen 1.5: „Numerische und experimentelle Untersuchungen zu einem axial-radial Turbinendiffusor“ und 4.2: „KI-basierte, modellprädiktive Turbostrang-Regelung für einen energieoptimalen Betrieb“ werden die Herausforderungen des Betriebs von Turbomaschinen im Verbund mit Erneuerbaren Energien adressiert: Stabilität, Lebensdauer und Effizienz im fluktuierenden Lastfolgebetrieb. Die Tätigkeiten von Everllence werden dabei begleitet von den Arbeiten der Hochschulpartner an der Universität Stuttgart, dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM) für AP 1.5 und der Hochschule Düsseldorf, Institut für Produktentwicklung und Innovation (HSD) für AP 4.2.

Das durchgeführte Projekt trägt durch die Entwicklung und Validierung von experimentellen und theoretischen Methoden dazu bei, dass die Anzahl der zulässigen Zyklen deutlich erhöht und der Teillastbetrieb bis in das Niveau des Parkbetriebs ausgedehnt werden kann, um schnelle Startzeiten zur Bereitstellung von Residuallasten zu realisieren.

1.2. Bezug zu förderpolitischen Zielen

Das gesamte AG Turbo Verbundvorhaben „RoboFlex“ (Robuste Turbomaschinen für den flexiblen Einsatz) leistet einen aktiven Beitrag zu den Zielen der 6. und 7. Energieforschungsprogramme „Forschung für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung“ [BMW14] und „Innovationen für die Energiewende“ [BMW18]. Im Zuge der laufenden Energiewende nimmt der Anteil des aus erneuerbaren Energiequellen gewonnenen Stroms stetig zu. Infolge ihrer volatilen Verfügbarkeit stellen diese Energiequellen höhere Anforderungen an das aktuelle Stromnetz – insbesondere an

die geografische Verteilung sowie an die temporäre Speicherung. Zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit sowie zur Stabilisierung von Spannung und Frequenz des Stromnetzes ist deshalb weiterhin die Stromerzeugung mittels Turbomaschinen in konventionellen Kraftwerken erforderlich. Standen bisher Themen wie Steigerung der Wirkungsgrade, Verfügbarkeit und Wirtschaftlichkeit der Turbomaschinen im Vordergrund, so wurden diese nun erweitert, um die Versorgungssicherheit durch flexibilisierte der Prozesse in der Strom- und Wärmeerzeugung.

Diese hohe Betriebsflexibilität bei hohen Wirkungsgraden ist ein entscheidender Faktor für die Wirtschaftlichkeit bestehender und zukünftiger Turbinenanlagen innerhalb einer volatilen Energiewirtschaft und eines ressourcenschonenden Mobilitäts- und Transportsektors. Entscheidend für ihre wirtschaftliche Umsetzung ist die technologische Steigerung der Turbinen-Teillastwirkungsgrade, zu deren Realisierung, die in AP 1.5 zu verbessernde Prognostizierbarkeit der Strömungsbedingungen in Axial-Radial-Diffusoren einen Beitrag liefert.

Die untersuchten Axial-Radial-Diffusoren werden üblicherweise sowohl in fossil gefeuerten, solarthermischen und geothermischen Kraftwerkanlagen, als auch am Austritt von Turbinen von Turboladern für (Bio-)Gasmotoren oder große Schiffantriebe nachgeschaltet. Die Optimierung dieser Komponente hat einen signifikanten Einfluss auf den Primärenergieverbrauch, weil sowohl bei der Erzeugung von Strom und Wärme aus fossilen und regenerativen Quellen als auch im Güterverkehr eine gesteigerte Energieeffizienz erzielt werden kann.

Weitere entscheidende Schritte werden durch die im AP 4.2 zu entwickelnde intelligente Regelung von Turbomaschinen gesetzt, durch die bei flexiblen Betriebsweisen das Heben von Leistungspotentialen auf Basis optimaler Abstimmung der Einzelkomponenten erfolgt, die zu einer Steigerung der Gesamteffizienz im zweistelligen Prozentbereich führen kann. Durch Verwertung der hier gewonnenen Erkenntnisse eröffnen sich zusätzliche Chancen auf dem Weltmarkt, der sich in weiteren Regionen voraussichtlich ähnlich entwickeln wird wie der deutsche Markt.

2. Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des

Vorhabens

2.1. Wissenschaftliche und technische Gesamtzielsetzung

Die Arbeiten dieses Vorhabens adressieren den Betrieb von Turbomaschinen im Verbund mit erneuerbaren Energien. Hierbei wird eine höhere Betriebsflexibilität der eingesetzten Turbomaschinen in thermischen Kraftwerken gefordert, um die Lastschwankungen der volatilen Energiequellen Windkraft und Solarenergie schnell auszugleichen und drohende Versorgungslücken zu vermeiden.

Aus dieser Vorgabe wurden bei Everllence gemeinsam mit den akademischen Partnern Aufgabenstellungen abgeleitet, die einerseits auf der Baugruppenebene die Erhöhung von Wirkungsgraden im Voll- und Teillastbetrieb realisieren konnten. Auf der anderen Seite konnte zudem mittels der künstlichen Intelligenz (KI) das Potential des optimierten Betriebes unterschiedlicher Turbo- und Hilfskomponenten auf Systemebene gehoben werden.

Everllence SE und die Universität Stuttgart entwickeln im Arbeitspaket 1.5 eine gemeinsame Aufgabenstellung, die auf der Baugruppenebene eines Axial-Radial-Diffusors die Erhöhung von Wirkungsgraden im Voll- und Teillastbetrieb ermöglichen soll. Einige der Ziele in der aktuellen Turbinenentwicklung sind eine sehr kompakte Bauweise mit großen spezifischen Durchsätzen bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden. Diese Anforderungen führen zu einem strömungsmechanischen Zielkonflikt: Große Durchsätze in kompakten Turbinenbauteilen führen zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten und damit zu tendenziell steigenden Druckverlusten insbesondere in den Gehäusen der Turbine. Die beiden wesentlichen Arten dieser Gehäuseverluste sind Reibungsverluste und Sekundärströmungsverluste. Daraus entsteht ein zentraler Zielkonflikt der Turbinenauslegung zwischen möglichst kompakten Gehäusen einerseits und möglichst geringen Gehäuseverlusten und hohen Turbinenwirkungsgraden andererseits.

Das Gesamtziel des Arbeitspaketes 1.5 besteht darin, einen wissenschaftlichen Beitrag zur verbesserten Vorhersagegenauigkeit numerischer Strömungssimulationen von Axial-Radial-Diffusoren zu leisten und damit die zukünftige Auslegung von Turbinengehäusen zugunsten höherer Gesamtwirkungsgrade zu ermöglichen.

Die Auslegung von effizienten und robusten Diffusoren stromab der letzten Turbinenstufe hat in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung gewonnen, weil in diesem Bereich ein großes Potential für die Steigerung des Turbinenwirkungsgrades und damit der Primärenergieausnutzung liegt. Eine Herausforderung bei der technologischen Nutzbarmachung dieses Potenzials ist eine verlässliche Prognose der Diffusorströmung mittels numerischer Strö-

mungssimulationen. Dabei ist eine der zugrundeliegenden physikalischen Herausforderungen die Vermeidung von Grenzschichtablösungen in der stark verzögerten Diffusorströmung. Dies gilt umso mehr, als der höchste Diffusorwirkungsgrad unmittelbar vor dem Entstehen einer Strömungsablösung erreicht wird. Diese strömungsmechanische Betriebsgrenze kann mit etablierten Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Verfahren (RANS), welche aktuell und auch in absehbarer Zukunft als Standardwerkzeug zur Strömungssimulation für die industrielle Komponentenentwicklung eingesetzt werden, nur mit unzureichender Genauigkeit vorhergesagt werden. Ein wesentlicher physikalischer Schwachpunkt dieser Verfahren ist die erforderliche Turbulenzmodellierung. Diese Turbulenzmodellierung reduziert zwar den erforderlichen Berechnungsaufwand gegenüber skalenauflösenden Verfahren, jedoch andererseits auch die Prognosegenauigkeit.

Zwar gibt es eine Vielzahl verschiedener Berechnungsmodelle für die Strömungssimulation, jedoch müssen die Simulationsergebnisse aufgrund der erwähnten Schwächen bei der Turbulenzmodellierung mithilfe aufwendiger Validierungsmessungen auf Zuverlässigkeit und Gültigkeit überprüft werden. Hierfür werden üblicherweise Komponentenversuche an skalierten Versuchständen durchgeführt.

Weil Turbinen-, Diffusor- und Gehäuseströmung wechselseitig voneinander abhängig sind, ist für die Diffusorauslegung eine möglichst genaue Abbildung der Turbinenabströmung notwendig. Als wichtige Einflussparameter sind beispielsweise die räumlichen Verteilungen von Strömungswinkel, Strömungsgeschwindigkeit und Totaldruck am Diffusoreintritt zu nennen. Welchen Detaillierungsgrad diese Randbedingungen erfordern, ist bislang nicht abschließend geklärt. Ein Großteil, der für diese und ähnliche Grundlagenuntersuchungen verfügbaren Diffusorversuchsstände besteht lediglich aus stationären Komponenten, weil rotierende Komponenten den konstruktiven und betrieblichen Aufwand dieser Versuchsstände signifikant erhöhen würden.

Ein Ansatz zur Reduzierung der Verluste in Turbinengehäusen mit Axial-Radial-Diffusoren besteht einerseits darin, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit mittels einer maximalen Strömungsverzögerung zu reduzieren. Andererseits sind auch die verlustbehafteten Sekundärströmungen mithilfe einer angepassten Strömungsführung weitestgehend zu vermeiden.

In den vom Institut für thermische Turbomaschinen (ITSM) der Universität Stuttgart und dem Industriepartner Everllence bearbeiteten Arbeitspaketen AP1.5 a und b steht die simulationsgestützte Auslegung kompakter Axial-Radial-Diffusoren im Vordergrund. Zu diesem Zweck stellt Everllence dem ITSM einige anwendungsnahe Versuchsspezifikationen und Geometrien für weitere Untersuchungen zur Verfügung. Im Rahmen umfangreicher Messungen an einem Diffusorprüfstand am ITSM wird die notwendige Datenbasis geschaffen, um die Vorhersagegenauigkeit von Strömungssimulationen für Turbinengehäuse mit Axial-Radial-Diffusoren zu verbessern. Mithilfe der verbesserten

Prognosemethoden soll ein Axial-Radial-Diffusor in Richtung eines gesteigerten Druckrückgewinns und reduzierter Verluste entwickelt werden. Dieser modifizierte Diffusor wird anschließend am Diffusorprüfstand des ITSM und an einem Heißgasprüfstand von Everllence hinsichtlich der erzielten Strömungs- und Performanceänderungen gegenüber dem Stand der Technik experimentell untersucht. Aufgrund der unerwartet umfangreichen Konstruktion des Diffusorversuchsstands erfolgte bereits vor dem Abschluss der Messungen eine erste Validierung des numerischen Simulationsmodells mithilfe zusätzlicher Messdaten von Everllence. Auf den Ergebnissen dieser ersten Validierung erfolgte die Diffusormodifikation. Anhand der später in diesem Vorhaben erzielten Messdaten wurde diese erste Simulationsmodellvalidierung weiterentwickelt.

Der nachfolgende Abschnitt zeigt anhand aktueller und bisheriger Untersuchungen, dass die Optimierung von Axial-Radial-Diffusoren überwiegend sehr fallspezifische Ergebnisse mit sehr beschränkten Möglichkeiten zur Verallgemeinerung liefern. Deshalb zielt auch das aktuelle Vorhaben vorrangig auf eine Verbesserung der numerischen Vorhersagegenauigkeit in ausgewählten Anwendungsfällen. Deshalb bleibt auch die Anwendung dieser Methoden in diesem Vorhaben auf einen spezifischen Optimierungsfall beschränkt.

Die Arbeiten in Arbeitspaket 4.2 des Projektes adressieren verschiedene Aspekte des Betriebs von Turbomaschinen – auch im Verbund mit den Erneuerbaren. Dazu wird eine höhere Betriebsflexibilität von Turbomaschinen in thermischen Kraftwerken gefordert, um schnell die Lastschwankungen der volatilen Energiequellen Wind und Sonne ausgleichen und damit die entstehenden Versorgungslücken sicher abdecken zu können.

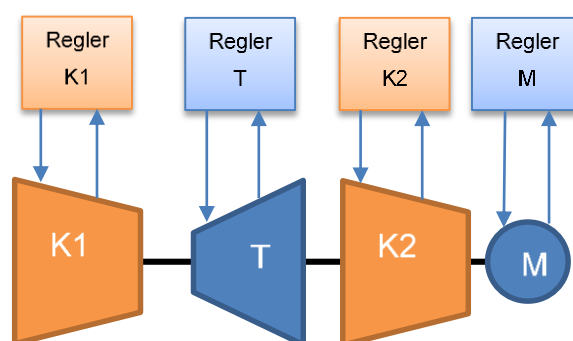


Abbildung 1: Herkömmliches, dezentrales Regelungskonzept für Turbostränge; als Beispiel dient ein Turbo- bzw. Verdichterstrang mit einer Dampfturbine (T), 2 Kompressoren (K1 und K2) sowie einer elektrischen Antriebsmaschine (M). Alle Komponenten besitzen eigene Regelungs-systeme.

In einem Verdichterstrang werden heute Antriebsmaschine (Dampfturbine) und Verdichter in der Regel unabhängig voneinander durch dezentrale PID-Regelkreise geregelt (Abbildung 1). Dies führt i. A. dazu, dass der Verbund aus

den Maschinen nicht im optimalen Betriebspunkt gefahren wird, was in erhöhtem Energieverbrauch, erhöhten Kosten und nicht zuletzt in der Regel in einer erhöhten CO₂-Emission resultiert. Das Arbeitspaket 4.2 soll durch die Verknüpfung eines prädiktiven Turbomaschinenreglers mit Künstlicher Intelligenz (KI) einen Verbundregler für den gesamten Turbostrang verwirklichen, so dass alle Maschinen des Strangs ganzheitlich betrachtet und übergeordnet koordiniert werden. Die zugrundeliegenden tiefen neuronalen Netze der KI werden hierbei während des Betriebs mit aktuellen Messdaten trainiert und liefern einen präzisen aktuellen Parametersatz für das Modell des modellprädiktiven Reglers (MPC). Der MPC findet mit Hilfe permanenter mathematischer Optimierung selbstständig den definierten optimalen Betriebspunkt des gesamten Strangs und sorgt so für eine Anpassung der Betriebsbedingungen im Sekundenbereich, wohingegen die Modelladaption über die KI eine längerfristige Optimierung kontinuierlich über die gesamte Betriebsdauer verwirklichen soll, also unter Berücksichtigung von verschiedenen Teillastsituationen, unterschiedlichen klimatischen Umgebungsbedingungen (etwa Kompressoransaugtemperatur) und Stationen des Lebenszyklus (Fouling / Verschleiß). Dafür werden Teile des Regler-Prädiktionsmodells durch KI-Modelle ergänzt. Darüber hinaus kann die Auswertung der von der KI ermittelten Modellparameter auf eine nötige Instandsetzung oder Wartung hinweisen (Predictive Maintenance).

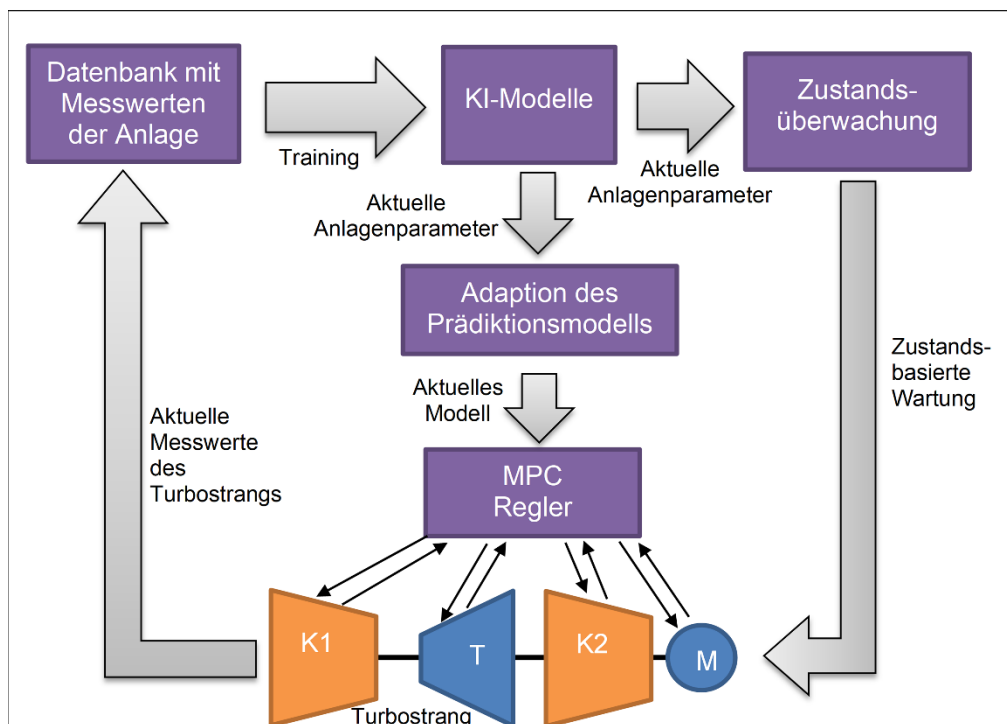


Abbildung 2: Regelungskonzept durch KI-basierten prädiktiven Turbostrangregler.

Das Grundkonzept – abgebildet in Abbildung 2 – des vorgestellten Ansatzes kombiniert also zwei höhere Verfahren der modellbasierten Automatisierungs- und Regelungstechnik:

1. Modellprädiktive Regelung basierend auf einer Zustandsvorhersage der geregelten Maschine für die unmittelbare Zukunft durch Simulation des aktuellen Betriebszustands projiziert in diese unmittelbare Zukunft. Die Prädiktion wird mit mathematischen Optimierungsmethoden in Hinblick auf eine definierte Zielfunktion optimiert und kann vom Anlagenbetreiber definiert und in ihren Zielen gewichtet werden. Die Zielfunktion kann hierbei stabile Betriebsregionen, einzuhaltende Grenzen von Betriebszuständen und Stellorganen, möglichst geringe Aktorbewegungen und schnelle Anpassungen an Sollwerte, wie Kompressoreintritts- oder Kompressoraustrittsdrücke, Drehzahlen oder Volumenströme, beinhalten. Nicht zuletzt soll als Ziel die Maximierung des Gesamtanlagenwirkungsgrades integriert werden, um damit den Energiebedarf, die CO₂-Emission und die Betriebskosten zu reduzieren. MPC sorgt so für eine Optimierung des Betriebszustands im Sekundenbereich und basiert letztlich auf der Simulation des dynamischen Modells des Turbostrangs und der Optimierung des Simulationsergebnisses in Hinblick auf die Zielfunktion.
2. Das zweite Verfahren neben MPC, das dem Konzept zugrunde liegt, stellen KI-basierte Modelle zur Zustandsermittlung des Turbostrangs bereit. Unvermeidliche, längerfristige Änderungen der Anlagenzustände ändern auch das Betriebsverhalten des Turbostrangs und seiner Komponenten. Zu solchen Änderungen zählen beispielsweise Teillastbetriebspunkte, Verschleiß von Anlagenteilen wie Ventilen, zugesetzte Ansaugfilter, aber auch geänderte Umweltbedingungen, wie saisonbedingte Kühlwassertemperaturen oder wetterbedingte atmosphärische Ansaugdrücke. Da MPC auf der Simulation des dynamischen Prädiktionsmodells des Turbostrangs beruht, sollte sich mit dem längerfristig veränderlichen Betriebsverhalten auch parallel das Verhalten des Prädiktionsmodells ändern und sich dem aktuellen Zustand der Gesamtanlage anpassen. Andernfalls würde das Prädiktionsmodell nicht mehr das aktuelle Betriebsverhalten des Turbostrangs widerspiegeln und diesen damit nicht mehr optimal hinsichtlich der Zielfunktion regeln. Diese Modellanpassung geschieht auf Basis von KI-Modellen (tiefen neuronalen Netzen oder Deep Learning), die solche fluktuierenden Systemparameter ermitteln und damit das Prädiktionsmodell des MPC an die aktuelle Situation anpassen. Dabei werden die KI-Modelle durch Messdaten ständig im Betrieb trainiert und damit verbessert.

Das vorgeschlagene Konzept verfolgt dabei folgende methodische Hauptziele:

- Kurzfristige optimale Anpassung des Anlagenzustands im Sekundenbereich durch MPC.

- Mittelfristige optimale Anpassung des Anlagenzustands im Stundenbereich durch KI-Modelle und Rückübertragung des ermittelten Zustands an das MPC-Prädiktionsmodell.
- Langfristige optimale Anpassung des Anlagenzustands über die gesamte Lebensdauer der Anlage durch selbstlernende KI-Modelle.
- MPC sorgt für eine ganzheitliche, koordinierte Regelung des Turbostrangs und damit für die Beruhigung schwankender Prozessgrößen.
- MPC sorgt für gemäßigte Stellbewegungen der Aktoren.
- Durch KI-basierte, zustandsbasierte Wartung wird vorausschauend und bedarfsgerecht instandgesetzt.

Diese methodischen Ziele sorgen für die Realisierung der höheren ökonomischen und ökologischen Ziele:

- Maximierung des instantanen Anlagenwirkungsgrads über die gesamte Lebensdauer und damit:
- Minimierung des instantanen Primärenergiebedarfs der Antriebsmaschinen über die gesamte Lebensdauer und damit:
- Reduktion der CO₂-Emissionen, typischerweise um ca. 5%.
- Verbesserung der Produktqualität in der Grundstoffindustrie oder eine gleichmäßige und bedarfsgemäß volatile Stromproduktion bei Turbogeneratoren durch geringere Schwankungen der Prozessgrößen.
- Geringerer Verschleiß in den Stellorganen (Ventile, Schrittmotoren, verstellbare Leitgitter) durch gemäßigte Stellbewegungen sorgt für eine Reduktion der nötigen Instandsetzungstermine, geringere Wartungskosten und höhere Ressourceneffizienz.
- Zustandsbasierte, vorausschauende Wartung sorgt für eine weitere Reduktion und eine längerfristige Planbarkeit der nötigen Instandsetzungstermine, da eine Wartung zu einem für den Betriebsablauf günstigen Zeitpunkt erfolgen kann, wenn die betreffende Komponente noch nicht ausgefallen ist. Dies resultiert ebenfalls in geringeren Wartungskosten, geringeren Stillstandskosten und einer höheren Ressourceneffizienz.

Die der vorgestellten Methodik zugrundeliegende Modellbildung erfolgt an der Hochschule Düsseldorf in enger Zusammenarbeit mit Everllence, wo auch die praktische Anwendung und Verwertung stattfinden. Die Arbeiten dieses Arbeitspaketes 4.2 sind ein wichtiger Beitrag im Rahmen der Digitalisierung und zur Abstimmung des Betriebsverhaltens von Einzelkomponenten im Einklang des optimierten Gesamtanlagenverhaltens. Sie werden übertragbar sein auf andere Maschinenverbünde in der Energie- und Energieprozesstechnik.

2.2. Arbeitsziele

Die Arbeitsziele und Vorgehensweise in AP 1.5 verfolgen den Ansatz, anhand umfangreicher Messungen an einem neuen Diffusorversuchsstand am ITSM sowie begleitender Strömungssimulationen zunächst eine geeignete Methode zur Strömungssimulation für Axial-Radial-Diffusoren zu entwickeln.

Zu diesem Zweck entwickelt der Industriepartner Everllence zwei Turbinenabströmgehäuse mit Axial-radial Diffusoren, bezeichnet als „Typ A“ und „Typ B“, sowie darauf angepasste anwendungsspezifische Strömungsbedingungen und stellt diese dem ITSM für weitere Untersuchungen zur Verfügung. Auf dieser Grundlage entwickelt das ITSM alle erforderlichen Prüfstandsteile passend zur am Institut vorhandenen Prüffeldinfrastruktur. Die Beschaffung und Herstellung der Prüfstandsteile übernimmt wiederum der Industriepartner Everllence.

Nach dem Prüfstands Aufbau und der Inbetriebnahme des Diffusorprüfstands am ITSM erfolgen stationäre und instationäre Messungen mit den beiden initialen Diffusoren A und B. Diese Messungen werden seitens des ITSM mit Strömungssimulationen mit verschiedenen Simulationsmodellen begleitet. Als Zwischenziele gelten der Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsergebnisse für die Diffusoren A und B sowie die Auswahl eines für die Diffusoroptimierung geeigneten Simulationsmodells.

Mithilfe des im ersten Projektabschnitts entwickelten und validierten Simulationsmodells soll anschließend der Diffusor B derart modifiziert werden, dass der Druckrückgewinn gegenüber der initialen Auslegung steigt und die Verluste sinken. Dieser modifizierte Diffusor „B mod“ wird ebenfalls am Diffusorprüfstand des ITSM experimentell untersucht, numerisch analysiert und die aerodynamischen Unterschiede gegenüber dem Initialdesign (Diffusor B) bewertet.

Ergänzend zu den Komponentenmessungen am Diffusorprüfstand des ITSM werden Turbinenmessungen für die Diffusoren „B“ und „B mod“ an einem Heißgasprüfstand von Everllence durchgeführt. Diese Messergebnisse werden mit denen des Diffusorprüfstands sowie mit den Simulationsergebnissen verglichen, um die Übertragbarkeit auf spätere Anwendungsfälle zu bewerten.

Abschließend werden basierend auf den erzielten Ergebnissen Best-Practice-Empfehlungen für die Strömungssimulation sowie für die aerodynamische Gestaltung von Axial-Radial-Diffusoren formuliert.

Zusammenfassend resultieren daraus die folgenden Ziele für dieses Arbeitspaket 1.5:

1. Aufbau eines Diffusorversuchsstands am ITSM (ITSM, Everllence),
2. Stationäre und instationäre Messungen am Diffusorversuchsstand mit verschiedenen Axial-Radial-Diffusoren bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen (ITSM),

3. Stationäre und instationäre Strömungssimulation der untersuchten Axial-Radial-Diffusoren mit verschiedenen Modellansätzen (ITSM),
4. Vergleich von Messungs- und Simulationsergebnissen (ITSM),
5. Entwicklung eines modifizierten Axial-Radial-Diffusors mit gesteigertem Druckrückgewinn und reduzierten Verlusten (ITSM),
6. Messungen mit dem modifizierten Axial-Radial-Diffusor am Diffusorprüfstand (ITSM),
7. Turbinenmessungen mit initialem und modifizierten Axial-Radial-Diffusor am Heißgasprüfstand (Everllence),
8. Vergleich der Messergebnisse von Diffusor- und Heißgasprüfstand (ITSM, Everllence),
9. Formulierung von Empfehlungen für die Strömungssimulation und Auslegung von Axial-Radial-Diffusoren (ITSM, Everllence).

Mit den durchzuführenden Arbeiten im zweiten Arbeitspaket 4.2 sollen die zahlreichen, oben bereits beschriebenen Ziele erreicht werden. Primär sind dies die Herstellung und Optimierung der Kompatibilität von Turbosträngen mit den neueren Technologien der erneuerbaren Energien sowie die Erhöhung der Energie- und Ressourceneffizienz von Turbosträngen. Im Fokus des hier beschriebenen Arbeitspaketes 4.2 steht dabei die bereits beschriebene ganzheitliche Regelung von Turbosträngen, wobei als Methoden die modellgestützte prädiktive Regelung und künstliche Intelligenz zum Einsatz kommen.

3. Stand der Wissenschaft und Technik sowie bisherige

Arbeiten

3.1. Stand der Wissenschaft und Technik

AP 1.5: Axial-Radial-Diffusoren

Am Austritt des Turbinenrotors besitzt die Strömung eine kinetische Restenergie, die beim Durchströmen der stromabwärtsfolgenden Komponenten wie Turbinenausstrittsgehäuse und den daran anschließenden Rohrleitungen als Druckverluste dissipiert. Die Höhe dieser Austrittsverluste hängt im Wesentlichen von der Strömungsgeschwindigkeit ab, sodass der dynamische Druck stromabwärts des Turbinenaustritts thermodynamisch als Verlust bilanziert wird. Demzufolge liegt in der Reduzierung der Abströmgeschwindigkeit einer Turbine ein großes Potenzial zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrads und der spezifischen Turbinenleistung: Einerseits durch geringere Verluste und andererseits durch ein gesteigertes Stufen-Druckverhältnis (Gleichung 1).

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} = 1 - \frac{1 - \frac{T_1}{T_2}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (1)$$

Zwecks Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit wird im Turbinenabströmgehäuse ein Diffusor integriert, welcher die Strömung verzögert und die kinetische Strömungsenergie teilweise in höheren statischen Druck umwandelt. Aus dieser Umwandlung resultieren zwei thermodynamische Vorteile: Einerseits sinkt der Gegendruck am Laufradaustritt, wodurch das Enthalpiegefälle und damit die spezifische Leistung der Turbinenstufe steigen. Andererseits bewirken niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten geringere Totaldruckverluste im Gehäuse und damit einen höheren Gesamtwirkungsgrad.

Mit ihrer namensgebenden Gestaltung verzögern Axial-Radial-Diffusoren einerseits über eine Querschnittszunahme die meridionale Geschwindigkeitskomponente (Axialdiffusor) und andererseits über eine Zunahme des mittleren Radius' die Drallgeschwindigkeit (Radialdiffusor).

Die aerodynamische Wirkungsweise eines Diffusors bzw. eines Turbinenausstrittsgehäuses wird in Bezug auf die erzielte Druckänderung mithilfe des Druckrückgewinns c_p

$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{p_{dyn,1}} = \frac{p_2 - p_1}{p_{tot,1} - p_1} \quad (2)$$

und in Bezug auf die Dissipation mithilfe des Verlustbeiwerts ζ beschrieben

$$\zeta = \frac{p_{tot,1} - p_{tot,2}}{p_{dyn,1}} = \frac{p_{tot,1} - p_{tot,2}}{p_{tot,1} - p_1} \quad (3)$$

Infolge der speziellen Bauform wird in Axial-Radial-Diffusoren die Strömung nicht nur verzögert, sondern auch von der axialen in die radiale Richtung umgelenkt. Damit ermöglicht die Verwendung von Axial-Radial-Diffusoren in Turbinenabströmgehäusen eine besonders kompakte Bauweise. Allerdings wird die ablösefreie Verzögerung durch den starken positiven Druckgradienten deutlich erschwert. Zudem entsteht durch die einseitige radiale Abströmrichtung ein asymmetrisches Strömungsfeld im Abströmgehäuse und im Diffusor mit einer zusätzlichen Gefahr für eine Schwingungsanregung der Turbine.

Die Vorauslegung von Axialdiffusoren basiert häufig auf den Untersuchungen von Sovran und Klomp [SOV67] sowie empirischen Empfehlungen wie beispielsweise von Japikse [JAP84]. Dabei werden die wesentlichen geometrischen Diffusor-Abmessungen wie beispielsweise das Flächenverhältnis mit den veröffentlichten Daten über den zu erwartenden Druckrückgewinn und daraus resultierenden Verluste verknüpft (vergl. Gleichungen 2 und 3).

Mit dem Aufkommen von numerischen Strömungssimulationen wurden auch erste Berechnungen für Axial-Radial-Diffusoren durchgeführt, beispielsweise von Tindell und Alston [TIN85]. Diese wurden relativ bald von Solodov und Gnesin [SOL97] um den Einfluss der letzten Turbinenstufe ergänzt – anfangs noch mit reibungsfreien Modellen und daher nur mit beschränkter Aussagefähigkeit. Luniewicz et al. [LUN97] konnten durch ein kombiniertes experimentelles und numerisches Vorgehen zur Verbesserung der Strömungsverhältnisse im Diffusor-Endstufensystem bei der Modernisierung einer 200-MW-Dampfturbine eine Leistungssteigerung von bis zu 1000 kW im Auslegungspunkt erzielen. Gleichzeitig wurden Schwingungsanregungen der letzten Stufe beseitigt. Beide Ergebnisse weisen auf das enorme Potential der Verbesserung im Turbinen-Diffusor bzw. im Abströmgehäuse hin.

Wie bereits erwähnt wurde, ist die möglichst detaillierte Abbildung der Turbinenabströmung für eine korrekte strömungsmechanische Bewertung des Diffusors unbedingt notwendig. Jedoch ist der Berechnungs- und Modellierungsaufwand für die Simulation der reibungsbehafteten Strömung in Diffusoren in Kombination mit der letzten Turbinenstufe sehr hoch, sodass verschiedene Ansätze zur Kopplung von Turbine und Diffusor entwickelt und untersucht wurden. Liu und Hynes [LIU02a], [LIU02b] verwenden ein sogenanntes Actuator-Disc-Modell, welches die Abströmung der Turbinenstufe über analytische Korrelationen abbildet, um den Rechenaufwand zu reduzieren. Im weiteren Verlauf ermöglichten wesentlich leistungsfähigere Rechner die numerische Abbildung der letzten Turbinenstufe. Infolge der weiterhin beschränkten Rechenressourcen wird zunächst jedoch nur die aerodynamische Wirkung der Stufe auf den Diffusor untersucht (unidirektionale Kopplung). Hierzu wird in vielen Fällen nur eine Turbinenpassage berechnet und das resultierende Strömungsfeld als Randbedingung für die Diffusorsimulation genutzt (vergl. Burton et al. [BUR14], Tanuma et al. [TAN14]). Zur Abbildung der in Axial-Radial-Diffusoren auftretenden Umfangsasymmetrie, welche dadurch zustande kommt, dass die Strömung das Gehäuse radial nur in einer

Richtung verlassen kann, werden Stufenberechnungen für verschiedene Gegendrücke von Beevers et al. [TAN14] und Polklas [POL04] durchgeführt.

Soll neben der Diffusor-Durchströmung auch die Wechselwirkung und der Einfluss der letzten Turbinenstufe betrachtet werden, ist eine bidirektionale Kopplung erforderlich. Wegen der angesprochenen Umfangsasymmetrie ist hierfür eine 360°-Modellierung erforderlich, die mit einem entsprechend hohen Berechnungsaufwand verbunden ist. Solche Simulationen waren bislang für industrielle Auslegungsprozesse selbst unter der Annahme einer stationären Strömung nur selten wirtschaftlich umsetzbar. Für die Kopplung der Rechengebiete von rotierendem System (Laufschaufel) und stehendem System (Diffusor) wird hierfür bislang zumeist das Frozen-Rotor-Verfahren eingesetzt (vergl. Li et al. [LIZ12], Verstraete et al. [VER12]). Dabei steht der Rotor relativ zum Gehäuse still, d.h. die eigentlich rotierenden Positionen der Laufschaufel-Nachlaufdüsen oder -stöße werden ortsfest in den Diffusor übertragen. Eine Verbesserung hierzu bieten frequenzbasierte Lösungsverfahren wie beispielsweise das Nonlinear-Harmonic-Verfahren (NLH) von Cadence/Numeca, welches die Abbildung von Störungen als harmonische Vielfache der Rotorumdrehungen erlaubt, indem das Gleichungssystem im Frequenzbereich gelöst wird. Ein Vergleich dieser Methode mit dem Frozen-Rotor-Verfahren ist der Veröffentlichung von Burton et al. [BUR15] zu finden. Ein weiterer neuer Ansatz zur Abbildung von Umfangsasymmetrie ist die Verwendung von mehreren Mischungsebenen durch Stein et al. [STE16].

Eine der wenigen Studien, welche auch die instationären Effekte und Wechselwirkungen zwischen Turbinenstufe, Diffusor und Abströmgehäuse auflöst, wurde von Fu et al. [FUJ07] durchgeführt. Parallel zur numerischen Simulation der Strömung in einem luftbetrieblenen, skalierten Versuchsstand wurden auch Validierungsmessungen durchgeführt. Als Ergebnis dieser Arbeit ist unter anderem festzuhalten, dass die Druckschwankungen durch die Umfangsasymmetrie in der Abströmung und damit eine mögliche Schwingungsanregung deutlich stärker ausfallen als durch die Rotor-Stator-Interaktion innerhalb der Stufe. Weiterhin stellen Fu et al. [FUJ07] fest, dass auch bei ablösungsfreier Strömung im Diffusor eine instationäre Strömung im Abströmgehäuse vorliegt, wenngleich mit relativ geringen Druckamplituden.

Insgesamt fällt zudem auf, dass ein großer Anteil der numerischen Studien, die in den letzten Jahren auf diesem Fachgebiet publiziert wurden, keine oder nur eine rudimentäre Validierung der Ergebnisse mit Messdaten enthält. Dieser Umstand ist umso erstaunlicher, als bekannt ist, dass beispielsweise das $k-\epsilon$ -Turbulenzmodell, welches häufig als Standardmodell für viele CFD-Applikationen eingesetzt wird, den für den Diffusor entscheidenden Druckrückgewinn nur ungenügend vorhersagen kann. So zeigt beispielsweise die Studie von Beevers et al. [BEE10], dass der Druckrückgewinn in den numerischen Berechnungen im Vergleich zu Messdaten aus einem skalierten Versuchsstand teils deutlich überschätzt wird. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen aus dem Bereich der Strömungssimulation von Axialdiffusoren durch Brouwer und

Vogt [BRO15]. Bessere Übereinstimmung kann mit dem Shear-Stress-Transport-Modell (SST) von Menter [MEN94] erzielt werden, wie beispielsweise Stein et al. [STE16], Guillot et al. [GUI15] oder Munyoki et al. [MUN17] berichten. In allen drei Veröffentlichungen werden die numerischen Ergebnisse mit Hilfe von Messdaten aus einem skalierten Turbinenversuchsstand von Stein et al. [STE16] oder aus einem skalierten Diffusorversuchsstand wie bei Guillot et al. [GUI15] oder Munyoki et al. [MUN17] ohne rotierende Komponenten validiert. Zum Teil wird eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erreicht, jedoch kommt es vor allem im Off-Design-Bereich zu erheblichen Abweichungen.

Es ist festzustellen, dass es bislang keinen umfassend validierten Überblick über die Eignung verschiedener Turbulenzmodelle bis hin zu skalenadaptiven Verfahren wie von Menter und Egorov [MEN05] und Kopplungsverfahren zwischen dem stationären und rotierenden System für die numerische Berechnung von Axial-Radial-Diffusoren gibt. In Bezug auf die Notwendigkeit der Auslegung von effizienten Diffusoren besteht dementsprechend eine erhebliche Wissenslücke.

Turbine und Diffusor sind aufgrund aerodynamischer Wechselwirkungen miteinander gekoppelt und sollten deshalb wie beispielsweise von Mihailowitsch et al. [MIH18] als gekoppeltes Strömungssystem untersucht werden. Diese Kopplung besteht insbesondere darin, dass die Abströmung aus der Turbine die Eintrittsbedingungen in den Diffusor und damit dessen aerodynamisches Verhalten und seine Rückwirkungen (Gegendruck) auf die Stufe beeinflusst. Die Turbinenabströmung einschließlich der Rotorspitzen-Leckageströmung und damit das aerodynamische Diffusorverhalten variieren mit den Betriebsbedingungen der Turbine (Mihailowitsch et al. [MIH18]). Zu den wesentlichen Einflussparametern zählen die Verteilungen von Totaldruck, Strömungsdrall, Rotorspalt-Leckageströmung und Turbulenzintensität (Mihailowitsch et al. [MIH18], Vassiliev et al. [VAS12], Hirschmann et al. [HIR12], Fleige et al. [FLE02], Volkmer et al. [VOL11]).

Der Einfluss der Rotorspitzen-Leckageströmung auf die Diffusorströmung wird aufbauend auf aktuellen und bisherigen Untersuchungen unterschiedlich bewertet und ist damit sehr fallspezifisch (Mihailowitsch et al. [MIH18], Farokhi [FAR87], Yoon [YOO09], Zimmermann und Stetter [ZIM93], Zimmermann und Stetter [ZIM92], Willinger und Haselbacher [WIL98], Quest und Scholz [QUE82]). Einerseits sollte der Rotorspalt zugunsten der Turbinenströmung und -charakteristik möglichst klein gewählt werden (Mihailowitsch et al. [MIH18]). Andererseits kann die Rotorspalt-Leckageströmung die Diffusorströmung stabilisieren, den Druckrückgewinn steigern und damit das Gesamtsystem verbessern (Farokhi [FAR87]).

Die Parameter, welche einen signifikanten Einfluss auf die Diffusorströmung haben, sind vor allem der Strömungsdrall, das Totaldruckprofil und der Spaltmassenstrom aufgrund der Leckage über die letzte Laufschaufelreihe hinweg. Der Einfluss dieser Größen wurde in einer Vielzahl von Studien belegt.

Kluttig [KLU89] weist anhand von Modelluntersuchungen darauf hin, dass eine drallbehaftete Strömung die Druckumsetzung im Diffusor verbessert. Es wurde auch gezeigt, dass ein Druckrückgewinn im Diffusor nur in einem gewissen Bereich des Erweiterungswinkels des Strömungskanals erzielbar ist. Insgesamt konnte der Druckverlust in einem Dampfturbinen-Austrittsgehäuse, der über einen weiten Betriebsbereich ermittelt wurde, signifikant reduziert werden. Auch die Studie von Fu und Liu [FUJ10] betont die aerodynamische Bedeutung des Strömungsdralls am Diffusoreintritt. Die experimentellen Ergebnisse von Garkusha et al. [GAR88], welche den Einfluss der Spaltströmung auf den Wirkungsgrad der letzten Stufe und des nachfolgenden Diffusors dokumentieren, werden beispielsweise durch experimentelle Untersuchungen von Finzel et al. [FIN11] oder numerische Studien von Burton et al. [BUR13] und Burton et al. [BUR15] gestützt. Kombinierte analytische und experimentelle Untersuchungen an Industrieturbinen sowie Modellen von Abdampfgehäusen führten Gray et al. [GRA89] durch. Ihre Messungen zeigen den Einfluss der Totaldruckverteilung und des Strömungsdralls am Turbinenaustritt auf die Verlustentstehung im Abdampfgehäuse. Basierend auf den gewonnenen experimentellen Daten und auf Untersuchungen an einem luftdurchströmten Modell sowie ergänzt durch analytische Berechnungen und durch Visualisierungen in einem Flachwasserkanal konnte eine verbesserte Gehäusegeometrie entworfen werden.

Umstritten ist bislang die Rolle der Sekundärströmung im Nachlauf der letzten Schaufelreihe im Hinblick auf die Diffusorstabilität. Einige Studien weisen darauf hin, dass die Wirbelstrukturen innerhalb der Nachlaufströmung einen stabilisierenden Impuls- und Energietransport in die Grenzschichtströmung bewirken und dadurch das Auftreten von Grenzschichtablösungen unterdrücken oder verzögern (Kluß et al. [KLU09], Drechsel et al. [DRE15], Kuschel et al. [KUS15]). Dieser Wirkmechanismus konnte bisher jedoch nur in einem Niedergeschwindigkeits-Versuchsstand gezeigt werden (Sieker und Seume [SIE08], Kuschel und Seume [KUS11]); bislang gibt es keine dokumentierten Testfälle mit Turbinengeometrien oder unter realitätsnahen Bedingungen. Auf diesem Gebiet besteht damit auch zukünftig ein zusätzlicher Untersuchungsbedarf.

Die Durchströmung von Axial-Radial-Diffusoren und der dadurch erzielbare Druckrückgewinn sind vor allem im Bereich der großen Kraftwerksdampfturbinen bereits seit langem Gegenstand der Forschung. Tanuma et al. [TAN11] bewerten die verschiedenen Verluste innerhalb einer Kraftwerksdampfturbine, wobei die Abströmverluste aus der Niederdruck-Turbine nach den Profilverlusten der ND-Stufen den größten Anteil haben. Daraus ergibt sich ein sehr hohes Potential für mögliche Wirkungsgradverbesserungen durch eine verbesserte Nutzung dieser kinetischen Strömungsenergie. Eine sehr gute Übersicht von Arbeiten zu Axial-Radial-Diffusoren und Abströmgehäusen wurde von Burton et al. [BUR13] vorgelegt.

Den Einfluss der Wechselwirkungen zwischen der Turbinenstufe und dem Diffusor auf die aerodynamische Optimierung zeigen die Ergebnisse von

Tanuma et al. [TAN11] und Cremanns et al. [CRE14]. Werden im Rahmen einer Mehrkomponenten-Optimierung sowohl der Rotor einer Axialturbinenstufen als auch das stromabwärts folgende Abströmgehäuse mit Axial-Radial-Diffusor im Systemverbund optimiert, kann je nach gewähltem Optimierungsziel entweder der Wirkungsgrad um bis zu 0,49 Prozentpunkte gegenüber der initialen Auslegung gesteigert werden (Tanuma et al. [TAN11]) oder bei unveränderter Stufeneffizienz die spezifische Leistung um bis zu 1,8% erhöht werden (Cremanns et al. [CRE14]). Im erstgenannten Fall von Tanuma et al. [TAN11] stammen 70% der erzielten Wirkungsgradsteigerung aus der Optimierung der Rotorscheufel und nur 30% aus der Diffusoroptimierung. Im nächstgenannten Fall von Cremanns et al. [CRE14] wurde der Wirkungsgrad der Stufe im Rahmen einer vorherigen Optimierung der Turbinengeometrie bereits um 1,9 Prozentpunkte gesteigert zugunsten einer um 1,4% reduzierten spezifischen Leistung. Eine anschließende Optimierung des Diffusors kann die spezifische Leistung des Initialdesigns wiederherstellen unter Beibehaltung des optimierten Wirkungsgrads (Cremanns et al. [CRE14]). Der wesentliche zusätzliche Vorteil einer gekoppelten Optimierung von Turbinenstufe und Diffusor nach Cremanns et al. [CRE14] besteht in einer zusätzlichen Steigerung der spezifischen Leistung um 1,8%, während der Wirkungsgradgewinn von 1,9 Prozentpunkten größtenteils aus der Stufenoptimierung stammt. Im Fall von Tanuma et al. [TAN11] ist die Wirkungsgradsteigerung infolge einer gekoppelten Optimierung von Turbinenstufe und Diffusor um 40% höher als bei einer entkoppelten Optimierung der beiden Komponenten.

Vor der Einführung und Verbreitung der numerischen Strömungssimulation wurden zumeist Messungen an Turbinendiffusoren direkt in Kraftwerken durchgeführt, um Erkenntnisse über die vorliegenden Turbinen- und Diffusorströmungen zu gewinnen. Beispielsweise zeigen Drokonov und Zaryankin [DRO72] durch Messungen im Abdampfgehäuse einer Dampfturbine, dass durch Verbesserungen der Strömungsführung im Niederdruckbereich der Wirkungsgrad von Dampfturbinen deutlich erhöht werden kann. In ihrer Veröffentlichung weisen auch sie darauf hin, dass das Abdampfgehäuse nicht aerodynamisch isoliert, sondern in Verbindung mit der Turbinenabströmung untersucht werden sollte. Yudin [YUD89] bestätigt, dass die Verluste des Abdampfsystems sehr stark durch die Beschaffenheit des Axial-Radial-Diffusors bestimmt werden, dessen Wirkungsgrad wiederum von der Verteilung der Strömungsgrößen stromabwärts der letzten Stufe abhängt. Untersuchungen des Abdampfsystems ohne Berücksichtigung des Turbinenabströmfeldes werden vor diesem Hintergrund als nicht sehr aussagekräftig bezeichnet. Auch Lagun et al. [LAG91] weisen auf die Notwendigkeit hin, aerodynamische Untersuchungen nicht nur an Einzelkomponenten vorzunehmen. Die Zuströmbedingungen in den Diffusor, welche die Strömungsstruktur und den Wirkungsgrad des Abdampfgehäuses nachhaltig beeinflussen, sollten möglichst detailliert nachgebildet werden. Insbesondere bei den heute üblichen hohen Austrittsgeschwindigkeiten aus der Turbinenstufe ist dies erforderlich.

Der von Tanuma et al. [TAN11] beschriebene optimale achsensymmetrische Diffusor hat ein gegenüber der Initialgeometrie um 14% gesteigertes Flächenverhältnis und einen um 9% gesteigerten Druckrückgewinn. Im Fall von Cremanns et al. [CRE14] sinkt der Druckrückgewinn um 1,4% trotz eines um 1,4% vergrößerten Flächenverhältnisses.

Diese Untersuchungen zeigen, dass das Ergebnis einer gekoppelten Optimierung von Turbine und Diffusor und die zu erzielende Verbesserungen infolge der Turbinen-Diffusor-Wechselwirkungen stark vom untersuchten Anwendungsfall abhängt. Beide Fälle von Tanuma et al. [TAN11] und Cremanns et al. [CRE14] zeigen jedoch, dass die Turbinenstufe einen Großteil zur Wirkungsgradsteigerung in der Optimierung des Turbinen-Diffusor-Verbunds beiträgt und dass der Diffusor für eine zusätzliche Verbesserung an die geänderten Abströmbedingungen der Turbine angepasst sein muss. Damit unterstreichen diese Untersuchungen (Tanuma et al. [TAN11], Cremanns et al. [CRE14]) die Bedeutung einer möglichststen akkuraten Prognose der Diffusorströmung für das Ergebnis der gekoppelten Turbinen-Diffusor-Optimierung.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Turbine und der folgende Diffusor untereinander strömungsmechanisch stark gekoppelt sind und sich in ihrem aerodynamischen Verhalten wechselseitig beeinflussen. Diese Kopplung macht eine spezifische Analyse oder gar Trennung der spezifischen Ursachen und ihrer Auswirkungen im gekoppelten Gesamtsystems „Turbine-mit-Diffusor“ komplex bis unmöglich. Innerhalb gewisser Grenzen bleibt damit unklar, ob beobachtete Änderungen in der Turbinen-Performance infolge einer geänderten Diffusorströmung als Ursache oder als Auswirkung zu bewerten sind.

Obschon ein erhebliches Potential zur Wirkungsgradsteigerung durch die Reduzierung der Abströmverluste besteht, sind in der Literatur verhältnismäßig wenige konkrete Ansätze zur Steigerung der Effizienz mittels einer modifizierten Turbinenabströmung zu finden. Zum Teil wurden Versuche unternommen, die Strömungsführung durch das Einbringen von Leitblechen zu verbessern (Mizumi et al. [MIZ12]). Solche Ansätze bringen zwar teilweise eine Verbesserung im Auslegungsfall, sind jedoch oftmals unter veränderten Betriebsbedingungen nachteilig. Um das Verständnis der Strömungsphänomene im Diffusor und im Abströmgehäuse zu verbessern, schlagen Mizumi et al. [MIZ12] und Yin et al. [YIN16] eine Methode vor, bei welcher der Diffusoreintritt in Sektoren aufgeteilt und die komplexe Strömungstopologie durch die sektorweise Visualisierung von Stromlinien einer vereinfachten Betrachtung zugänglich gemacht wird. Basierend auf dieser Methode, die von Munyoki et al. [MUN18] weiter verbessert wurde, konnte gezeigt werden, dass die höchsten Verluste in der Abströmung dort auftreten, wo das radial aus dem Diffusor strömende Fluid auf die einhüllende Gehäusewand trifft und umgelenkt wird. Hierbei bilden sich Wirbel, die eine sehr hohe Dissipation verursachen. Weiterhin zeigten Munyoki et al. [MUN17] und Munyoki et al. [MUN18] durch einfache Variationen der Gehäusegeometrie, dass eine positive Beeinflussung der Strömung

im Diffusor und im Abströmgehäuse durch vergleichsweise einfache Maßnahmen möglich ist. Eine gezielte Nutzung der Spaltleckageströmung wurde bislang jedoch trotz ihres vielfach nachgewiesenen starken Einflusses auf die Diffusorströmung nicht realisiert.

AP 4.2: KI-basierte modellprädiktive Regelung

Im Bereich der Turbomaschinen dominieren klassische, dezentrale PID-Regler. Turbostränge bzw. Maschinensätze, bei denen mehrere Turbomaschinen (Turbinen, Verdichter, Expander, ...) mechanisch gekoppelt sind, werden demzufolge mit dezentralen PID-Reglern für jede einzelne Maschine versehen [BOH08], [BOH05], [UDD12], siehe auch Abbildung 1. Im einfachen Fall eines dampfturbinengetriebenen Kompressors werden für den Normalbetrieb mindestens zwei Betriebsregler benötigt, z. B. der Pumpgrenzregler, der den Kompressor in einem stabilen Betriebspunkt halten soll, und der Drehzahlregler der Dampfturbine, der die Drehzahl der Dampfturbine unabhängig von der aktuell benötigten mechanischen Leistung auf ihrem Sollwert halten soll. Der Pumpgrenzregler liefert dabei meist den Sollwert für den Drehzahlregler der Dampfturbine. Sind mehrere Kompressoren im Strang, wie es bei vielen Anlagen für die Luftzerlegung oder in der chemischen Grundstoffindustrie der Fall ist, weisen diese Maschinen weitere Regler und Stellorgane (z. B. verstellbare Leitgitter) auf, um diese Maschinen in einem aktuell benötigten Arbeitspunkt zu fahren. Die feste Zuordnung eines eigenen, dezentralen Reglers für jede Regelaufgabe sorgt dafür, dass jede Maschine nur individuell betrachtet wird und keinesfalls durch eine übergeordnete Regelung ein aktueller gesamt optimaler Betriebspunkt für den Turbostrang erreicht wird, mit dem etwa der Primärenergiebedarf und damit der CO₂-Ausstoß verringert werden könnte.

Die im durchgeführten Vorhaben beabsichtigten Ansätze, einerseits einen modellprädiktiven Regler als übergeordneten, zentralen Turbostrangregler zu verwenden und andererseits fluktuierende und unbekannte Prozessparameter des Regler-Prädiktionsmodells mit Deep Learning-Methoden der KI zu ermitteln, sind neu. Zwar wurden im Bereich der Turbomaschinen beide Methoden, also modellprädiktive Regelung [COR12], [COR18], [TOR17] und Deep Learning [DET18], [ZHA17], [FAN18], unabhängig voneinander bereits einzeln erfolgreich eingesetzt. Die Kombination beider Methoden zu einem Gesamtsystem für Turbomaschinen ist nach dem Kenntnisstand der Antragssteller jedoch noch nicht durchgeführt worden.

Die modellprädiktive Regelung wird seit ca. 2 Jahrzehnten in der Verfahrenstechnik erfolgreich dort eingesetzt, wo komplexe Prozesse mit vielen Ein- und Ausgangsgrößen geführt werden müssen [MAY14]. Die Anwendung beschränkt sich in der Regel auf träge Prozesse mit Zeitkonstanten im Minutenbereich, da für die modellprädiktive Regelung rechenintensive Optimierungsprobleme parallel zum laufenden Prozess gelöst werden müssen. Durch den Einsatz neuer Automatisierungshardware mit Multi-Core-Prozessoren und effizienten Optimierungsalgorithmen lässt sich MPC inzwischen auch für

schnellere Prozesse [FER07], [ALB15], wie die Turbomaschinenregelung, nutzen, was Everllence bereits erfolgreich für einzelne Dampfturbinen umgesetzt hat.

KI in Form von künstlichen neuronalen Netzen bzw. Deep Learning erlebt in Wissenschaft und Technik zurzeit einen Boom. Dies liegt insbesondere an der erfolgreichen Anwendung und Weiterentwicklung dieser Methoden, insbesondere durch die großen Internet-, Kommunikations- und IT-Handelskonzerne. Die Anwendung der KI-Algorithmen in der Automatisierungstechnik, wie sie in diesem Arbeitspaket erfolgte, profitiert ebenfalls wie die MPC-Algorithmen von der schnellen Automatisierungshardware, die nun erhältlich ist.

3.2. Bisherige Arbeiten

Everllence SE

In Verbindung mit der Entwicklung einer neuen Turbinenstufe wurde bei Everllence stets der nachfolgende Diffusor an die vorhandenen Laufschaufelabströmbedingungen angepasst. Da von Everllence sowohl axial- als auch radialdurchströmte Turbinen entwickelt werden, existiert seitens des Industriepartners eine Vielzahl an Turbinen mit unterschiedlichen Abströmdiffusoren. Entsprechend umfangreich ist die vorhandene Erfahrung in der Auslegung und Bewertung dieser Komponenten.

In der Vergangenheit wurde bei der Diffusorauslegung häufig von einem 2D-Entwurf ausgegangen, von dem aus ein rotationssymmetrischer 3D-Sektor erzeugt wurde. Die Annahme eines konstanten thermodynamischen Zustands bzw. der Einsatz einer vorgeschalteten Turbinenstufe liefert die Eintrittsrandbedingung. Eine wissenschaftliche Betrachtung der Einflussparameter wurde insbesondere im Bereich der Turboladerentwicklung bisher nicht durchgeführt.

Auf dem Gebiet der Regelung von Turbomaschinensträngen forschen Everllence und die Hochschule Düsseldorf seit 2006 in Kooperation mit der Ruhr-Universität Bochum an der modellprädiktiven Regelung und dynamischen Optimierung von Turbomaschinen und Energiesystemen [MIE15], [JOS14], [GRO13], [NIE11], [GRO11], [GRO09a], [GRO09b].

Im Rahmen des AG Turbo Vorhabens Ecoflex 1.3.1 (FKZ 03ET7090D) hatte Everllence einen neuen Strangreglerentwurf für die energetisch optimale Fahrweise eines Kompressorstrangs einer Luftzerlegungsanlage untersucht. Die Arbeiten beinhalteten Modellierung und Simulation eines solchen Stranges, Entwicklung von Konzepten zur Leistungsoptimierung sowie den Entwurf eines neuen Strangreglers und dessen Erprobung anhand von Echtzeitsimulationen.

Die Weiterentwicklung des modellprädiktiven Reglers zu einem anlagenweiten, KI-gestütztem Strangregler stellt eine logische Weiterentwicklung der bisherigen Arbeiten des Antragsstellers dar.

Universität Stuttgart (ITSM)

Wie bereits oben erwähnt wurde, verfügt das ITSM an der Universität Stuttgart über umfangreiche Erfahrungen bei der Untersuchung axial-radialer Diffusorströmungen in Dampfturbinenanwendungen, sowohl experimentell als auch numerisch. Zur Vorbereitung der Arbeiten im Arbeitspaket 1.5 sind Forschungsarbeiten am System Turbinenendstufe-Diffusor-Abströmgehäuse beim Partner ITSM der Universität Stuttgart seit Mitte der 80er Jahre durchgeführt worden. Damit hatte sich der Partner für dieses Arbeitspaket durch zahlreiche Erfahrungen hervorragend für die durchgeführten Aufgabenstellungen qualifiziert.

Bis 2017 wurde für diese Untersuchungen ein bereits im ITSM vorhandener Axial-Radial-Diffusor-Versuchsstand genutzt. Umfangreiche Messkampagnen wurden unter anderem von Finzel, Haase und Munyoki [MUN17] durchgeführt. Diese Messungen beschränkten sich auf das Diffusormodul und vernachlässigten zusätzliche aerodynamische Effekte, die in der oberen Haube und im Auslassbereich des Abströmgehäuses auftreten. Durch einen metallischen Drallkörper wurden fallspezifische Strömungswinkel erzeugt, die es ermöglichten, unter ähnlichen aerodynamischen Bedingungen wie bei Nenn-, Über- und Teillast industriellen Dampfturbinen zu messen. Die pneumatischen Messungen erfolgten hauptsächlich an den Ein- und Auslassflächen des Diffusors. Konkret wurden zwei pneumatische Sonden radial an verschiedenen Umfangspositionen verfahren und die Wanddrücke entlang des Ein- und Auslasskanals des Diffusors gemessen.

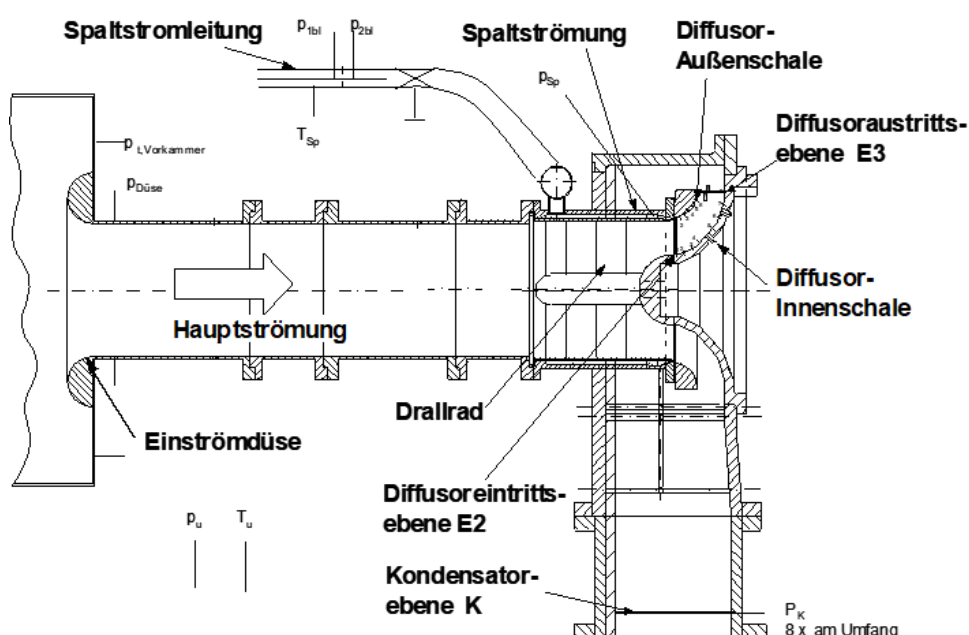


Abbildung 3: ITSM Axial-Radial-Diffusor-Versuchsstand bis 2017

Hochschule Düsseldorf (HSD)

Die Hochschule Düsseldorf forscht seit 2006 an der modellprädiktiven Regelung und dynamischen Optimierung von Turbomaschinen und Energiesystemen. Im Rahmen dieser Forschung sind einige Publikationen in nationalen und internationalen Zeitschriften entstanden [MIE15], [JOS14], [GRO13], [NIE11], [GRO11], [GRO09a], [GRO09b]. Im Rahmen des Ziel 2-Projekts REDUSIM, gefördert durch das Land Nordrhein-Westfalen und die EU, entstand ein industrietauglicher MPC-Regler für solarthermische Kraftwerke [MIE15], [JOS14]. Der Prototyp dieses prädiktiven Turbomaschinenreglers wurde 2017 in Kooperation mit Everllence erfolgreich für eine Industriedampfturbine umgesetzt.

4. Ausführliche Beschreibung der Ergebnisse

Die Arbeiten von Everllence und seinen Partnern sind mit den anderen Aktivitäten des Verbundprojektes AG Turbo RoboFlex vernetzt. Die Zusammenarbeit und der Informationsaustausch mit den anderen Projektpartnern erfolgte durch regelmäßige Arbeitskreissitzungen, die zweimal im Jahr von der AG Turbo organisiert werden, an denen über alle Projekte berichtet wird.

Das Vorhaben wurde in Zusammenarbeit mit den Hochschulpartnern bearbeitet, die Arbeiten sind eng verzahnt und wurden zum Teil auch gemeinsam ausgeführt. Generell liegt der Schwerpunkt der Tätigkeiten der Hochschulen auf der Schaffung der grundlegenden wissenschaftlichen und technischen Basis, während die Umsetzung in die Praxis und die industrielle Verwertung beim Industriepartner liegt.

4.1. AP 1.5: Axial-Radial-Diffusor (Kooperation mit ITSM)

Übersicht AP 1.5

Zur Erreichung der Arbeitsziele untergliederte sich dieses Arbeitspaket in folgende Abschnitte:

- Versuche am Diffusorprüfstand (ITSM, Everllence),
- Diffusor-Strömungssimulationen (ITSM),
- Diffusor-Optimierung (ITSM),
- Heißgas-Turbinenversuche (Everllence),
- Best-Practice-Empfehlungen (ITSM, Everllence).

Everllence spezifiziert die Strömungsgeometrien und -randbedingungen anhand industrieller Anwendungsfälle und übergibt diese an die Universität Stuttgart. Anhand dieser Vorgaben entwickelt das ITSM einen Diffusorprüfstand und übernimmt die aerodynamische Auslegung sowie die Konstruktion weiterer Bauteile. Anschließend werden diese Bauteile über den Einkauf von Everllence beschafft.

Mithilfe des entwickelten Diffusorprüfstands führt die Universität Stuttgart anschließend umfangreiche aerodynamische Messungen für die zuvor definierten Geometrien und Strömungsbedingungen durch. Diese Messungen erfassen neben stationären auch instationäre Messdaten.

Die experimentellen Diffusoruntersuchungen werden begleitet von numerischen Strömungssimulationen. Diese umfassen Studien zu Netzeinflüssen, Turbulenzmodellen, Modellumfängen sowie instationären Phänomenen.

Auf der Grundlage von bis dahin erzielten Mess- und Simulationsergebnissen erfolgt auch eine numerische Optimierung einer der beiden untersuchten Diffusorgeometrien. Hierfür wird die Basisgeometrie parametrisiert und eine automatische Optimierung mithilfe stationärer Strömungssimulationen durchgeführt.

Nach Auswahl einer der modifizierten Diffusorgeometrien wird diese in Turbinenversuchen an einem Heißgasprüfstand von Everllence gegenüber der unveränderten Ursprungsgeometrie untersucht. Zu diesem Zweck werden zwei Gehäuse sowohl mit der ursprünglichen als auch mit der modifizierten Diffusorgeometrie gefertigt und in Kombination mit mehreren Axialturbinen-Varianten hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Strömungsbedingungen sowie Leistungscharakteristik untersucht.

Abschließend werden die im Vorhaben erzielten Ergebnisse zusammengefasst. Die analysierten Zusammenhänge werden als Best-Practice-Empfehlungen für die Strömungssimulation von Axial-Radial-Diffusoren formuliert.

Vorarbeiten AP 1.5

Everllence definiert die Strömungsgeometrien für die zu untersuchenden Axial-Radial-Diffusoren in Form von zwei Turbinenabströmgehäusen sowie die zugehörigen strömungsmechanischen Randbedingungen. Die Randbedingungen stammen aus Simulationsmodellen mit verschiedenen Axialturbinenstufen mit Zuströmgehäuse und den relevanten Abströmgehäusen (Abbildung 4). An einer Auswerteebene zwischen dem Austritt aus der Turbinenbeschaukelung und dem Eintritt in den Axial-Radial-Diffusor werden die erforderlichen Strömungsbedingungen als umfangsgemittelte Verteilungen über der Kanalhöhe ermittelt. Zusätzlich werden an dieser Position der simulierte Massenstrom sowie die Mittelwerte für Druck und Temperatur ermittelt. Diese Werte dienen in Kombination mit den geometrischen Abmessungen und spezifischen Gaseigenschaften für eine Übertragung der reduzierten Betriebsparameter von der industrienahen Anwendung auf die universitären Prüfstandsbedingungen.

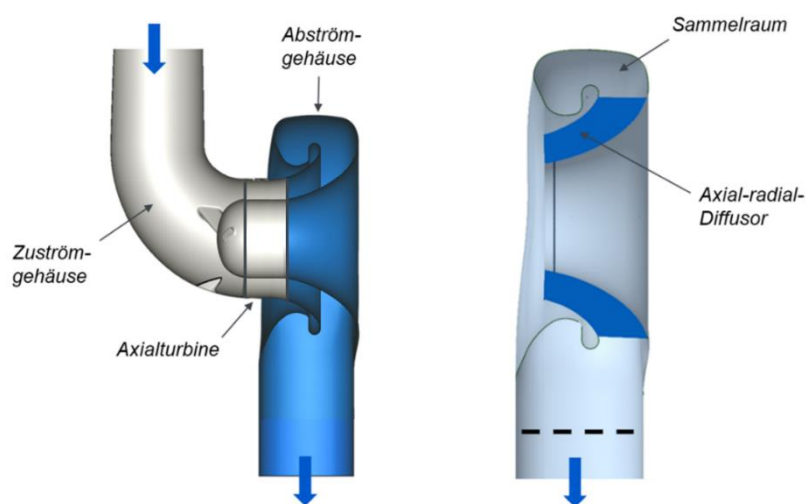


Abbildung 4: Turbine mit Gehäusen (links) und Axial-Radial-Diffusor (rechts)

Die beiden Simulationsmodelle repräsentieren die zwei Konfigurationen „Diffusor A“ und „Diffusor B“. Für jede der beiden Konfiguration wurden jeweils vier Betriebspunkte definiert (Tabelle 1):

- Geringer Durchsatz: Teillast-Betriebspunkt und Volllastbetriebspunkt
- Hoher Durchsatz: Teillast-Betriebspunkt und Volllastbetriebspunkt

Diese Betriebsbedingungen wurden so gewählt, dass sie äußerst herausfordernden Strömungsbedingungen repräsentieren. Damit liegt der Untersuchungsschwerpunkt bewusst auf diesen numerisch und experimentell schwierig zu analysierenden Strömungen.

Tabelle 1: Übersicht der vorgegebenen Betriebspunkte

	Teillast („50%“)	Volllast („100%“)
Geringer Durchsatz („links“)	links-50	links-100
Hoher Durchsatz („rechts“)	rechts-50	rechts-100

Abbildung 5 bis Abbildung 9 zeigen die beiden Gehäusegeometrien sowie die Strömungsbedingungen am Diffusoreintritt für die definierten Betriebsbedingungen.



Abbildung 5: Diffusortyp A (links) und Diffusortyp B (rechts)

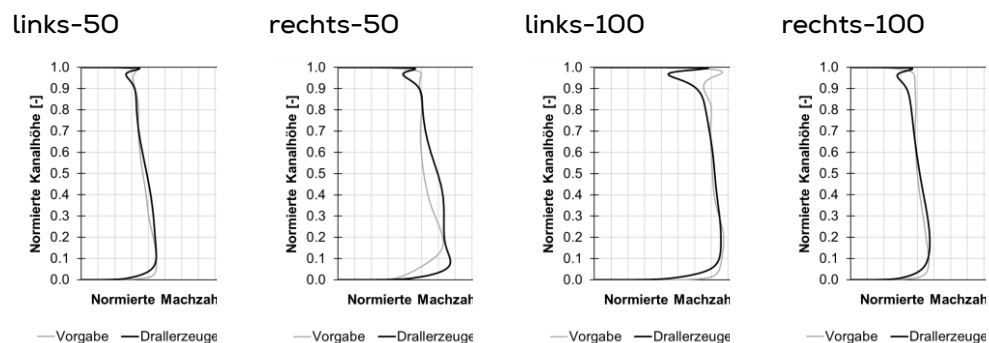


Abbildung 6: Machzahl-Verteilungen am Diffusoreintritt für Typ A

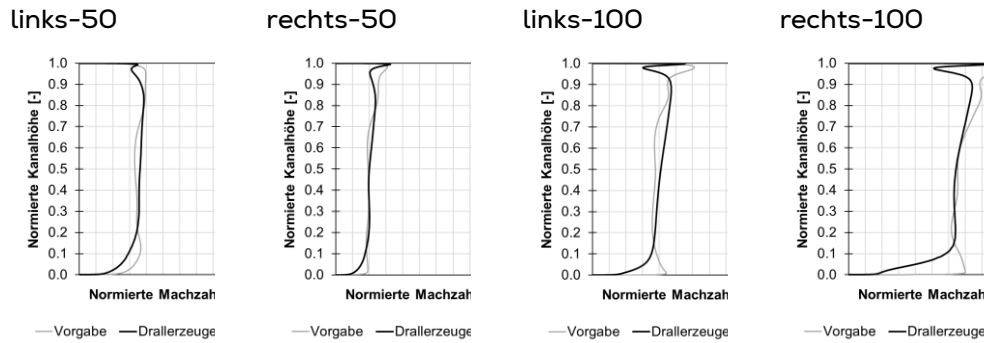


Abbildung 7: Machzahl-Verteilungen am Diffusoreintritt für Typ B

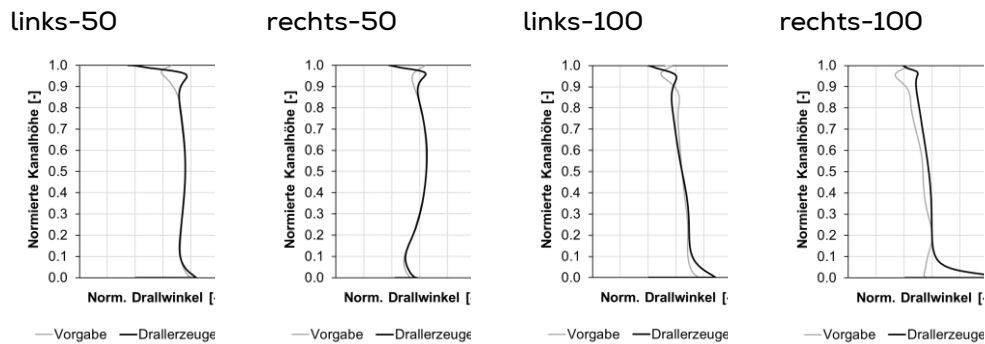


Abbildung 8: Strömungswinkel-Verteilung am Diffusoreintritt für Typ A

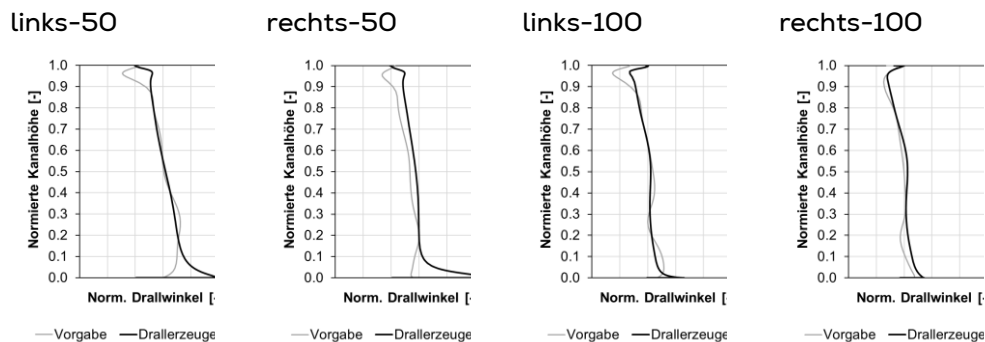


Abbildung 9: Strömungswinkel-Verteilung am Diffusoreintritt für Typ B

Die wesentlichen Unterschiede zwischen den beiden Diffusortypen A und B bestehen in der Strömungsgeometrie und den Strömungsprofile am Eintritt. Damit repräsentieren diese Konfigurationen möglichst unterschiedliche Strömungsbedingungen in industriellen Axial-Radial-Diffusoren von Turbomaschinen unter flexiblen Betriebsbedingungen.

Die Übertragung vom industriellen Anwendungsfall auf den akademischen Prüfstandsaufbau erfolgt auf Basis einer Machzahl-Ähnlichkeit der aerodynamischen Strömungsbedingungen (Gleichung 5).

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \cdot \frac{d_{ref}^2}{d^2} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{ref}}{\kappa}} \sqrt{\frac{R}{R_{ref}}} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}} \cdot \frac{p_{ref}}{p} \quad (5)$$

Es sei erwähnt, dass die Forderung nach Machzahl-ähnlichen Strömungsbedingungen (Gleichung 5) in unterschiedlichen Reynolds-Zahlen resultiert (Gleichung 6 und Tabelle 2).

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot D}{\mu} \quad (6)$$

Tabelle 2: Vergleich der Reynolds-Zahlen für den industriellen Anwendungsfall (Everllence) und den akademischen Diffusorversuchsstand (ITSM)

Diffusortyp	Betriebspunkt	$Re_{Everllence}$	Re_{ITSM}
A	links – 50	$1,3 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$
A	links – 100	$2,8 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$
A	rechts – 50	$1,9 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$
A	rechts – 100	$1,8 \cdot 10^6$	$1,8 \cdot 10^6$
B	links – 50	$1,1 \cdot 10^6$	$0,6 \cdot 10^6$
B	links – 100	$2,4 \cdot 10^6$	$1,1 \cdot 10^6$
B	rechts – 50	$1,6 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$
B	rechts – 100	$3,8 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^6$

Der Vergleich der Werte in Tabelle 2 zeigt, dass die Reynolds-Zahl in den Analyseumgebungen von Everllence und ITSM über weite Bereiche in der gleichen Größenordnung von 10^6 liegt. Dabei muss beachtet werden, dass die angegebene Reynolds-Zahl für Diffusortyp A im Betriebspunkt „50% links“ aus einer frühen Entwurfsphase stammt. Dementsprechend weicht dieser Zahlenwert im Vergleich zu den übrigen Angaben geringfügig ab. Ebenso variiert die Reynolds-Zahl infolge höherer betriebspunktabhängiger Temperatur- und Druckunterschiede im industriellen Anwendungsfall stärker als im akademischen Analysefall. Abgesehen von diesen Unterschieden sind die durchgeführten Untersuchungen damit weitestgehend sowohl Machzahl-ähnlich als auch Reynolds-Zahl-ähnlich und die jeweils erzielten aerodynamischen Ergebnisse sind theoretisch sehr gut miteinander vergleichbar.

Die untersuchten hohen Reynolds-Zahlen in der Größenordnung von 10^6 müssen bei der Ergebnisinterpretation in Bezug auf zwei Aspekten berücksichtigt werden: Einerseits unterstützen sie die Annahme vollturbulenter Strömungen für die Strömungssimulation und die damit einhergehende Vernachlässigung einer laminar-turbulenten Grenzschichttransition. Andererseits lassen sie eine hohe aerodynamische Empfindlichkeit infolge möglicher rauheitsinduzierter Grenzschichteffekte vermuten. Dementsprechend können Auswirkungen der fertigungsbedingten Oberflächenbeschaffenheit auf die Ergebnisse nicht ausgeschlossen werden.

Entsprechend der von Everllence definierten aerodynamischen und geometrischen Anforderungen entwickelte das ITSM die Komponenten für den Diffusorprüfstand der Universität Stuttgart. Nach abgeschlossener Konstruktion beschaffte Everllence die Bauteile und verantwortete die Fertigung und Lieferung an die Universität Stuttgart.

Zusätzlich zu den beiden initialen Diffusorvarianten A und B stellte Everllence dem ITSM eine weitere Variante C zur Verfügung. Für einen möglichst frühen Abgleich der Simulationsmodelle auf Basis dieser Variante C stellte Everllence zudem entsprechende Messdaten aus einem Heißgas-Versuch zur Verfügung.

Bei der Herstellung der Versuchsbauteile für den Diffusorprüfstand wurde der wirtschaftlichen Verwendung der bewilligten Fördermittel Rechnung getragen. Neben Bauteilgewichten und Qualitätsaspekten wurde auch die Messstellenintegration berücksichtigt. Anstatt die benötigten Gehäusebauteile konventionell zu gießen, wurden alle Komponenten entweder aus Aluminium gefräst oder mittels 3D-Druck-Verfahren hergestellt. Die Verwendung von 3D-Druck-Verfahren ermöglichte neben der Integration von Messstellen innerhalb der Bauteile insbesondere kurze Lieferzeiten und im Vergleich zum Einzelteilguss geringere Bauteilkosten.

Aufgrund der Variabilität der zu untersuchenden Konfigurationen ist der Axial-Radial-Diffusor-Prüfstand am ITSM der Universität Stuttgart modular aufgebaut. Die Hauptbestandteile umfassen den Haupteinlasskanal, das Siebgewebe, den Drallerzeuger, die Spaltströmungseinblasung sowie den Diffusor mit Abströmgehäuse (Abbildung 10). Dieser modulare Aufbau gibt einen einfachen Zugang zu allen Prüfstandskomponenten, erleichtert die Montage und Demontage und ermöglicht damit eine effiziente Versuchsdurchführung.

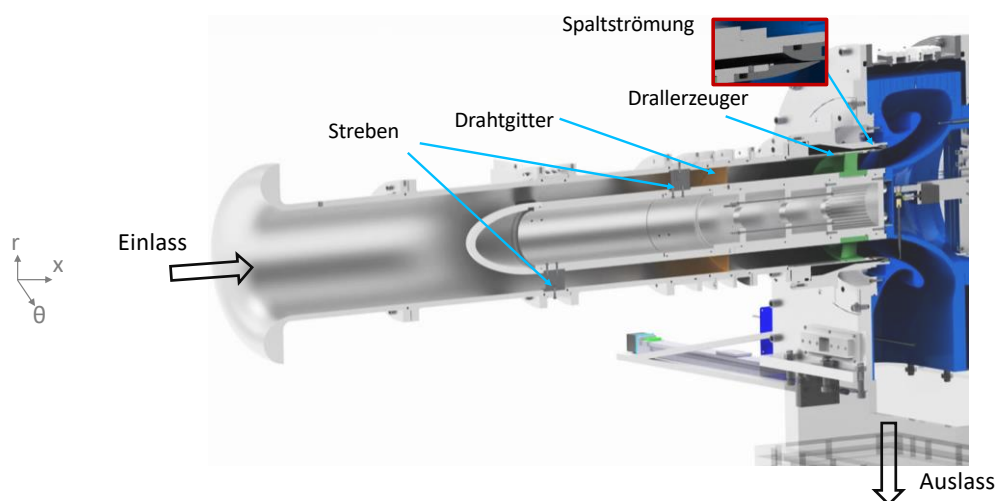


Abbildung 10: ITSM Axial-Radial-Diffusor-Versuchsstand, aktueller Aufbau

Die Anlage wird mit Umgebungsluft als Arbeitsmedium und unter Umgebungsbedingungen am Prüfstandseintritt betrieben. Die Luft wird am Einlass in den Versuchsstand angesaugt, indem der gesamte Prüfstand durch einen dem Auslass nachgeschalteten Kompressor im Saugbetrieb, d.h. im Unterdruckgebiet betrieben wird. Die Strömung für die Spalteinblasung wird durch einen zweiten Kompressor im Überdruck bereitgestellt.

Einlassmodul

Die Vorbereitungen umfassten im Wesentlichen die Neukonstruktion der oben genannten Module sowie die geometrische Skalierung der von Everllence bereitgestellten Geometrien auf die vorhandene ITSM-Versuchsfeldinfrastruktur. Für die Messung des Massenstroms gemäß DIN 5167 wurde eine neue Einlaufmündung entworfen. Dabei tritt die Strömung vor dem Erreichen des Einlasses des Drallerzeugers in einen etwa 1,5 m langen Kanal ein. Der zentrale Nabenkörper wird durch zwei Reihen von Metallstreben in der Einlaufstrecke zentriert. Diese Zentrierungsstreben sind mit einem aerodynamischen Profil des Typs NACA 0008 profiliert.

Drahtgitter & Strebenreihen

Das in der Einlaufstrecke verbaute Drahtgitter dient der Erzeugung eines Totdruckprofils (Abbildung 11). Das Funktionsprinzip basiert auf der Erzeugung eines Druckverlusts infolge der Gitterdurchströmung. Durch die Ausrichtung des Gitters relativ zur Einlassebene können Druckprofile erzeugt werden, die entweder gehäuse- oder nabenbetont sind (Greitzer et al. [GRE04]). Hierfür kann das Drahtgitter unter verschiedenen Anstellwinkeln in den Einlasskanal eingebaut werden. Die Porosität β der verwendeten Gittereinsätze beträgt 0,5.

Im Bereich des Drahtgitters befinden sich an jeder der drei Streben der zweiten Strebenreihe zwei Messstellen, wobei totale und statische stationäre Drücke gemessen werden. Eine 6-Loch Pneumatiksonde befindet sich stromabwärts des Drahtgitters und kann an zwei Umfangsposition 0° oder 270° radial zwischen Gehäuse und Nabe verfahren werden.



Abbildung 11: ITSM-Diffusorversuchsstand mit eingebautem Drahtgitter

Drallerzeuger

Nach dem Einlassmodul und dem Drahtgitter durchströmt die angesaugte Luft einen Drallerzeuger bevor sie in den Diffusor eintritt. Die Aufgabe des Drallerzeugers ist, die erforderlichen Strömungswinkel am Diffusoreinlass zu generieren. Insgesamt wurden sechs verschiedene Drallerzeuger entworfen, die an die erforderlichen Betriebspunkte angepasst sind (vergl. Tabelle 3).

Die aerodynamische Auslegung der Drallerzeuger erfolgte mithilfe numerischer Strömungssimulationen. Für die Simulation wurden die kommerziellen Software-Pakete AutoBlade, IGG/Autogrid, FINE/Turbo und CFView von Numeca / Cadence genutzt. Auslegungsziele waren die von Everllence definierten Einlassrandbedingungen (Abbildung 8 und Abbildung 9).

Die ersten Profilentwürfe jedes Schaufelschnitt der Drallerzeuger basieren auf der Vorgehensweise nach Dixon [DIX98]. Diese Profile werden mit AutoBlade generiert und iterativ angepasst. Nachdem die Schaufelprofile entlang der Spannweite definiert waren, wurde das 3D-Schaufelgitter mit der Kanalgeometrie des Versuchsstands als Einzelpassage vernetzt.

Abbildung 12 zeigt ein Beispiel für die Ergebnisse dieser CFD-gestützten Drallerzeuger-Auslegung. MAN 1 und MAN 2 sind vorgegebene Drallwinkelverteilungen, die sich aus den Abströmbedingungen der Turbine ergeben. DE ITSM bezeichnet den Drallwinkelverlauf, der durch die entworfenen Drallerzeuger generiert wird.

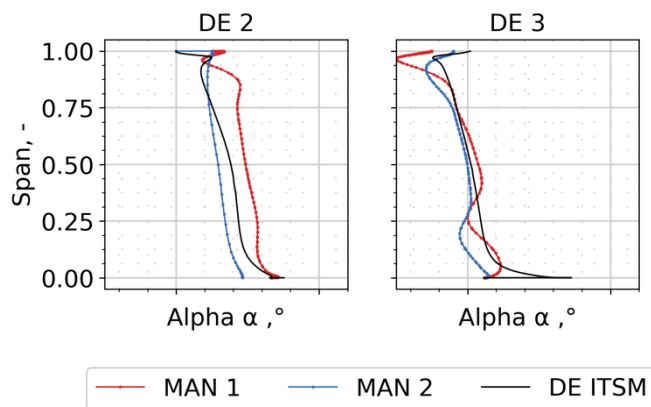


Abbildung 12: Beispiel für Drallerzeuger-Auslegung

Nach Abschluss der aerodynamischen Profilierung, erfolgte die 3D-CAD-Konstruktion der Drallerzeuger. Anschließend wurden die Bauteile von Everllence als 3D-Druck-Komponenten (SLA) beschafft.

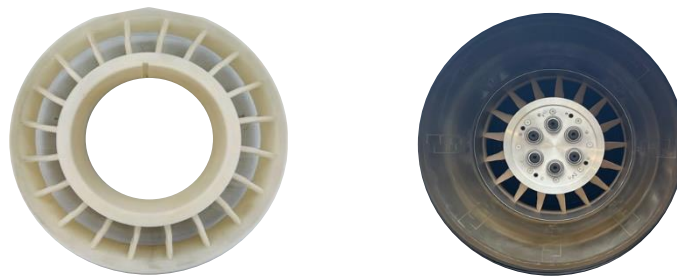


Abbildung 13: 3D-gedruckter Drallerzeuger (links) im Versuchsstand (rechts)

Spaltströmung

Für die experimentelle Nachbildung einer Rotorspalt-Leckageströmung wird am Diffusoreintritt über einen gehäuseseitigen Schlitz eine Überdruckströmung eingeblasen. Der Massenstrom dieser Spaltströmung wird über ein Ventil passend zum vorgegebenen Anteil am Hauptmassenstrom reguliert.

Der konvergente Einblasespalt in der Eintrittsebene des Diffusors wird durch einen oberen und einen unteren Ring gebildet. Der Übergang in den Diffusorströmungskanal ist derart gestaltet, dass die Spaltströmung möglichst tangential zur Diffusorströmung eingeblasen wird. Im Spaltströmungssystem befinden sich keine drallerzeugenden Einbauten, sodass eine axiale Spaltströmung auf eine drallbehaftete Diffusorströmung trifft.

Für die geplanten Messungen wurde das Sekundärluftsystem für Spaltmassenströme von 0% bis 4% des Hauptmassenstroms dimensioniert.

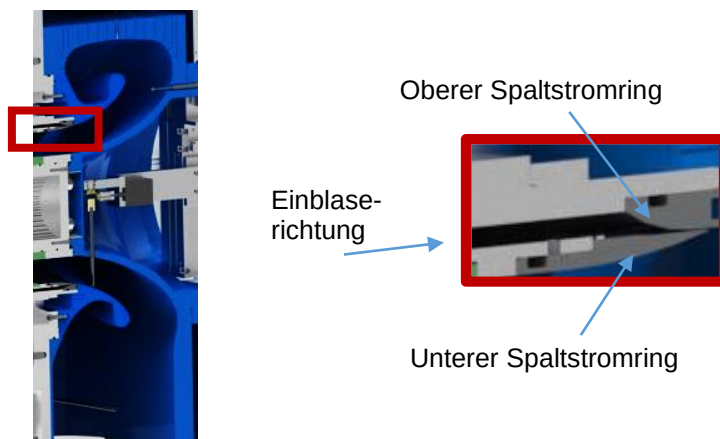


Abbildung 14: Spaltmassenstrom-Einblasung im Diffusor (ITSM-Versuchsstand)

Diffusor & Gehäuse

Das Gehäuse-Diffusor-Modul besteht aus drei Teilen: Diffusornabe, Diffusorgehäuse und Abströmgehäuse. Das Abströmgehäuse wiederum besteht aus

dem Sammelraum und dem Austrittsflansch. Im Auftrag von Everllence wurde die Diffusornabe aus Aluminium gefertigt, während die Verkleidung und das Gehäuse im SLA-3D-Druckverfahren hergestellt wurden.

Im Rahmen dieses Projekts wurden vier Geometrien untersucht (Abbildung 15). Die Diffusorgeometrien A und B wurden initial von Everllence bereitgestellt. Basierend auf den ersten Messkampagnen wurde eine dritte, optimierte Geometrie auf Grundlage von Diffusor B entwickelt. Die vierte Geometrie, Diffusor C, wurde ausschließlich numerisch untersucht, um das Simulationsmodell für die Geometrien A und B vorzubereiten. Dabei wurden die Simulationsergebnisse für Diffusortyp C mit Versuchsdaten von Everllence verglichen, um Einblicke in die Vorhersagen des numerischen Setups zu gewinnen.

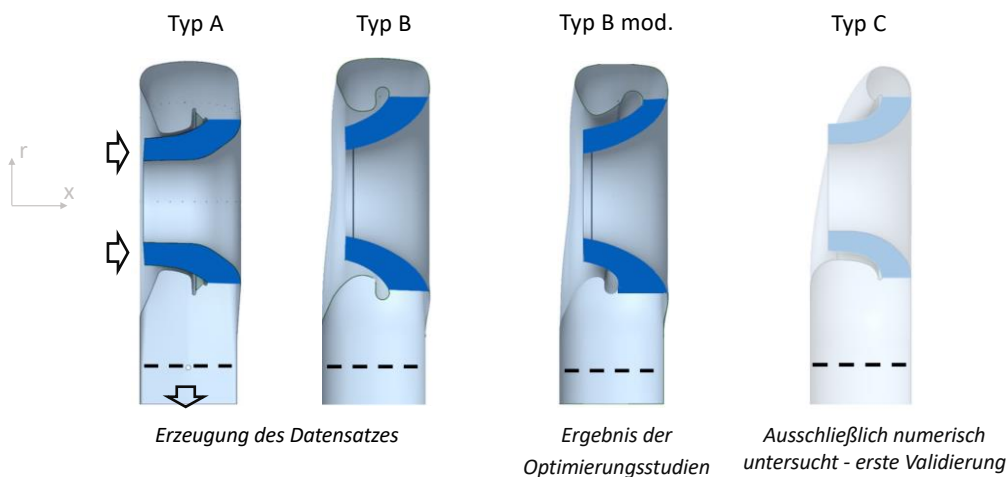


Abbildung 15: Untersuchte Diffusor-Gehäuse-Geometrien

Messungen am Diffusorversuchsstand

Nach der Inbetriebnahme des Axial-Radial-Diffusor-Versuchsstandes am ITSM wurden mehrere Messkampagnen durchgeführt. Diese Messkampagnen dienen der Untersuchung der Diffusorgeometrien Typ A und Typ B sowie der optimierten Geometrie Typ B mod.

Betrieb des Versuchsstands

Am Diffusor-Versuchsstand ist jeder Betriebspunkt über eine spezifische Einlass-Machzahl und einen bestimmten Anströmungswinkel in den Diffusor definiert. Die Einlass-Machzahl wird durch Variation des Druckverhältnisses zwischen dem Versuchsstand-Eintritt und -Austritt realisiert, während die Strömungswinkel durch speziell für die jeweiligen Betriebspunkte entwickelte Schaufelgitter erzeugt werden.

Tabelle 3: Randbedingungen und Drallerzeuger (DE) für Diffusoren A und B

Typ A	DE-Nr.	Typ B	DE-Nr.
links – 50	5	links – 50	3
rechts – 50	4	rechts – 50	3
links – 100	2	links – 100	1
rechts – 100	N/A	rechts – 100 (75)	2

Der Hauptmassenstrom wird gemäß DIN 5167 über Messstellen in der Einlassmündung berechnet. Für die Berechnung werden initiale Koeffizienten C von 0,99 und e von 0,984 verwendet. Mit diesen Koeffizienten wird der Massenstrom anhand des Einlassmündungsdurchmessers, der gemessenen Druckdifferenz zwischen Umgebungs- und Einlassdruck sowie der berechneten Dichte ermittelt, wobei die relative Luftfeuchtigkeit der angesaugten Luft berücksichtigt wird.

Die Umgebungsbedingungen wie Druck, Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit werden mittels zentraler Barometer und Hygrometer in der Versuchshalle gemessen. Die statischen Drücke im Versuchstandeinlass werden an sechs Messstellen mit einem äquidistanten Abstand von 60° entlang des Umfangs als Einzelmesswerte erfasst. Hierfür wird ein ScaniValve-Druckscanner mit einem Messbereich von 5 PSI verwendet.

Um die Testdaten von den täglich schwankenden Umgebungsbedingungen zu entkoppeln und mit den numerischen Berechnungsergebnissen vergleichbar zu machen, wird der korrigierte Massenstrom mit den beiden Normbedingungen $p_{norm} = 101325 \text{ Pa}$ und $T_{norm} = 288 \text{ K}$ berechnet (Gleichung 7).

$$\dot{m}_{korr} = \dot{m}_{gemessen} \cdot \frac{p_{norm}}{p_{ein}} \cdot \sqrt{\frac{T_{atm}}{T_{norm}}} \quad (7)$$

Der Spaltmassenstrom wird durch die Messung der Druckdifferenz an der Blende sowie des statischen Drucks stromaufwärts der Spaltstromeinblasung berechnet. Diese Drücke werden unabhängig voneinander mithilfe von zwei Relativdruckaufnehmern mit einem Messbereich von 100 kPa gemessen. Der Massenstrom wird gemäß der gleichen ISO-Norm DIN 5167 berechnet, die sowohl für den Axialdiffusor als auch für frühere Axial-Radial-Diffusor-Anlagen verwendet wurde. Dabei kommen die Ausdehnungskoeffizienten aus den DIN-Normen 1952 und 5167 zum Einsatz. Der korrigierte Spaltstrom-Massenstrom wird analog zu Gleichung 7 berechnet.

Der Gesamtmassenstrom durch den Diffusor wird als Summe aus dem angesaugtem Hauptstrom und dem eingeblasenen Spaltmassenstrom berechnet.

Messebenen und -positionen

Im Diffusorversuchsstand werden Strömungsgrößen an mehreren Messpositionen bzw. Messpositionen erfasst. Eine Übersicht über die räumliche Lage der Messstellen sowie die Nomenklatur geben Tabelle 4 und Abbildung 16.

Tabelle 4: Nomenklatur der Messpositionen (ITSM-Versuchsstand)

Name	Position im Versuchsstand	
PL0	Stromabwärts des Drahtgitters	Messung radial, eine Umfangsposition
PL1	Diffusorreinlass	Messung radial, rotierbar im Umfang
PL2	Diffusorauslass	
PL3	Gehäuseauslass	an fester Höhenposition
Wand- drücke	Diffusorgehäuse	10 Druckmessstellen x 8 Umfangspositionen
	Nabe	axial 10 (stationär) & 4 (transient) Messstellen, rotierbar in Umfangsrichtung
	Gehäusewand	14 Druckmessstellen x 5 Umfangspositionen
	Auslassebene	12 Messstellen an vorderer Wand 12 Messstellen an hinterer Wand

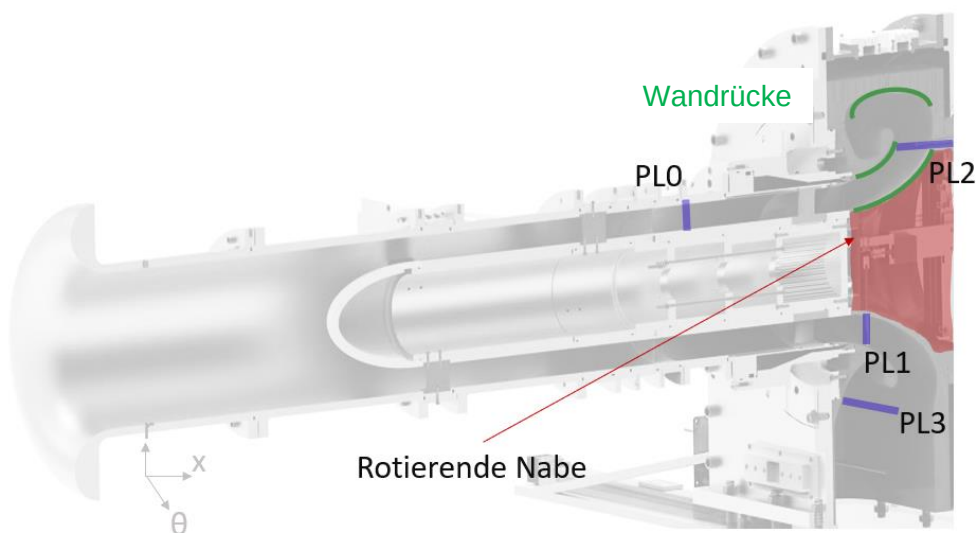


Abbildung 16: Messebenen (ITSM-Versuchsstand)

In den Messebenen PL0 bis PL3 werden pneumatischen Sondenmessungen mittels verschiedener Traversen gemessen. An den übrigen Messtellen werden überwiegend statische Wanddrücke erfasst.

Für Sondentraversen verfügt der Axial-Radial-Diffusorversuchsstand über ein Rotationssystem, das die Nabengeometrie mit einer Genauigkeit von bis zu 99,89 % in jede beliebige Umfangsposition bewegen kann. Weil die Nabe sowohl die Einlass- als auch die Auslassmessflächen des Diffusors (PL1 und PL2) umfasst, ist eine Messung an jeder beliebigen Umfangsposition mit einer hohen radialen Auflösung innerhalb dieser Messebenen möglich (Abbildung 17). Die hervorgehobenen blauen Rechtecke kennzeichnen die entsprechenden PL1- und PL2-Sonden. Die roten und grünen Rechtecke markieren die Wanddruckmessstellen für instationäre bzw. stationäre Drücke.

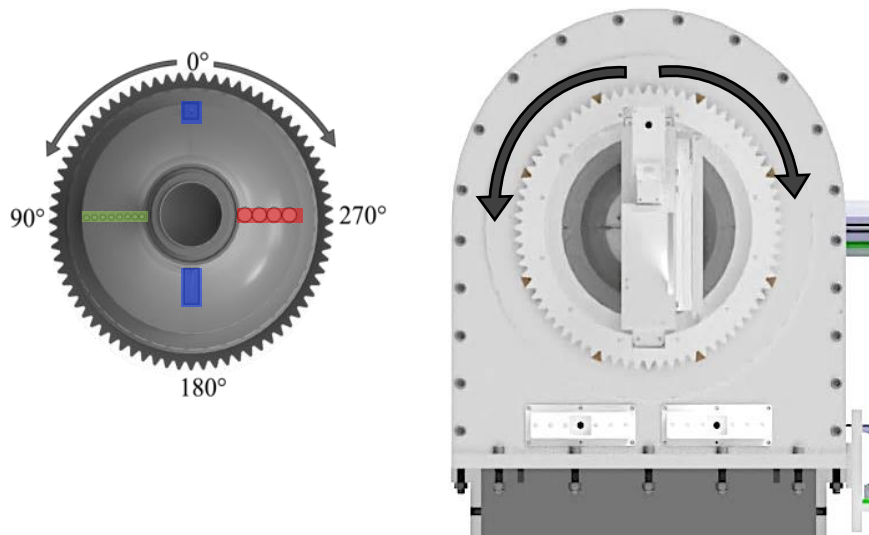


**Abbildung 17: Rotierende Diffusornabe (ITSM-Versuchsstand): Frontalan-
sicht (links) und Rückansicht mit rotierendem System (rechts)**

Pneumatische Sondenmessungen

Alle im Vorhaben verwendeten pneumatischen Sondenköpfe werden im 3D-Metalldruckverfahren hergestellt, wobei alle Druckkanäle in den Sondenkopf eingebettet sind. Die Geometrie basiert auf den Sonden, die auch im Axialdiffusor des ITSM verwendet werden. Das gewählte Material ist eine Legierung aus Chrom und Wolfram. Jeder Sondenkopf wird am ITSM zusätzlich nachbearbeitet, um die spezifische Sondenlänge anzupassen. Jede Sonde wird im offenen Windkanal am ITSM bei Machzahlen zwischen 0,05 und 0,9 kalibriert. Die Sondenkopfgeometrie und -abmessungen sind in Abbildung 18 dargestellt.

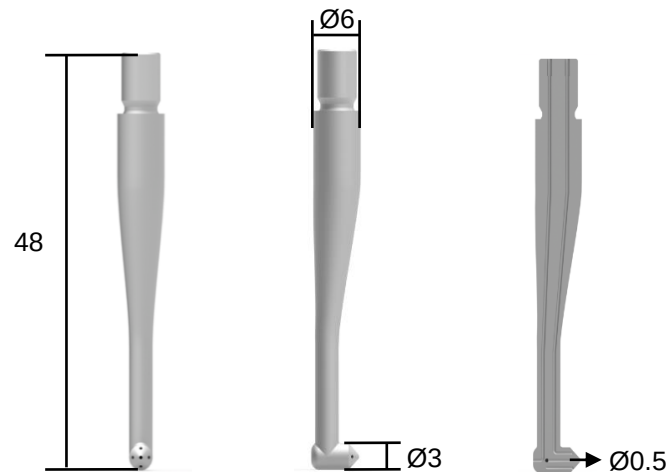


Abbildung 18: Pneumatischer Sechs-Loch-Sondenkopf

Wanddruckmessungen

Das Messverfahren für die Wanddrücke an der Diffusornabe wird parallel zur kontinuierlichen, schnellen Umfangsabtastung durchgeführt. Die Daten werden in gleicher Weise ausgewertet wie die Druckmessungen der Sonden in den Ebenen PL1 und PL2. Jede der zehn Druckmessstelle ist mit einem unabhängigen Druckkanal des Druckscanners verbunden.

Die Wanddrücke an weiteren Positionen werden hingegen über einen Multiplexer gemessen, der es ermöglicht, mehrere Messstellen mit einer geringeren Anzahl von Drucksensoren zu erfassen. Dabei ist jede der zugehörigen Wanddruckmessstellen an ein Multiplexermodule angeschlossen. Jedes Modul besteht aus 12 Kanälen, deren Positionen entweder manuell oder automatisch gewechselt werden können. Während der Messung bleibt jede Position für 10 Sekunden aktiv, bevor automatisch zur nächsten Position gewechselt wird. Der Druck wird innerhalb dieser Zeitspanne kontinuierlich aufgezeichnet und anschließend arithmetisch gemittelt. Für die Datenauswertung werden nicht nur die gemittelten Drücke gespeichert, sondern auch die Standardabweichung für jede Position berechnet.

Messverfahren und schnelle Umfangsabtastung

Für alle Diffusor- und Gehäusegeometrien wurden umfangreiche Messkampagnen durchgeführt, die unter anderem Variationen des Gesamtdruckprofils, des Strömungsdralls und des Spaltmassenstroms, sowie der Machzahl umfassen. Für die pneumatischen Messungen wurden zwei Ansätze verfolgt: Zunächst mit einer diskreten räumlichen Auflösung und anschließend mit einem neuartigen Ansatz zur „schnellen Umfangsabtastung“ (Gomes [GOM18]).

Während der Versuchskampagne mit dem Diffusor Typ B zeigte sich, dass der angestrebte räumliche Auflösungsgrad einen erheblichen Zeitaufwand für die Messung erfordert mit entsprechend hohen Energiekosten und langen

Prüfstandszeiten. Daher wurde der Ansatz zur „schnellen Umfangsabtastung“ verwendet, um innerhalb der Diffusorebenen ein repräsentatives Strömungsfeld mit hoher räumlicher Auflösung, zeiteffizienter Durchführung und reduzierten Energiekosten zu erfassen.

Dieser Ansatz zur „schnellen Umfangsabtastung“ wurde auf der Grundlage der Arbeiten von Gomes [GOM18] und Brüggeman et al. [BRÜ19] mit dem Ziel entwickelt, eine kontinuierliche Traversierung und gleichzeitige Druckmessung mit einer spezifischen Erfassungsrate durchzuführen. Dabei wird eine Vorwärts- und Rückwärtsmessung durchgeführt, wobei die gemessenen Parameter mithilfe einer Übertragungsfunktion (Gleichung 8) neu berechnet werden.

$$u(t) = \frac{y(t) + \tau \cdot \dot{y}(t)}{K} \quad (8)$$

Die Variable $y(t)$ steht für den interessierenden Parameter (Druck), τ bezeichnet die Erfassungszeit der Messung, und K repräsentiert einen Verstärkungsfaktor, der, gemäß den Angaben von Brüggeman et al. [BRÜ19], auf 1 gesetzt wird.

Mithilfe dieser Methode konnte die Gesamtmesszeit um bis zu 75 % gegenüber einer räumlichen diskretisierten Messung reduziert werden bei gleichzeitig hochqualitativen und hochaufgelösten Messdaten. Diese Messdaten wurden anschließend für die Validierung des numerischen Modells verwendet.

Die Prüfstandssteuerung sowie die Datenerfassung und -auswertung erfolgten mit eigens für dieses Vorhaben entwickelten Tools, die auf den kommerziellen Software-Lösungen MATLAB und LabView basieren.

Die Prüfstandssteuerung erfolgt manuell über eine Reihe von Steuerventilen, welche die Einstellung des gewünschten Betriebspunkts ermöglichen. Dabei werden die Drücke, Geschwindigkeiten und Massenströme mithilfe des LabView-Datenerfassungsprogramms überwacht. Eine erste Auswertung der Daten erfolgt parallel mit einem MATLAB-Skript, das einen quantitativen Einblick in den Betriebspunkt ermöglicht. Nach Abschluss einer Messung wird eine detailliertere Auswertung durchgeführt.

Die Auswertung ist darauf ausgerichtet, die Druckrückgewinnungs- und Druckverlustkoeffizienten des Diffusors aus den gemessenen Werten zu berechnen und diese miteinander zu vergleichen. Die Berechnung der entsprechenden Koeffizienten erfolgt nach den Gleichungen 9 und 10. Dabei ist $\bar{P}$ der flächengemittelte statische Druck und $\bar{P}$ der massenstromgemittelte Gesamtdruck der entsprechenden Bewertungsebenen.

$$c_p = \frac{\hat{P}_{stat-Ebene} - \hat{P}_{stat-diff. in}}{\hat{P}_{tot-diff.in} - \hat{P}_{stat-diff. in}} \quad (9)$$

$$\zeta = \frac{\tilde{P}_{tot-diff.in} - \tilde{P}_{tot-Ebene}}{\tilde{P}_{tot-diff.in} - \hat{P}_{stat-diff. in}} \quad (10)$$

Numerisches Rechengebiet

Um die Strömung im Versuchstand so präzise wie möglich zu modellieren, wird zuerst ein Modell des gesamten Prüfstands aufgebaut, mit der Ausnahme des Turbulenzgitters. Dementsprechend wurde auch dieses für die Validierungsmessungen entfernt, damit der Versuchsaufbau mit dem numerischen Modell übereinstimmt. In Abbildung 19 ist das gesamte numerische Modell zu sehen. Dieses besteht aus insgesamt 6 numerischen Rechengebieten: Einlass, zwei Reihen von Streben, Drallerzeuger (DE), Spaltströmungseinblasung und Diffusor zusammen mit dem Abströmgehäuse (DG).

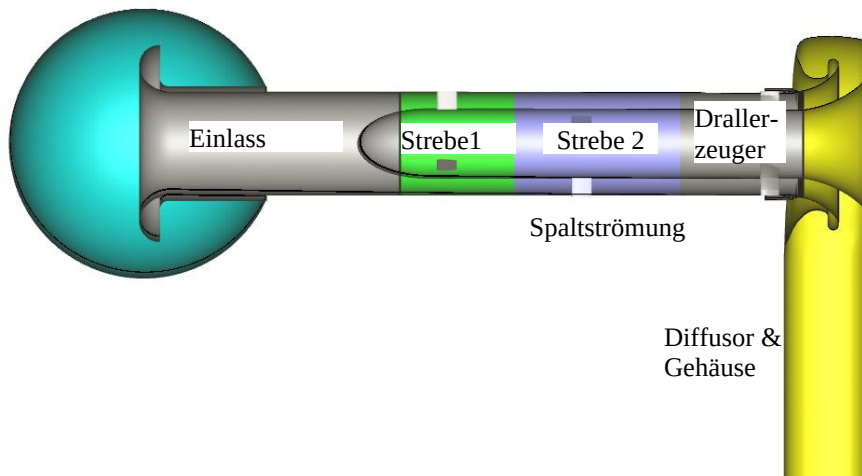


Abbildung 19: Komplettes numerisches Rechengebiet mit allen Komponenten

Dieses Modell wurde für die numerischen Untersuchungen wie Netz- und Turbulenzmodellstudie verwendet. Um den Einfluss der Einlass-Domäne zu analysieren, wurden zusätzlich folgende reduzierte Modelle untersucht: Ein Modell des isolierten Diffusors mit Einlassprofilen aus der Messung von PL1 am Diffusoreinlass, und ein Modell mit dem Einlass vor dem Drallerzeuger. Schematisch sind diese in Abbildung 20 dargestellt.

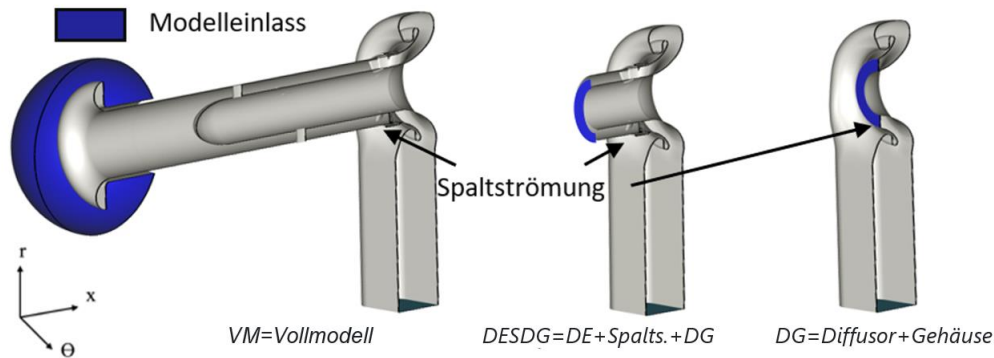


Abbildung 20: Variation des numerischen Modells in Bezug auf den Modelleinlass: Einlass aus der Umgebung (VM), vor dem Drallerzeuger (DESDG) und am Diffusoreinlass (DG)

Insgesamt wurden mehrere Betriebspunkte (DE Nr. 1 und DE Nr. 3, Tabelle 3) untersucht. Im Folgenden wird der Betriebspunkt Volllast für DE Nr. 1 gezeigt.

Zu den Limitierungen der Studie zählt die Vorgabe der Einlassrandbedingungen aufgrund der reduzierten Modellgröße. Für das reduzierte Modell mit Drallerzeuger und Spaltströmung (DESDG) wird der Einlass stromaufwärts des Drallerzeugers so verlängert, dass Messwerte der Messstelle PLO als Einlassbedingung genutzt werden können. Der Einlass des Modells, welches nur aus Diffusor und Gehäuse (DG) besteht, befindet sich stromauf der Messebene PL1 (Abbildung 21), weil die Einblasung des Spaltmassenstroms ebenfalls modelliert werden muss. Daher werden Simulationsergebnisse des Vollmodells als Randbedingungen für das DG-Modell exportiert.

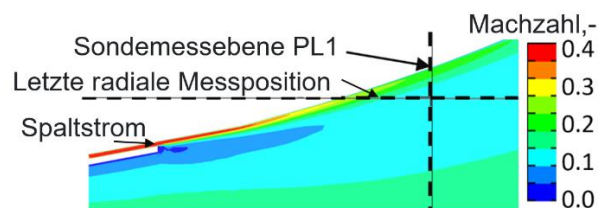


Abbildung 21: Einfluss der Spaltströmung an der letzten radialen Messposition der Sonde bei PL1

Aus Abbildung 22 lässt sich entnehmen, dass das numerische Modell einen Einfluss auf die Strömung, sowie auf globale Parameter wie Druckrückgewinn und auch auf den Druckverlust hat. Die Auswertung zeigt Werte des Diffusors gekennzeichnet mit „dif“ und Werte des Diffusors zusammen mit dem Gehäuse gekennzeichnet als „tot“. Tendenziell steigt die Abweichung zum Experiment mit der Verschiebung der Grenze des Modells stromaufwärts. Der Druckrückgewinn des Diffusors sinkt mit reduzierter Modellgröße, bzw. die Verluste nehmen zu. Obwohl die Randbedingungen für das DG-Modell aus dem VM-Modell entnommen wurden, weichen die c_p -Werte voneinander ab.

Dieser Unterschied lässt sich auf die Turbulenzmodellierung zurückzuführen. Abbildung 22 (rechts) veranschaulicht, dass der Einfluss des Modells auf den Totaldruckverlust geringer ist als der Einfluss auf Druckrückgewinn.

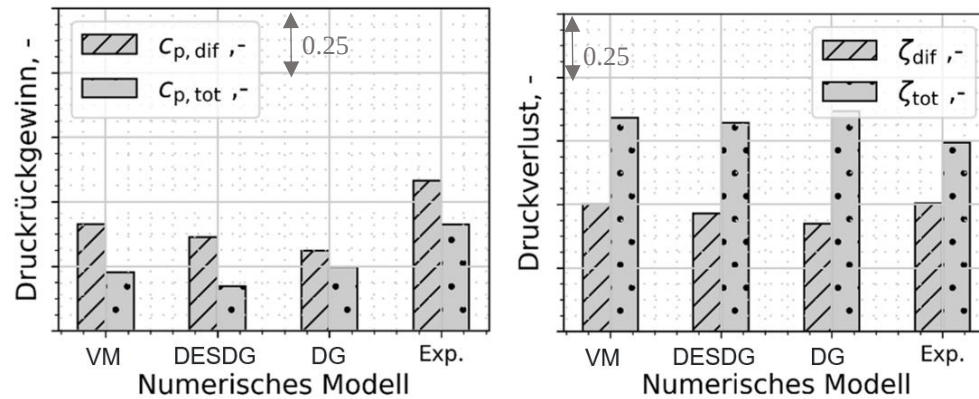


Abbildung 22: Druckrückgewinn und Druckverlust bei der Variation des numerischen Rechengebietes in Bezug auf den Modelleinlass

Der Druckrückgewinn wird hauptsächlich von Strömungsablösungen im Diffusor beeinflusst. In der Abbildung 23 sind die Konturen von Rückströmgebieten für zwei Positionen im Diffusor für die verschiedenen Modellgrößen dargestellt.

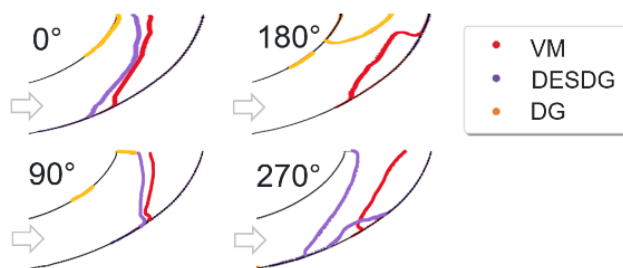


Abbildung 23: Veranschaulichung der Rückströmungsgebiete bei der Variation des numerischen Rechengebietes in Bezug auf den Modelleinlass

Es ist ersichtlich, dass die Rückströmungen nicht einheitlich vorhersagt werden. Tendenziell ist das Modell DESDG durch die früheren Ablösungen charakterisiert, während das Modell DG als einziges Modell eine Ablösung im unteren Diffusorbereich bei 180° prognostiziert.

Vernetzung und Gitterstudie A&B

Die räumliche Diskretisierung ist eine der wichtigsten Einflussgrößen in einem CFD-Setup. Um die gesamten räumlichen Diskretisierungsfehler abzuschätzen, wird eine Gitterverfeinerungsstudie durchgeführt und die Ergebnisse mit der Grid convergence index (GCI)-Methode nach Roache et al. [ROA98] be-

wertet. Zusätzlich wird eine lokale Verfeinerung des Netzes im Diffusor untersucht. Da die Strömung im Diffusor sowie im Gehäuse durch Strömungsablösungen charakterisiert wird, ist auch die räumliche Diskretisierung der wandnahen Region entscheidend. Deswegen wird zusätzlich die Anzahl von viskosen Schichten sowie die Größe der wandnächsten Zellen für verschiedene Turbulenzmodelle untersucht.

Verfeinerungsstudie an der Diffusor-Gehäuse Domäne (DGD)

Alle Netze wurden mit Hexpress (in Fidelity 2023.2) generiert. Standardmäßig wird für die unstrukturierten Netze der sogenannte "Volume to surface approach" verwendet. Dabei wird die Geometrie von einem ausgewählten geometrischen Volumen subtrahiert. Diese Einstellung wird empfohlen für komplexe Geometrien (Cadence [CAD24]). Für die Diffusor-Gehäuse-Geometrie wird von einer zylindrischen Grundgeometrie mit der Symmetrieachse an der Diffusor-Symmetrieachse ausgegangen. Abbildung 24 zeigt ein Beispiel für die Vernetzung in der mittleren Domänebene sowie an der senkrechten Ebene durch die DG-Domäne. In der axialen Richtung sind die Netzelementgrößen gleich, wobei die Elemente in radialer Richtung zweimal zusätzlich verfeinert werden, damit die maximale Zellgröße erreicht wird (Abbildung 24 a). Die globale Feinheit des Netztes wird über einen Wert für die maximale Zellgröße angegeben in m und variiert. Die Zellelemente sind Hexaeder. In der wandnahen Region wird das Netz durch 30 viskose Schichten diskretisiert und die Höhe der wandnächsten Zelle von $5 \cdot 10^{-6}$ mit einem Expansionsfaktor von 1,2 vergrößert. Zusätzlich werden alle Netze in der Nähe der Grenzfläche zur Spaltströmung dreifach verfeinert. Abbildung 24 b zeigt das Netz in der Nähe der Spaltströmung und am Übergang zur DE-Domäne.

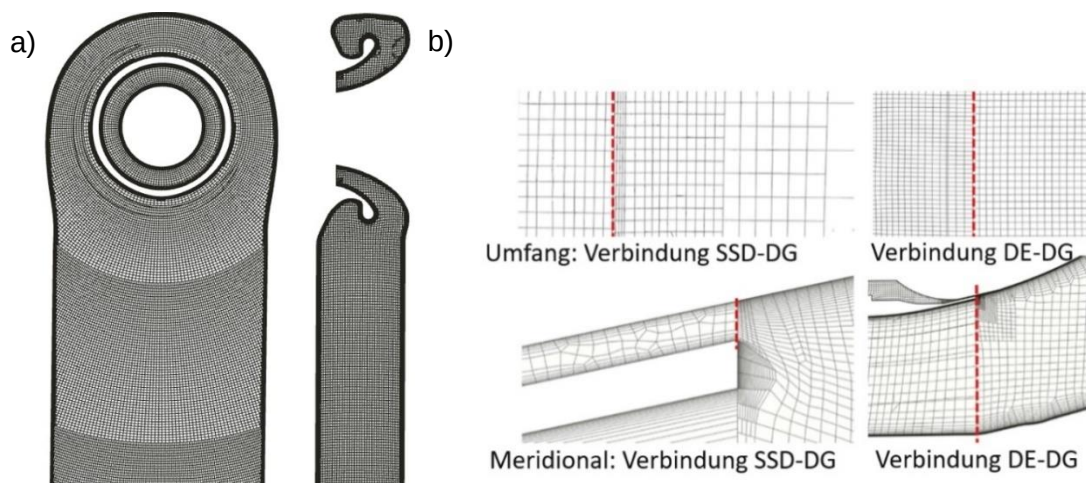


Abbildung 24: Netzauflösung in DG-Domäne (a) & Grenze der Domäne (b)

Insgesamt wurden vier Netze untersucht. Tabelle 5 zeigt die maximale Zellgröße und die resultierende Zellanzahl für das DG.

Tabelle 5: Netzgrößen

Netz	Grob	Mittel Grob	D.Fein	Mittel	Fein
Anzahl der Elemente, Mio.	2,9	7,9	10,6	14,2	30
Max Größe der Zelle, m	0,008	0,004	0,004	0,003	0,002

Die Netzstudie wurde für drei Betriebspunkte durchgeführt: Einen Teillastpunkt (DE Nr. 3, links), einen Volllastbetriebspunkt (DE Nr. 1) sowie einen generischen Volllastbetriebspunkt (DE Nr. 6). Die Netzverfeinerung zeigt dabei einen signifikanten Einfluss auf die globalen Auswertegrößen wie den Druckrückgewinnungs- und Druckverlustkoeffizienten sowie auch auf die numerische Stabilität der Simulation, welche durch die Fehlerbalken visualisiert wird.

Die Diagramme in Abbildung 25 vergleichen die Ergebnisse für verschiedene Netzverfeinerungen anhand des Rückgewinnungskoeffizienten für die drei untersuchten Betriebspunkte.

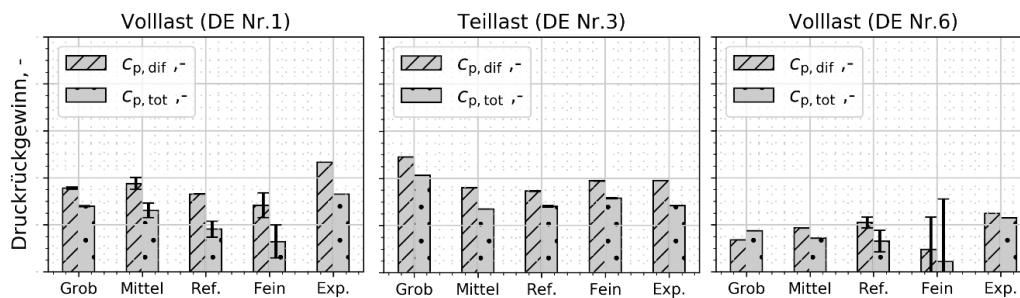


Abbildung 25: Druckrückgewinn für drei untersuchte Betriebspunkte unter Verwendung unterschiedlich feiner Netze

Aus der graphischen Darstellung wird deutlich, dass die Ergebnisse unterschiedlich sensitiv auf die Netzfeinheit reagieren. Besonders die beiden Volllast-Betriebspunkte stellen eine Herausforderung dar. Die Ergebnisse sind einerseits numerisch instabil und zeigen andererseits für eine feine Diskretisierung deutliche Abweichungen gegenüber den experimentellen Daten.

Um die numerische Sensibilität für die Auswertung zu filtern, wurden für die GCI-Studie die flächengemittelten Drücke auf den jeweiligen Auswerteebenen verwendet, welche über die letzten Iterationen gemittelt werden. Die GCI-Werte sind in der Tabelle 6 dargestellt und beziehen sich sowohl auf den Druckrückgewinn im Diffusor als auch auf das Referenznetz.

Tabelle 6: Grid-Convergency-Index Ergebnisse für die untersuchten Netzte

Betriebspunkt	GCI fein	GCI grob
Volllast, DE Nr. 1	0,020	0,044
Teillast, DE Nr. 3	0,058*	0,112*
Volllast, DE Nr. 6	0,13	0,18

*Für Teillast nicht alle über die Iterationgeschichte Werte verfügbar

Der GCI-Wert gibt an, wie stark die Ergebnisse von der Netzfeinheit abhängen. Laut Literatur sollten die Werte 0,05 nicht überschreiten. Für den Volllast-Betriebspunkt DE Nr. 6 wird dieser Schwellenwert jedoch überschritten.

Um die Ursache für die unterschiedlichen Tendenzen in der Netzabhängigkeit zu identifizieren, wurde eine detaillierte Analyse durchgeführt. Dabei lag der Fokus auf den Rückströmungen im Diffusor. In Abbildung 26 sind die Rückströmungsgebiete entlang des Umfangs im Diffusor dargestellt.

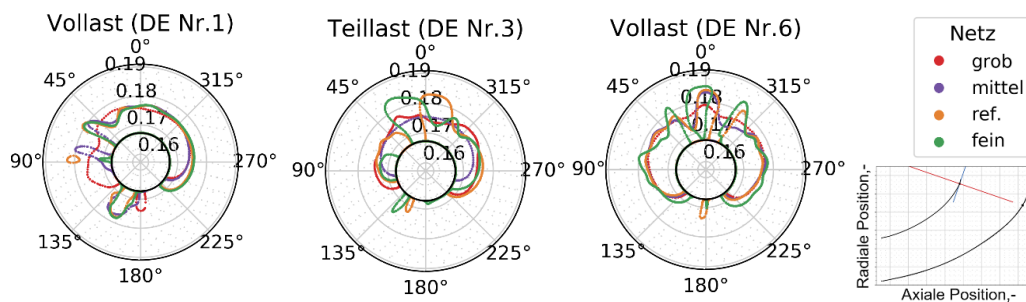


Abbildung 26: Rückströmungsgebiete für drei untersuchte Betriebspunkte unter Verwendung unterschiedlich feiner Netze

Das erste Diagramm (DE Nr. 1) zeigt, dass die Strömungsablösung ausschließlich an der Nabe auftritt. Die Bereiche zwischen 0° und 270° sind dabei relativ stabil gegenüber der Netzveränderung, während es zwischen 270° und 180° zu Unterschieden kommt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Strömung in diesem Bereich durch die Zusammenführung oder Aufspaltung von Strömungsfeldern charakterisiert ist. Außerdem zeigen die Ergebnisse für das grobe Netz die größten Abweichungen.

Das Diagramm für den Teillast-Betriebspunkt zeigt ebenfalls eine deutliche Netzabhängigkeit. Dieser Betriebspunkt zeichnet sich durch einen geringen Drallwinkel im Diffusor und einen niedrigen Massenstrom aus. Eine signifikante Abweichung ist dabei im oberen Bereich des Diffusors sichtbar.

Der Volllast-Betriebspunkt DE Nr. 6 wird durch eine symmetrische Strömung geprägt. Im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten weist dieser die größte Rückströmungsfläche auf.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Strömung in Diffusoren und Gehäusen empfindlich auf die Netzfeinheit reagiert. Obwohl ein Zusammenhang zwischen der starken Netzabhängigkeit der numerischen Lösung und dem jeweiligen Betriebspunkt besteht, konnte keine klare Ursache für diese Abhängigkeit identifiziert werden. Daher werden im Folgenden weitere potenzielle Einflüsse des numerischen Netzes untersucht.

Netzverfeinerung im Diffusor

Ergänzend zu der zuvor beschriebenen globalen Netzverfeinerung wird der Einfluss einer lokalen Netzverfeinerung im Diffusor untersucht. Dabei wird das Netz „Mittel grob“ gezielt im Diffusorbereich verfeinert, sodass die Zellgrößen in diesem Bereich der Feinheit des feinen Netzes entsprechen. Die Abbildung 27 zeigt die in diesem Abschnitt untersuchten Netze.

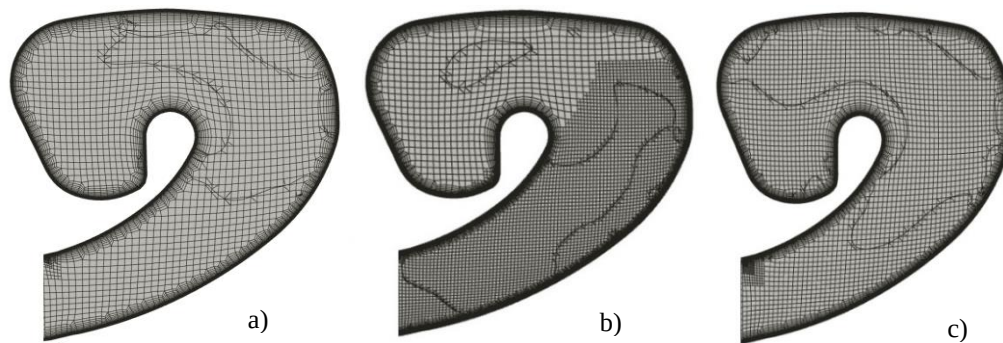


Abbildung 27: Netzauflösung im Diffusor: a) mittel b) Diffusor fein c) fein

Die lokale Netzverfeinerung im Diffusor hat einen großen Einfluss auf das entwickelte Strömungsfeld. Diese Studie wurde für Volllast (DE Nr.1) und Teillast (DE Nr.3) durchgeführt. In der Abbildung 28 sind die Druckrückgewinn-Werte dargestellt.

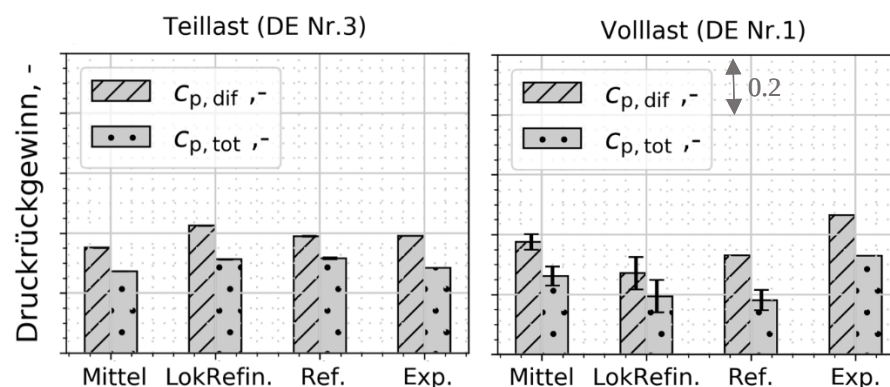


Abbildung 28: Druckrückgewinn für zwei untersuchte Betriebspunkte unter Verwendung unterschiedlich feiner Netze im Diffusor

Aus Abbildung 28 (links) wird für den Teillast-Betriebspunkt deutlich, dass ein grobes Netz mit lokaler Verfeinerung zufriedenstellende Ergebnisse liefert und für die weitere Auswertung geeignet ist. Im Gegensatz dazu zeigt der Volllast-Betriebspunkt eine starke Abhängigkeit von der Netzstruktur. Zusätzlich treten numerische Instabilitäten auf.

Eine Analyse der Rückströmungsgebiete im Diffusorbereich ist in Abbildung 29 in Form des Druckrückgewinns sowie der Machzahl für den Volllast-Betriebspunkt am Diffusorauslass für vier Kanalhöhen dargestellt.

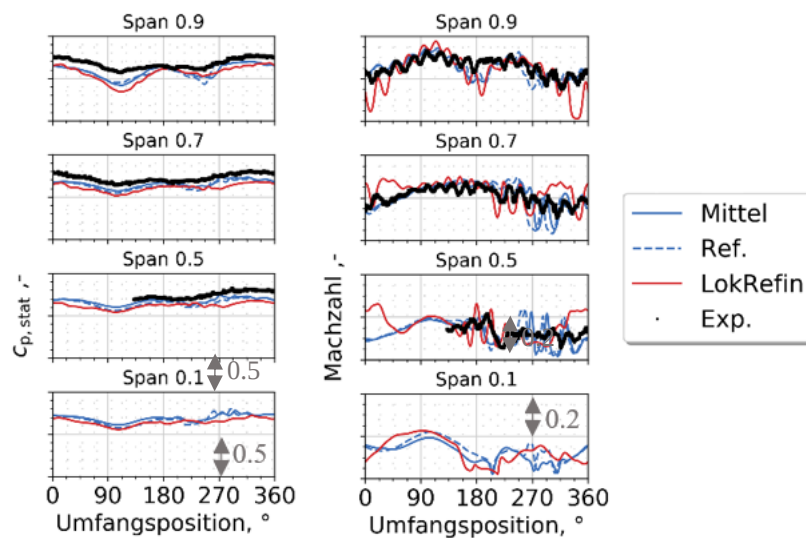


Abbildung 29: Druckrückgewinn und Machzahl am Diffusoreintritt unter Verwendung unterschiedlich feiner Netze im Diffusor

Der Druckverlauf des Netzes mit lokaler Verfeinerung unterscheidet sich geringfügig von den anderen Netzen, vor allem durch verstärkte asymmetrische Effekte. Im Gegensatz dazu zeigt der Verlauf der Machzahl am Diffusorauslass deutliche Abweichungen. Im oberen Bereich des Diffusors wird ein großes Rückströmungsgebiet identifiziert, in dem die Strömungsgeschwindigkeit stark abnimmt. Abbildung 30 zeigt eine Schnittebene durch das Modell, die bei der Axialposition 0.9 liegt.

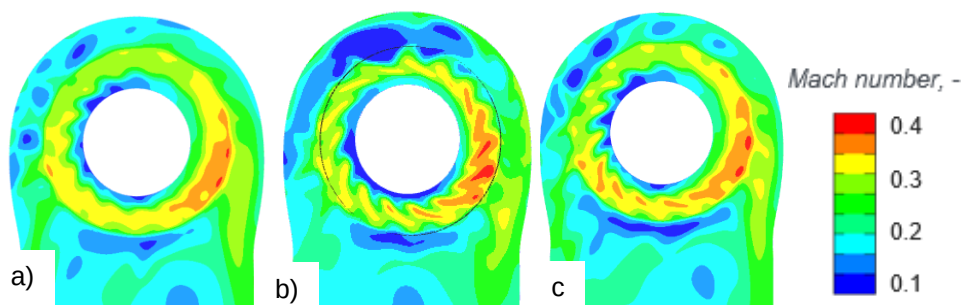


Abbildung 30: Machzahl-Konturen in PL2 für verschiedene Netzfeinheiten:
a) mittel b) Diffusor fein c) fein

Das bereits erwähnte große Rückströmungsgebiet ist gut zu erkennen. Ein möglicher Grund für dieses Phänomen liegt in der ungünstigen Übergangsstelle vom feinen Diffusor-Netz zum gröberen Gehäuse-Netz. Diese Stelle verläuft vermutlich durch ein Rückströmungsgebiet, was zu einer Überschätzung führt. Die Überschätzung des Rückströmungsgebietes führt zu weiteren Abweichungen, auch im Gehäuse und wirkt sich auf den Rückdruckgewinn im gesamten Gehäuse aus (siehe Abbildung 28).

Zusammenfassend zeigt sich, dass die lokale Netzverfeinerung einen erheblichen Einfluss auf den Volllast-Betriebspunkt hat. Die Simulation ist zudem instabiler als bei einheitlichen Netzen. Ein möglicher Grund dafür ist, dass der Übergang zum gröberen Netz in einem instabilen Bereich erfolgt, der durch Rückströmungsgebiete und große Wirbelstrukturen geprägt ist.

Für den Volllast-Betriebspunkt wurde keine lokale Netzverfeinerung verwendet, da die Strömung im Vergleich zu den Messdaten mit einem einheitlichen Netz genauer vorhergesagt wird. Im Gegensatz dazu wirkt sich die lokale Verfeinerung positiv auf die numerische Vorhersage des Teillast-Betriebspunkts aus.

Modellierung der Grenzschichtströmung

Die Auflösung des Netzes in Wandnähe spielt eine entscheidende Rolle für die Genauigkeit der numerischen Lösung. Es wird der Einfluss der Höhe des ersten Zmenelements näher untersucht. Abbildung 31 zeigt die schematische Darstellung der Netzvariationen. Das Netz für die viskosen Schichten wird so modelliert, dass die Anzahl der Schichten auf 30 festgelegt ist. Außerdem werden die Größe der ersten Zelle an der Wand sowie die initiale Expansionsrate auf 1,2 gesetzt. Der Netzgenerierungsalgorithmus passt die Expansionsrate abhängig von der Netzauflösung und der Auflösung der ersten Zelle entsprechend an.

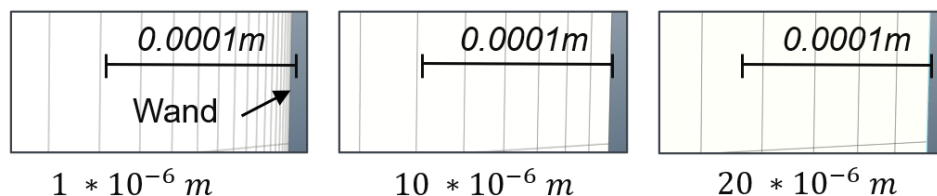


Abbildung 31: Variation des Abstands von der ersten Zelle zu Wand

Ein wichtiger Parameter für die Eignung eines Netzes für eine entsprechende Turbulenzmodellierung und zur Auflösung wandnaher Geschwindigkeitsgradienten ist der y^+ -Wert. Für das verwendete S-BSL-EARSM-Modell wird empfohlen, dass sich das Zentrum der ersten Zelle entweder in der viskosen Unterschicht ($y^+ > 5$) oder in der log-Schicht ($10 > y^+ > 30$) befindet. Da der y^+ -Wert eine Funktion des Geschwindigkeitsgradienten ist, sollte diese Bedingung insbesondere in Bereichen mit hohen Geschwindigkeiten erfüllt sein.

Die Untersuchung wird für den Volllast-Betriebspunkt (DE Nr. 1) zusammengefasst. Hierbei wird das vollständige Modell verwendet, wobei lediglich das Netz im Bereich des Abströmgehäuses variiert wird. Die maximale Zellgröße sowie die Anzahl der viskosen Schichten werden konstant gehalten.

Wie erwartet, beeinflusst die Auflösung des Netzes das vorhergesagte Strömungsfeld. Alle Simulationen sind numerisch stabil. Dies zeigen die Druckrückgewinne für die verschiedenen Netze in Abhängigkeit vom maximalen y^+ -Wert.

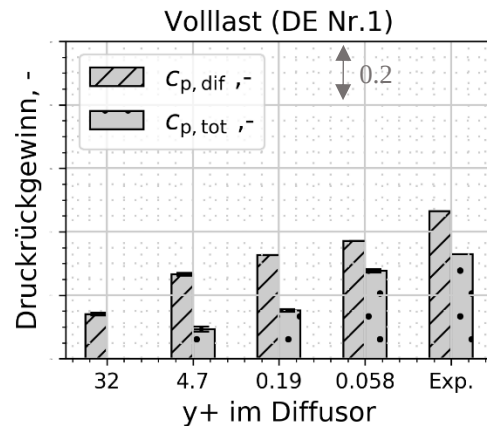


Abbildung 32: Druckrückgewinn abhängig von der Netzauflösung an der Wand, angegeben ist der maximale y^+ -Wert im Diffusor

Es zeigt sich, dass eine feinere Netzauflösung an den Wänden zu einer besseren Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen führt. Wie bereits erwähnt, gehören die Strömungsablösungen zu den bedeutendsten Einflussfaktoren auf den Druckrückgewinn. Der in diesem Fall untersuchte Betriebspunkt ist durch Ablösungen an der Nabe gekennzeichnet. Daher werden die Drücke in diesem Bereich zunächst mit den experimentellen Daten verglichen.

Basierend auf dem empfohlenen y^+ -Wert wurde ein Netz definiert, das einheitlich für alle Betriebspunkte verwendet wird. Dieses Netz wird in Abbildung 33 als "0.19" bezeichnet.

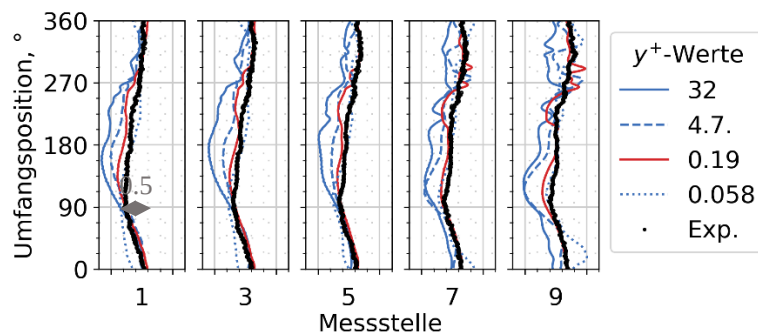


Abbildung 33: Drücke an der Nabe abhängig von der Netzauflösung an der Wand

Aus der Abbildung 33, welche die Drücke an der Diffusornabe zeigt, wird der zuvor erwähnte Trend deutlich: Je feiner das Netz ist, desto besser stimmt das numerische Ergebnis mit den experimentellen Daten überein.

Dieser Trend wird auch für andere Betriebspunkte, wie den Volllast-Betriebspunkt DE Nr. 6, bestätigt. Hier zeigt sich, dass sich die Ablöseposition bei einer feineren Netzauflösung der Grenzschicht verschiebt.

Daraus lässt sich ableiten, dass für diese Art von Strömungen die Auflösung des Netzes über die gesamte Grenzschicht einen entscheidenden Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse hat.

Verfeinerung in Wandnähe

Das Expansionsverhältnis beschreibt das Verhältnis des Volumens einer Netzzelle zu dem der benachbarten Zelle. Ein kleineres Verhältnis ist charakteristisch für ein Netz von höherer Qualität. Die Netzauflösung in Wandnähe kann im Verhältnis zur maximalen Zellgröße um bis zu zwei Größenordnungen variieren.

Um das Verhältnis zwischen direkt benachbarten Zellen möglichst gering zu halten, werden viskose Schichten (VS) eingeführt. Wie in der Abbildung unten zu erkennen ist, wird die Netzauflösung in der Grenzschicht maßgeblich durch das Netz beeinflusst. Eine schematische Darstellung der viskosen Schichten ist in Abbildung 34 dargestellt.

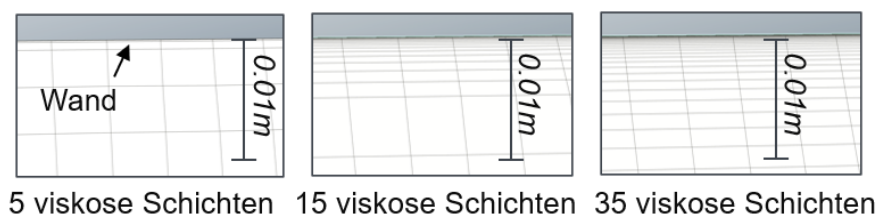


Abbildung 34: Variationen der Netzauflösung an der Wand

Die Studie wird ebenfalls für den Volllast-Betriebspunkt (DE Nr. 1) zusammengefasst. Dabei wird das Vollmodell verwendet, wobei ausschließlich das Netz im Bereich des Abströmgehäuses variiert wird. Die maximale Zellgröße sowie die Größe der an der Wand angrenzenden Zelle bleiben konstant.

Eine Vorstudie für den Volllast-Betriebspunkt (DE Nr. 6) zeigt, dass der Einfluss der Anzahl viskoser Schichten auf Effizienzwerte wie den Druckrückgewinn bei Netzen mit mehr als 25 viskosen Schichten abnimmt. Daher werden für das Referenznetz 30 viskose Schichten verwendet.

Abbildung 36 zeigt die Ergebnisse für die Druckrückgewinne der unterschiedlichen Netze.

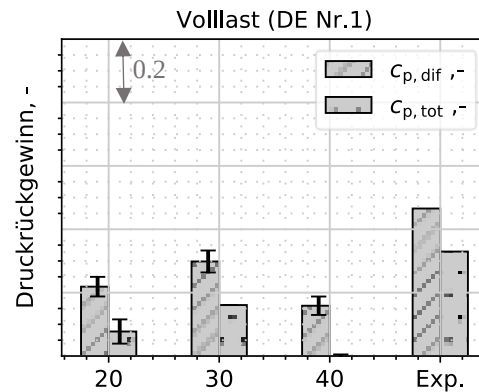


Abbildung 35: Druckrückgewinn abhängig von der Netzauflösung in Wandnähe

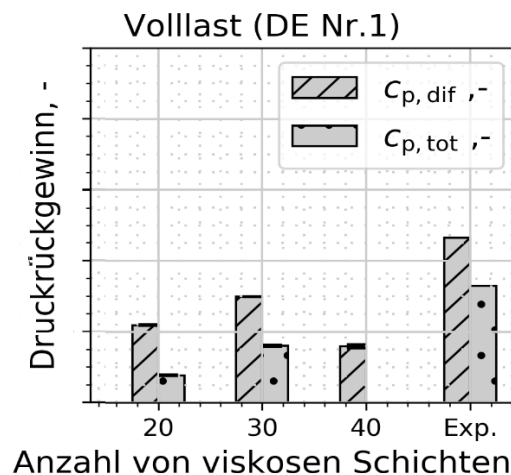


Abbildung 36: Druckrückgewinn abhängig von der Netzauflösung in Wandnähe

Die Berechnung für das Netz mit 10 viskosen Schichten ist nicht konvergent und wird somit weiterhin nicht gezeigt. Zwischen den Netzen mit 20 und 30 viskosen Schichten wurde eine erwartete Steigerung des Druckrückgewinns festgestellt. Beim Netz mit 40 viskosen Schichten zeigt sich jedoch ein abweichender Trend. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse für den gesamten Druckrückgewinn unphysikalische negative Werte.

Um die Ursache für diesen Trend zu verstehen, wurden die Diagramme in den Analyseebenen PL1 und PL2 auf einer relativen Kanalhöhe von 0,5 analysiert, da diese Werte zur Bestimmung des Druckrückgewinns verwendet werden (Abbildung 37).

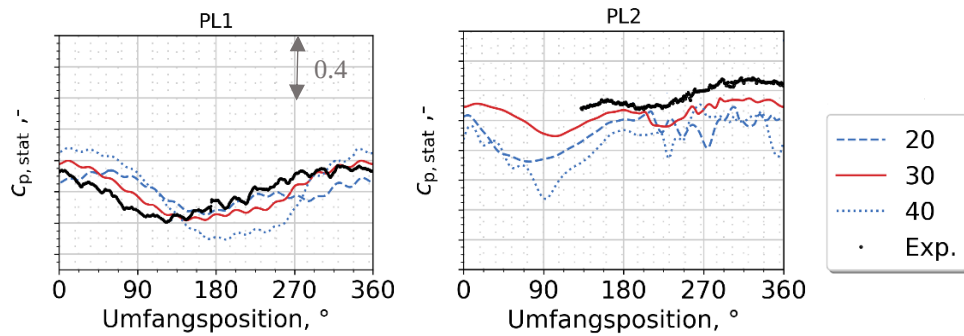


Abbildung 37: Druckrückgewinn in den Ebenen PL1 und PL2 für die Variation der Netzauflösung in Wandnähe durch die Anzahl viskoser Schichten

Die Verfeinerung des Netzes in Wandnähe zeigt bereits am Diffusoreinlass einen starken Einfluss auf die Strömung. Bei einem sehr feinen Netz (40 VL) wird eine Verschiebung des lokalen Druckminimums beobachtet. Am Diffusorauslass zeigt das feine Netz erhebliche lokale Abweichungen, die zu signifikanten Abweichungen im mittleren Wert führen.

Das Referenznetz mit 30 viskosen Schichten liefert hingegen die Ergebnisse mit den geringsten Abweichungen im Vergleich zu den experimentellen Daten.

Verfeinerungsstudie für die Rechengebiete stromaufwärts

Die Diffusoreintrittsbedingungen werden maßgeblich von der Präzision der vorhergehenden Strömungsdiskretisierung beeinflusst. Um die Netzabhängigkeit der stromabwärts gelegenen Domäne auszuschließen, wird eine Studie durchgeführt, bei der das Netz stromaufwärts variiert wird. Die Netzgrößen der einzelnen Modellkomponenten sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7: Netzauflösung für das Rechengebiet stromaufwärts des Diffusors in Mio. Zellen

Netz stromabwärts	Einlass Domäne	Strebereihen & DE	DG
Grob	1.1	2.1	14.2
Referenz	3.1	5.9	
Fein	7.3	17.3	

Zunächst werden der normierte statische und totale Druckverlauf an der Auswerteebene PLO vor dem Drallerzeuger verglichen. Anschließend wird die Strömung an der Auswerteebene PL1 für die verschiedenen Modelle analysiert, siehe Abbildung 38.

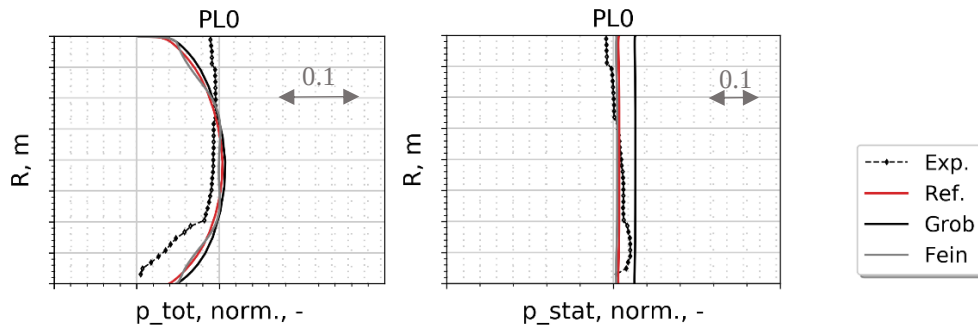


Abbildung 38: Druckverläufe an PLO stromauf des Drallerzeugers

Die beiden Verläufe in der Ebene PLO zeigen, dass die drei Netze nur einen geringen Einfluss auf den Totaldruckverlauf haben. Sowohl das Referenznetz als auch das feine Netz weisen kaum Abweichungen im statischen Druckverlauf auf.

Abschließend lässt sich festhalten, dass die Netze stromaufwärts des Diffusors einen geringeren Einfluss haben im Vergleich zu den Rechengittern für den Diffusor und das Gehäuse. Die Strömung ist hier nicht durch komplexe Strukturen wie starke Umlenkungen, Ablösungen oder Wirbelstrukturen charakterisiert, die im Diffusor und Gehäuse auftreten.

CFL-Zahl

Die CFL-Zahl ist eine Konstante, die den Pseudozeitschritt zur Propagation der numerischen Lösung bestimmt. Über die CFL-Zahl können sowohl die Stabilität als auch die Konvergenz der numerischen Lösung beeinflusst werden. In einigen Fällen kann dies jedoch zu Abweichungen in der Lösung führen.

Für diese Studie wird der Volllast-Betriebspunkt (DE Nr. 1) untersucht. Alle Rechnungen basieren auf dem gleichen Netz und dem identischen Turbulenzmodell (S-SBL-RSM) und werden mit dem Vollmodell durchgeführt. Zunächst erfolgte eine Coarse-Grid-Initialisierung des Strömungsfelds mit zwei groben Netzen, jeweils über 100 Iterationen, gefolgt von einer Simulation über 4000 Iterationen.

Insgesamt werden fünf unterschiedliche CFL-Zahlen betrachtet: 100, 10, 5, 3 und 1. Wie erwartet zeigt sich, dass die CFL-Zahl einen direkten Einfluss auf den Verlauf der Simulation hat. In Abbildung 39 ist der Verlauf des Druckrückgewinns in Abhängigkeit von der Iterationszahl dargestellt.

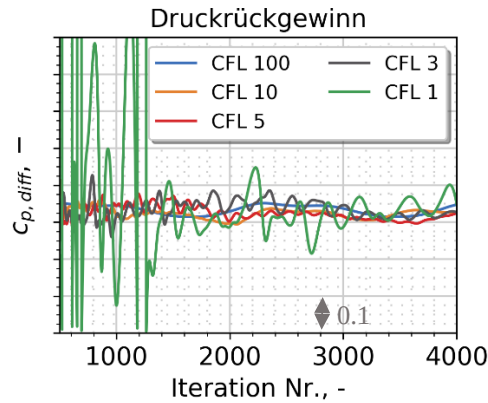


Abbildung 39: Druckrückgewinn-Verlauf abhängig von der Iterationszahl für verschiedene CFL-Zahlen

Änderungen der CFL-Zahl haben einen direkten Einfluss darauf, wie schnell die Rechnung konvergiert. Dennoch unterscheidet sich die Endlösung nur geringfügig, obwohl für Rechnungen mit geringeren CFL-Zahlen eine deutlich größere Anzahl an Iterationen erforderlich ist.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass größere CFL-Zahlen zu einer stabileren Lösung führen und weniger Iterationen für die Konvergenz erforderlich sind.

Zeitliche Diskretisierung- Zeitschrittstudie

Die zeitliche Diskretisierung der Strömung spielt eine entscheidende Rolle für die Genauigkeit einer instationären CFD-Rechnung. Weil instationäre Berechnungen äußerst rechenintensiv sind, wird das numerische Modell auf die DG-Domäne beschränkt. Dabei werden die Einlassprofile aus der CFD-Vollmodell-Rechnung übernommen.

Der Solver Fine/Open 11.2 zeigt sich als für transiente Berechnungen besser geeignet. Daher werden alle transienten sowie stationären Berechnungen, die zum Vergleich genutzt werden, mit Fine/Open 11.2 anstelle von Fidelity 2023.2 durchgeführt.

Die Zeitschrittstudie wird für einen Teillast-Betriebspunkt (DE Nr. 3) durchgeführt. Alle Rechnungen basieren auf dem gleichen Netz und verwenden das gleiche Turbulenzmodell (S-BSL-RSM). Die Ergebnisse der transienten Lösung werden über eine Zeitperiode von ca. 40 ms gemittelt, sobald das Strömungsfeld einen quasistationären Zustand erreicht hat. Dieser Wert basiert auf einer Abschätzung der physikalischen Verweildauer in der DG-Domäne, die aus den charakteristischen Stromlinien durch die Domäne und deren lokalen Geschwindigkeiten abgeleitet wird (Gleichung 11).

$$t_{path} = \int_{DG.in}^{DG.out} \frac{1}{v(s)} ds \quad (11)$$

In Abbildung 40 ist der Vergleich des Druckrückgewinns für eine stationäre sowie für transiente Simulationen für drei unterschiedliche Zeitschrittweiten dargestellt.

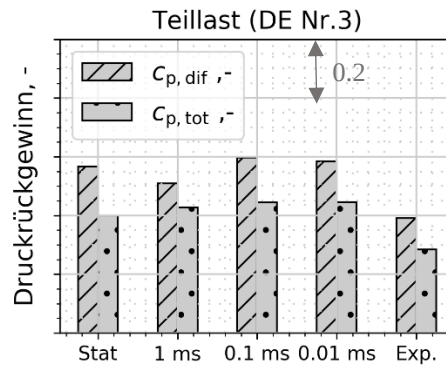


Abbildung 40: Druckrückgewinn für die Zeitschrittstudie

Aus Abbildung 40 geht hervor, dass in der untersuchten Strömung instationäre Effekte auftreten. Allerdings zeigen die Ergebnisse für die Zeitschritte von 0,1 ms und 0,01 ms keine Abweichungen in den Druckrückgewinn-Werten. Die weiteren Betriebspunkte wurden mit einem Zeitschritt von 0,01 ms berechnet.

Turbulenzmodellstudie

Eine der wesentlichen Unsicherheiten in numerischen Simulationen ergibt sich aus der Turbulenzmodellierung. In diesem Kontext werden drei verschiedene Turbulenzmodelle untersucht: Das Spalart-Allmaras-Modell (SA), das SST-Modell und das S-BSL-EARSM-Modell. Das SA-Modell ist ein Ein-Gleichungs-Modell, das zusätzlich eine Transportgleichung für die turbulente Viskosität einführt. Es zeichnet sich durch hohe Stabilität aus, zeigt jedoch oft erhebliche Abweichungen, insbesondere bei Strömungen mit komplexen turbulenten Strukturen, wie beispielsweise Rückströmungen. Das SST-Modell kombiniert die Vorteile zweier Zwei-Gleichungs-Modelle: Das $k-\epsilon$ -Modell bietet hohe Genauigkeit für freie Strömungen, während das $k-\omega$ -Modell für strömungsnahe Bereiche besonders geeignet ist. Dabei erfordert das SST-Modell jedoch eine feine Auflösung in wandnahen Bereichen ($y^+ < 1$). Trotz seiner Stärken weist das Standard-SST-Modell Einschränkungen auf, insbesondere bei Strömungen mit rotierenden Anteilen oder starken Umlenkungen. Diese Schwächen resultieren aus der Annahme einer isentropen Charakteristik der Turbulenz. Das S-BSL-EARSM ist ein komplexeres Zwei-Gleichungs-Modell. Der entscheidende Unterschied liegt in der erweiterten Modellierung des Reynolds-Spannungstensors, der einen zusätzlichen anisotropen Tensor umfasst. Dieser basiert auf dem Dehnungstensor und der Wirbelstärke, was zu einer höheren Genauigkeit bei der Simulation von Turbulenzen in komplexen Geometrien führt.

Diese Studie konzentriert sich auf den Volllastbetrieb (DE Nr. 1). Obwohl die Untersuchungen für mehrere Netze vorliegen, wird die Analyse in diesem Bericht auf das Referenznetz beschränkt. Zunächst werden die Ergebnisse der Druckrückgewinne in Abbildung 41 dargestellt.

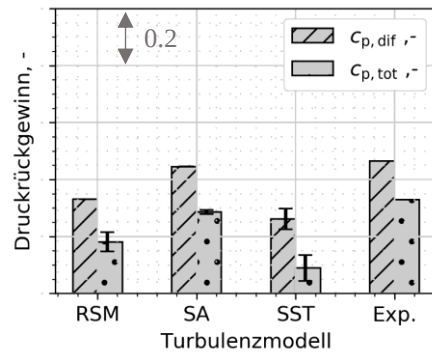


Abbildung 41: Druckrückgewinn für verschiedene Turbulenzmodelle für DE Nr. 1 bei Volllast

Das RSM-(S-BSL-EARSM) -Modell sowie das SA-Modell sind numerisch stabiler als das SST-Modell. In Abbildung 41 werden diese Umstände durch Fehlerbalken veranschaulicht. Diese zeigen, wie stark der Mittelwert über die letzten 1000 Iterationen von dem Wert der letzten Iteration abweicht, welcher für die Auswertung herangezogen wird. Das SST-Modell zeigt die größten Abweichungen im Vergleich zu den Messergebnissen. Das SA-Modell prognostiziert hingegen den höchsten Druckrückgewinn. Es ist jedoch zu beachten, dass die Vorhersage in Wandnähe am stärksten abweicht. Zur Veranschaulichung werden die Drücke an der Nabe in Abbildung 42 dargestellt.

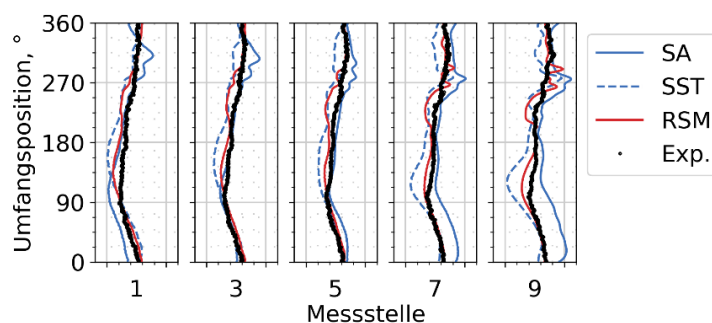


Abbildung 42: Drücke an der Diffusornabe für ausgewählte Messstellen und verschiedene Turbulenzmodelle

Aus Abbildung 42 ist ersichtlich, dass die Ergebnisse des SA-Modells am stärksten von den Messungen abweichen. In Richtung des Auslasses (Messstelle 9) wird der statische Druck stark überschätzt.

Im Folgenden wird das Strömungsfeld detaillierter analysiert. Zu Beginn werden die Druckrückgewinne am Einlass (PL1) und am Auslass (PL2) des Diffusors dargestellt.

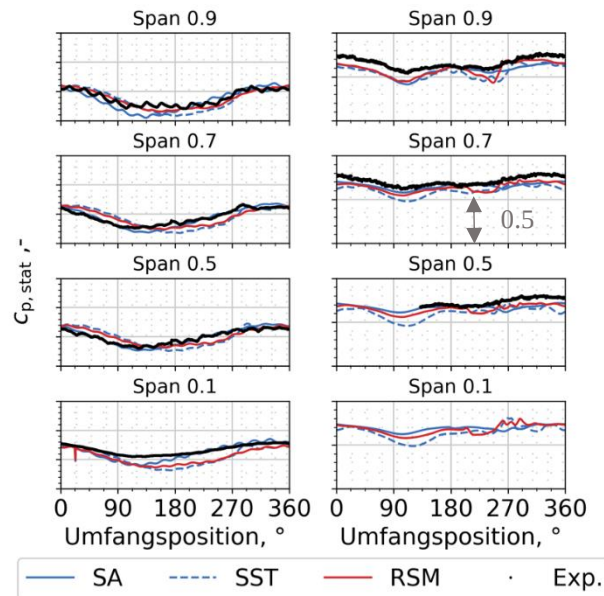


Abbildung 43: Strömungsfeld in PL1 (links) und PL2 (rechts) für verschiedene Turbulenzmodelle

An der PL1-Auswerteebene (Abbildung 43 rechts) sind nur geringfügige lokale Abweichungen zwischen den Modellen RSM und SST zu erkennen. Der Verlauf des Druckrückgewinns zeigt eine leichte Asymmetrie über dem Umfang, was den experimentellen Ergebnissen näherkommt. Am Diffusorauslass (Abbildung 43 links) hingegen weist das SST-Modell deutliche Abweichungen im Vergleich zu den beiden anderen Modellen auf. Wie erwartet unterscheiden sich die Vorhersagen der Rückströmungsgebiete.

In Abbildung 44 sind die Grenzen der Rückströmungsgebiete für alle drei untersuchten Turbulenzmodelle dargestellt, d.h. Bereiche in denen die Axialgeschwindigkeit negativ wird.

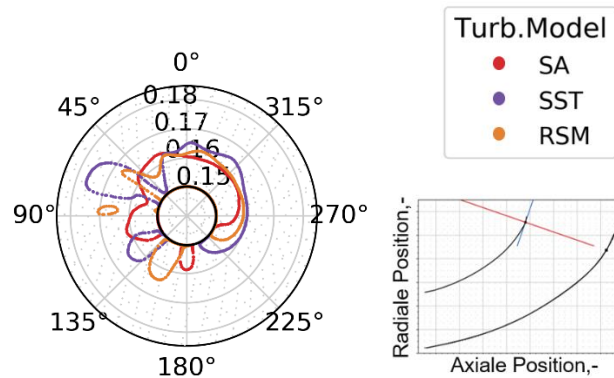


Abbildung 44: Rückströmgebiete für verschiedene Turbulenzmodelle

Allgemein werden die Rückströmgebiete an ähnlichen Positionen im Diffusor vorhergesagt. Das SST-Modell scheint die größte Ausbreitung vorherzusagen. Im unteren Bereich des Diffusors in Richtung der Ausströmung sind die größten Abweichungen zu beobachten, wobei sich dort ein instabiler Bereich stromabwärts abzeichnet. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die im oberen Bereich gebildeten Wirbelstrukturen an dieser Stelle zusammenlaufen.

Von den drei untersuchten Turbulenzmodellen stellt das RSM-(S-BSL-EARSM)-Modell die beste Alternative dar, weil es sowohl eine bessere Übereinstimmung mit den Messungen als auch eine höhere numerische Stabilität der Lösung bietet. Diese Schlussfolgerung wird auch durch Studien mit Netzen unterschiedlicher Zellauflösung bestätigt.

Einfluss verschiedener Randbedingungen und Strömungsfeld-Analyse

Wie bereits gezeigt, kann das numerische Modell die Lösung des Strömungsfeldes stark beeinflussen. Daher wird das numerische Modell für jeden Betriebspunkt basierend auf der Validierung angepasst. Hier wird das jeweilige Setup präsentiert, das die beste Übereinstimmung mit den Messdaten erzielt.

Zwei Ansätze werden verwendet: Für den Volllastbetrieb (DE Nr. 1 und 2) wird mit künstlich erhöhter Turbulenz gerechnet, während für den Teillastbetrieb (DE Nr. 3) in den Betriebspunkten rechts-50 und links-50 Last ein angepasstes Netz eingesetzt wird.

Für den Diffusor B werden vier Betriebspunkte definiert: Zwei Volllast-Betriebspunkte (DE Nr.1 und Nr.2) und zwei Teillast-Betriebspunkte (DE Nr.3L und DE Nr.3R). Zusätzlich zum Drallwinkel unterscheiden sich diese Betriebspunkte auch im Massenstrom.

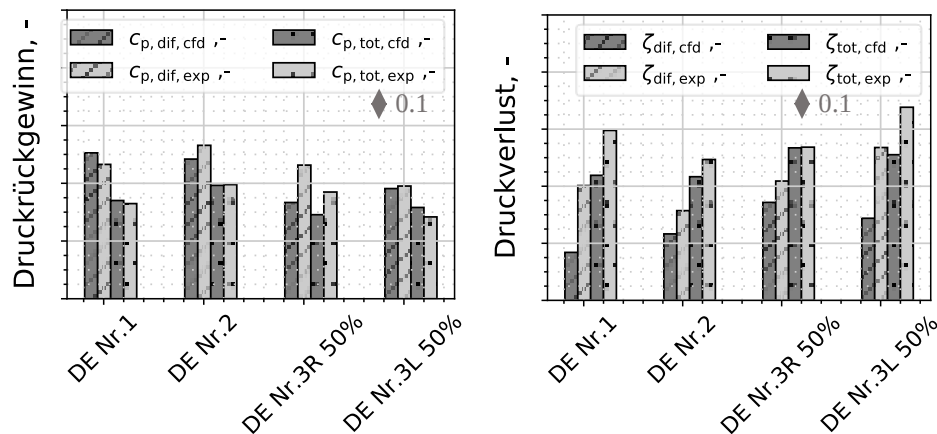


Abbildung 45: Druckrückgewinn und Druckverluste für die untersuchten Betriebspunkte für Diffusor B

Wie in Abbildung 45 zu erkennen ist, nimmt der Druckrückgewinn mit zunehmendem Massenstrom ab ($\dot{m}_2 > \dot{m}_1 > \dot{m}_{3,50R} > \dot{m}_{3,50L}$), während der Druckverlust zunimmt. Der Druckrückgewinn für das DG-System stimmt mit den Messungen gut überein, mit Ausnahme von DE Nr. 3R. In diesem Fall wird der Druckaufbau numerisch leicht unterschätzt. Im Gegensatz dazu werden die numerischen Ergebnisse für den Druckrückgewinn im Diffusor unterschätzt, mit Ausnahme von DE Nr. 1, für den der Wert leicht über dem Messergebnis liegt.

Für alle Betriebspunkte wird der Druckverlust von den Strömungssimulationen unterschätzt, was auf zusätzliche Verluste im Versuchsstand zurückzuführen sein könnte.

Druckrückgewinn und Druckverlust werden maßgeblich von den Rückströmungen beeinflusst. In Abbildung 46 sind die polaren Diagramme der Rückströmgebiete für die untersuchten Betriebspunkte dargestellt.

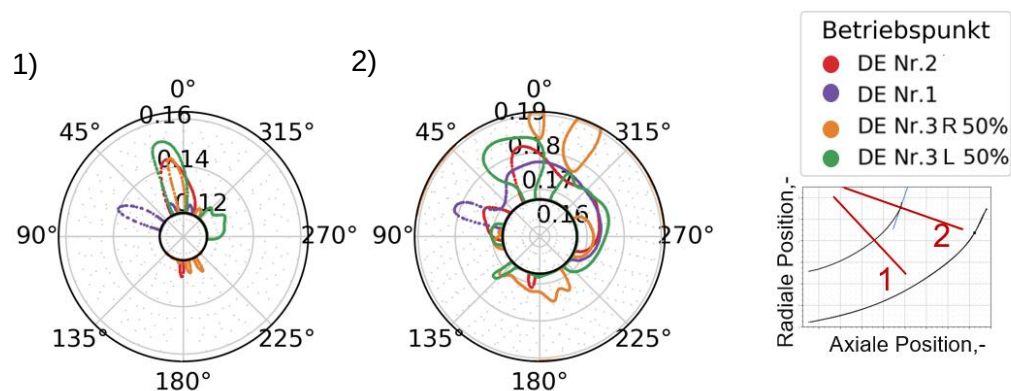


Abbildung 46: Rückströmgebiete im Diffusor B für verschiedene Betriebspunkte

Die Betriebspunkte sind – mit Ausnahme von „rechts-50“ – durch Rückströmungen an der Nabe geprägt. Die Größe der Ablösung nimmt mit sinkendem Massenstrom zu. Beim Teillastbetrieb „rechts-50“ tritt zusätzlich eine Ablösung am Gehäuse des Diffusors auf – ein Verhalten, das auch beim Teillastbetrieb „links-50“ in Abwesenheit der Spaltströmung beobachtet wird.

Der Drallwinkel am Einlass hat einen signifikanten Einfluss auf die Strömung im gesamten Gehäuse. Diese Zusammenhänge sind in der Abbildung 47 dargestellt.

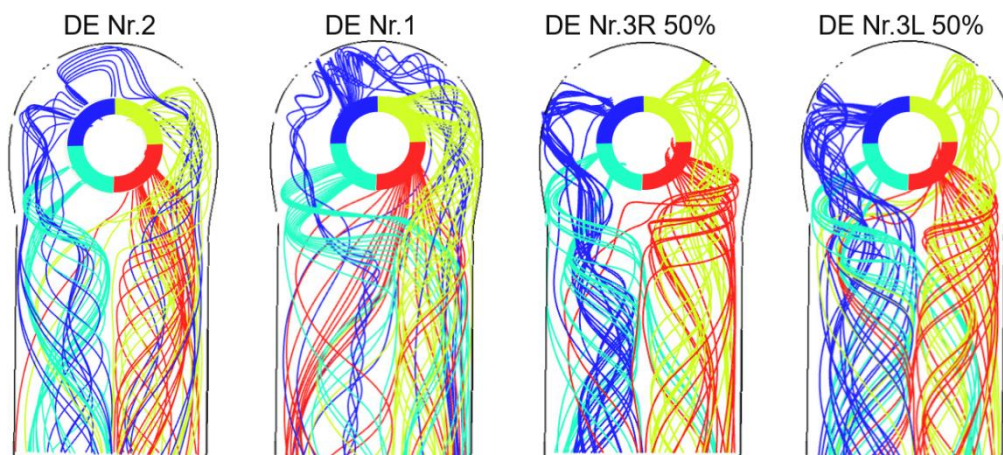


Abbildung 47: Stromlinien im Diffusor B für verschiedene Betriebspunkte

Es zeigt sich, dass der Drallwinkel einen erheblichen Einfluss auf die Strömungsteilung im oberen Bereich des Gehäuses hat, was wiederum die Verteilung der Strömung im Abströmungsbereich beeinflusst. Insbesondere kann dies in der oberen Hälfte des Gehäuses veranschaulicht werden. Je nach Strömungswinkel im Diffusor erfolgt die Aufteilung der Strömung an unterschiedlichen Umfangspositionen. In Abbildung 47 ist zu sehen, dass die von oben links eintretenden Stromlinien für DE Nr. 1 und Nr. 2 bereits aufgeteilt werden: Ein Teil der Strömung wird in den oberen Bereich des Gehäuses geleitet, während der übrige Teil direkt in Richtung Auslass strömt, was zu einer asymmetrischen Verteilung der Strömung im Gehäuse führt. Im Gegensatz dazu ist DE Nr. 3 durch einen geringfügigen Strömungswinkel charakterisiert, was zu einer gleichmäßigen Verteilung führt, aber auch dazu, dass im oberen Bereich des Diffusors eine Zone ohne Durchströmung entsteht.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Strömung im Diffusor B stark durch die Eintrittsrandbedingungen, insbesondere den Drall und den Massenstrom, geprägt wird.

Einfluss der turbulenten Eigenschaften

Wie bereits erwähnt, stellt die Modellierung von Turbulenz eine besondere Herausforderung für numerische Simulationen dar. Da keine Messdaten zur

Turbulenz vorliegen, wird eine Studie durchgeführt, in der die Turbulenzintensität variiert wird, um die Sensitivität der Ergebnisse zu bewerten.

Es ist zu beachten, dass beim Vollmodell aufgrund der sehr kleinen Machzahlen am Modelleinlass die erhöhte Turbulenz schnell gedämpft wird. Daher wird diese Studie an einem reduzierten Modell durchgeführt, das aus der DE-Domäne, der SSD-Domäne und der DG-Domäne besteht. Ein wesentlicher Vorteil dieser Reduktion liegt darin, dass am Einlass ein Druckprofil verwendet werden konnte, das aus den Messdaten in der PLO-Ebene abgeleitet ist. Dabei wird angenommen, dass die Strömung in der PLO-Ebene umfangssymmetrisch ist.

Die Studie zeigt zwei Volllast-Betriebspunkte (DE Nr. 1 und DE Nr. 2), weil die Turbulenz mit steigenden Machzahlen in der Strömung zunimmt. Abbildung 48 veranschaulicht, wie die Turbulenzrandbedingungen die Lösung beeinflussen.

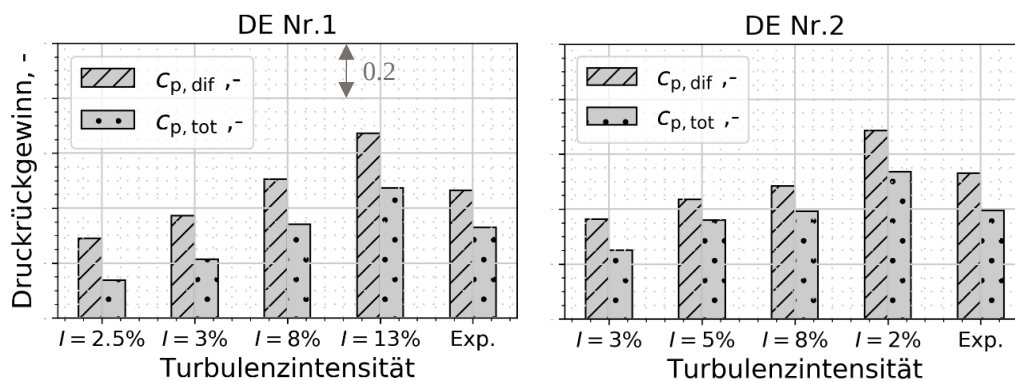


Abbildung 48: Druckrückgewinn bei variiertter Einlassturbulenz

Abbildung 48 verdeutlicht eine klare Tendenz für beide Betriebspunkte: Der Druckrückgewinn steigt mit zunehmender Turbulenzintensität. Zudem zeigt sich eine verbesserte Übereinstimmung der Wanddrücke mit den Messdaten. In Abbildung 49 sind die numerischen Ergebnisse (DE Nr. 1) für die Drücke an der Nabe des Diffusors zur besseren Veranschaulichung nur für die ausgewählten Punkte dargestellt.

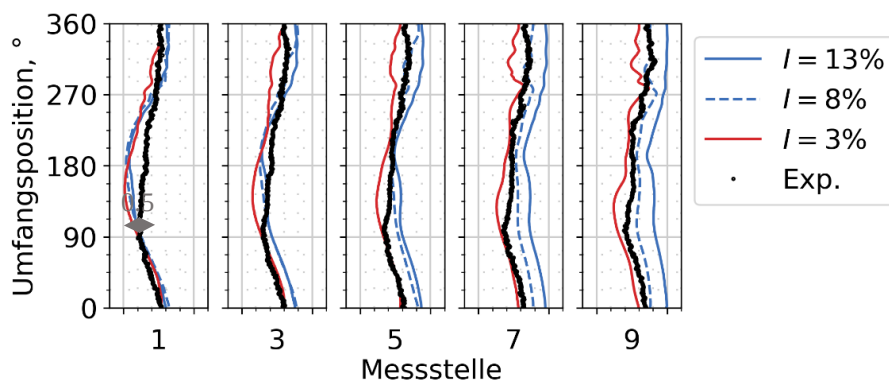


Abbildung 49: Drücke an der Diffusornabe bei variiertter Einlassturbulenz

Aus Abbildung 49 wird ersichtlich, dass eine erhöhte Turbulenz zu einer Reduktion lokaler Fluktuationen in Umfangsrichtung führt, was durch die Experimente bestätigt wird. Eine ähnliche Tendenz konnte für den ebenfalls untersuchten Betriebspunkt beobachtet werden. Im nächsten Schritt wird der Druck an der Diffusoraussenkontur in Abbildung 50 analysiert.

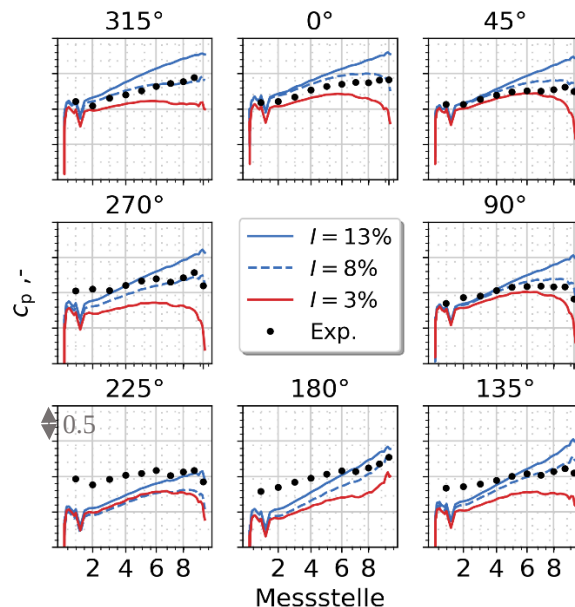


Abbildung 50: Drücke an der Diffusoraussenkontur bei variierteter Turbulenz

Abbildung 50 zeigt, dass eine erhöhte Turbulenzintensität von 8% am Eintritt in das Rechengebiet auch zu höheren Drücken an der Gehäusewand des Diffusors führt. Im oberen Bereich des Diffusors stimmt das numerische Ergebnis sehr gut mit den Experimenten überein. Im unteren Bereich des Diffusors zwischen 135° und 225° hingegen sind Abweichungen erkennbar, was wiederum mit den Ergebnissen für die Druckverteilung an der Diffusornabe übereinstimmt.

Zusammenfassend ergibt die Analyse, dass eine erhöhte Turbulenzintensität die Genauigkeit der numerischen Berechnungen positiv beeinflusst. Ein Effekt, der jedoch nicht korrigiert werden kann, ist die ausgeprägte Asymmetrie am Diffusoreinlass, die im Experiment nicht beobachtet wurde. Diese Tendenzen gelten auch für den ebenfalls untersuchten Betriebspunkt (DE Nr. 2). Dies deutet darauf hin, dass die Turbulenz in der Zuströmung in den numerischen Modellen unterschätzt wird.

Einfluss der Wandraugigkeit

Wie beschrieben wurde, scheint die Turbulenz im numerischen Modell unterschätzt zu werden. Dies kann auf verschiedene Gründe zurückzuführen sein: Eine mögliche Ursache für die Diskrepanz zu den Messdaten könnte darin liegen, dass das numerische Modell nicht alle physikalischen Phänomene berücksichtigt, wie zum Beispiel die Rauigkeit der Wände im Versuchsstand.

Die Wandraugigkeit hat einen signifikanten Einfluss auf die Bildung und Dicke der Grenzschicht. Zudem fördert sie den laminar-turbulenten Übergang, so dass dieser bereits bei niedrigeren Reynolds-Zahlen auftritt. Außerdem trägt eine erhöhte Wandraugigkeit zu höheren Druckverlusten bei. Allerdings beeinflusst die Rauigkeit die Strömung erst ab einer bestimmten Höhe [SCH06].

In diesem Abschnitt werden deshalb Modelle mit variierender Wandraugigkeit untersucht. Numerisch wird die Wandraugigkeit durch eine Wandfunktion modelliert. Dabei ist zu beachten, dass diese Modellierung eine spezifische Auflösung in der Wandnähe erfordert: Die Höhe der ersten Zelle muss größer als die äquivalente Sandkorngröße als ein Maß für die durchschnittliche Rauigkeitshöhe sein. In den numerischen Untersuchungen werden äquivalente Sandkornrauigkeiten bis zu $45\text{ }\mu\text{m}$ berücksichtigt. Diese sind mehr als eine Größenordnung größer als die erste Zellhöhe des Referenznetzes.

Aus diesem Grund wurde in der Rauigkeitsstudie ein Netz mit gröberer Auflösung ($y^+ \gg 5$) in der Wandnähe verwendet, wodurch jedoch die Anforderungen des Turbulenzmodells nicht mehr erfüllt wurden. Im nächsten Schritt werden die Auswirkungen auf den Druckrückgewinn und -verlust analysiert (Abbildung 51).

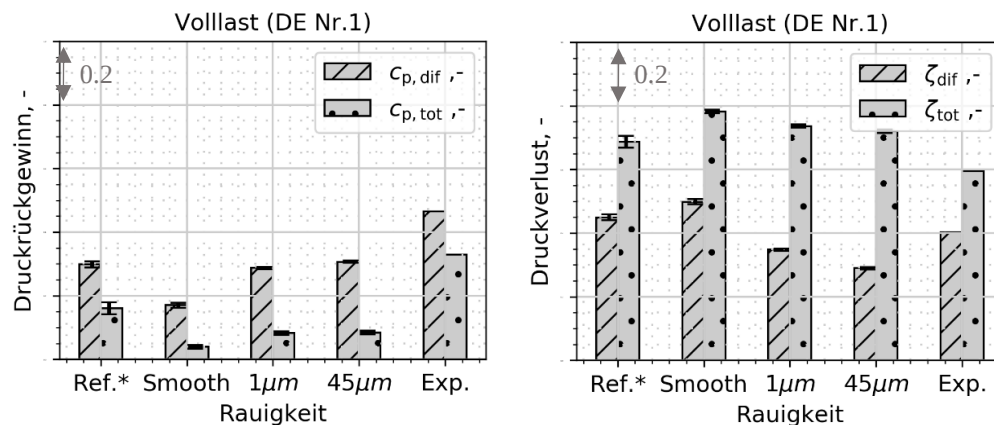


Abbildung 51: Druckrückgewinn und -verlust für verschiedene Rauigkeiten

Es ist zu beachten, dass das Referenznetz eine feine Wandauflösung aufweist, wobei die Ergebnisse für glatte Wände konsistent mit der oben geschilderten Studie sind. Hierbei zeigt sich, dass der Abstand der ersten Zelle zur Wand eine wichtige Rolle spielt: Grob aufgelöste Netze tendieren zu niedrigeren Werten im Druckrückgewinn. Bemerkenswert ist, dass der Druckrückgewinn mit steigender Wandraugigkeit zunimmt. Obwohl erwartet wurde, dass die Rauigkeit zusätzliche Verluste verursacht, scheint dies in diesem Fall nicht der Fall zu sein. Der Grund dafür liegt in der Änderung der Modellierung in der Wandnähe, was zu Unterschieden in der Lösung führt. Dieser Betriebspunkt ist durch eine Ablösung an der Diffusornabe gekennzeichnet. Im weiteren Verlauf wird gezeigt, wie diese numerisch für die verschiedenen Ansätze vorhergesagt wird. Es ist hervorzuheben, dass die Ablösung an der Nabe bei

der Modellierung mit rauen Wänden stromaufwärts früher eintritt als im Referenzfall, was in Abbildung 52 dargestellt ist.

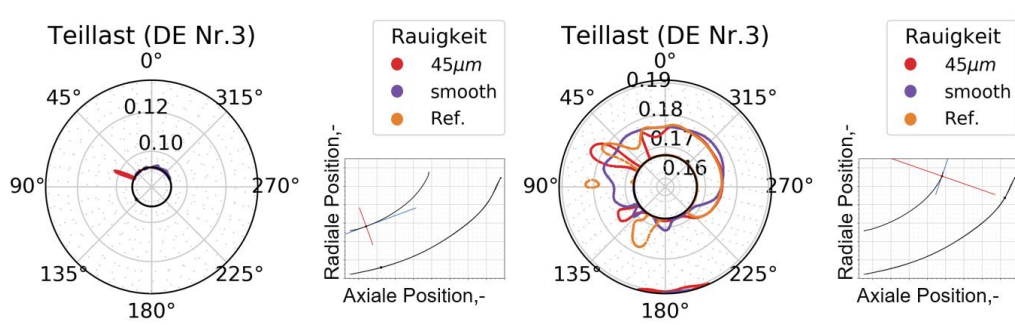


Abbildung 52: Rückströmgebiete im Diffusor B für verschiedene Rauigkeiten

Darüber hinaus zeigt sich eine geringfügige Strömungsablösung an der Diffusoraussenkontur. Im nächsten Schritt werden in Abbildung 53 die Druckwerte an der Diffusornabe analysiert.

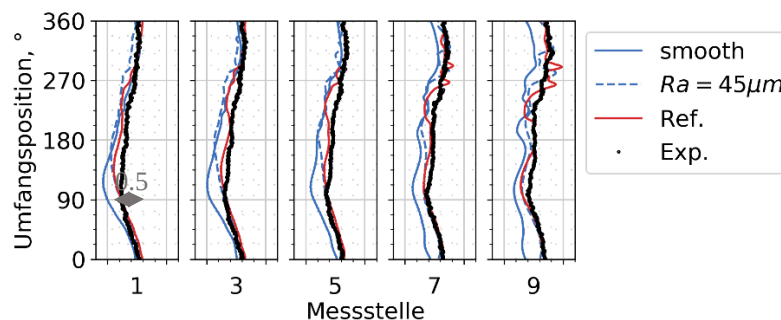


Abbildung 53: Drücke an der Diffusornabe für verschiedene Rauigkeiten

Bemerkenswert ist, dass die Verläufe des Referenzwerts für glatte Wände und des Modells mit rauen Wänden ähnliche Tendenzen zeigen, einschließlich der lokalen Fluktuationen im Bereich von 180° bis 360°.

Die Auflösung des ersten Netzelements sollte für das verwendete Modell idealerweise entweder in der viskosen Unterschicht ($y^+ < 5$) oder in der log-Schicht ($30 < y^+ < 50$) liegen. Im Folgenden werden zwei Konturdiagramme für die y^+ -Werte der beiden Fälle dargestellt (Abbildung 54).

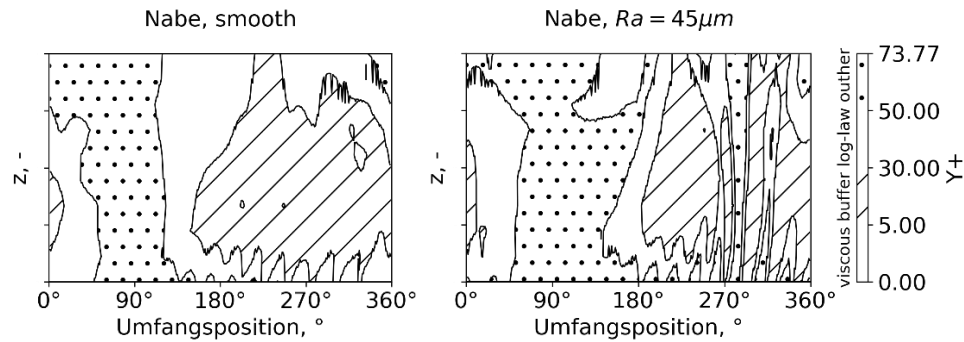


Abbildung 54: y^+ -Werte an der Diffusornabe für verschiedene Rauigkeiten

Die Bereiche mit einer Wandauflösung, die für die Grenzschicht nicht ausreichend modelliert ist, sind durch ein Muster gekennzeichnet. Es wird deutlich, dass ein großer Teil der Nabenfläche nicht ausreichend diskretisiert wurde. Der Bereich von 180° bis 360° ist durch große Fluktuationen der y^+ -Werte und somit der lokalen Reibungsgeschwindigkeit geprägt, was mit den Druckschwankungen an der Nabe konsistent ist.

Abschließend lässt sich festhalten, dass die Wandrauigkeit die Diffusorströmung signifikant beeinflusst. Allerdings führt eine Vergröberung des wandnahen Netzes zu einer ungenauen Auflösung, was Fehler in der numerischen Modellierung zur Folge hat. Diese Zusammenhänge sollten weiter untersucht werden, insbesondere mit einem feineren Netz.

Stationäre Simulationen für verschiedenen Randbedingungen (ITSM-Versuchsstand)

Es wird der Einfluss der zeitlichen Diskretisierung auf zwei Betriebspunkte untersucht. Dabei kam dasselbe numerische Modell wie oben beschrieben zum Einsatz. Der Einlass des Modells entspricht dem Diffusoreintritt einschließlich der Spaltströmung, wobei die Strömungsprofile aus der stationären Lösung extrahiert werden. Am Auslass wurde eine Massenstrom-Randbedingung vorgegeben. Der gewählte Zeitschritt beträgt 0,01 ms.

Die Untersuchungen werden für je einen Teillast- und einen Vollastbetriebspunkt durchgeführt. In Abbildung 55 wird der Vergleich der Druckrückgewinne dargestellt.

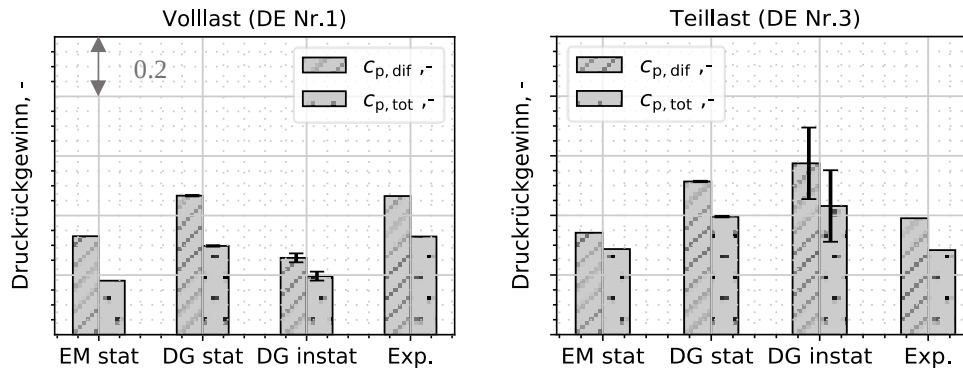


Abbildung 55: Druckrückgewinn für stationäre und instationäre Simulationen bei Voll- und Teillast

Aus dem linken Diagramm der Abbildung 55 lässt sich erkennen, dass der Volllast-Betriebspunkt nur geringfügige Abweichungen beim Übergang von stationären zu instationären Ergebnissen mit einer maximalen Abweichung von 3,7% in $c_{p,dif}$ aufweist. Beim Teillast-Betriebspunkt hingegen ist die Veränderung signifikant, wobei der Druckrückgewinn in den instationären Ergebnissen ansteigt. Außerdem variiert die Strömung zeitabhängig, was durch die Fehlerbalken veranschaulicht wird.

In Abbildung 56 werden die Druckverluste miteinander verglichen.

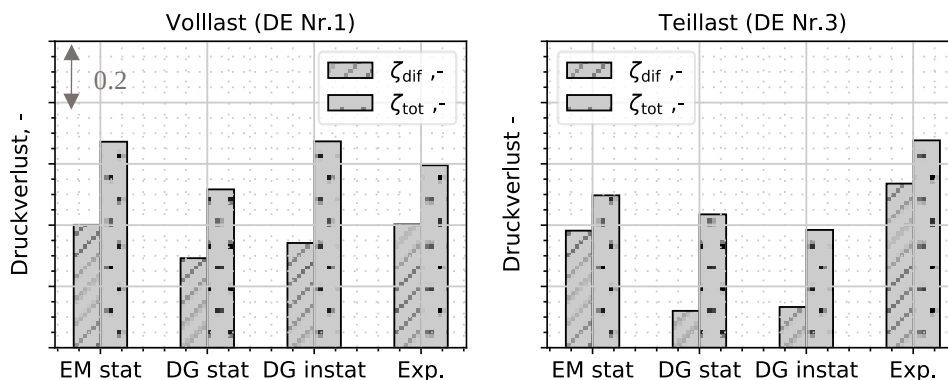


Abbildung 56: Druckverlust für stationäre und instationäre Simulationen bei Voll- und Teillast

Wie erwartet, reagiert auch der Druckverlust im Volllast-Betriebspunkt weniger sensitiv auf eine zeitliche Auflösung der Strömungsphänomene. Im Gegensatz dazu weisen die Ergebnisse für den Teillast-Betriebspunkt folgende Tendenz auf: Der Druckverlust im Diffusor steigt, während er in der DG-Domäne abnimmt. Dieses deutet auf eine Veränderung des dynamischen Druckanteils im Sammelraum des Gehäuses hin.

Die Analyse der Rückströmgebiete ergibt, dass sich das Rückströmgebiet an der Nabe im oberen Bereich des Diffusors bildet. Die Ausbreitung dieses Gebiets zeigt zeitliche Fluktuationen. Diese Beobachtungen sind in der folgenden Abbildung 58 dargestellt. Gezeigt werden Isolinien, entlang derer die axiale Geschwindigkeit in der wandnächsten Zelle entlang der Nabe das Vorzeichen wechselt. Zum Vergleich wird zusätzlich ein Konturplot der stationären Lösung für beide instationären Ergebnisse gezeigt (Abbildung 58).

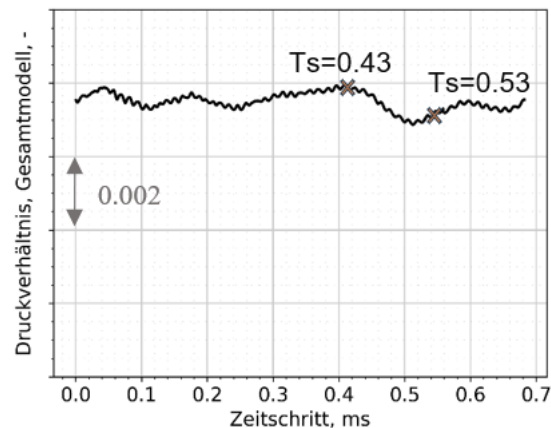


Abbildung 57: Gesamtmodelldruckverhältnis: Zeitliche Entwicklung bei Teillast

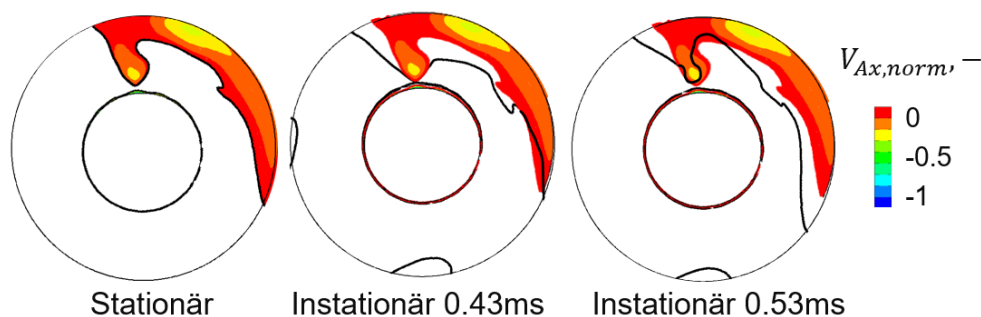


Abbildung 58: Rückströmungen an der Diffusornabe, Vergleich stationärer und instationärer Ergebnisse

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der Teillast-Betriebspunkt (DE Nr.3 links) ein stärkeres instationäres Verhalten aufweist als der Volllast-Betriebspunkt (DE Nr.1). Die Modifikationen des Modells für die instationären Berechnungen führen zu signifikanten Diskrepanzen gegenüber den experimentell gemessenen Daten.

Strömungsfeld im Modell mit und ohne Turbinenstufe

Wie bereits erwähnt wurde, werden die Strömungsbedingungen am Diffusoreintritt im ITSM-Versuchsstand mithilfe verschiedener Drallerzeuger und der Einblasung von Spaltströmungen abgebildet. Im Folgenden wird eine

kurze Zusammenfassung der möglichen Unterschiede in der Modellierung der Diffusoreintrittsbedingungen vorgestellt. Dafür wird ein Teillast-Betriebspunkt (DE Nr. 3, 50% links) in einem Modell mit einer Turbinenstufe (TS) sowie mit und ohne Zuströmgehäuse simuliert. In Abbildung 59 ist der Totaldruck am Diffusoreinlass für diese drei Modelle dargestellt.

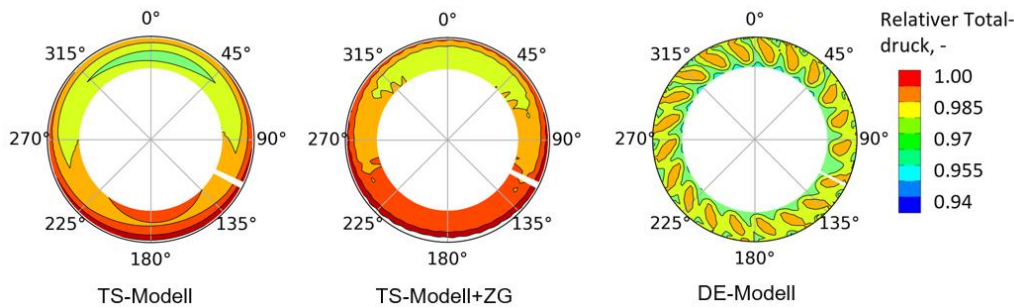


Abbildung 59: Totaldruckverteilung am Diffusoreinlass: Modell mit Turbinenstufe, mit Turbinenstufe & Zuströmgehäuse und mit Drallerzeuger

Es zeigt sich, dass sich der mittlere Totaldruck in den ersten beiden Modellen leicht unterscheidet, was auf die stromabwärts gerichtete Verschiebung der Einlassebene im TS-Modell im Vergleich zum TS+ZG-Modell zurückzuführen ist. Jedoch ist die Differenz der mittleren Drücke zwischen dem TS+ZG-Modell und dem DE-Modell kleiner.

Die Verteilung in Umfangsrichtung ist jedoch leicht unterschiedlich. In beiden Modellen mit der Turbinenstufe (stationär mit Mixing Plane TS) und mit Frozen Rotor Interface (TS+ZG) ist die Strömung ausgemischt und weist eine ausgeprägte Asymmetrie zwischen der oberen und unteren Diffusorhälfte auf. Im Gegensatz dazu ist die DE-Auslassströmung durch deutliche Nachläufe geprägt, wobei die Asymmetrie der Strömung ebenfalls präsent ist.

Zusätzlich werden die jeweiligen Einlassprofile der TS- und DE-Modelle verglichen. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass sich die Modelle stromaufwärts stark unterscheiden: Das TS-Modell besitzt einen asymmetrischen Einlass, während der Einlass des DE-Modells sowie TS-Modells ohne Zuströmgehäuse als vereinfachtes Rohr dargestellt wird.

In der Abbildung 60 ist der Totaldruck stromaufwärts der TS- und DE-Modelle dargestellt.

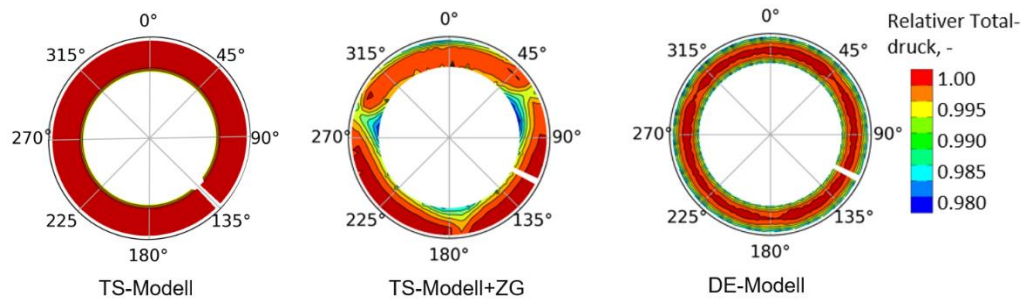


**Abbildung 60: Totaldruckverteilung vor der Turbinenstufe/Drallerzeuger:
Modell mit Turbinenstufe, mit Turbinenstufe & Zuströmgehäuse und mit
Drallerzeuger**

Aus den Abbildungen wird deutlich, dass die Asymmetrie stromaufwärts im TS-Modell signifikant ist. Beide Modelle (TS+ZG & DE) verfügen über drei Stützstreben stromaufwärts des Diffusors, deren Nachläufe ebenfalls im Druckverlauf sichtbar sind. Im Gegensatz dazu zeigt das Modell TS ohne Zuströmgehäuse eine symmetrische Verteilung, da der Totaldruck als Randbedingung unmittelbar stromaufwärts definiert ist.

Es ist zu berücksichtigen, dass sich die Turbulenzintensitäten zwischen den Modellen stark unterscheiden. Laut den numerischen Ergebnissen beträgt die Turbulenzintensität am Diffusoreinlass im TS-Modell 10% und im DE-Modell 3%. Es ist zu beachten, dass das numerische DE-Modell ohne Drahtgitter modelliert wurde, was zu einer geringeren Turbulenz führt, da das Drahtgitter erheblich zur Erzeugung der Einlassturbulenz im ITSM-Versuchsstand beiträgt.

Diese Unterschiede haben einen erheblichen Einfluss auf die Strömung. Darüber hinaus ist zu beachten, dass der ITSM-Versuchsstand unter atmosphärischen Bedingungen betrieben wird, während die Turbinen-Prüfstände von Everllence mit Heißgas arbeiten. Dies führt zu unterschiedlichen Fluideigenschaften, die ebenfalls Auswirkungen auf die Strömungsverhältnisse haben können.

Insgesamt zeigt die Analyse, dass die Strömung am Einlass nachmodelliert werden kann. Dabei ist es entscheidend, eventuelle Unterschiede wie die Turbulenzintensität oder die Strömungsasymmetrie zu berücksichtigen und möglichst detailliert nachzubilden.

Numerische Untersuchung der Leckageströmung

Die modellierte gehäuseseitige Spaltströmung hat ihren Ursprung in der Rotorspaltströmung der Turbine, die durch einen Spalt zwischen den rotierenden Rotorscheaufeln und dem stationären Gehäuse entsteht. Im ITSM-Versuchsstand wird diese Strömung durch einen ebenen Spalt modelliert mit tangentialer, drallfreier Einblasung. Abbildung 61 veranschaulicht die Strömungsverhältnisse im Simulationsmodell mit der Turbinenstufe sowie deren Nachbildung im Versuchsstand als Ergebnis von CFD-Simulationen.

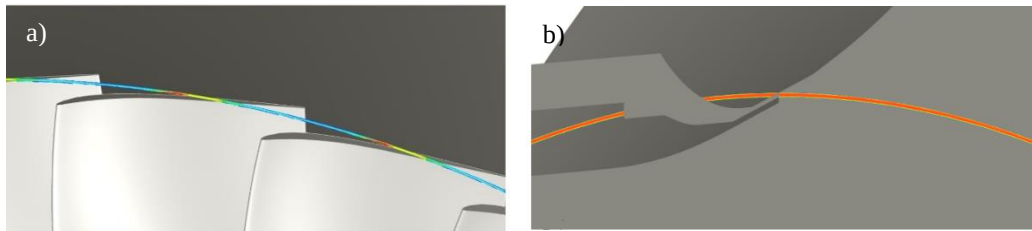


Abbildung 61: Spaltströmung im Rotor (a) und im ITSM-Versuchsstand (b)

Die Leckageströmung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Strömung im Diffusor. Abhängig vom Betriebspunkt kann sie sowohl positive als auch negative Auswirkungen auf den Druckrückgewinn und den Druckverlust haben. Einerseits führen die erhöhten Scherspannungen bei der Vermischung der Spaltströmung zu zusätzlichen Verlusten. Gleichzeitig kann diese Art von Strömung jedoch auch die Grenzschicht energetisieren, wodurch eine Verzögerung oder Unterdrückung der Ablösung erreicht werden kann (Mihailowitsch [MIH20]).

Begleitend zu diesem Projekt wurde der Einfluss der Leckageströmung auf die Diffusorströmung im Rahmen einer Forschungsarbeit am ITSM untersucht (Jiang **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). Hierzu wurde ein Modell auf eine Schaufelpassage reduziert und bei konstanten Totaldruckrandbedingungen, konstantem Auslassmassenstrom und Variationen der Spaltströmungs-Machzahl analysiert.

Zusätzliche Studien wurden für einen Teillast-Betriebspunkt (DE Nr. 3 links-50) durchgeführt. Ausgehend von einem Betriebspunkt ohne Spaltströmung wird der Anteil der Spaltströmung schrittweise von 3% auf 6% erhöht, wobei der Auslassmassenstrom konstant gehalten wird. In Abbildung 62 sind die Ergebnisse des Druckrückgewinns dargestellt.

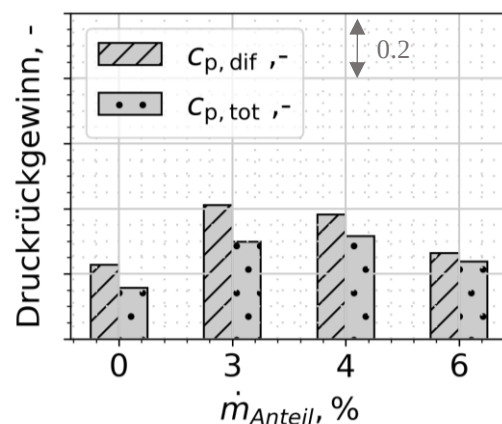


Abbildung 62: Druckrückgewinn bei Variation des Spaltmassenstroms

Eine zusätzliche Spaltströmung führt initial zu einer Erhöhung des Druckrückgewinns. Mit steigendem Massenstromanteil der Spaltströmung nimmt jedoch der Druckrückgewinn ab. Die Spaltströmung beeinflusst sowohl die

Größe als auch die Lage des Rückströmungsgebiets, wie in Abbildung 63 zu sehen ist.

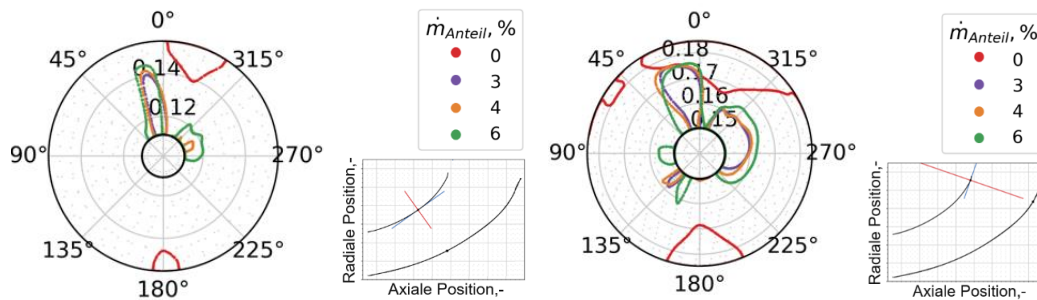


Abbildung 63: Rückströmgebiete bei Variation des Spaltmassenstroms

Diese Analyse zeigt, dass sich bei fehlender Spaltströmung ein signifikantes Ablösegebiet an der Diffusoraussenkontur bildet, welches durch die Einblasung der Spaltströmung beeinflusst wird. Mit zunehmendem Spaltmassenstrom vergrößert sich das Rückströmungsgebiet, während der Druckrückgewinn abnimmt.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Spaltströmung einen wesentlichen Einfluss auf die Strömung im Diffusor ausübt. Es scheint ein optimales Massenstromverhältnis für jeden Betriebspunkt zu existieren, bei dem ein erhöhter Druckrückgewinn erzielt werden kann. Diese Ergebnisse stimmen mit den Aussagen anderer Quellen überein, wie beispielsweise Mihailowitsch[MIH20].

Analyse und Konzept für einen innovativen Diffusor

Die Geometrie eines Axial-Radial-Diffusors hat erheblichen Einfluss auf den erzielten Druckrückgewinn und ist daher Gegenstand zahlreicher Studien. Für einfache Geometrien können einige Auslegungsregeln abgeleitet werden. Tatsächlich wird die Strömung im Diffusor, insbesondere in Gehäusen mit Axial-Radial-Diffusoren, maßgeblich durch die Abströmung beeinflusst.

Im Rahmen dieses Projekts wurde eine numerische Studie durchgeführt, in welcher die Geometrie des Diffusors systematisch variiert wurde. Die Ergebnisse wurden von Fomina et al. [FOM23] veröffentlicht. Ein Ansatz dieser Untersuchung ist, die Diffusorgeometrie asymmetrisch zur Rotationsachse zu variieren, um den Druckrückgewinn zu steigern und die Symmetrie der Strömung am Diffusoraustritt zu verbessern.

Hierzu wird die Diffusorgeometrie entlang der Symmetrieebene mit sechs Parametern parametrisiert, während die Geometrie in der senkrechten Ebene konstant gehalten und nicht verändert wird. Die parametrisierten Bereiche werden durch einen Spline approximiert. Abbildung 64 verdeutlicht die asymmetrische Gestaltung der Diffusorgeometrie.

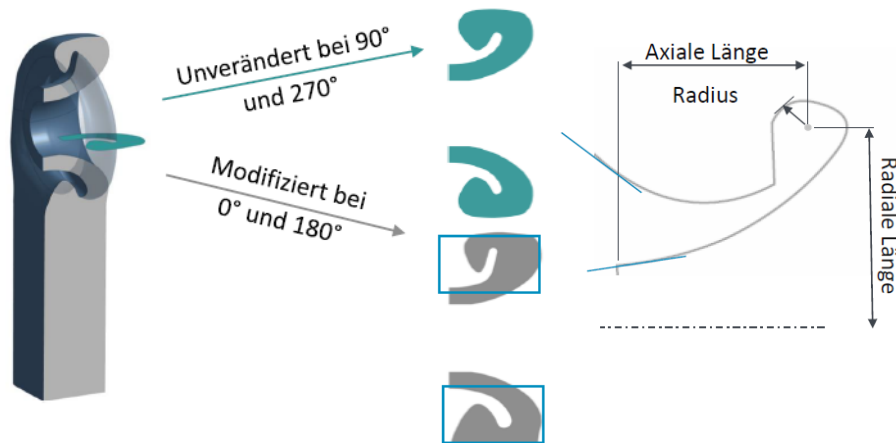


Abbildung 64: Geometriemodifikation, Prinzipskizze und Parameter-Definition für die Geometriestudie

Der analysierte Parametersatz wird mittels Latin-Hypercube-Sampling erzeugt. Für die Generierung der insgesamt 120 untersuchten Geometrien wird ANSYS SpaceClaim 2022.1 verwendet. Anschließend werden die Geometrien für zwei Betriebspunkte, Volllast (DE Nr.2 100 rechts) und Teillast (DE Nr.3 links-50), untersucht.

Aus der Studie lassen sich die folgenden Ergebnisse ableiten: Die Geometriemodifikation führt zu einer Verbesserung der Diffusoreffizienz. Tatsächlich ist der Einfluss je nach Betriebspunkt unterschiedlich.

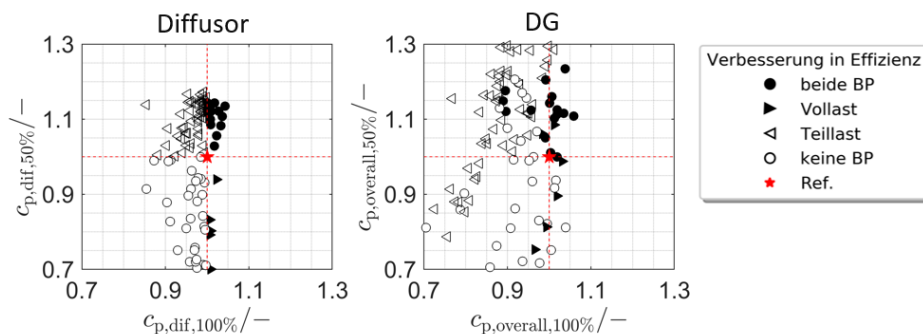


Abbildung 65: Druckrückgewinn der Diffusorgeometrie Studie

Aus Abbildung 65 lässt sich entnehmen, dass es Modifikationen gibt, die nur in einem Betriebspunkt zu einem verbesserten Druckrückgewinn führen; diese Varianten sind im linken Diagramm mit Dreieck-Symbolen gekennzeichnet. Das rechte Diagramm zeigt jedoch, dass die Verbesserungen im Diffusor-Druckrückgewinn nicht auf das gesamte Modell inklusive des Sammelraums übertragbar sind.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist der Einfluss der einzelnen Parameter. Es zeigt sich, dass die Parameter im unteren Bereich des Diffusors einen größeren Einfluss auf den DG-Druckrückgewinn haben, während die Parameter im

oberen Bereich stärker die Diffusoreffizienz beeinflussen. Darüber hinaus wirken sich axiale Parameter, durch die direkt die Auslassfläche des Diffusors modifiziert wird, stärker auf die Effizienz aus als radiale Parameter oder der Radius der Diffusorauslasskurve.

Ein weiteres Ergebnis ist, dass durch asymmetrische Geometrieänderungen die Strömungsasymmetrie am Auslass reduziert werden kann. Diese Verbesserung der Strömungssymmetrie führt jedoch nicht zwangsläufig zu einer Steigerung der Effizienz. Es wird auch untersucht, wie die einzelnen Parameter den Auslass beeinflussen. Eine Verkleinerung der Auslassfläche im oberen Bereich des Diffusors führt beispielsweise zu einer stärkeren Asymmetrie in der Auslassströmung. Geometrien mit nahezu konstanter Kanalbreite im unteren Diffusorbereich weisen geringere Strömungsvariationen in Abhängigkeit von der Umfangsposition auf.

Eine modifizierte Geometrie, die aus dieser numerischen Untersuchung resultiert, wird ausgewählt und experimentell untersucht. Die entsprechenden Tests wurden sowohl im ITSM-Versuchsstand als auch in einem Heißgas-Versuchsstand von Everllence bei ähnlichen Betriebspunkten durchgeführt.

Abgleich mit CFD – ITSM-Versuchsstand

Die modifizierte Diffusor-Variante, welche als asymmetrischer Diffusor ausgeführt ist, wird für ähnliche Betriebspunkte wie der initiale Diffusor B untersucht.

Die experimentellen Untersuchungen am ITSM-Versuchsstand umfassen zwei Betriebspunkte: Teillast (DE Nr.3 links-50) und Teillast (DE Nr.2 rechts-50). Die Betriebspunkte unterscheiden sich im Massenstrom und Zuströmdrallwinkel. Abbildung 66 zeigt die numerischen und experimentellen Ergebnisse.

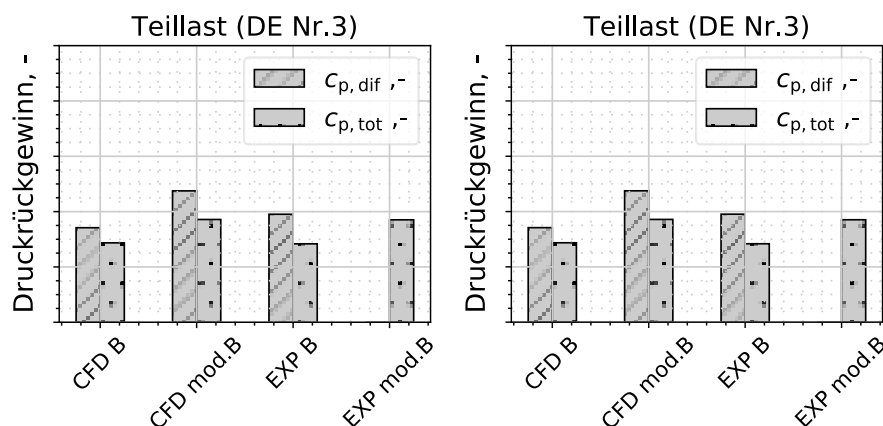


Abbildung 66: Druckrückgewinn für modifizierte und Referenzgeometrie für Teillast DE Nr. 3 links und Teillast DE Nr. 2 rechts

Die numerischen Ergebnisse zeigen, dass in den untersuchten Betriebspunkten der Druckrückgewinn im Diffusor infolge der Modifikation durchgehend zunimmt.

Tatsächlich steigt der DG-Druckrückgewinn lediglich im Teillast-Betriebspunkt (DE Nr.3) an, während im anderen Betriebspunkt ein leichter Rückgang zu beobachten ist. Die Geometriestudie hat gezeigt, dass Änderungen im unteren Bereich des Diffusors einen signifikanten Einfluss auf den DG-Druckrückgewinn haben. Eine Erweiterung der unteren Diffusorfläche führt zu einer Erhöhung des DG-Druckrückgewinns, da der Diffusor geometrisch erweitert wird und die Strömung zusätzlich verzögert wird. Dabei ist zu beachten, dass dieser Effekt im Teillast-Betriebspunkt DE Nr.3 ausgeprägter ist.

Der Eintrittsdrallwinkel hat einen entscheidenden Einfluss auf die Strömung im asymmetrischen Gehäuse, insbesondere auf die Position der Strömungsaufteilung im oberen Diffusorbereich, welcher die Strömung in Richtung Auslass umlenkt. Änderungen in der Diffusorgeometrie beeinflussen diese Strömungsaufteilung und -umlenkung. Bei einer Abweichung der Verteilung von der Symmetrieebene (wie im Fall von Betriebspunkt DE Nr.2) werden diese Effekte verstärkt.

Um diese Erkenntnisse zu veranschaulichen, zeigen die Konturplots am DG-Auslass die simulierte Machzahl in Abbildung 67.

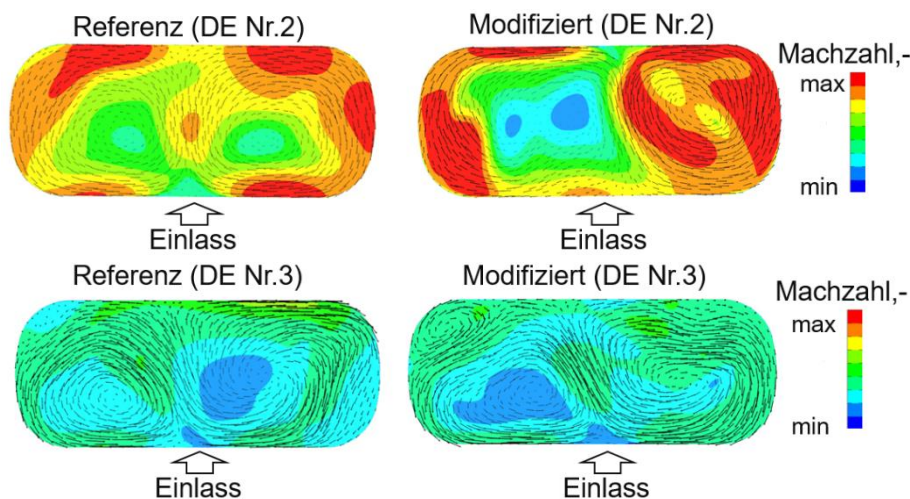


Abbildung 67: Simulierte Machzahlverteilung in PL3 für modifizierte und Referenzgeometrie

Es ist zu erkennen, dass die Strömungsasymmetrie am Modellauslass durch die Modifikation des Diffusors beeinflusst wird. Im Fall der Strömung mit DE Nr. 2 nimmt die Asymmetrie zu, während im Fall DE Nr. 3 die Verteilungen für beide Geometrien asymmetrisch sind. Um die Ursachen für die Asymmetrie zu analysieren, werden die Stromlinien innerhalb des Gehäuses in Abbildung 68 visualisiert.

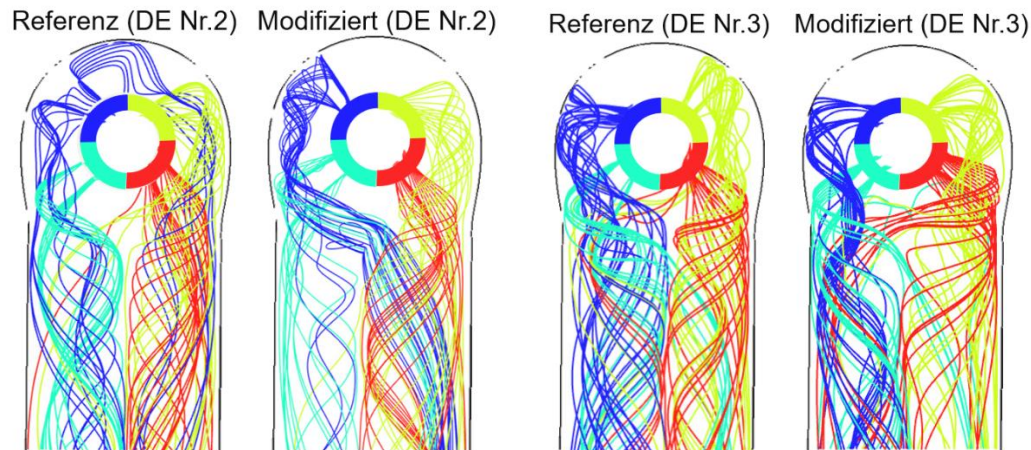


Abbildung 68: Stromlinien im Austrittsgehäuse für modifizierte und Referenzgeometrie

Aus der Darstellung wird ersichtlich, dass die Strömung für die Referenzgeometrie zwei nahezu gleichgroße Wirbelzöpfe bildet. Diese führen stromabwärts zu einer symmetrischen Strömungsverteilung. Im Gegensatz dazu resultiert die Verkleinerung der Fläche im oberen Diffusorbereich und die Vergrößerung im unteren Bereich für die modifizierte Geometrie in der Bildung von zwei asymmetrischen Wirbeln in der Abströmung. Dabei ist die Strömung aus dem Bereich 180° – 270° durch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit gekennzeichnet als die aus dem Bereich 270° – 0° .

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die asymmetrische Modifikation des Diffusors zu einer verbesserten Diffusoreffizienz beitragen kann. Für den Druckrückgewinn des Gesamtsystems zeigt die Modifikation jedoch nur bei einem Betriebspunkt erhebliche Vorteile. Die Asymmetrie der Strömung im Diffusor und in der Abströmung ist dabei abhängig von der Geometrie und vom Betriebspunkt.

Versuchsstand Everllence

Zusätzlich wird die modifizierte Geometrie gemeinsam mit der vorgeschalteten Turbinenstufe für die am Heißgas-Prüfstand von Everllence untersuchten Betriebspunkte untersucht. Die drei Betriebspunkte für eine der untersuchten Turbinengeometrien sind hier dargestellt.

Zunächst werden die Drücke an der Diffusornabe in Abbildung 69 verglichen.

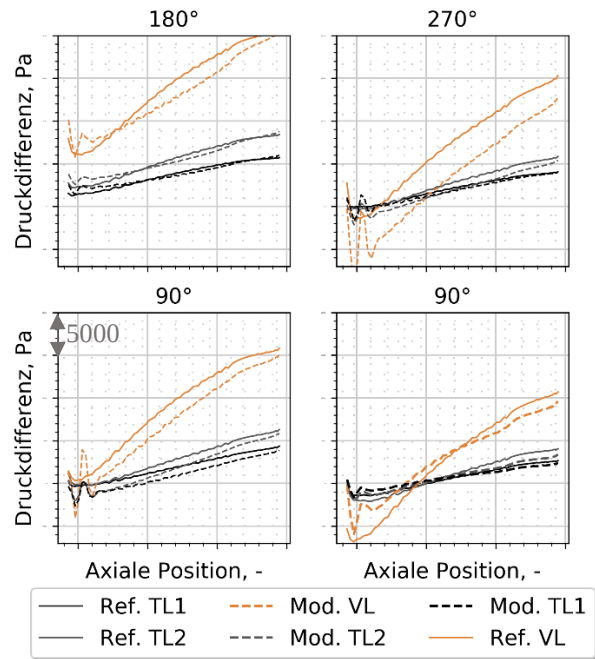


Abbildung 69: Gemessene statische Druckdifferenzen an der Diffusornabe für die Modelle mit Turbinenstufe für Referenz und modifiziertes Modell

Die Verläufe der modifizierten Geometrie liegen bei Teillast leicht unterhalb der Referenzwerte der initialen Diffusorgeometrie Typ B, während die Druckdifferenz beim Volllast-Betriebspunkt für die modifizierte Geometrie deutlich abnimmt.

In Abbildung 70 sind die Wanddrücke am Einlass und Auslass dargestellt.

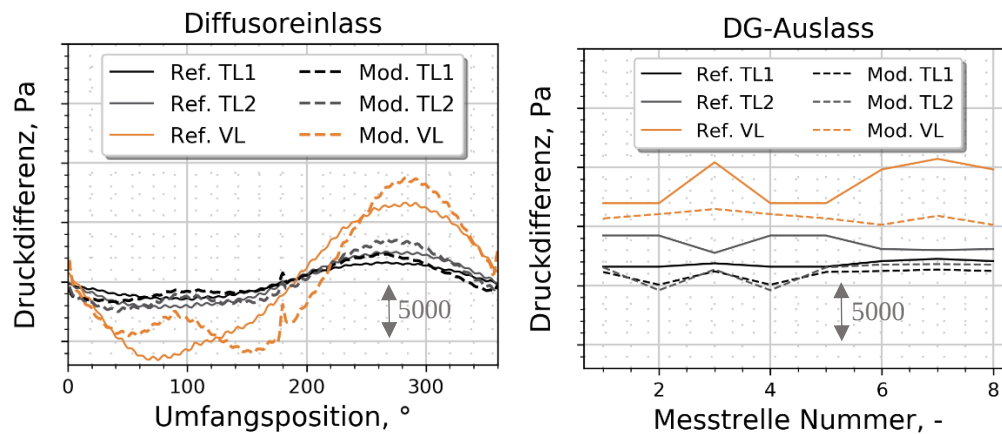


Abbildung 70: Wanddrücke am Einlass und Auslass des DG-Modells für die Modelle mit Turbinenstufe

Durch die Modifikationen wird die Asymmetrie am Diffusoreinlass verstärkt, insbesondere beim Volllast-Betriebspunkt. Im Diagramm links sind die Wand-

drücke an den selben Positionen dargestellt, wie sie im Versuchsstand gemessen werden. Diese zeigen bei allen Betriebspunkten einen Rückgang der Druckdifferenz durch die geometrischen Änderungen.

Aus der Analyse lässt sich ableiten, dass die Diffusormodifikation sowohl Unterschiede im statischen Druck als auch in der Strömungsasymmetrie bewirkt. Allerdings wird bei den Messungen mit Turbinenstufe ein gegensätzlicher Zusammenhang festgestellt, als es aus den vorherigen Studien am ITSM-Versuchsstand erwartet wurde.

Über die Stabilität der numerischen Lösung

Für die Simulationsanalyse werden im Solver Fine/Open 11.2 von Numeca sogenannte „Monitoring Points“ in den Ebenen PL1, PL2 und PL3 definiert. Zwischen diesen Ebenen werden die Druckrückgewinne und Verluste berechnet. Um die Anzahl der Monitoring-Punkte und damit die Rechenaufwand zu begrenzen, wird eine Signalanalyse durchgeführt. Dafür wird ein feines Gitter mit Punkten auf jeder Fläche erstellt, wie es im Beispiel in der Abbildung 71 (a) gezeigt wird. Anschließend wird für jede Reihe einer der Punkte einer Rückwärts-FFT unterzogen, um die repräsentative Anzahl der Punkte zu bestimmen (Abbildung 71 b).

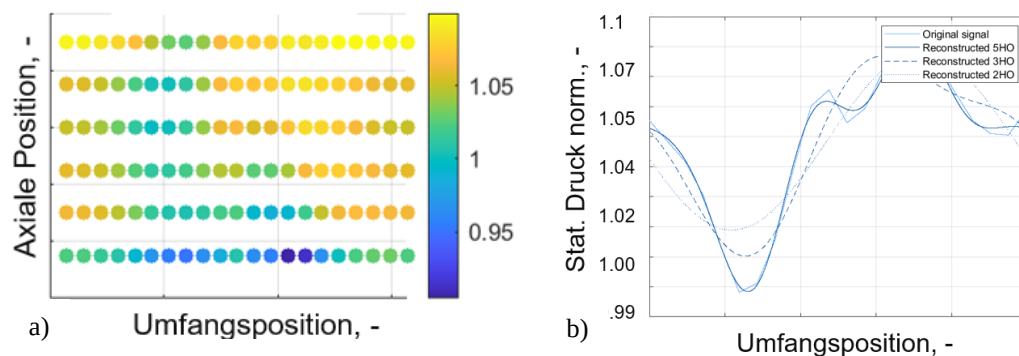


Abbildung 71: Signalanalyse am Beispiel der Ebene PL2: a) maximale Anzahl der definierten Monitoring-Punkte, b) Rückwärts-FFT-Beispiel für die Reihe 3

Danach werden die Ergebnisse mit der maximalen und der reduzierten Anzahl verglichen. In Abbildung 72 ist ein Beispiel für den Druckrückgewinn dargestellt.

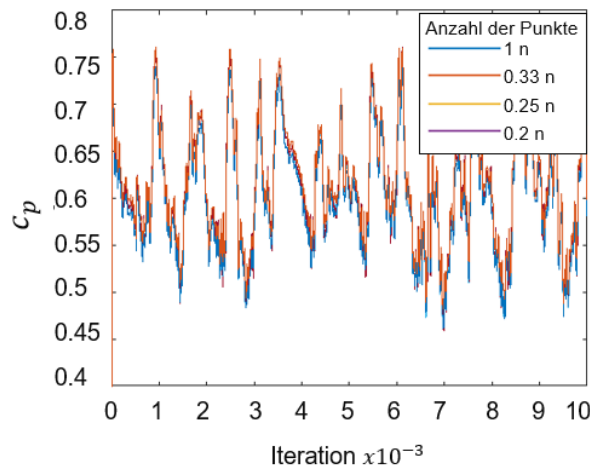


Abbildung 72: Konvergenz von Druckrückgewinn basiert auf die Monitoring Punkte für die variierende Anzahl der Punkte

Basierend auf den Ergebnissen der Signalanalyse sind für die Ebene PL1 fünf Monitoring-Punkte, für PL2 20 Monitoring -Punkte und für PL3 23 Monitoring -Punkte erforderlich. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass diese Anzahl von den Randbedingungen abhängig sein kann.

Best-Practice-Empfehlungen

Im Rahmen des Projektes wurden zahlreiche numerische Modellierungen für Axial-Radial-Diffusoren analysiert und verglichen. Es hat sich gezeigt, dass die Art der Modellierung signifikante Auswirkungen auf die vorhergesagte Strömung haben kann und zudem stark vom Betriebspunkt und der analysierten Geometrie abhängen kann. Nachfolgendes formuliert Empfehlungen zur CFD-Simulation von Axial-Radial-Diffusoren, die auf der Analyse der numerischen Ergebnisse dieses Vorhabens basieren. Diese umfassen die folgende Punkte:

- Vorgehensweise zur Bewertung der numerischen Ergebnisse,
- Anforderungen an die Netzfeinheit,
- Turbulenzmodellierung und
- die Ränder der numerischen Simulationsmodelle.

Allgemeine Bewertung

Ausgehend von der Überlegung, dass für manche Betriebspunkte keine numerisch-stabilen Ergebnisse erzielt werden können, sollten bei der Bewertung folgende Punkte berücksichtigt werden: Die Stabilität der Simulation sollt mit folgenden Möglichkeiten überwacht werden:

- Über sogenannte „Monitoring Points“ (diskrete Punkte im Fluid) oder
- gemittelte Variablen für zuvor definierte Flächen.

Im Strömungslöser Fine/Open11.2 von Numeca ist nur die erste Methode verfügbar.

Die zweite, genauere Methode ist im Solver Fidelity 2023.2 von Cadence verfügbar. Dabei können die Druckwerte auf beliebig definierte Flächen überwacht werden. Anschließend müssen diese Werte über verschiedene Intervalle gemittelt werden. Erfahrungsgemäß liefert eine Mittelung der letzten 1000 Iterationen einen zuverlässigen Mittelwert. Damit kann eine Aussage darüber getroffen werden, wie genau bzw. stabil das Strömungsfeld nach der letzten Iteration ist, das anschließend ausführlich ausgewertet wird.

Für die Validierung sollen die Gesamtdruckwerte massenstromgemittelt und die statischen Drücke flächengemittelt an denselben Koordinaten wie die Messungen erfasst werden, dazu werden die numerische Werte auf die Koordinaten der Messstellen interpoliert.

Für die Validierung der Wanddrücke sollen die jeweiligen Positionen als Ebenen definiert werden. Durch den Schnitt der Fläche mit der Wand des numerischen Modells können die Druckwerte an der Wand möglichst präzise ausgewertet werden.

Anforderungen an die räumliche Diskretisierung

Ein zylindrisches, unstrukturiertes Netz mit einer Symmetrieachse entlang der Rotationsachse erfüllt die Anforderungen an das numerische Netz für die untersuchten Anwendungen. Dieses Netz zeichnet sich durch eine geringe Aspect Ratio sowie eine minimale Expansion Ratio aus und bietet gleichzeitig eine hohe Flexibilität bei der Anpassung an variierende Geometrien. Die durchgeführten Studien zeigen, dass die maximale Elementgröße kleiner als 6,4% der Kanalhöhe betragen sollte, um numerische Unabhängigkeit in Bezug auf die globale Diskretisierung sicherzustellen.

Die lokale Netzverfeinerung im Bereich des Diffusors wird kontrovers diskutiert. Sie kann für die untersuchten Teillast-Betriebspunkte vorteilhaft sein, insbesondere für jene, bei denen die Strömung zur Ablösung an der Gehäusewand neigt. Allerdings zeigen die Ergebnisse, dass in Volllast-Betriebspunkten im Übergangsbereich zu einem gröberen Netz unphysikalische Effekte auftreten können.

Die Auflösung in Wandnähe spielt eine entscheidende Rolle, da die Strömung in allen Betriebspunkten an der Nabe ablöst. Feine Netze mit einem y^+ -Wert kleiner 1 liefern aufgrund präziserer Vorhersagen zuverlässige Ergebnisse. Für die untersuchten Betriebspunkte hat sich eine Höhe der ersten Zellschicht von $5 \cdot 10^{-6}$ (y^+ von 0,19 für Volllast DE Nr.1) als optimal erwiesen. Zudem hat sich gezeigt, dass eine große Anzahl viskoser Schichten vorteilhaft ist. Daher werden 30 Schichten empfohlen, um eine genaue Modellierung der Grenzschicht zu gewährleisten.

Turbulenzmodellierung

Die Modellierung der Turbulenz stellt eine besondere Herausforderung dar, weil das Turbulenzmodell eine entscheidende Rolle bei der Vorhersage des Strömungsfeldes und der Ablösegebiete spielt. Unter den untersuchten Modellen (SA, SST und S-BSL-EARSM) hat sich das S-BSL-EARSM-Modell als

besonders stabil erwiesen, insbesondere aufgrund der berücksichtigten Anisotropie turbulenter Strömungen.

Es ist zu beachten, dass im Rahmen dieser Studie keine direkten Messdaten für die Turbulenz vorliegen, weshalb die Modellparameter iterativ bestimmt werden mussten. Studien haben gezeigt, dass die Turbulenz bei der Verwendung des großskaligen Modells für den Einlassbereich der Umgebung (siehe Abbildung 19) unterschätzt werden kann. Für die untersuchten Betriebspunkte, bei denen ein Turbulenzgrad von 8% vorgegeben wurde, konnten jedoch Ergebnisse erzielt werden, die eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten aufweisen.

Ränder des numerisches Berechnungsgebiets

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Geometrie des Abströmgehäuses nicht rotationssymmetrisch ist, führt jede Reduzierung des Modells zu ungenauen Ergebnissen, weil dadurch die sich ausbreitenden asymmetrischen Effekte vereinfacht werden.

Bei einem numerischen Modell mit einem Drallerzeuger sind die Effekte der Asymmetrie erst ab der Ebene PLO (stromab des Drallerzeugers) vernachlässigbar. Einlassbedingungen können an PLO basierend auf einem eindimensionalen Profil erzeugt werden.

Für die Modellierung inklusive einer Turbinenstufe ist es erforderlich, die Simulation über die vollständige Umfangsrichtung durchzuführen, um die Asymmetrie und eventuelle Rückwirkungen auf die Rotorabströmung zu berücksichtigen. Darüber hinaus ist auch die Modellierung des Einlassgehäuses notwendig, um die auftretenden asymmetrischen Strömungseffekte genau nachzubilden.

Messungen am Heißgasprüfstand

Der bereits weiter oben vorgestellte Diffusor B und die daraus abgeleitete modifizierte Variante B mod werden aufseiten Everllence mithilfe von Messungen an einem Heißgasprüfstand untersucht. Zu diesem Zweck werden zunächst zwei Austrittsgehäuse mit jeweils einem der beiden Diffusoren konstruiert und gefertigt, wobei der Sammelraum bei beiden Gehäusevarianten identisch ist. Abbildung 73 zeigt die beiden Diffusoren innerhalb der untersuchten Gehäuse.

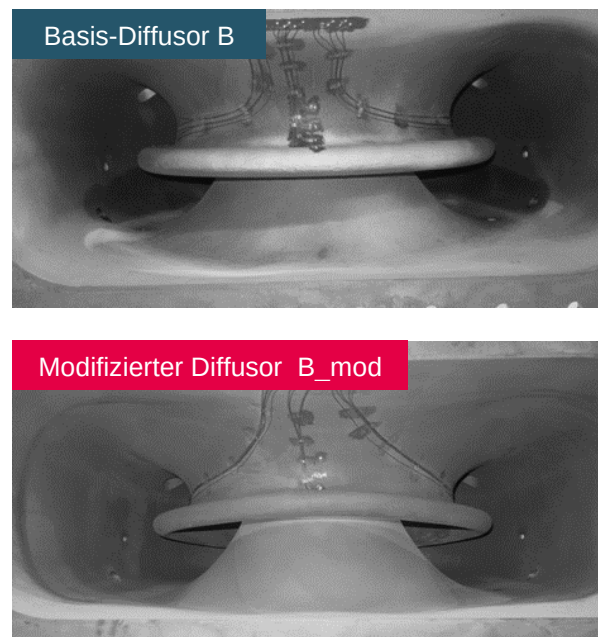


Abbildung 73: Detailansicht der Turbinenabströmgehäuse für die Varianten „Diffusor B“ (oben) und „Diffusor B mod“ (unten)

Die Heißgasversuche wurden mit verschiedenen Turbolader-Konfigurationen an einem Brennkammerprüfstand durchgeführt. Abbildung 74 zeigt den turbinenseitigen Versuchsaufbau bestehend aus dem Zuströmgehäuse, der Axialturbinenstufe und dem Abströmgehäuse. Mithilfe von zwei Messrohren am Zuströmgehäuse-Eintritt sowie am Abströmgehäuse-Austritt werden Temperaturen und Drücke in der Zu- und Abströmung erfasst. Weitere Messstellen umfassen eine Vielzahl statischer Wanddrücke im Zuströmgehäuse und im Abströmgehäuse.

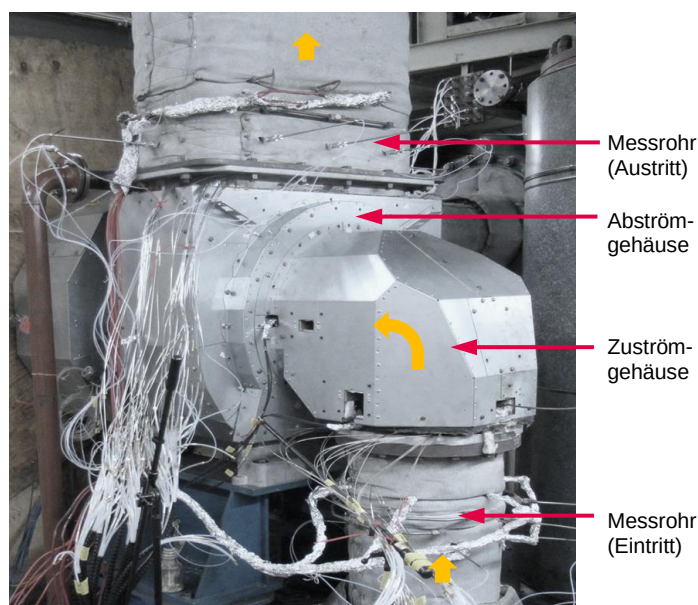


Abbildung 74: Prüfstands Aufbau mit Versuchsturbine am Heißgasprüfstand

Zusätzlich zur Variation des Austrittsgehäuses wird im Rahmend der Heißgasversuche auch die untersuchte Turbinenstufe variiert, sodass insgesamt 12 Versuchsaufbauten mit Rotoren R1 und R2 und Statoren (Düsenringen) H1 bis G2 untersucht werden (Tabelle 8). Zu jeder Turbinenkonfiguration wird ein passender Verdichter verwendet, der die thermodynamischen Anforderungen des Gesamt-Turboladers erfüllt.

Tabelle 8: Vergleich der untersuchten Konfigurationen für die Heißgasversuche (Everllence) und Diffusorversuche (ITSM)

Nr.	Gehäuse	Ro- tor	Stator	ITSM-Konfiguration
1	B	R1	H1	
2	B	R1	M1	rechts-50, rechts-100
3	B	R1	G1	
4	B	R2	H2	
5	B	R2	M2	links-50, links-100
6	B	R2	G2	
7	B mod	R1	H1	
8	B mod	R1	M1	rechts-50, rechts-100
9	B mod	R1	G1	
10	B mod	R2	H2	
11	B mod	R2	M2	links-50, links-100
12	B mod	R2	G2	

Für jeden Versuchsaufbau wird eine Betriebslinie gemessen, die verschiedene Lastpunkte vom Schwachlast- bis zum Volllastbetrieb umfasst. Zwecks einer Vergleichbarkeit der Ergebnisse vom Heißgasprüfstand mit den Ergebnissen des Diffusorversuchsstand der Universität Stuttgart sind die entsprechenden Geometrievarianten und Betriebszustände in Tabelle 8 gekennzeichnet.

Zur Vorbereitung der Instrumentierung wird zunächst eine analytische Prognose zur Sensitivität der Turbinenwirkungsgrads gegenüber Änderungen im

Austrittsdruck durchgeführt. Das Ergebnis dieser Analyse ergibt unter anwendungsnahen Bedingungen die folgenden Größenordnungen:

- Schwachlast: $\partial\eta_T/\partial p_{aus} \approx 0,20$ Prozentpunkte je mbar
- Volllast: $\partial\eta_T/\partial p_{aus} \approx 0,04$ Prozentpunkte je mbar

Damit wird deutlich, dass Druckunterschiede infolge einer Diffusormodifikation im Bereich von 5...25 mbar den Turbinenwirkungsgrad in der Größenordnung von etwa einem Prozentpunkt verändern können.

Auswertung der Messungen ITSM

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Versuchskampagne für die Diffusoren A, B und B mod beschrieben. Abbildung 75 zeigt eine Zusammenfassung der Druckrückgewinnungskoeffizienten an der Auslassmesebene PL3 für jede repräsentative Messung in allen Diffusorkonfigurationen. Zusätzlich ist der gemittelte Einlassströmungswinkel des Diffusors angegeben.

Mit Ausnahme eines Betriebspunktes wurden alle Messungen mit einem Spaltmassenstrom durchgeführt, der zwischen 2% und 4% des gesamten Hauptstrom-Massenstroms liegt. Außerdem wird in einer Konfiguration ein montiertes Turbulenzgitter für Diffusor B gezeigt.

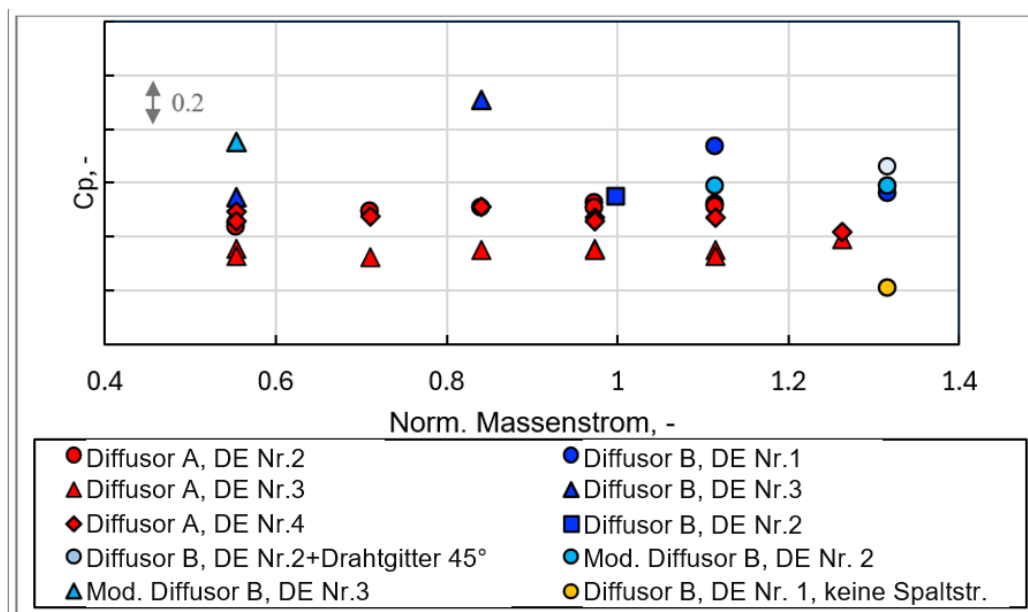


Abbildung 75: Druckgewinn Diffusors A, B & Mod. B – ITSM

Es zeigt sich, dass der Betriebspunkt ohne Einblasung der Spaltströmung den geringsten Druckrückgewinn aufweist. Dies verdeutlicht den Einfluss auf die Stabilität der Diffusorströmung und unterstreicht, wie wichtig es ist, sie bei der Messung der Diffusorströmung zu berücksichtigen.

Bei einer entsprechenden Spalteinblasung zeigt sich, dass Diffusor B im Vergleich zu Diffusor A in allen gemessenen Betriebspunkten einen höheren Druckrückgewinn erzielt. Darüber hinaus weisen die Messdaten des optimierten Diffusors B einen signifikanten Anstieg des c_p -Wertes bei niedrigeren Massenströmen im Vergleich zur Referenz auf. Ein leichter Anstieg des c_p -Wertes ist auch bei den höchsten Belastungen zu verzeichnen, wobei jedoch Abweichungen im Vergleich zu den Massenströmen auftreten, die näher an der Referenz liegen.

In der Konfiguration mit einem um 45° geneigten Drahtgitter zeigt sich, dass der c_p -Wert im Vergleich zur Konfiguration ohne Drahtgitter lediglich bei höheren Lasten deutlich angestiegen ist.

Andererseits zeigt sich kein eindeutiger Trend zwischen den Konfigurationen in Bezug auf den Drallwinkel der Zuströmung. Während bei Diffusor A eine Strömung mit einem stärkeren Drall eine höhere Druckrückgewinnung bewirkt, weist Typ B den höchsten c_p -Wert bei niedrigerem Drallwinkel auf.

Hinsichtlich des Einflusses der Spaltströmung wurde bei allen Versuchsdaten ein ähnliches Verhalten beobachtet. Abbildung 76 bietet zudem einen Vergleich der Druckkoeffizienten an den Ein- und Auslassflächen des Diffusors.

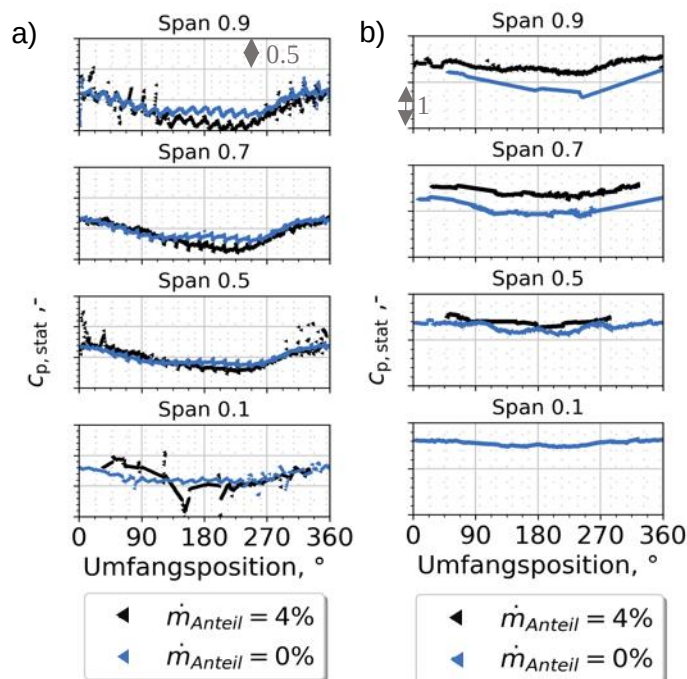


Abbildung 76: Druckrückgewinn-Verteilung in PL1 (a) und PL2 (b)

Die Diffusoreinlassebene PL1 liegt axial nah zu der Strömungseinblasung (siehe Abbildung 21), somit der Einfluss der Einblasung für Druckrückgewinn ist geringfügig.

Am Diffusorauslass PL2 hingegen erweist sich die Messung mit einer Spaltströmung nahe der Nabe als nicht repräsentativ, während sie in Richtung des

Mantels stabil ist. Bei Messungen ohne Spaltströmung ist die Situation umgekehrt: Die Daten in Richtung der Nabe sind stabiler als jene in Richtung Gehäuse.

Die Ergebnisse zeigen das erwartete Verhalten: Durch die Strömungseinblasung wird der Grenzschichtimpuls am Gehäuse erhöht, wodurch die Strömung stabiler wird, insbesondere in Richtung PL2. Zudem verbessert die Einblasung der Spaltströmung den Druckrückgewinn. Es wird jedoch auch deutlich, dass die Strömung nahe der Nabe einen erheblichen Einfluss hat.

Abgleich mit Messdaten/Validierung

Die detaillierte Validierung wird anhand von zwei Betriebspunkten vorgestellt. Für die Analyse wurden drei numerische Modelle ausgewählt: Das Referenzmodell und zwei Setups mit "Best-Match-Modell". Es werden die Ergebnisse für drei Modelle dargestellt: Das Referenz (Vollmodell) und ein reduziertes Modell mit erhöhter Einlassturbulenz, welches die beste Übereinstimmung für den Volllast (DE Nr.1) aufweist (Setup 1) und das Vollmodell mit einem größeren Netz im Gehäuse und einem feineren Netz im Diffusorbereich, welches die beste Übereinstimmung für den Teillast (DE Nr.3 links) aufweist (Setup2).

Betrachtet werden die Sondendaten für den Druckrückgewinn am Diffusoreinlass (PL1), Diffusorauslass (PL2) und DG-Auslass (PL3) sowie die normalisierten statischen Drücke entlang der instrumentierten Wände. Diese umfassen die Gehäuse- und Nabenbereiche des Diffusors, die Gehäusewände im oberen Gehäuse sowie die Ebene PL3.

Diffusor Typ B bei Volllast

In Abbildung 77 sind die Ergebnisse der Sondenmessungen (PL1 und PL2) dargestellt. Diese Auswertedaten dienen zur Berechnung der Effizienz des Diffusors.

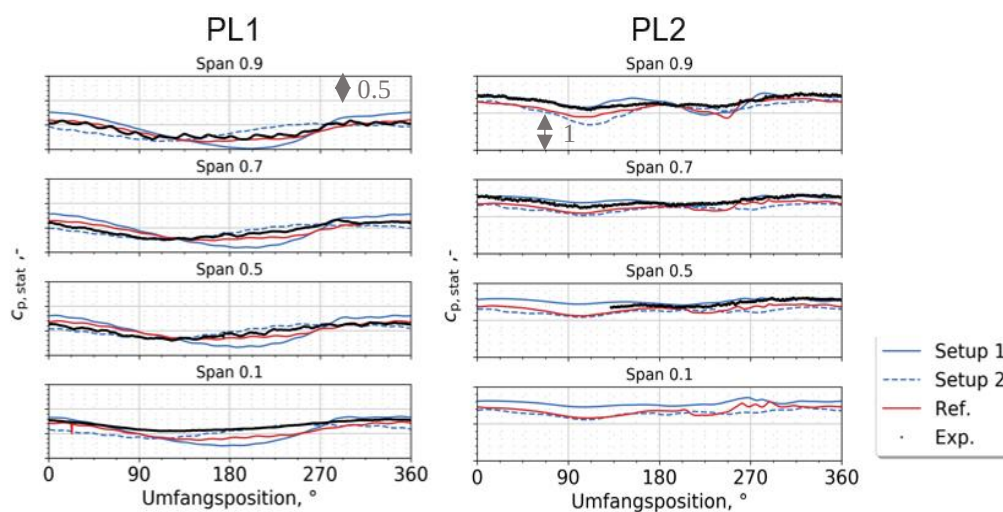


Abbildung 77: Verläufe des Druckrückgewinns in PL1 und PL2 für Volllast

Obwohl die Verläufe an der Diffusoreinlasssebene im Referenzmodell eine bessere Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen zeigen, weist das Setup 1 eine erhöhte Asymmetrie in Umfangsrichtung auf. Dennoch ist die Übereinstimmung am Diffusorauslass für das Setup 1 hervorragend.

Im weiteren Verlauf werden die normierten Drücke an der Nabe dargestellt. Da der Betriebspunkt durch die Ablösung an der Nabe charakterisiert ist, ist die Abstimmung mit den Messungen an der Ebene von besonderer Bedeutung. In Abbildung 78 sind die Drücke an der Nabe für die untersuchte Fälle dargestellt.

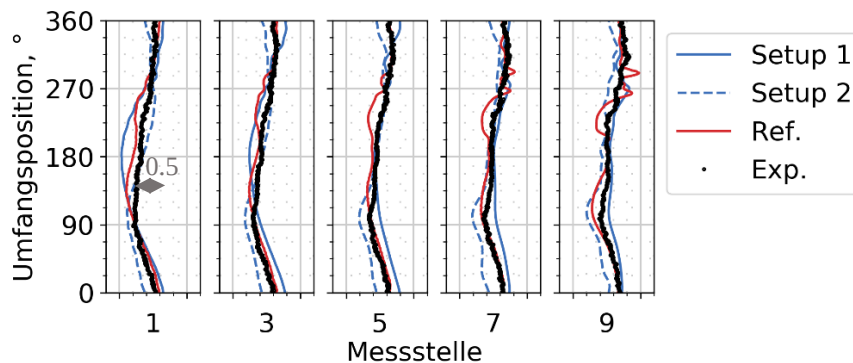


Abbildung 78: Wanddrücke an der Diffusornabe bei Vollast

Der Verlauf der Nabendrücke zeigt, dass das Referenzmodell im Bereich von 180° bis 360° durch starke Fluktuationen gekennzeichnet ist, die weder im Best-Fit-Modell noch in den experimentellen Messungen auftreten. Ansonsten ist die Übereinstimmung mit den Messdaten gut. Es zeigen sich lediglich leichte Abweichungen zwischen 0° und 180° bei Messstelle 3-9.

Im nächsten Schritt werden die normierten Drücke am Gehäuse im Diffusor in Abbildung 79 dargestellt. In diesem Bereich wird die Strömung stark von der Spaltströmung beeinflusst.

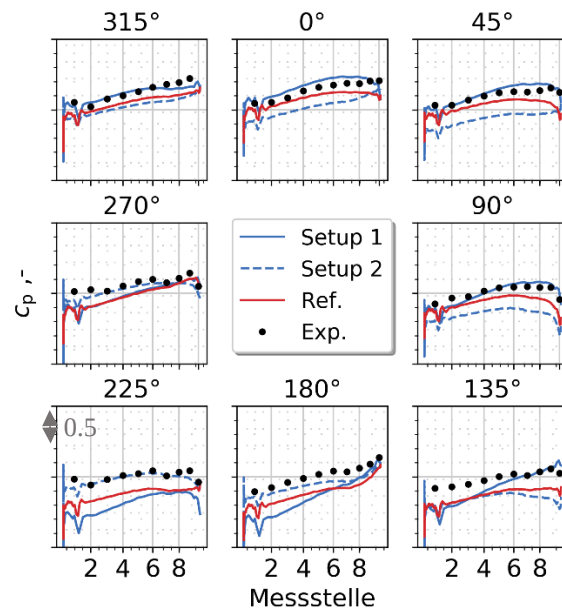


Abbildung 79: Wanddrücke an der Diffusoraussenkontur bei Vollast

Setup 1 zeigt eine gute Übereinstimmung, insbesondere im oberen Diffusorbereich. Im unteren Bereich weisen beide numerischen Modelle einen geringeren Druck auf, wobei der Verlauf des Referenzmodells sogar eine größere Ähnlichkeit mit den experimentellen Messungen zeigt.

Im Folgenden werden die Messdaten für die Auslassebene PL3 in Abbildung 80 präsentiert.

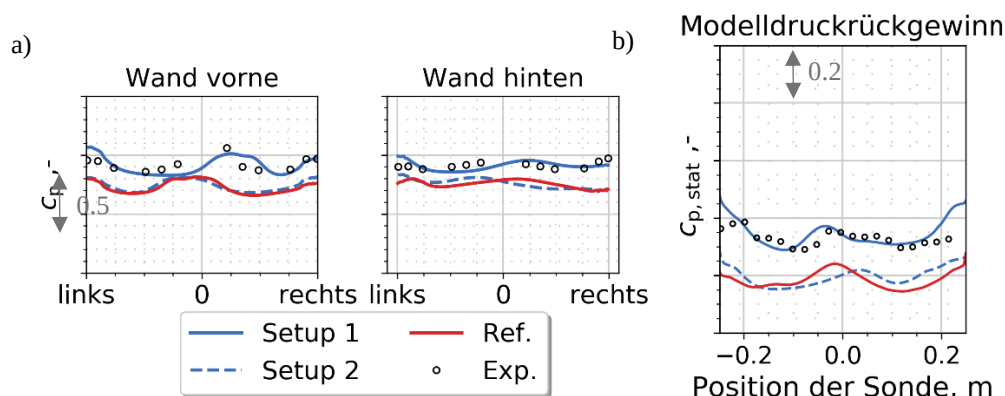


Abbildung 80: Drücke in PL3: (a) Wand und (b) Sonde bei Vollast

Abbildung 80 verdeutlicht, dass die Druckrückgewinne des Setups 1 eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen aufweisen.

Aus den vorliegenden Ergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass die künstlich erhöhte Turbulenz zwar zu einer besseren Übereinstimmung mit den Messungen führt, jedoch keine eindeutige Ursache für die starke numerische Unterschätzung der Turbulenz festgestellt werden konnte. Es wird vermutet,

dass die erhöhte Turbulenz die Entwicklung der Grenzschicht so beeinflusst hat, dass dies zu einer präziseren numerischen Modellierung beigetragen hat.

Diffusor Typ B bei Teillast

Eine andere Tendenz wird für den Teillast-Betriebspunkt festgestellt. Als Best-Fit-Modell werden die Ergebnisse aus der Netzstudie herangezogen, mit einem gröberen Netz im Gehäuse und einem feineren Netz im Diffusorbereich (Setup 2). Dieser Betriebspunkt zeigt sich insgesamt numerisch weniger sensitiv als der zuvor gezeigte Volllast-Betriebspunkt.

Die Abbildung 81 für die Strömungsverteilung an den Ebenen PL1 und PL2 ist unten dargestellt.

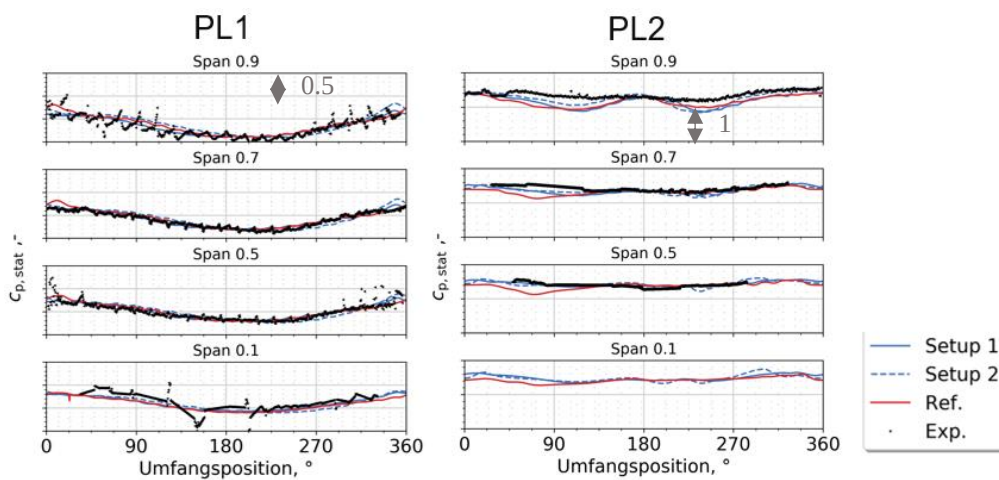


Abbildung 81: Drücke in PL1 und PL2 bei Teillast

Generell zeigen die beiden numerischen Ansätze eine gute Übereinstimmung für diesen Betriebspunkt. Der Teillast-Betriebspunkt ist ebenfalls durch die Ablösung an der Diffusornabe charakterisiert.

In Abbildung 82 werden die Ergebnisse für die normierten Drücke an der Diffusornabenwand präsentiert.

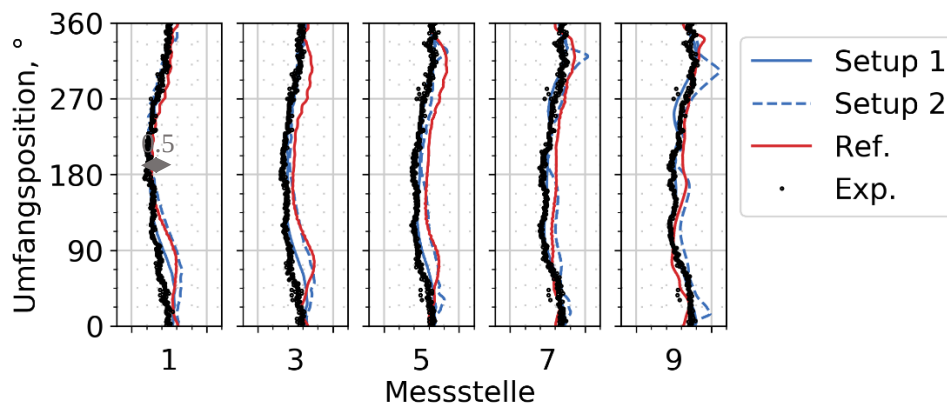


Abbildung 82: Drücke an der Diffusornabe bei Teillast

An der Diffusornabe zeigen die beiden numerischen Modelle eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten. Im Bereich von 180° bis 360° stimmen die numerischen Ergebnisse des Setups 2 gut mit den experimentellen Daten überein, mit einer lokalen Ausnahme bei etwa 300°.

Im nächsten Schritt werden die Ergebnisse für die Drücke an der Diffusoraussenkontur dargestellt (Abbildung 83).

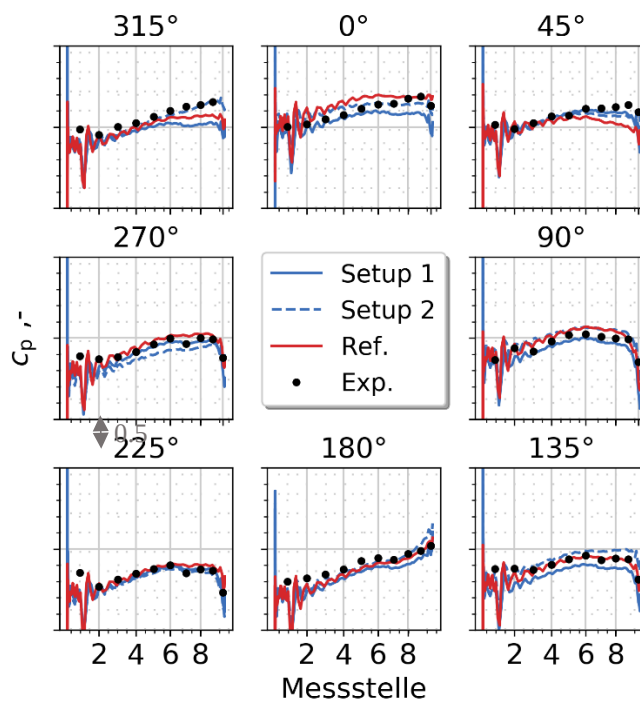


Abbildung 83: Drücke an der Diffusoraussenkontur bei Teillast

Insgesamt ist die Übereinstimmung aller Ergebnisse als hervorragend zu bewerten. Die numerischen Ergebnisse des Setups 2 zeigen insbesondere in der Nähe des Diffusorauslasses eine noch bessere Übereinstimmung als das Referenzmodell.

Im Weiteren werden die Drücke am Modellauslass (PL3) in Abbildung 84 gezeigt.

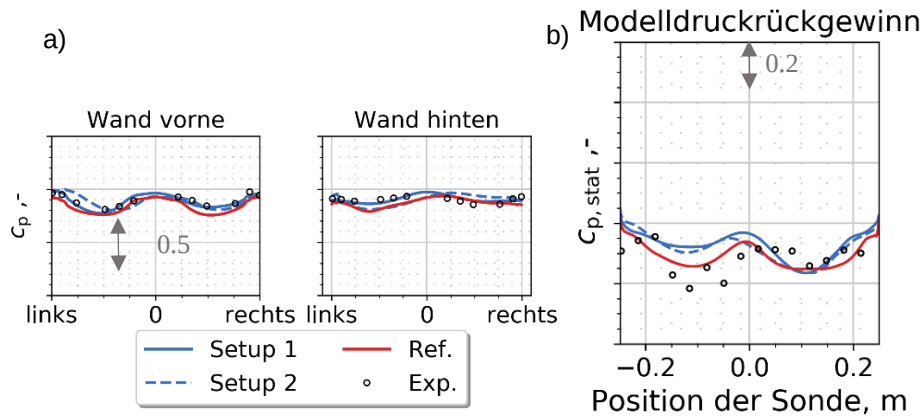


Abbildung 84: Drücke in PL3: (a) Wand und (b) Sonde bei Teillast

Das Diagramm verdeutlicht, dass die Druckrückgewinne beider Modelle eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten aufweisen. Allerdings zeigen die numerischen Ergebnisse eine leichte lokale Abweichung im Vergleich zu den Sondenmessungen.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die durch das numerische Modell verursachten Variationen für diese Konfiguration nur geringfügig sind. Dennoch hat die Modellierung der Strömung stromabwärts im Gehäuse einen erheblichen Einfluss auf die Strömungsverhältnisse im Diffusor.

Simulation mit Diffusor Typ A

Die Diffusorgeometrie vom Typ A wird im Zusammenhang mit den Drallerzeugern DE Nr.2, DE Nr. 3 und DE Nr.4 für verschiedene Massenströme von der Teillast bis hin zur Volllast untersucht. Darüber hinaus wird für zwei Betriebspunkte eine Variation des Spaltmassenstroms durchgeführt. Die untersuchten Betriebspunkte und die zugehörige Nomenklatur sind in Tabelle 9 dargestellt.

Im Folgenden werden die Ergebnisse nach den Drallerzeugern gruppiert dargestellt. In anderen Abschnitten wird der DG-Druckrückgewinn anhand der Sondendaten am DG-Auslass (PL3) berechnet. Hier wird der statische Druck aus den gemittelten Wanddrücken in derselben Auswerteebene (PL3) bestimmt, da keine Sondendaten vorliegen.

Um die numerischen Ergebnisse zu generieren, wurde auf Basis der Erkenntnisse mit Diffusor B festgestellt, dass die Eintrittsturbulenz künstlich angehoben werden muss. Die Einlassrandbedingungen werden entsprechend auf die gleiche Turbulenzintensität zurückgerechnet.

Zunächst werden alle Ergebnisse gemeinsam mit den experimentellen Daten präsentiert (Abbildung 85). Die Drallwinkel für DE Nr. 2 und Nr. 3 wurden bereits mit Diffusor B untersucht, während DE Nr. 4 charakteristisch für Diffusor A ist und den höchsten Drall aufweist.

Tabelle 9: Betriebspunkte und Spaltemassenstrom für Diffusor Typ A

Name	1	2	3	4	5	6	7	8
Last	50%	60%	70%	77%	77%	86%	86%	100%
$\dot{m}_S, \%$	3,8	3,5	3,4	3,0	3,5	2,6	3,0	2,6

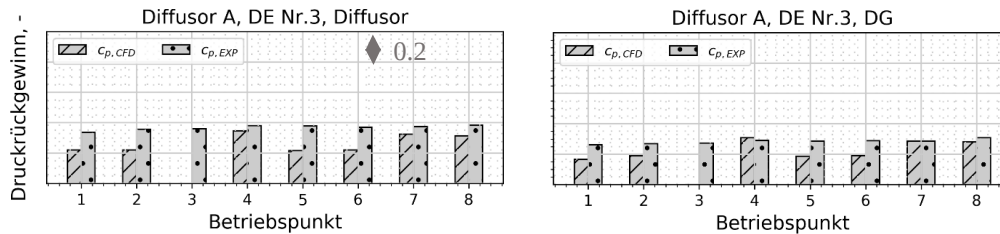


Abbildung 85: Druckrückgewinn für Diffusor Typ A und DE Nr.3

Im Gegensatz zu den experimentellen Ergebnissen zeigt sich bei den numerischen Ergebnissen für den geringsten Drallwinkel (DE Nr. 3) keine eindeutige Tendenz, wie sich der Druckrückgewinn bei einer Massenstromvariation ändert. Es wurde festgestellt, dass sich bei allen untersuchten Punkten ein Rückströmgebiet an der Nabe bildet. Mit steigendem Massenstrom verringert sich jedoch die Größe dieses Gebietes.

Die Drücke am Gehäuse des Diffusors weisen eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen auf. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Abbildung 86 dargestellt.

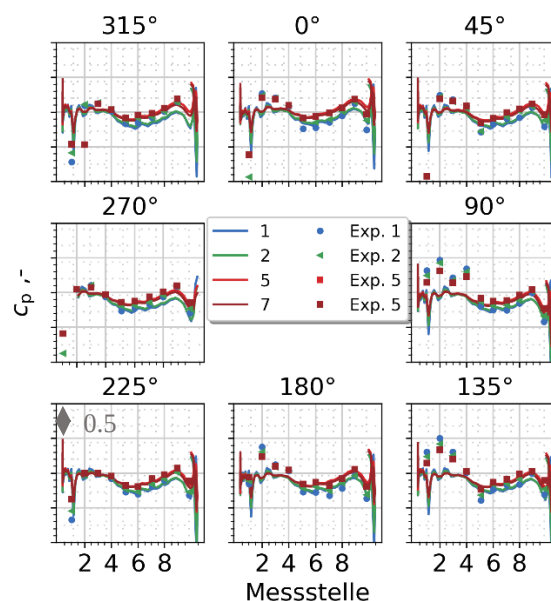


Abbildung 86: Drücke an Diffusoraussenkontur für Diffusor Typ A und DE Nr. 3

In den experimentellen Ergebnissen für die Messstellen 1-4 ist ein lokaler Anstieg im Bereich von 90° bis 180° zu erkennen, der in den numerischen Ergebnissen weniger stark ausgeprägt ist.

Die Ergebnisse für den DE Nr. 2 weisen eine bessere Übereinstimmung mit den experimentellen Messungen auf. Die zugehörigen Effizienzdiagramme sind in Abbildung 87 dargestellt.

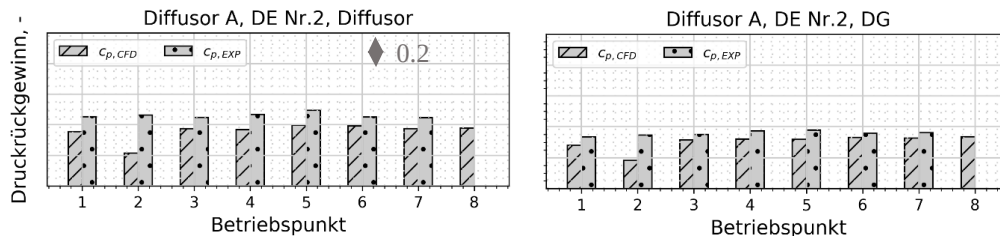


Abbildung 87: Druckrückgewinn für Diffusor Typ A und DE Nr. 2

Aus dem Diagramm in Abbildung 87 wird ersichtlich, dass die Abweichungen für DE Nr. 2 geringer sind. Die Tendenz zeigt eine leichte Zunahme bis BP5 und anschließend eine Abnahme bis BP8. Wobei der Druckrückgewinn für BP2 unterschätzt wird.

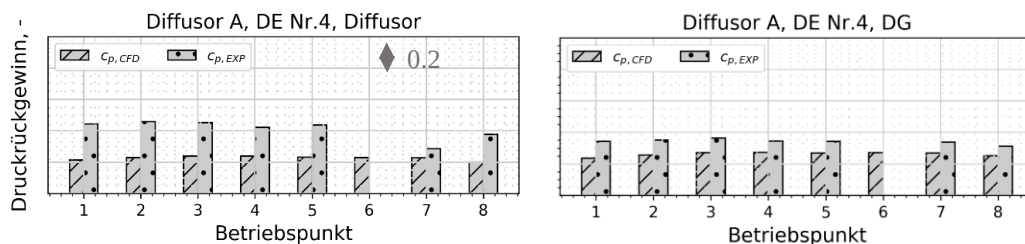


Abbildung 88: Druckrückgewinn für Diffusor Typ A und DE Nr. 4

Ähnliche Tendenzen sind auch in den Ergebnissen für DE Nr. 4 zu erkennen (Abbildung 88). Die Abweichungen zwischen den experimentellen und numerischen Ergebnissen sind hier deutlicher ausgeprägt. Zusätzlich wurden die Drücke an der Diffusoraussenkontur analysiert.

Abbildung 89 zeigt, dass Abweichungen zu den Messungen auch an den Wanddrücken festzustellen sind. Insbesondere im Bereich von 225° bis 0° werden die Drücke numerisch unterschätzt.

Dies deutet darauf hin, dass die Annahmen für die numerische Modellierung, wie beispielsweise die Turbulenz, für diese Betriebspunkte weiter angepasst werden müssen.

Die Analyse zeigt, dass die Methode der numerischen Modellierung weiterhin gezielt auf die Strömungsverhältnisse dieses Diffusors abgestimmt werden sollte. Es lässt sich jedoch feststellen, dass die Abweichungen gegenüber den

experimentellen Messungen mit steigendem Massenstrom tendenziell abnehmen.

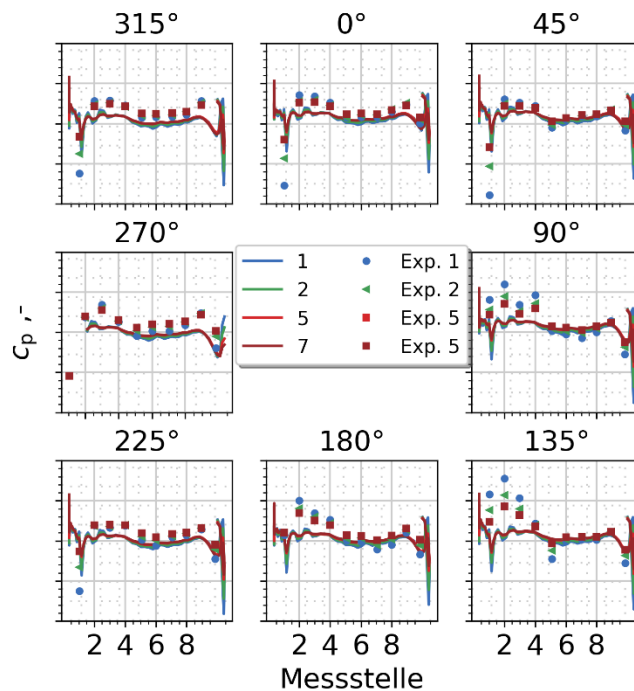


Abbildung 89: Drücke an Diffusoraussenkontur für Diffusor Typ A und DE Nr. 4

Simulationen mit Turbinenstufe: Validierung des DG-Modells

Um die Diffusorströmung inklusive der Turbinenstufe zu berechnen, werden die Turbinenstufe und ein Zuströmgehäuse von Everllence in die vorhandenen Simulationsmodelle integriert. Die Geometrien und Randbedingungen wurden entsprechend auf die DG-Domäne mit der Größe des ITSM-Versuchsstands skaliert.

In Abbildung 90 ist das Modell mit der Turbinenstufe (TS) dargestellt. Es umfasst das Zuströmgehäuse (ZG) mit Leitschaufeln, Laufschaufeln und das Diffusorgehäuse (DG).

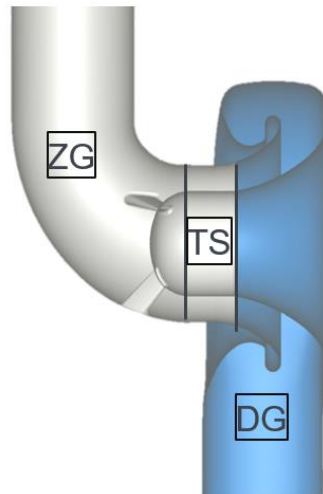


Abbildung 90: Numerisches Modell für die Simulationen mit Turbinenstufe

Das Zuströmgehäuse ist über ein Rotor-Stator-Interface mit der Leitschaufeldomäne verbunden. Dies ist notwendig, um die vollständigen Modellierungsmöglichkeiten für die gesamte Turbinenstufe über 360° zu nutzen. Die Laufschaufeldomäne verfügt sowohl stromaufwärts als auch stromabwärts über Rotor-Stator-Verbindungen. Die Grundeinstellungen, wie das Turbulenzmodell und das Netz für die AG, basieren auf den vorherigen Studien mit dem Drallerzeuger. Die Netze stromaufwärts werden entsprechend angepasst, sodass das Modell insgesamt etwa 19 Millionen Elemente umfasst.

Im Rahmen der Untersuchung werden zwei Turbinengeometrien (im weiteren Geometrie 1 und Geometrie 2 genannt) analysiert. Die Randbedingungen, wie die Drehzahl der Laufschaufeln und der Massenstrom, werden entsprechend skaliert. Insgesamt werden fünf Betriebspunkte simuliert, von denen drei für Turbinenstufen-Geometrie 1 und zwei für Geometrie 2, zur Übertragung auf die Randbedingungen des Versuchsstands genutzt werden. Es ist anzumerken, dass die Simulation des Volllast-Betriebspunkts für Geometrie 2 sehr instabil ist, was zu den größten Abweichungen unter allen untersuchten Punkten führt.

Die Validierung basiert auf den Ergebnissen des Heißgas-Prüfstands von Everllence und stützt sich hauptsächlich auf Wanddruckmessungen. Im weiteren Verlauf werden die Ergebnisse der Druckdifferenz in Bezug auf den mittleren Druck an der Wand des Diffusoreinlasses analysiert. Zunächst werden die normierten Drücke am Diffusoreinlass in Umfangsrichtung in Abbildung 91 dargestellt.

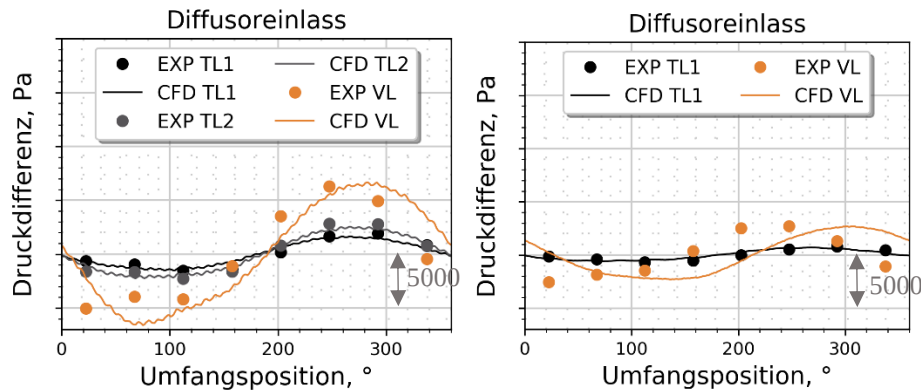


Abbildung 91: Druckdifferenz für zwei untersuchte Geometrien Nr.1 (links) und Nr. 2 (rechts)

Die Übereinstimmung für den Teillast-Betriebspunkt ist bei beiden Geometrien sehr gut. Allerdings zeigt der Volllast-Betriebspunkt eine Verschiebung der Druckverteilung in der Umfangsrichtung von etwa 20° bei Geometrie 1 und etwa 40° bei Geometrie 2. Dieser asymmetrische Verlauf ist auf die asymmetrischen Gehäuse zurückzuführen.

In Abbildung 92 sind die Nabendrücke dargestellt, welche die Unterschiede und Tendenzen ergänzen.

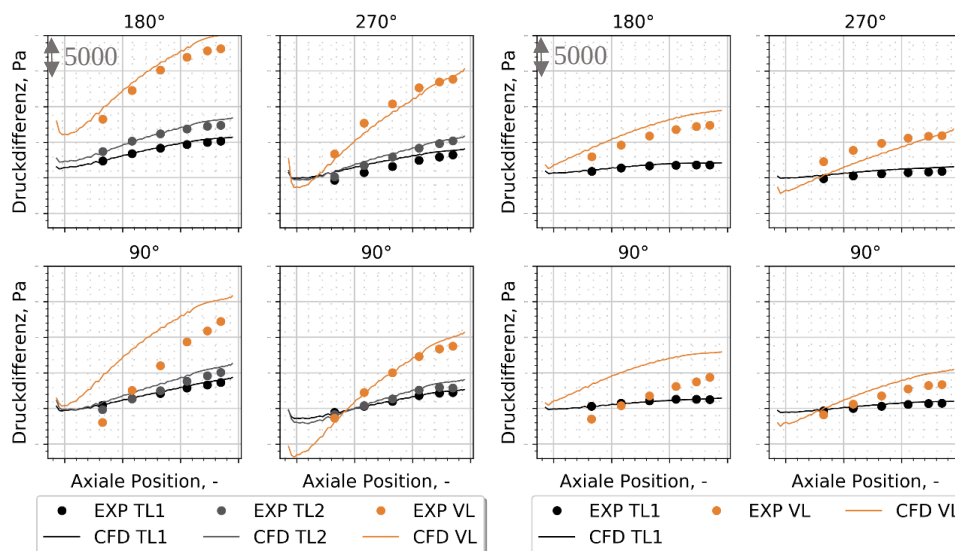
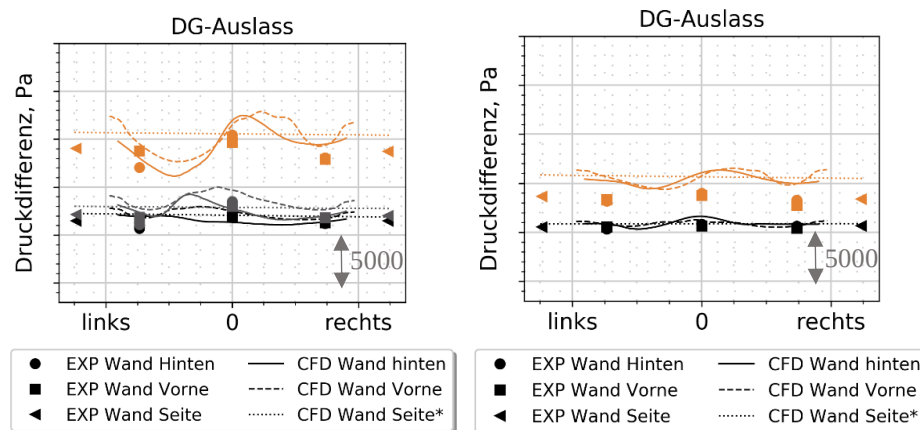


Abbildung 92: Drücke an der Diffusornabe für zwei untersuchte Geometrien Nr.1 (links) und Nr. 2 (rechts)

Konsistent mit den Ergebnissen für den Diffusoreinlass zeigt sich eine gute Übereinstimmung für alle Teillast-Betriebspunkte. Für den Volllast-Betriebspunkt (Geometrie 1) wurden starke Abweichungen an der Position 90° festgestellt, während die allgemeine Tendenz aus der Messung in den numerischen Ergebnissen nachvollziehbar bleibt.

Im Fall des Volllast-Betriebspunkts (Geometrie 2) wurden deutliche Abweichungen beobachtet, insbesondere an der Position 90°. Es scheint, dass die Asymmetrie der Strömungsverteilung in den numerischen Ergebnissen übermäßig betont wird, während die Messverläufe an den Positionen 90° und 270° im Vergleich zu den numerischen Ergebnissen nicht signifikant variieren.

In Abbildung 93 sind die Wanddrücke an der Auslassebene dargestellt, welche mit PL3 am ITSM-Versuchsstand vergleichbar ist.



*nur die Drücke an dem Schnitt mit der Wand (2Positionen)

Abbildung 93: Wanddrücke an DG-Auslass für zwei untersuchte Geometrien Nr.1 (links) und Nr. 2 (rechts)

Abbildung 93 zeigt, dass die numerische Vorhersage die Druckdifferenz für alle Betriebspunkte leicht überschätzt. Diese Tendenz ist auch in den Ergebnissen des ITSM-Versuchsstands zu erkennen.

Abschließend lässt sich feststellen, dass das numerische Modell die Strömung für die Teillast-Betriebspunkte gut darstellen kann. Für die Volllast-Betriebspunkte treten jedoch Abweichungen in der Strömungsverteilung sowie eine Überschätzung des Auslassdrucks auf.

Messergebnisse des Heißgasversuchs (Everllence)

Abbildung 94 zeigt die normierten Umfangsverteilungen der statischen Wanddrücke am Eintritt und Austritt des Zuströmkrümmers sowie am Diffusoreintritt. Zu beachten ist, dass die Koordinatensysteme von Zuströmkrümmer und Diffusor zueinander um 180° verdreht sind.

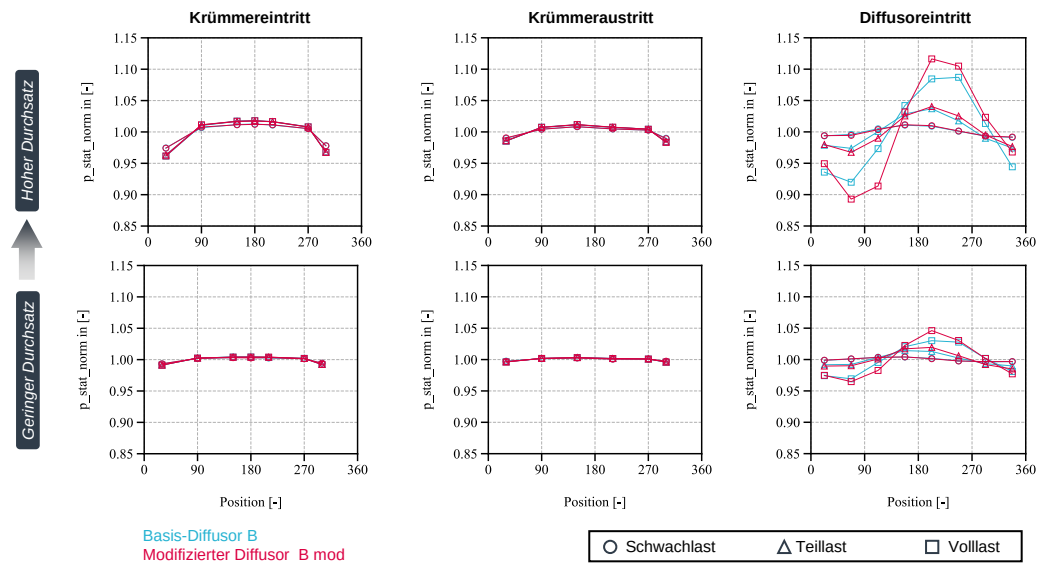


Abbildung 94: Umfangsverteilungen des normierten statischen Drucks am Krümmereintritt, -austritt und Diffusoreintritt im Heißgasversuch

In allen drei Messebenen ist eine deutliche Druckasymmetrie erkennbar. Dabei ist die Asymmetrie am Krümmereintritt und im Diffusoreintritt stärker ausgeprägt als am Krümmeraustritt. Unter Berücksichtigung des Phasenversatzes ist erkennbar, dass sich die Druckverteilung in den Krümmerebenen von der im Diffusoreintritt unterscheidet: Während die Verteilung im Diffusoreintritt näherungsweise einer harmonischen Funktion folgt mit nahezu vergleichbaren Ausschlägen um die Mittellage, zeigt der Druck in den Krümmerebenen über weite Umfangsbereiche eine nahezu konstante, leicht erhöhte Verteilung und sinkt lokal sehr begrenzt stark ab. Eine mögliche Erklärung hierfür liegt in der Strömungsbeschleunigung infolge der lokal unterschiedlichen Umlenkradien innerhalb des Krümmers. Im Winkelbereich von 270° bis 90° muss die Strömung einem kleineren Umlenkradius („Innenkurve“) folgen als im Winkelbereich zwischen 90° bis 270° („Außenkurve“). Offenbar bewirken diese Umlenkungsunterschiede vor allem einen stromaufwärts gerichteten Potentialeffekt, weil die resultierende Druckasymmetrie am Krümmereintritt stärker ausgeprägt ist als am Krümmeraustritt. Als Ursache hierfür wird eine Strömungsvergleichmäßigung im Düsenring vermutet. Der Düsenring folgt unmittelbar stromabwärts des Krümmeraustritts und bewirkt infolge seiner Umlenkung eine über dem Umfang gleichmäßigen Strömungswiderstand auf die Strömung.

Dieser Homogenisierungseffekt auf die Umfangsdruckverteilung wird auch beim Vergleich der Bedingungen in der Krümmeraustrittsebene mit denen in der Diffusoreintrittsebene deutlich. Während der Diffusoreintritt eine deutliche lokale Druckerhöhung im Winkelbereich zwischen 180° und 270° zeigt, erscheint im Krümmeraustritt im entsprechenden Winkelbereich zwischen 0° bis 90° – entsprechend dem 180°-Winkelversatz der beiden Koordinatensystem – ein Druckminimum. Dieser deutliche Unterschied in den Druckverteilungen

stromaufwärts und stromabwärts der Turbinenstufe unterstützen den postulierten Homogenisierungseffekt der Schaufelgitter in Düsenring und Turbinenrotor. Auf der Grundlage dieser Überlegungen zum Homogenisierungseffekt der Turbinenschaufelgitter erscheint es als unwahrscheinlich, dass Asymmetrie-Effekte aus dem Zuströmkrümmen die Asymmetrie-Effekte im Abströmgehäuse und Diffusor überlagern und die Ausprägung letzterer beeinflussen.

Die Abbildung 96 zeigt die Umfangsverteilung des normierten statischen Drucks entlang der Nabe am Diffusoraustritt für die beiden untersuchten Gehäuse bei steigendem Durchsatz und in verschiedenen Lastpunkten. Zu beachten ist, dass die Abströmung über den Gehäuseflansch bei einer Umfangsposition von 0° erfolgt.

Erkennbar ist ein lokales Druckmaximum nahe der Umfangsposition von 180° d.h. in dem Gehäuseabschnitt gegenüber der Abströmrichtung. Ausgehend von dieser Position sinkt der Druck beidseitig in Richtung des Austrittsflansches ab und erreicht am bei einer Umfangsposition von 0° schließlich ein Minimum. Die Ursache dieser asymmetrischen Druckverteilung ist im Wesentlichen die asymmetrische und sehr kompakte Sammelraumgestaltung. Infolge des relativ geringen Abstands zwischen den Wänden des Sammelraums und dem Diffusoraustritt wird die aus dem Diffusor austretende Strömung zwischen 90° ... 270° aufgestaut und im weiteren Verlauf in Richtung des offenen Austrittsflansch umgelenkt.

Des Weiteren sind die Auswirkungen eines steigenden Durchsatzes und einer steigenden Turbinenleistung auf diese Druckasymmetrie erkennbar: Sowohl ein steigender Durchsatz wie auch eine steigende Turbinenblast verstärken die Druckasymmetrie am Diffusoraustritt. Die Verstärkung des Staueffekts im Sammelraum infolge höherer Durchsätze kann ohne weitere Erklärung auf den höheren dynamischen Druck zurückgeführt werden. Im Fall steigender Turbinenbelastung kann damit argumentiert werden, dass der Turbineneintrittsdruck und/oder die Turbineneintrittstemperatur steigen. Bei gleichbleibendem Geschwindigkeitsverhältnis u/c_0 folgt aus der höheren Expansionsarbeit eine höhere Machzahl am Austritt der Turbinenstufe und ein entsprechend höherer dynamischer Druckanteil im Vergleich zu geringer belasteten Betriebspunkten.

Einen ähnlichen Effekt auf die Umfangsdruckverteilung im Diffusoraustritt bewirkt auch die Diffusormodifikation: Die Amplitude der Druckstörung wird infolge der asymmetrischen Geometrieänderung verstärkt. Hierbei ist zu beachten, dass die Diffusormodifikation um die horizontale Achse erfolgt (vergl. Abbildung 64), wobei die Breite des Diffusoraustrittskanals im Bereich um 180° reduziert und entgegengesetzt dazu bei 0° erweitert wurde. In den Bereich mit einem geringeren Austrittsquerschnitt wird der dynamische Druckanteil erhöht, während er in den Bereichen mit einem vergrößerten Querschnitt reduziert wird. Der Staueffekt im Sammelraum und die daraus folgende Druckasymmetrie werden dementsprechend verstärkt.

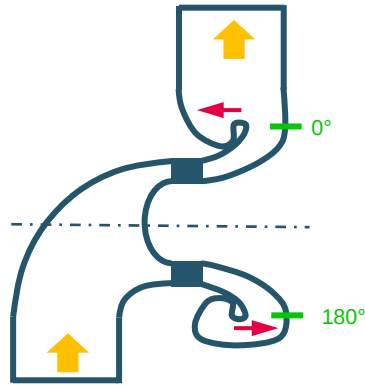


Abbildung 95: Messpositionen zur Bestimmung des Diffusoraustrittsdrucks im Heißgasversuch

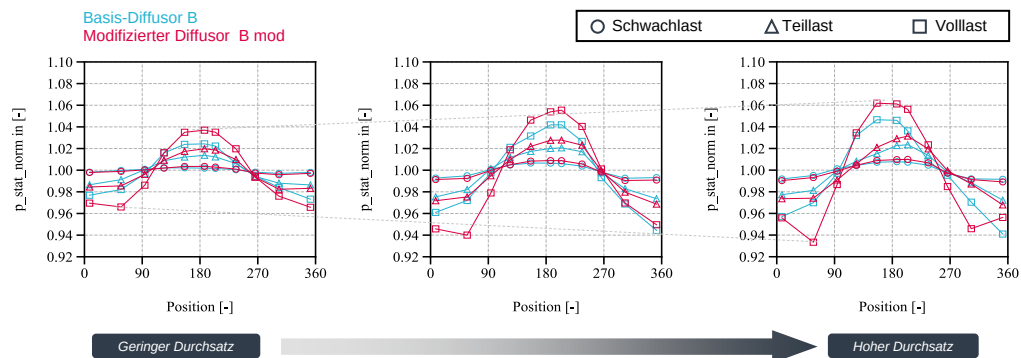


Abbildung 96: Umfangsverteilung des normierten statischen Drucks entlang der Nabe am Diffusoraustritt im Heißgasversuch

Die Entwicklung des nabenseitigen statischen Drucks zwischen dem Diffusoreintritt und -austritt zeigt die Abbildung 97 in vier um 90° versetzten Schnittebenen. Erkennbar ist, dass beide Diffusoren für alle dargestellten Betriebsbedingungen einen Druckanstieg innerhalb des Diffusors und damit eine Strömungsverzögerung bewirken.

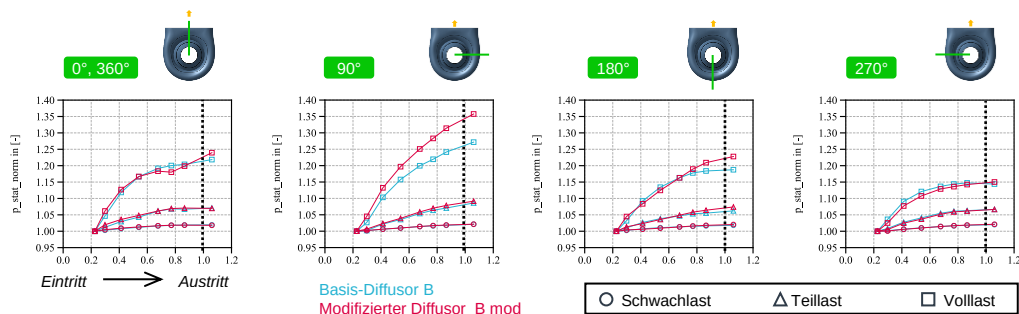


Abbildung 97: Verteilung des normierten statischen Drucks an der Diffusornabe entlang der Maschinenachse im Heißgasversuch

Ein steigender Durchsatz sowie eine zunehmende Turbinenbelastung verstärken diesen Druckanstieg. Ursache hierfür ist der in beiden Fällen erhöhte dynamische Druckanteil am Diffusoreintritt, der bei entsprechend geringen Verlusten eine entsprechend stärkere Druckerhöhung bewirkt.

Auffällig ist, dass der stärkste Druckanstieg laut der Abbildung 97 innerhalb der Schnittebene bei einer Umfangsposition von 90° auftritt, während in der Abbildung 96 das Druckmaximum bei 180° liegt. Hierbei sind die unterschiedlichen Bezugszustände zu beachten, welche der Normierung der Druckerläufe in Abbildung 96 und Abbildung 97 zugrunde liegen. Während der Bezugswert für die Umfangsverteilungen in Abbildung 96 dem umfangsgemittelten Wert entspricht, verwenden die axialen Verteilungen in Abbildung 97 den kurvenspezifische Wert am Diffusoreintritt als Bezugszustand. Zusätzlich ist zu beachten, dass die Druckverteilung am Diffusoreintritt gegenüber der Verteilung am Diffusoraustritt in Umfangsrichtung um etwa 45° verschoben ist (Abbildung 98). Diese Verschiebung lässt einen Restdrall in der Turbinenabstömung vermuten und zeigt deutlich die stromaufwärtsgerichtete Wirkung der Druckasymmetrie aus dem Sammelraum innerhalb des Diffusors. Ebenso wird erkennbar, dass diese drall-induzierte Verschiebung der Druckverteilungen die axiale Druckverteilung überlagert und deren Interpretation dahingehend verkompliziert, dass die axial angeordneten Reihen von Druckmessstellen im Diffusor nicht den Stromlinien folgen.

Damit dient der Vergleich der axialen Druckentwicklung im Diffusor vorrangig dem Vergleich der beiden Abströmgehäuse. Weil für beide Abströmgehäuse die Umfangslage der Druckverteilungen sowohl am Diffusoreintritt wie auch am Diffusoraustritt identisch ist, kann angenommen werden, dass die Stromlinien der drallbehafteten Diffusorströmung nur unwesentlich von der Diffusormodifikation beeinflusst werden. Insofern sind die höheren Drücke infolge der Diffusormodifizierung als eine lokal gesteigerte aerodynamische Diffusorbelastung zu interpretieren – vorrangig in den Gehäuseabschnitten zwischen 180° und 360° .

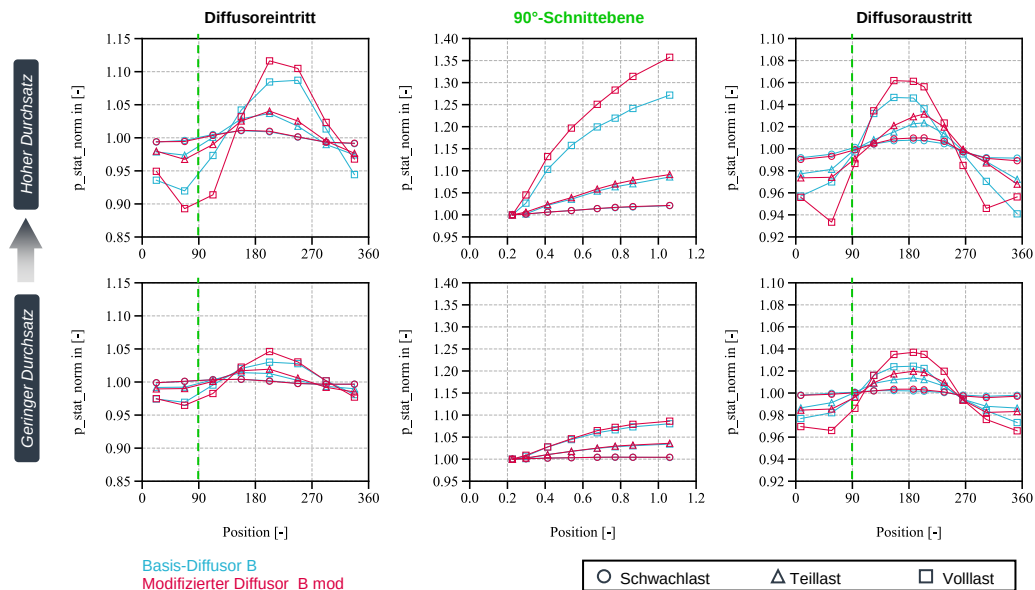


Abbildung 98: Normierte statische Druckverteilungen am Diffusoreintritt, entlang der Diffusornabe und am Diffusoraustritt im Heißgasversuch

Ergänzend zu den gehäusebedingten Unterschieden in der lokalen Druckverteilung wird das Austrittsgehäuse entsprechend der Abbildung 99 in die Komponenten

- Diffusor,
- Sammelraum und
- Gesamtgehäuse

unterteilt. Aus den Messdaten am Eintritt und Austritt jeder dieser Bilanzierungsabschnitte wird ein komponenten-spezifischer integrale Druckaufbau berechnet. Hierbei ist zu beachten, dass diese Bilanzierung nur auf den verfügbaren Messdaten an den Strömungskanalwänden basiert. Eine Umrechnung auf totale Strömungsgrößen oder massenstromgemittelte Werte erfolgt nicht, weil hierfür Annahmen über die unbekannte Strömungsverteilung in jeder Bilanzenebene zu treffen wären, die zudem über dem Umfang stark variiert.

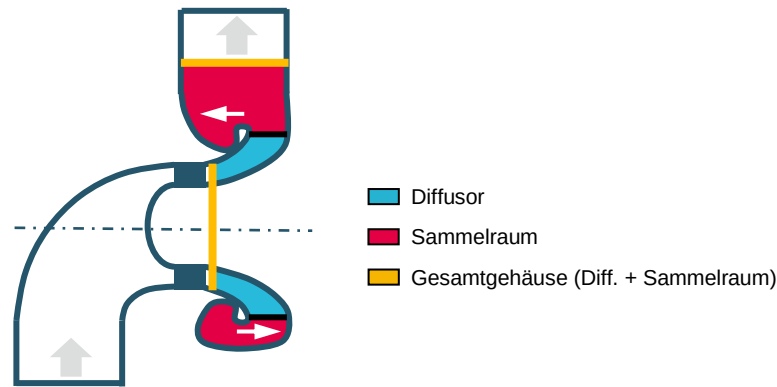


Abbildung 99: Gehäuseabschnitte zur Bilanzierung des integralen Druckaufbaus innerhalb des Austrittsgehäuses im Heißgasversuch

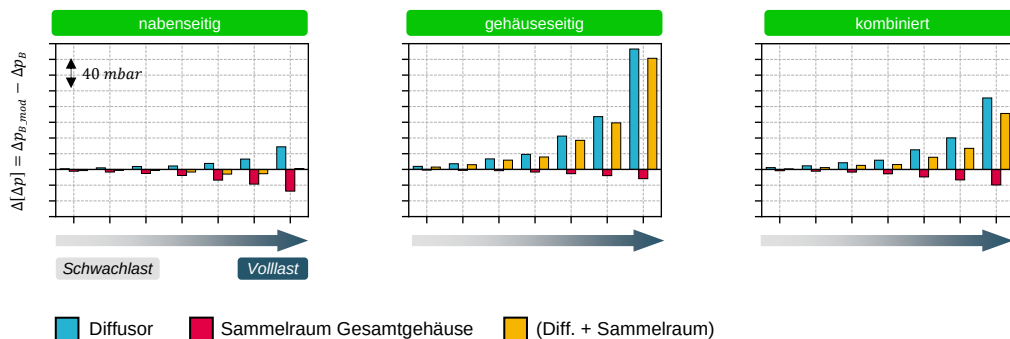


Abbildung 100: Unterschiede der komponentenspezifischen integralen Druckdifferenz im Heißgasversuch

Für die Interpretation der komponentenspezifischen Druckdifferenzen in Abbildung 100 muss folgendes beachtet werden: Die einfache Druckdifferenz Δp beschreibt den Druckunterschied innerhalb eines Abschnitts eines der beiden Gehäuse. Werden die Druckdifferenzen für die beiden Gehäusevarianten Δp_B und Δp_{B_mod} voneinander subtrahiert, resultiert daraus der gehäusebedingte Unterschied nach Gleichung 12.

$$\Delta[\Delta p] = \Delta p_{B_mod} - \Delta p_B \quad (12)$$

Entsprechend der Definition nach Gleichung 12 bedeuten positive Werte von $\Delta[\Delta p]$ eine erhöhte (positive) Druckdifferenz infolge der Diffusormodifikation, während negative Werte entweder auf einen geringeren positiven Druckaufbau oder sogar einen (negativen) Druckabbau hinweisen. Zusätzlich wird im Fall der Druckdifferenzen nach Gleichung 12 entsprechend der zur Berechnung verwendeten Messpositionen zwischen gehäuseseitigen, nabenseitigen und kombinierten Werten unterschieden.

Auf dieser Grundlage zeigt die Diffusormodifikation entsprechend der Abbildung 100 für alle dargestellten Betriebszustände einen gesteigerten integralen Druckaufbau innerhalb des Diffusors. Dabei ist die gesteigerte Belastung

an der gehäuseseitigen Diffusorkontur stärker als an der Diffusornabe. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass die Diffusormodifikation ausschließlich die gehäuseseitige Diffusorkontur betrifft, während die Diffusornabe unverändert bleibt (vergl. Abbildung 64). Auch in der kombinierten Druckdifferenz basierend auf den naben- und gehäuseseitigen Messwerten steigert die Diffusormodifikation den integralen Druckaufbau des Diffusors. Im Gegensatz dazu bewirkt die Diffusormodifikation im Sammelraum eine Reduzierung der Druckdifferenz. Hierbei ist zu beachten, dass die Druckdifferenz im Sammelraum für beide Gehäusevarianten negativ ist, d.h. dass der Sammelraum bei der Gehäusevarianten eine Druckreduzierung bewirkt. Damit wird ein Teil des durch die Diffusormodifikation im Diffusor erzielten zusätzlichen Druckrückgewinns im Sammelraum kompensiert. Jedoch überwiegt der gesteigerte Druckzugewinn im Diffusor die ebenfalls gestiegene Druckreduzierung im Sammelraum, sodass der positive Druckrückgewinn infolge der Diffusormodifikation auch über das gesamte Austrittsgehäuse nachweisbar ist.

Abschließend sie an dieser Stelle auf eine quantitative Schwäche dieser integralen Auswertung hingewiesen. Einerseits wurden in Heißgasversuchen nur wandnahe Druckmesswerte ermittelt, welche wie bereits erwähnt von den massenstromgemittelten Werten abweichen können, da die Strömungsprofile im Strömungskanal im Heißgasversuch messtechnisch nicht ermittelt werden konnten. Andererseits kam es während der Messungen zu einem Ausfall einer wichtigen Messstelle am gehäuseseitigen Diffusoreintritt (Umfangsposition 0°). Dieser Wert wurde in den Rahmen der Messdatenanalyse aus den benachbarten Messwerten in Umfangsrichtung sowie dem Druckverlauf der stromabwärts folgenden Messstellen rekonstruiert. Beide genannten Einschränkungen führen dazu, dass die integralen Druckdifferenzen entlang der gehäuseseitigen Diffusorkontur tendenziell sehr hoch ausfallen.

Abschließend zeigt die Abbildung 101 die im Heißgasversuch gemessenen gehäusebedingten Unterschiede im Turbinenwirkungsgrad. Der sehr niedrige Schwachlastbereich wurde von dieser Analyse ausgeschlossen, weil diese Betriebspunkte eine sehr hohe Sensitivität gegenüber geringsten Schwankungen im gemessenen Austrittsdruck aufweisen.

Zufolge der Abbildung 101 hat die Diffusormodifikation über einen Großteil der dargestellten Betriebsbedingungen den Wirkungsgrad im Vergleich zum unveränderten Basisgehäuse verschlechtert. Auffällig ist, dass die gemessene gehäusebedingte Wirkungsgradänderung keinem offensichtlichen Trend folgt.

Der gemessenen Wirkungsgradverschlechterung in Abbildung 101 stehen die nachgewiesenen Unterschiede im gesteigerten lokalen und integralen Druckaufbau (Abbildung 94, Abbildung 96, Abbildung 98 und Abbildung 100) entgegen. Hinter diesem Widerspruch stehen verschiedene Ursachen. Zunächst ist die komponentenspezifische Wirkungsgradbestimmung im Turbolader sehr herausfordernd. Aufgrund der eingeschränkten messtechnischen Zugänglichkeit sind viele der für die Wirkungsgradermittlung entscheidenden

Größen nur lokal und einem beschränkten Umfang verfügbar. Unter den komplexen Strömungsverhältnissen im Turbinenabströmgehäuse mit entsprechend starken Gradienten sind integrale Kenngrößen, die auf lokalen Messwerten basieren in jedem Fall kritisch zu hinterfragen. Des Weiteren steht die analysierte Turbine im vorliegenden Fall eines Turboladers unter den thermodynamischen und aerodynamischen Einflüssen weiterer Komponenten – insbesondere des Verdichters. In diesem mehrfach gekoppelten System sind die im Turbinen-Abströmgehäuse gemessenen Unterschiede stets von anderen Einflüssen überlagert. Dementsprechend kann eine als ursprünglich positiv angenommene Änderung im Turbinenabströmgehäuse unter Umständen auch eine negative Änderung im Gesamtsystem bewirken, wenn das Gesamtsystem aus Turbine, Verdichter und Lagerung aus seiner optimalen Gleichgewichtslage (Drehzahl, Leistung) gebracht wird. Ebenso können nicht reproduzierbare Einflussfaktoren wie beispielsweise Umgebungsbedingungen inklusive der Turbulenz dazu führen, dass die geringen Unterschiede im Turbinenaustrittsdruck durch die Reaktion des Verdichters überlagert werden. Auch die bereits beschriebene und in der Validierung erwähnte aerodynamische Kopplung zwischen der Turbinenabströmung und der Diffusorströmung wird das Messergebnis am Heißgasprüfstand gegenüber dem Ergebnis unter den am Diffusorprüfstand nachgebildeten Strömungsbedingungen beeinflussen.

Aufgrund dieser Zusammenhänge und den Messergebnissen zum gesteigerten Druckaufbau basieren die ebenfalls in Abbildung 101 dargestellten prognostizierten Wirkungsgradunterschiede. Die Prognose basiert auf der Annahme, dass die gemessenen lokalen und integralen Druckunterschiede entsprechend dem in Abbildung 101 gezeigten Zusammenhang in eine unmittelbare Wirkungsgradänderung umgesetzt werden können.

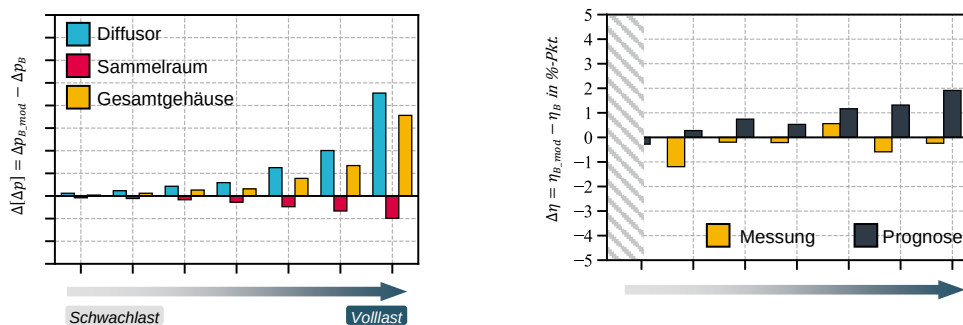


Abbildung 101: Gemessene und nachträglich prognostizierte Wirkungsgradunterschiede für die Heißgasversuche

Zusammenfassung AP 1.5:

In der Zusammenarbeit zwischen dem ITSM der Universität Stuttgart und Everllence SE wurde im Rahmen dieses Arbeitspaketes 1.5 eine Versuchsanlage zur Erzeugung repräsentativer Diffusorströmungen entwickelt und für

experimentelle Untersuchungen eingesetzt. Begleitend zu den experimentellen Untersuchungen wurden verschiedene numerische Modelle entwickelt und anhand der Messergebnisse validiert. Aus diesem Vergleich wurden Empfehlungen zur numerischen Strömungssimulation von Axial-Radial-Diffusoren abgeleitet.

Zusätzlich wurde eine der untersuchten Diffusorvarianten mit dem Ziel eines gesteigerten Druckrückgewinns numerisch optimiert und sowohl am ITSM-Diffusor-Versuchsstand als auch an einem Heißgasversuchsstand von MAN ES mit der Ursprungsgeometrie verglichen. Diese Vergleiche zeigten zwar einen gesteigerten Druckrückgewinn für den modifizierten Diffusor jedoch ohne eine eindeutige Verbesserung im Turbinenwirkungsgrad.

Insgesamt zeigte die numerische Simulation unter den gewählten Bedingungen eine hohe Sensitivität gegenüber den Modellparametern mit entsprechenden Auswirkungen auf die beabsichtigte Geometrieoptimierung.

4.2. AP 4.2 KI-basierte modellprädiktive Regelung (Kooperation mit HSD)

Eine modellprädiktive Regelung greift auf ein Vorhersagemodell zurück, welches das Verhalten der zu regelnden Größen für die nahe Zukunft prädiziert und damit Informationen zur Lösung des Optimierungsproblems für eine optimale Regelstrategie liefert. Diejenigen Modellanteile, die die Dynamik beschreiben, sind analytischer Natur und werden nachfolgend vorgestellt. In Abbildung 102 ist der als Modellgrundlage dienende Turbostrang vereinfacht als Blockschaltbild abgebildet.

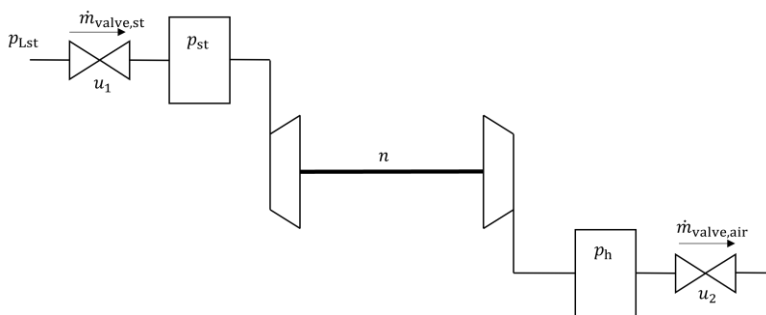


Abbildung 102: Blockschaltbild des Modells

Der Druck im Dampftank wird über Gl. (13) beschrieben. [GRO09a], [VEN05].

$$\dot{p}_{st} = \frac{\kappa_{st} R_{st} T_{Lst}}{A_1 L_1} \left[\dot{m}_{valve} - \dot{m}_{turbine} \right] \quad (13)$$

Damit diese gültig ist, müssen die Zustandsänderungen des Dampfes näherungsweise isentrop sein. Zudem wird der Frischdampf näherungsweise als ideales Gas behandelt. Die Dampfeigenschaften (Gaskonstante, Isentropenexponent) werden als konstant bezüglich Temperatur und Zeit angenommen. Darüber hinaus wird angenommen, dass die Dampfdichte überwiegend durch

Druckänderungen bestimmt wird, der Temperatureinfluss wird vernachlässigt. Der Tank wird als gut isoliert betrachtet. Daher wird die mittlere Dampftemperatur im Tank gleich der Dampftemperatur am Tankeinlass gesetzt. Schlussendlich wird der Tank vereinfacht wie ein Rohr großen Durchmessers behandelt, da der Einfluss der Geometrie auf Druckänderungen in Gl. (13) berücksichtigt wird.

Der eintretende Massenstrom in Gl. (13) wird wie in DIN IEC 60534-2-1:2011 berechnet: [IEC11]

$$\dot{m}_{\text{valve,st}} = \begin{cases} 8.777 \cdot 10^{-5} u_1 K_{VS1} F_{p,1} Y_1 \sqrt{\frac{p_{Lst}(p_{Lst}-p_{st})}{R_{Lst} T_{Lst}}} & \text{if } \zeta_1 < F_\gamma \\ 5.851 \cdot 10^{-5} u_1 K_{VS1} F_{p,1} \sqrt{F_{\gamma,1} \zeta_{T,1}} \sqrt{\frac{p_{Lst}^2}{R_{Lst} T_{Lst}}} & \text{if } \zeta_1 > F_\gamma \end{cases} \quad (14)$$

Dabei ist der Quotient der Druckdifferenz über dem Ventil zum Druck oberhalb des Ventils ausschlaggebend für die Bestimmung, ob der Effekt der Durchflussbegrenzung des kompressiblen Dampfes im Ventil auftritt:

$$\zeta_1 = \frac{p_{Lst} - p_{st}}{p_{Lst}} \quad (15)$$

Der austretende Massenstrom, der gleich dem Eingangsmassenstrom für die Dampfturbine sein muss, wird über Stodolas Dampfkesselgesetz [TRA01] berechnet:

$$\dot{m}_{\text{turbine}} = \frac{\dot{m}_0}{\sqrt{\frac{p_{in,0}^2 - p_{out,0}^2}{p_{in,0} / \varrho_{in,0}}}} \cdot \sqrt{\frac{p_{st}^2 - p_{bp}^2}{R_{st} T_{Lst}}} \quad (16)$$

In Tabelle 10 und Tabelle 11 sind die Variablen und Parameter, die in den Gl. (13) – (16) verwendet werden, beschrieben.

Tabelle 10: Quellangaben für Variablen in Gl. (13) – (16)

Variable	Quelle
K_{vs}	Ventilhersteller
F_p	DIN IEC 60534-2-1:2011
Y	DIN IEC 60534-2-1:2011
F_Y	DIN IEC 60534-2-1:2011
ζ_T	DIN IEC 60534-2-1:2011
$\dot{m}_0$	Auslegungsbedingungen der Dampfturbine
$p_{in,0}$	Auslegungsbedingungen der Dampfturbine
$p_{out,0}$	Auslegungsbedingungen der Dampfturbine
$Q_{in,0}$	Auslegungsbedingungen der Dampfturbine

Tabelle 11: Modellparameter in Gl. (13) – (16)

Variable	Bedeutung
κ	Isentropenexponent
R	Spezifische Gaskonstante
A	Konstante Querschnittsfläche im Dampftank
L	Länge des zylindrischen Tankvolumens

Die in Abbildung 102 gezeigten Turbine und der Verdichter sind ohne Übersetzung auf einer Welle angebracht, sodass die Turbine direkt den Verdichter antreibt. Dabei wurde keine Dämpfung durch weitere Komponenten berücksichtigt, lediglich die durch Reibung entstehenden Dämpfungseffekte sind in der Momentenbilanz dadurch berücksichtigt, dass die momentane Wellendrehzahl zu der Nenndrehzahl in Beziehung gesetzt und damit der bekannte Reibungsverlust am Auslegungspunkt skaliert wurde.

$$\dot{n} = \frac{1}{Jn} \left(\frac{60}{2\pi} \right)^2 \cdot \left[\dot{m}_{turbine} \cdot (-\Delta h_{turbine}) - \dot{m}_{com} \cdot \Delta h_{com} - \frac{P_{fric,loss,0}}{n_0^2} \cdot n^2 \right] \quad (17)$$

Dabei sind

$$\dot{m}_{Turbine} = \text{Gleichung 16} \quad (18)$$

$$\Delta h_{turbine} = \eta_{T,is} \frac{\kappa_{st} R_{st}}{\kappa_{st} - 1} T_{st} \left[\left(\frac{p_{bp}}{p_{st}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (19)$$

$$\dot{m}_{com} = \frac{p_{suc}}{R_{suc} T_{suc}} \cdot f_{map}(n, \Delta h_{is}, \lambda) \quad (20)$$

$$\Delta h_{\text{com}} = \frac{1}{\eta_{C,\text{is}}} \frac{\kappa_{\text{air}} R_{\text{air}}}{\kappa_{\text{air}} - 1} T_{\text{suc}} \left[\left(\frac{p_{\text{h}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (21)$$

Der Ausdruck f_{map} ist diejenige Funktion, die das Verdichterkennfeld beschreibt. Die Funktion ist empirisch und prädiziert für eine bestimmte Kombination aus Drehzahl, isentroper Enthalpiedifferenz und einem Degradationsparameter einen Ansaugmassenstrom $\dot{V}_{\text{suc}}$. Dies ist die Schnittstelle zum KI-Modul, da das Verdichterkennfeld mit Hilfe eines künstlichen neuronalen Netzes (KNN) modelliert und mit einem eigens entwickelten Algorithmus mit der weiter unten beschriebenen Methode an den jeweils aktuell gemessenen Anlagenzustand nachgeführt.

Die jeweilige Leistung von Turbine und Verdichter ergeben sich durch Multiplikation der Massenströme mit den Enthalpiedifferenzen:

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Der Druck in dem Volumen, das dem Verdichter nachgelagert ist („Headervolumen“) wird analog zu Gl. (13) dynamisch modelliert ([GRO09a], [VEN05]). Hier wird nun – im Gegensatz zu Dampf in Gl. (13) – trockene Luft gefördert, die ebenfalls als ideales Gas mit konstanten Stoffwerten modelliert wird.

$$\dot{p}_{\text{h}} = \frac{\kappa_{\text{air}} R_{\text{air}}}{A_2 L_2} \cdot T_{\text{com,out}} \cdot \left[\dot{m}_{\text{com}} - \dot{m}_{\text{valve,air}} \right] \quad (22)$$

Dabei ist die Lufttemperatur, die in diesem Volumen wieder gleichverteilt angenommen wird, gleich der Austrittstemperatur der Luft aus dem Verdichter, die von den Ansaugbedingungen und dem Verdichtungsverhältnis abhängt:

$$T_{\text{com,out}} = T_{\text{suc}} \left[1 + \frac{1}{\eta_{C,\text{is}}} \left(\left(\frac{p_{\text{h}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) \right] \quad (23)$$

Die Ein- und Ausgangsmassenströme in Gl. 22 sind

$$\dot{m}_{\text{com}} = \text{Gleichung 20} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{\text{valve,air}} = \begin{cases} 8.777 \cdot 10^{-5} u_{2,\text{del}} K_{V_{S2}} F_{p,2} Y_2 \sqrt{\frac{p_{\text{h}}(p_{\text{h}} - p_{\text{amb}})}{R_{\text{air}} T_{\text{com,out}}}} & \text{if } \zeta_2 < F_{\gamma,2} \cdot \zeta_T \\ 5.851 \cdot 10^{-5} u_{2,\text{del}} K_{V_{S2}} F_{p,2} \sqrt{F_{\gamma,2} \zeta_{T,2}} \sqrt{\frac{p_{\text{h}}^2}{R_{\text{air}} T_{\text{com,out}}}} & \text{if } \zeta_2 > F_{\gamma,2} \cdot \zeta_T \end{cases} \quad (25)$$

wobei der Fall der Durchflussbegrenzung wieder, wie in DIN IEC 60534-2-1:2011, über die Kennzahl

$$\zeta_2 = \frac{p_{\text{h}} - p_{\text{amb}}}{p_{\text{h}}} \quad (26)$$

bestimmt wird. [IEC11]

Zusätzlich dazu wurde die Verzögerung eines Stellbefehls für ein Ventil bis zur tatsächlich erfolgten Stellbewegung mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung dynamisch berücksichtigt:

$$\dot{u}_{2,\text{del}} = \frac{1}{T_{\text{del}}} (K_{\text{del}} u_2 - u_{2,\text{del}}) \quad (27)$$

Linearisierung der Modellgleichungen

Für die Verwendung als Prädiktionsmodell im Kontext des Optimierungsproblems der modellprädiktiven Regelung muss das nichtlineare Modell aus dem vorangegangenen Abschnitt linearisiert werden. Als Zustandsgrößen für dieses lineare Modell werden Dampfdruck p_{st} , Drehzahl n , Druck im Headervolumen p_h und die (verzögerte) Ventilstellung des abblasenden Luftventils $u_{2,\text{del}}$, das für die Entnahme von Prozessluft aus dem Headervolumen zuständig ist, gewählt.

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} p_{st} \\ n \\ p_h \\ u_{2,\text{del}} \end{pmatrix} \quad (28)$$

Die Eingangsgrößen (oder auch Randbedingungen) für das Modell sind die Stellbefehle für Dampfventil u_1 und Luft-Entnahmeventil u_2 , der Frischdampfdruck p_{Lst} und die Frischdampf Temperatur T_{Lst} . Außerdem der als konstant angenommene Gegendruck stromabwärts der Turbine p_{bp} , der Ansaugdruck vor dem Verdichter p_{suc} , die Ansaugtemperatur T_{suc} sowie der Umgebungsdruck p_{amb} , an den das Luft-Entnahmeventil die Prozessluft aus dem Headervolumen liefert.

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ p_{Lst} \\ T_{Lst} \\ p_{bp} \\ p_{suc} \\ T_{suc} \\ p_{amb} \end{pmatrix} \quad (29)$$

Für die Regelung werden diese Eingangsgrößen in steuerbare Stellgrößen

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} \quad (30)$$

und in messbare Störeinflüsse

$$\begin{pmatrix} p_{Lst} \\ T_{Lst} \\ p_{bp} \\ p_{suc} \\ T_{suc} \\ p_{amb} \end{pmatrix}, \quad (31)$$

die auf die messbaren Ausgangsgrößen y wirken, unterteilt.

$$\mathbf{y} = \begin{pmatrix} p_{st} \\ n \\ p_h \\ \dot{m}_{\text{valve,air}} \end{pmatrix} \quad (32)$$

Die Gleichungssysteme für die Änderung der Zustandsgrößen x und für die Ausgangsgrößen y sind damit:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x, u) = \begin{pmatrix} \text{Gl. 13} \\ \text{Gl. 17} \\ \text{Gl. 22} \\ \text{Gl. 27} \end{pmatrix} \\ y &= g(x, u) = \begin{pmatrix} \text{Gl. 13} \\ \text{Gl. 17} \\ \text{Gl. 22} \\ \text{Gl. 25} \end{pmatrix}\end{aligned}$$

Diese Gleichungssysteme wurden bezüglich der Zustandsgrößen und Eingangsgrößen differenziert und am jeweiligen Arbeitspunkt (x_{op}, u_{op}) ausgewertet, was auf ein lineares Gleichungssystem

$$\begin{aligned}f(x, u) - f(x_{op}, u_{op}) &= \Delta \dot{x} = A (x - x_{op}) + B (u - u_{op}) \\ g(x, u) - g(x_{op}, u_{op}) &= \Delta y = C (x - x_{op}) + D (u - u_{op})\end{aligned}\quad (33)$$

mit den Matrizen

$$\begin{aligned}A &= \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)_{x_{op}} & B &= \left(\frac{\partial f}{\partial u} \right)_{u_{op}} \\ C &= \left(\frac{\partial g}{\partial x} \right)_{x_{op}} & D &= \left(\frac{\partial g}{\partial u} \right)_{u_{op}}\end{aligned}$$

führt.

Während Differenzierbarkeit der analytischen Ausdrücke offensichtlich ist, kann ebenso das neuronale Netz f_{map} symbolisch abgeleitet werden. Jede Schicht l eines vorwärts gerichteten neuronalen Netzes (siehe Abbildung 103) kann als Funktion

$$f^{(l)}(\tau^{(l-1)}) = \tau^{(l)} = \Phi^{(l)}(W^{(l)}\tau^{(l-1)} + b^{(l)}) \quad (34)$$

aufgefasst werden, wobei die Matrix $W^{(l)}$ die lernbaren Gewichte, der Vektor $b^{(l)}$ die lernbaren Bias-Werte und der Vektor $\tau^{(l)}$ die Ausgaben der Schicht l enthält. $\Phi^{(l)}$ ist die zur Schicht l gehörende Aktivierungsfunktion. Die Ableitung der einzelnen Schicht l kann damit direkt geschrieben werden als

$$\frac{\partial f^{(l)}}{\partial \tau^{(l-1)}} = W^{(l)} \cdot \left(\Phi^{(l)}(W^{(l)}\tau^{(l-1)} + b^{(l)}) \right), \quad (35)$$

wobei $\Phi^{(l)}$ die Ableitung der Aktivierungsfunktion ist. Das neuronale Netz wiederum stellt eine Verkettung der k Schichten dar und kann daher als

$$f(\xi, \theta) = \tau = f^{(k)}(f^{(k-1)} \dots (f^{(2)}(f^{(1)}(f^{(0)}(\xi)))))) \quad (36)$$

geschrieben werden, wobei θ die alle Gewichte und Bias-Werte des gesamten Netzes zusammenfasst und ξ die Eingaben sind. Durch die rekursive Anwendung der Kettenregel lässt sich somit auch die Ableitung des neuronalen Netzes f_{map} direkt implementieren.

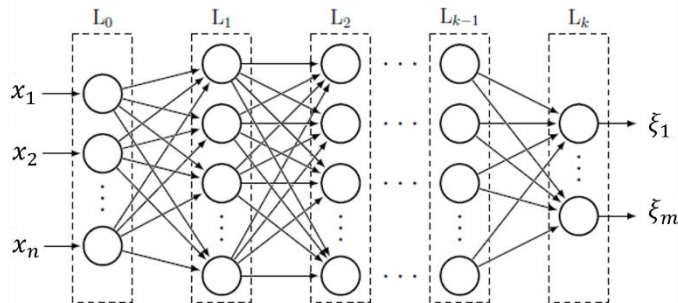


Abbildung 103: Schematische Darstellung eines vorwärtsgerichteten neuronalen Netzes mit k Schichten, n Eingaben und m Ausgaben.

Das kontinuierliche lineare System wurde anschließend bezüglich der Zeitabhängigkeit für eine Zykluszeit T_s wie folgt diskretisiert:

$$\mathbf{A}_d = \exp(\mathbf{A} \cdot T_s) \quad (37)$$

$$\mathbf{B}_d = \left[\int_0^{T_s} \exp(\mathbf{A} \cdot \tau) d\tau \right] \cdot \mathbf{B} \quad (38)$$

$$\mathbf{C}_d = \mathbf{C} \quad (39)$$

$$\mathbf{D}_d = \mathbf{D} \quad (40)$$

Modellprädiktive Regelung

Die modellprädiktive Regelung löst in regelmäßigen, aufeinanderfolgenden Zeitintervallen ein Optimierungsproblem, um Stellbefehle für die Anlage zu finden, die einen mathematisch optimalen Kompromiss z.B. zwischen Minimierung des Regelfehlers, Einhaltung von vorgegeben Grenzwerten und Berücksichtigung des möglichen Stellbereichs (zum Beispiel ein begrenzter Stellbereich eines Ventils) erreichen.

Standardmäßig wird das Optimierungsproblem mit einer Kostenfunktion beschrieben, deren drei Summanden den Regelfehler, eine Bestrafung für schnelle Stellgrößenänderungen sowie die Abweichung der Stellgrößen von möglichen Zielvorgaben für die Aktorik beschreiben:

$$\min_{\Delta U(k)} J = \sum_{k=1}^{Hp} \sum_{i=1}^r Q_i \cdot [w_i(k) - y_i(k)]^2 + \sum_{k=1}^{Hu} \sum_{i=1}^p R_i \cdot [\Delta u_i(k)]^2 + \sum_{k=1}^{Hu} \sum_{i=1}^p S_i \cdot [u_{soll,i}(k) - u_i(k)]^2$$

Dabei beschreibt der erste Term die Abweichung der r Regelgrößen y von ihren jeweiligen Zielwerten w , die mit Q gewichtet, quadriert und über den Prädiktionshorizont Hp aufsummiert werden. Der zweite Term bestraft über den Stellhorizont Hu hinweg die Höhe der Stellbewegungen Δu der p Aktoren mit der Gewichtung R . Über den dritten Term wird eine Nachführung der Stellgrößen auf eventuelle Sollwerte für (z.B.) die Ventilstellungen berücksichtigt, falls mehrere Stelleinheiten als Regelgrößen vorhanden sind. Etwaige zusätzliche Restriktionen werden durch individuelle, zusätzliche Terme berücksichtigt. Die Variablen sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

Tabelle 12: Variablen in der Kostenfunktion der modellprädiktiven Regelung

Parameter	Wert
k	Aktueller Zeitintervall
Hp	Prädiktionshorizont
Hu	Stellhorizont
r	Anzahl der Regelgrößen
p	Anzahl der Stellgrößen
$y_j(k)$	Vorhersage der i -ten Regelgröße für den k -ten Schritt des Prädiktionshorizonts
$w_j(k)$	Zielwert für die i -te Regelgröße am k -ten Schritt des Prädiktionshorizonts
$\Delta u_i(k)$	Höhe der Änderung der Stellgrößen
$u_{soll,i}(k)$	Zielwert für die i -te Stellgröße am k -ten Schritt des Stellhorizonts
$u_i(k)$	Wert der i -ten Stellgröße am k -ten Schritt des Stellhorizonts
Q_i, R_i, S_i	Gewichtungsfaktoren

Wie bereits aus Gl. (32) hervorgeht, wurden Dampfdruck p_{st} , Drehzahl n , Druck im Headervolumen p_h und Luftmassenstrom $\dot{m}_{air}$ als Zielgrößen gewählt ($r = 4$). Dabei sind insbesondere der Druck im Headervolumen sowie der Luftmassenstrom Größen, die aktiv geregelt werden sollen. Gemäß Gl. (18) sind die Ventilstellungen des Dampfventils und des Luft-Entnahmeventils u_1 und u_2 die p Stellgrößen des Systems. Wie Tabelle 13 zu entnehmen ist, sind die Stellgeschwindigkeiten und die Stellbereiche beider Ventile beschränkt, ebenso sind Beschränkungen für die Ausgangsgrößen Dampfdruck

und Drehzahl aktiv. Je näher diese Ausgangs- oder Prozessgrößen den Beschränkungen kommen, desto größer wird der Einfluss der Einhaltung der erlaubten Bereiche für die Bestimmung der als optimal zu ermittelnden Stellbefehle für den nächsten Zyklus. Es handelt sich bei Letzteren also um beschränkte Prozessgrößen (s. Abbildung 104).

Tabelle 13: Gewählte Parameter der modellprädiktiven Regelung

Parameter	Wert
Zykluszeit	0.1 s
Prädiktionshorizont	50 Schritte
Stellhorizont	10 Schritte
Stellgrößen untere Limits	[0, 0]
Stellgrößen obere Limits	[100, 100]
Stellgeschwindigkeit positiv	+20 %/s
Stellgeschwindigkeit negativ	-20 %/s
Untere Zielgrößenbeschränkung	[40 bar, 3000 U/min, -Inf, -Inf]
Obere Zielgrößenbeschränkung	[50 bar, 5300 U/min, Inf, Inf]

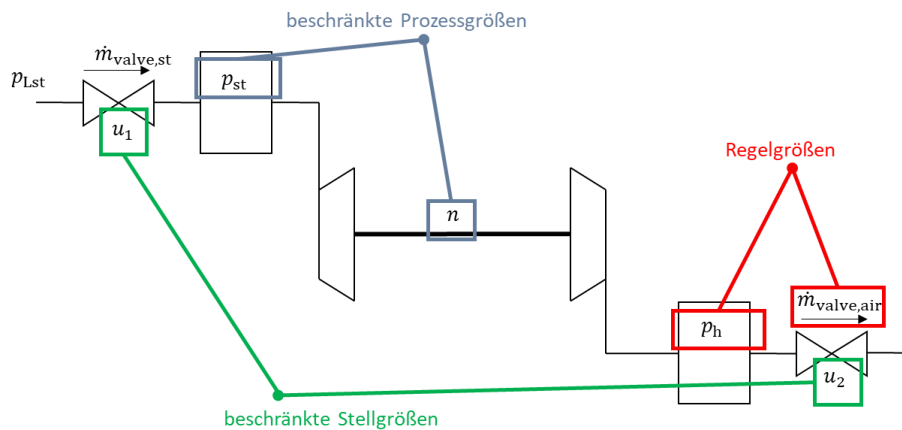


Abbildung 104: Definition von Regelgrößen und Restriktionen. Behandlung der Prozessgrößen im Kontext der Regelung

Ein wesentlicher Teil der Arbeit war die Entwicklung des adaptiven Charakters der modellprädiktiven Regelung. Die dokumentierte Linearisierung führt auf ein lineares Modell, welches nur in der Nähe des für die Linearisierung gewählten Arbeitspunktes (x_{op}, u_{op}) Vorhersagen mit ausreichender Genauigkeit liefert. Durch eine Änderung der Stellgrößen oder der Störgrößen (Gl. (30) und (31)) ändert das System seinen Arbeitspunkt. Verwendete man weiterhin das lineare Modell des vorherigen Arbeitspunktes für die Prädiktion

der Werte in der Kostenfunktion der modellprädiktiven Regelung, so würde die Regelgüte aufgrund ungenauer Vorhersagen erheblich sinken. Die Linearisierung muss also, abhängig von der Größenordnung der Änderungen des Arbeitspunktes, ständig wiederholt werden. Verfügt man, wie im vorliegenden Fall, über analytische Modellgleichungen, so kann das Gleichungssystem, welches die Systemdynamik beschreibt (Gl. (13), (17), (22), (27)), entsprechend den Methoden der Analysis differenziert werden. Diese Differentiationsregeln können derart in Programmcode übersetzt werden, dass eine Modelllinearisierung nicht nur bei großen Änderungen des Arbeitspunktes, sondern in jedem neuen Zyklus vorgenommen werden kann. Dies bedeutet sehr kleinschrittige Aktualisierungen des linearen Modells, sodass es zu jedem Zeitpunkt sehr ähnliche Vorhersagen im Vergleich mit dem nichtlinearen Modell liefern kann. Diese „ständige“ Linearisierung lässt sich zudem sehr effizient programmieren, was im vorliegenden Fall erfolgreich umgesetzt werden konnte. Eine Besonderheit war hier die Behandlung des in das nichtlineare Modell eingebundenen KI-Moduls. Wie gezeigt, konnte jedoch auch eine Differenzierungsmethode für das neuronale Netz verwendet werden, um die von dem Netz approximierte Funktion zu linearisieren und in den übergeordneten Linearisierungsalgorithmus einzubinden.

KI-basierte Kennfeldmodellierung

Das Modell des modellprädiktiven Reglers wird anhand von Kennfeldern der Turbomaschinen entsprechend des aktuellen Betriebspunktes parametrisiert. Hierbei ist zu beachten, dass die Kennfelder vollständig abgebildet sein müssen, da aufgrund der Flexibilitätsanforderungen deutlich verschiedene Betriebspunkte angefahren werden müssen. Zur Modellierung der Maschinenkennfelder haben sich künstliche neuronale Netze (KNN) als geeignet erwiesen. KNN verfügen über die Fähigkeit einer universellen Funktionsapproximation [HOR89] und lassen sich effizient differenzieren, sodass die Kennfelder mithilfe von KNN als mehrdimensionale, kontinuierliche und differenzierbare Funktion modelliert wurden. Basierend auf Datensätzen von Everllence, die dem Maschinenverhalten im Auslegungszustand entsprechen, erfolgte eine datengetriebene Kennfeldmodellierung mit Ansätzen des überwachten Lernens. Das Training der KNN wurde offline durchgeführt und benötigte bei der Wahl einer geeigneten Netzstruktur sowie passenden Hyperparametern lediglich einige Minuten, um eine ausreichende Genauigkeit zu erreichen. Abbildung 105 zeigt exemplarisch die Vorhersagen eines KNN für den Eintrittsvolumenstrom V_{suc} in Abhängigkeit der Drehzahl n und der Enthalpiedifferenz Δh_s für einen Axialkompressor im Vergleich zu einem mit Splines interpolierten Kennfeld für den Auslegungszustand.

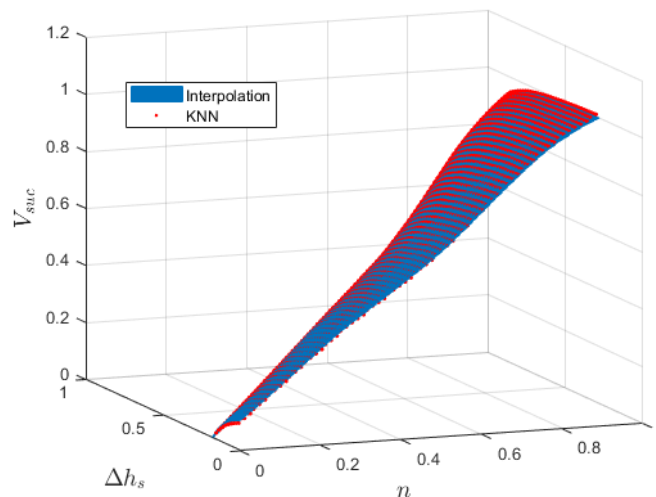


Abbildung 105: Modellierung eines Verdichterkennfeldes mithilfe eines KNN.

Kennfeldnachführung während des Betriebes

Die Kennfelder von Turbomaschinen unterliegen unvermeidlichen, längerfristigen Änderungen, die bspw. durch Verschleiß oder saisonbedingte Fluktuationen der Umgebungsbedingungen hervorgerufen werden. Um diese im Vorhinein unbekannten Veränderungen des Anlagenzustandes im Prädiktionsmodell berücksichtigen zu können, werden die KNN während des Betriebes anhand aktueller Messdaten kontinuierlich nachgeführt. Aufgrund der hohen Flexibilität bezüglich der Approximationseigenschaften [HOR89], eignen sich KNN in besonderem Maße zur empirischen Modelladaption. Aus den vorliegenden Randbedingungen ergaben sich jedoch zwei wesentlich Schwierigkeiten hinsichtlich der praktischen Umsetzung: Zum einen liegen Messdaten ausschließlich für den aktuellen Arbeitspunkt der Anlage vor und zum anderen muss die Modelladaption effizient sein, um während des Betriebs der Anlage durchgeführt werden zu können. Um diese Herausforderungen zu adressieren, wurde eine neue Methode zur kontinuierlichen Modelladaption von KNN entwickelt [GRO23]. Entsprechend der Komplexität des betrachteten Problems wird zunächst ein klassisches, vorwärts gerichtetes KNN mit geeigneter Architektur sowie passenden Aktivierungsfunktionen definiert, wobei die Ausgabeschicht mit der Identität aktiviert wird. Für die Initialisierung wird auf bekannte Schemata (bspw. [GLO10]) zurückgegriffen, lediglich die Ausgabeschicht wird abweichend davon mit Einsen für alle Gewichte und Nullen für Bias-Werte initialisiert. Das KNN wird dann mit bekannten Trainingsalgorithmen und Daten, die dem Maschinenverhalten im Auslegungszustand entsprechen, trainiert, wobei ausschließlich die Parameter der verdeckten Schichten angepasst werden.

Um das KNN während des Betriebs nachzuführen, werden Messdaten erhoben, die allerdings ausschließlich den aktuellen Arbeitspunkt beschreiben

können und daher eine nicht-repräsentative Teilmenge der gesamten Maschinencharakteristik darstellen. Aus diesem Grund werden kontinuierlich historische Daten zwischengespeichert, um nicht repräsentative Datensätze zu ergänzen. Dies ist mit einem Ringspeicher realisiert, der auf einer Diskretisierung des Eingaberaums des KNN basiert, um sicherzustellen, dass die zwischengespeicherten Daten über den gesamten Eingaberaum verteilt sind. Jede neue Messung wird einem diskreten Bereich des mehrdimensionalen Eingaberaums zugeordnet und ersetzt eine ältere Messung des gleichen Bereiches, sodass der Speicherbedarf nicht ansteigt. Die kontinuierliche Anpassung des KNN erfolgt dann anhand von Messdaten, die um eine bestimmte Menge historischer und über den Eingaberaum verteilten Daten, die dem Ringspeicher entnommen werden, erweitert werden. Zur Modelladaptation wird ein restringiertes, quadratisches Programm formuliert, mit dem ausschließlich die Parameter der Ausgabeschicht angepasst werden, während die Parameter der verdeckten Schichten unverändert bleiben. Weil das quadratische Programm konvex ist, ist diese Lernmethode effizient und liefert eine eindeutige optimale Lösung für die Änderung der Parameter in der Ausgabeschicht. Da es sich um eine empirische Modellierungsmethode handelt, ist kein Wissen über die zugrundeliegende Physik der Änderungen erforderlich.

Die vorgeschlagene Methode wurde anhand eines degradierenden Axialkompressors validiert [LOR23]. Hierzu erfolgte die dynamische Simulation eines Kompressors unter Einbeziehung eines Degradationsmodelles, das auf Langzeitbeobachtungen und Erfahrungen der Everllence beruht. Mithilfe interner Auslegungssoftware konnten Kennfelder für unterschiedlich Degradationszustände berechnet werden, die in die Simulation integriert wurden. Das System wurde für fünf Betriebsjahre simuliert, wobei alle zwei Monate ein sich wiederholender Betriebspunktwechsel zwischen insgesamt sieben verschiedenen Betriebspunkten erfolgte (fluktuierender Lastfolgebetrieb). Abbildung 106 zeigt die Schätzung des aktuellen Kennfelds mit dem KNN nach einem simulierten Betrieb von 60 Monaten im Vergleich zu dem Kennfeld des Auslegungszustandes und der Referenzlösung, die auf den Berechnungen mit der Auslegungssoftware basiert. Es wird sichtbar, dass mit dem KNN das tatsächliche Betriebsverhalten in der Umgebung des aktuellen Arbeitspunktes deutlich besser geschätzt wird, als wenn weiterhin das Ausgangskennfeld genutzt würde. Darüber hinaus treten keine signifikanten Verschlechterungen des Modells in Bereichen, die weit vom Arbeitspunkt entfernt liegen, auf, sodass die globale Modellgüte ebenfalls verbessert wird.

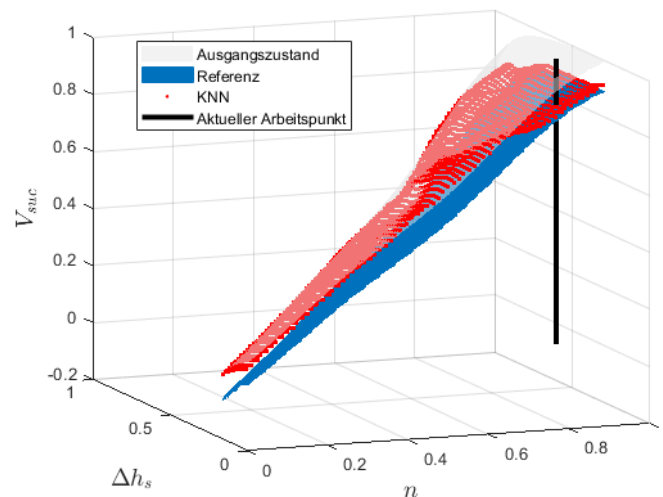


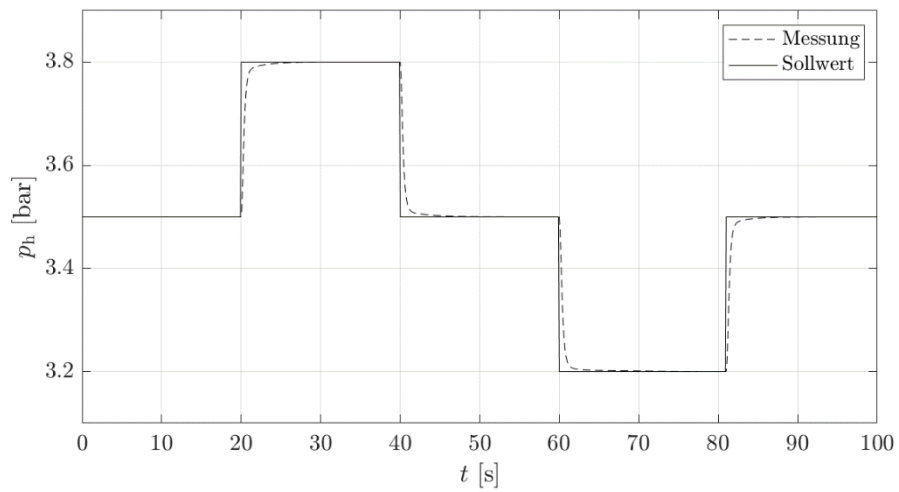
Abbildung 106: Kennfeldschätzung mit nachgeführtem KNN.

Mit der im Rahmen dieses Projektes neu eingeführten Methode zur Adaption von KNN wurde es folglich möglich lokale Bereiche des Modells anzupassen, während übrige Bereiche, zu denen keine aktuellen Informationen vorliegen, nahezu unverändert bleiben.

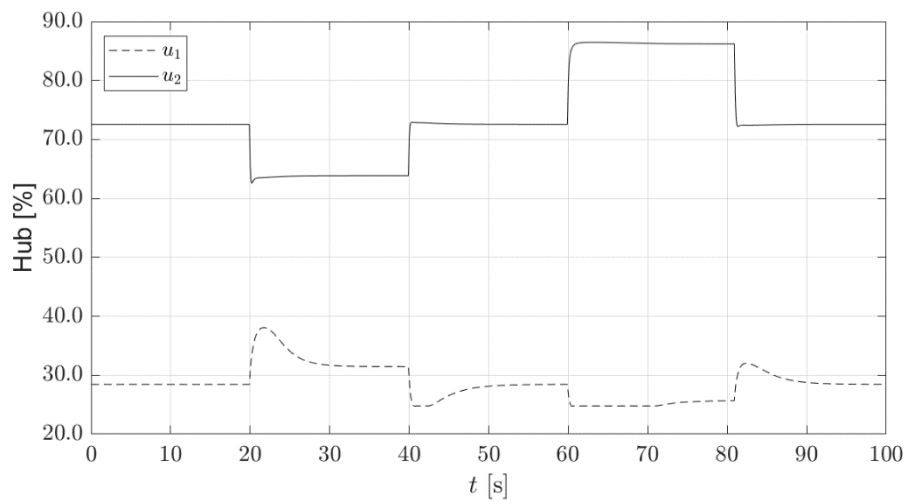
Performance Test des Verbundreglers

Der Verbundregler mit KI-Modul zur gemeinsamen Regelung des Luftmassenstromes sowie des Druckes im Headervolumen wurde mittels Software-in-the-Loop-(SiL) und dem dynamischen Turbostrang-Simulationsmodell getestet und validiert. Hierzu wurden verschiedene Regelaufgaben definiert, die durch simultanes Stellen beider Ventile und unter Berücksichtigung der Beschränkungen der Prozessgrößen und Stellgrößen sowie deren Änderung erfolgreich bewältigt wurden.

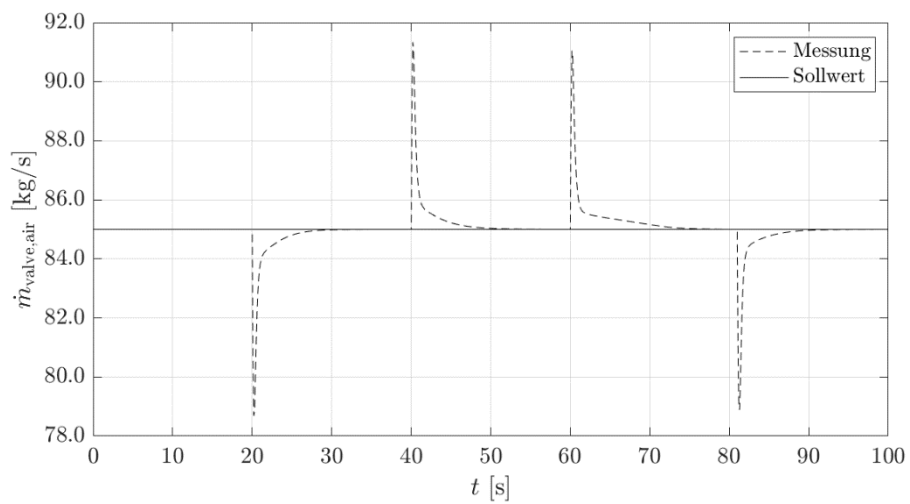
Abbildung 107 zeigt die Reaktion des Verbundreglers auf positive und negative Sollwert-Sprünge des Headervolumens (a). Es wird ersichtlich, dass zum schnellstmöglichen Erreichen des Sollwertes vom Verbundregler sofort beide Stellgrößen genutzt werden (b). Das zeitgleiche und aufeinander abgestimmte Verstellen beider Ventile zeichnet die Verbundregelung aus und wird durch Simulation des linearisierten Modells sowie die Lösung des quadratischen Programmes in jedem Zeitschritt erreicht. Die durch das Schließen bzw. Öffnen des Luft-Entnahmeventils u_2 , verursachten Veränderungen des Luftmassenstroms werden dabei schnell kompensiert (b) bzw. der Zielkonflikt zwischen den beiden Führungsgrößen entsprechend der durch Gewichtungsfaktoren in der Zielfunktion definierten Priorisierung gelöst. Zeitgleich wird der Mindestdruck von 40 bar im Dampftank nicht unterschritten (d).



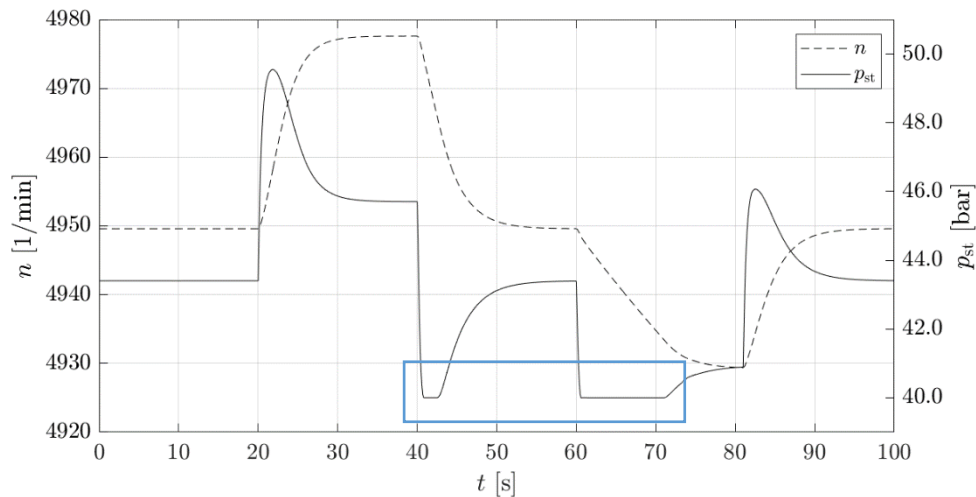
(a)



(b)



(c)



(d)

Abbildung 107: Lösung einer exemplarischen Regelaufgabe mit dem Verbundregler: Sollwertsprung.

Das hier exemplarisch gezeigte Regelungsproblem zeigt, dass es mit dem KI-basierten, modellprädiktiven Regler möglich ist, den betrachteten Turbostrang gesamtheitlich zu regeln und mit definierten Beschränkungen bzw. Zielen optimal zu regeln. Durch die Implementierung der Restriktionen und Ziele in der zu minimierenden Kostenfunktion lassen sich nachträglich Regelziele ändern.

Dynamische Kompressor-Modellierung mit LSTM-Netzen

Im Rahmen dieses Arbeitspaketes wurde auch die dynamische Modellierung von Kompressoren mithilfe von KNN untersucht, denn in einem modellprädiktiven Regler (MPC) ist das Modell von zentraler Bedeutung. Es dient dazu, das zukünftige Verhalten des zu steuernden Systems vorherzusagen. Der MPC-Algorithmus nutzt diese Vorhersagen für eine vorausschauende Regelung, indem er das System simuliert und optimale Steuerungsgrößen berechnet. Das Modell spielt eine Schlüsselrolle in Optimierungsproblemen, in denen eine vorgegebene Kostenfunktion minimiert oder ein bestimmtes Ziel erreicht werden soll.

Erwähnenswert ist, dass das Modell nicht zwangsläufig ein physikalisches Modell sein muss; vielmehr kann auch ein KI-basiertes Modell, oft als Black-box-Modell bezeichnet, zum Einsatz kommen. In diesem Kontext kann es hilfreich sein, ein rekurrentes neuronales Netzwerk (RNN) zu verwenden, im Speziellen wurde ein Long Short-Term Memory (LSTM)-Netz eingesetzt, um zeitliche Abhängigkeiten und komplexe dynamische Prozesse im System präzise zu erfassen.

Ein präzises Modell, sei es physikalisch oder KI-basiert, insbesondere unter Verwendung von LSTM-Netzen, trägt zur Robustheit und Stabilität des Reglers bei, ermöglicht die Berücksichtigung von Systembeschränkungen und

hilft, auf Störungen oder Unsicherheiten zu reagieren. Die Qualität des Modells beeinflusst maßgeblich die Leistung des MPC-Reglers, und es ist wichtig, die Herausforderungen von Unsicherheiten und Modellfehlern zu berücksichtigen, um eine effiziente Regelung zu gewährleisten. Der Einsatz von KI-Modellen, speziell mit LSTM-Netzen, eröffnet dabei die Möglichkeit, auch komplexe Systeme zu regeln, bei denen herkömmliche Modelle Schwierigkeiten haben könnten.

Die KI-basierte Kennfeldmodellierung und deren Vorteile wurden bereits eingehend beschrieben. Dieser Modellierungsansatz durch eine KI-basierte, intelligente Regression auf Basis der Kennfelder vernachlässigt allerdings den zeitlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Turbomaschine. Die zugrunde gelegten Kennfelder bilden zwar eine äußerst präzise Beschreibung des statischen Betriebsverhaltens, aber dies basiert eben auf einem Gleichgewichtszustand, der sich ggfs. im Rahmen einer dynamischen Regelung der Maschine nicht einstellt.

Ein Ansatz zur Erstellung eines solchen rekurrenten Netzes ist, die Verwendung von Trainingsdaten, die entweder von einer dynamischen Simulation erzeugt wurden oder die ggfs. auch aus Messungen des Betriebs der Maschine erfasst werden können. Welche Daten genutzt werden können, hängt auch davon ab, ob zum Zeitpunkt der Erstellung des Reglers Messdaten verfügbar sind. In dem untersuchten Fall des Axialverdichters, der im Folgenden gezeigt wird, lag beides vor; Zeitverläufe aus einer dynamischen Simulation und auch Messdaten der bereits gebauten und seit mehreren Jahren in Betrieb befindlichen Maschine. Diese beiden Datenquellen wurden genutzt, um rekurrente Modelle («Reduced Order Modeling» - ROMs) eines dynamischen Systems zu erstellen. Die LSTM-Netze wurden dann wiederum in einer dynamischen Simulation integriert und die Ergebnisse mit den Test-Daten verglichen.

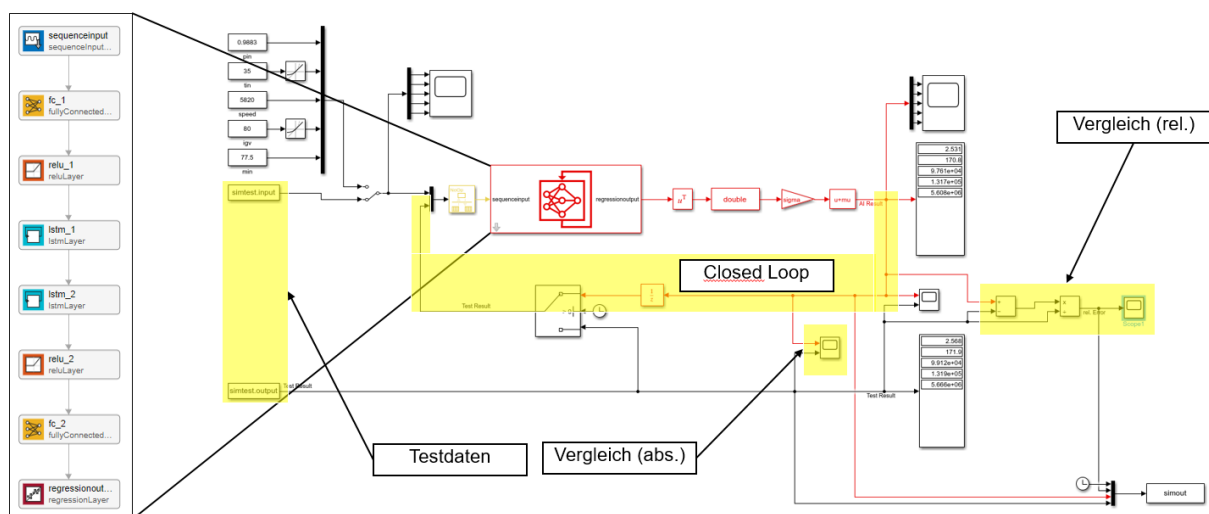


Abbildung 108: Simulationsmodell zur Auswertung des LSTM-Netzes

LSTM aus Daten der dynamische Simulation:

Im Falle der dynamischen Simulation wurden Eintrittsbedingungen und Leitschaufelstellung der Maschine kontinuierlich und zufällig variiert und die Zeitverläufe der relevanten Größen dann über einen sehr langen Simulationszeitraum ausgeleitet. Da davon auszugehen ist, dass das System ein nichtlineares Verhalten aufweisen wird, wird dieses durch ein Pseudo Random Binary Sequence (PRBS) Signal angeregt. Zusätzlich wurden die Amplituden des Anregungssignals zufällig gewählt um möglichst alle Nichtlinearitäten des Systems anzuregen.

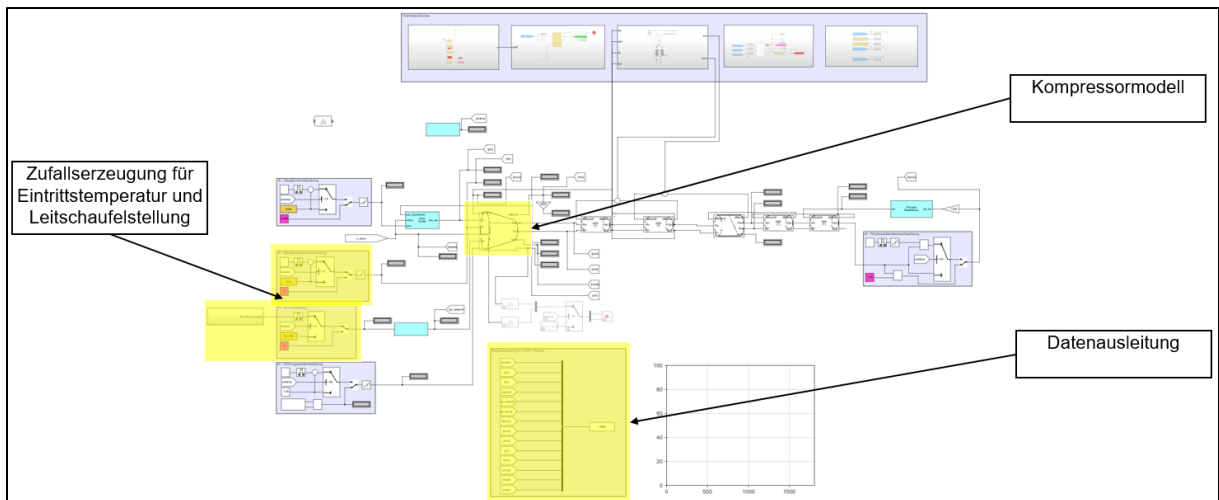


Abbildung 109: Simulationsmodell zur Datenerzeugung

Die Ergebnisse zeigen, dass die absoluten Fehler der relevanten Messgrößen gering sind und sich der relative Fehler in einem Bereich von 1-2% bewegt. Verglichen wird hierbei die Vorhersage des LSTM mit Test-Daten, die vor dem Training von dem Datensatz entnommen wurden.

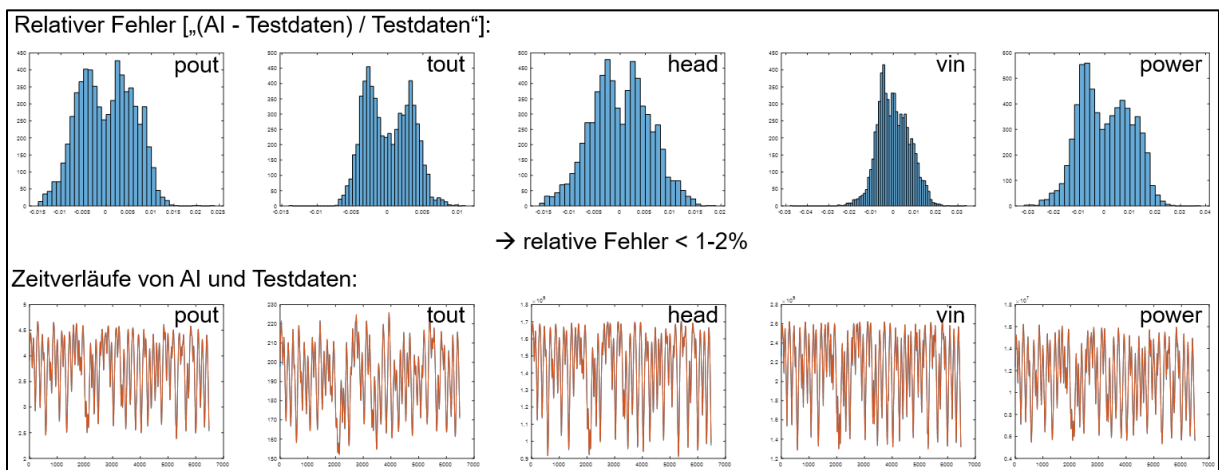


Abbildung 110: Trainingsergebnisse LSTM-Netz aus Simulationsdaten

Die Zeitverläufe der relativen Fehler über einen Test-Zeitverlauf von knapp 7000s zeigen, dass die Fehlerwerte nur in sehr wenigen Fällen $>2\%$ sind, kein konstanter Abstand zur Null-Linie zu beobachten ist und die Fehlerwerte mit Zeit auch nicht zunehmen.

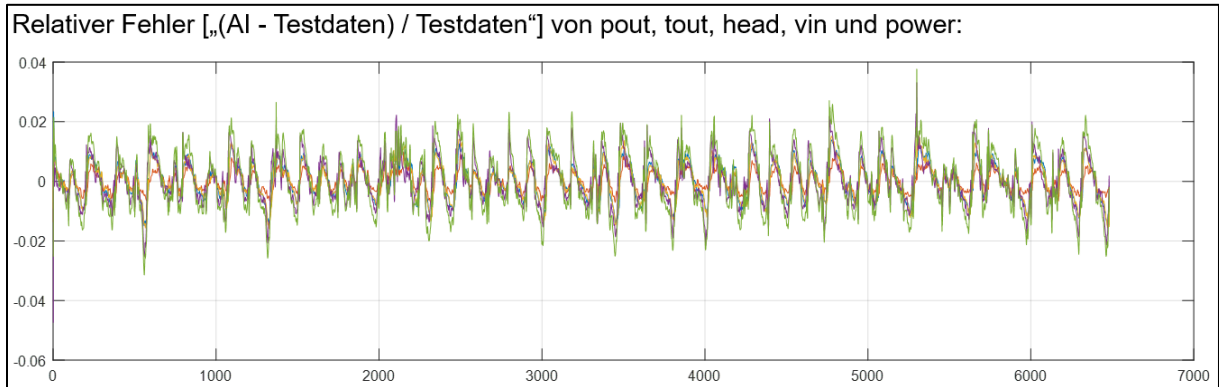


Abbildung 111: Verlauf der rel. Fehler des LSTM-Netzes aus Simulationsdaten

LSTM aus Messdaten:

Im zweiten Schritt wurde das gleiche Verfahren des maschinellen Lernens mit den verfügbaren Messdaten durchgeführt, wozu die Messdaten zunächst aufgearbeitet wurden (Stillstände und Ausreißer entfernen, Glättung, ...). Sie entsprachen danach einem Umfang von ca. 3 Jahren Betriebszeit. Außerdem musste bei dem Vorgehen über Messdaten darauf geachtet werden, dass die Auswahl der Trainings-, Validierungs- und Testdatenzeiträume so angepasst wird, dass der Betrieb der Maschine repräsentativ abgebildet wird. Aus diesem Grund wurde hier entsprechend Abbildung 112 selektiert.

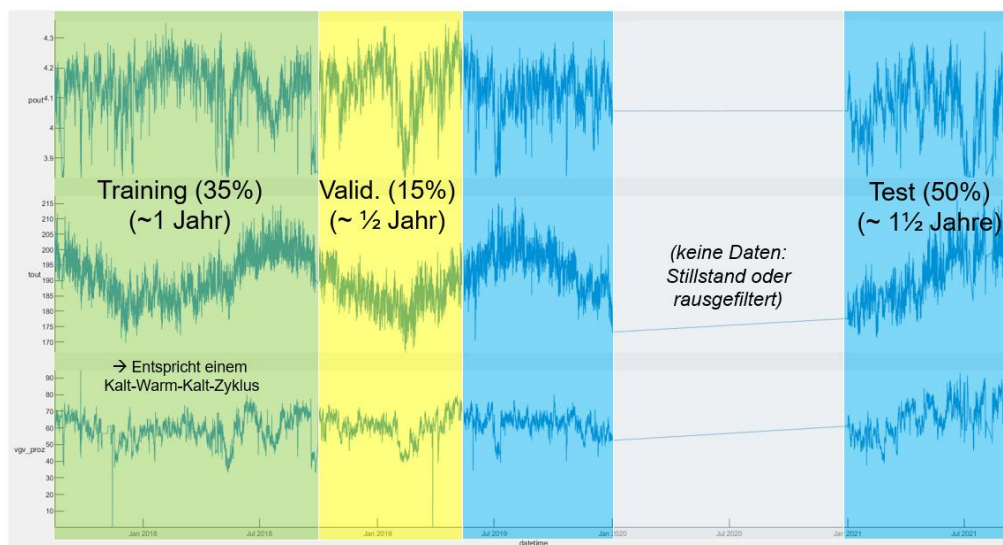


Abbildung 112: Trainings-, Validierungs- und Testdaten der Messung

Als Ergebnis des Trainings zeigt sich auch hier, dass das LSTM-Netz sehr gut geeignet ist, das dynamische System zu erlernen. Der Fehler ist überwiegend $<1\%$. Allerdings zeigen sich teilweise deutlich größere Fehler, die aber nach genauerer Betrachtung darauf zurückzuführen waren, dass in den Test-Daten ein außergewöhnlicher Betriebszustand abgefragt wurde, der wahrscheinlich in den Trainingsdaten nicht in ausreichender Art enthalten war, um zu der entsprechenden Generalisierung des LSTM-Modells zu kommen. Dies war z.B. eine extrem kleine Leitschaukelstellung, die zwar in den Test-Daten abgefragt wurde, aber in den Trainingsdaten nicht enthalten war.

In einem weiteren Schritt wurden Modifikationen in das Modell eingebaut. Um die Robustheit des LSTM-Modells weiter zu bestätigen, wurde das Modell um Rückkopplungen erweitert (Umblasung und zwei einfache PI-Regler). Feststellung ist, dass beide Regler bei konstanten Eintrittsbedingungen sowohl mit dem Simulationsmodell als auch dem LSTM-Modell die Zielgröße einregeln. Falls die Eintrittsbedingungen (z.B. Ansaugtemperatur) sich immerzu ändern, ist es vergleichbar. Damit ist auch nachgewiesen, dass eine Rückkopplung über das rekurrente LSTM selbst (es trifft nun Vorhersagen in Abhängigkeit seiner eigenen Ausgaben) funktioniert.

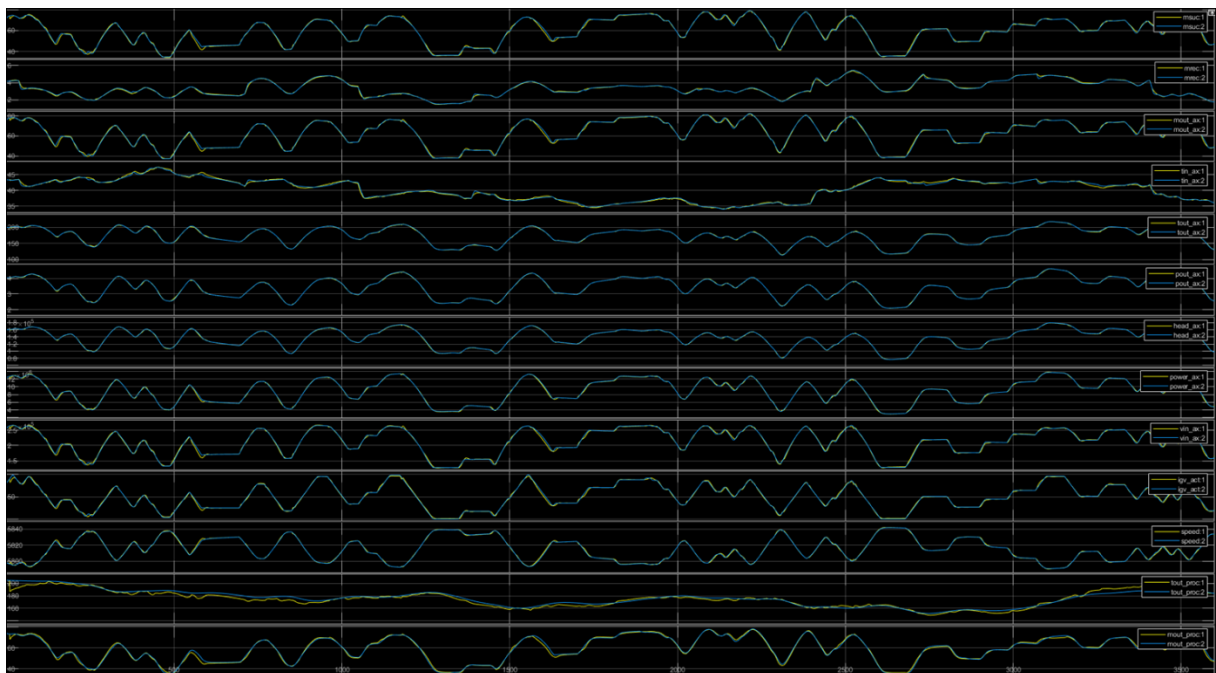


**Abbildung 113: Zeitverläufe des Axialverdichters (inklusive Rückkopplung)
berechnet mit einem LSTM-Netz**

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass es möglich ist, rekurrente neuronale Netze aus Zeitsequenzen zu trainieren, die präzise gegenüber der Simulation oder den Messdaten sind, aus der sie erstellt wurden. Diese Netzwerke können nicht nur genaue Vorhersagen treffen, sondern auch als vereinfachte

Modelle dienen, da sich die im Verlauf der Simulation auftretenden Fehler nicht akkumulieren, sondern unabhängig von der Laufzeit um Null schwanken.

Des Weiteren wurde festgestellt, dass diese Netze robust gegenüber inneren und äußeren Rückkopplungen sind. Die Erkenntnis, dass ein rein datenbasiertes Modell eine vielversprechende Möglichkeit darstellt, (Sub-)Modelle von bspw. HNO₃-Anlagen abzubilden, öffnet interessante Perspektiven.

Zusammengefasst bieten die Ergebnisse die Grundlage für die Nutzung von rekurrenten neuronalen Netzen als präzise und robuste Modelle für komplexe physikalische Systeme, wie den Axial-Kompressor und andere Turbomaschinen einer HNO₃-Anlage.

Wie es möglich ist, nicht-lineare LSTM-Modelle für modellprädiktive Regelungen (MPCs) zu verwenden, ist Ausgangspunkt weiterer Untersuchungen. Die Voraussetzung, nämlich dass die entsprechenden Turbomaschinenanlagen mit rekurrenten Netzen erfolgreich abgebildet werden können, wurde jedoch erfolgreich untersucht.

5. Zusammenfassung

Turbomaschinen spielen eine zentrale Rolle bei der emissionsarmen Energieversorgung der Zukunft. Dazu zählen neben Gas- und Dampfturbinen zur Energieumwandlung zunehmend auch Kompressoren und deren Antriebe für die Abscheidung, den Transport und die Weiterverwendung von CO₂ oder Turbomaschinen in Energiespeicheranlagen. Das durchgeführte Projekt hat dazu beigetragen die zukünftige Auslegung von Turbomaschinen zu optimieren.

In der Zusammenarbeit zwischen dem ITSM der Universität Stuttgart und Everllence wurde im Rahmen dieses Vorhabens (AP 1.5) eine Versuchsanlage zur Erzeugung repräsentativer Diffusorströmungen entwickelt und für experimentelle Untersuchungen eingesetzt. Begleitend zu den experimentellen Untersuchungen wurden verschiedene numerische Modelle entwickelt und anhand der Messergebnisse validiert. Aus diesem Vergleich wurden Empfehlungen zur numerischen Strömungssimulation von Axial-Radial-Diffusoren abgeleitet.

Zusätzlich wurde eine der untersuchten Diffusorvarianten mit dem Ziel eines gesteigerten Druckrückgewinns numerisch optimiert und sowohl am ITSM-Diffusor-Versuchsstand als auch an einem Heißgasversuchsstand von Everllence mit der Ursprungsgeometrie verglichen. Diese Vergleiche zeigten zwar einen gesteigerten Druckrückgewinn für den modifizierten Diffusor jedoch ohne eine eindeutige Verbesserung im Turbinenwirkungsgrad.

Insgesamt zeigte die numerische Simulation unter den gewählten Bedingungen eine hohe Sensitivität gegenüber den Modellparametern mit entsprechenden Auswirkungen auf die beabsichtigte Geometrieoptimierung.

Die räumliche Diskretisierung spielt eine entscheidende Rolle für die Genauigkeit der numerischen Vorhersagen. Es wurde festgestellt, dass je nach Betriebspunkt eine lokale Verfeinerung des Netzes erforderlich sein kann: Für Teillast ist eine Verfeinerung vorteilhaft, hingegen werden bei Volllast bessere Ergebnisse ohne zusätzliche Verfeinerung erzielt.

Von den drei untersuchten Turbulenzmodellen erwies sich das RSM-(S-BSL-EARSM)-Modell als die beste Alternative, da es sowohl eine bessere Übereinstimmung mit experimentellen Messungen als auch eine verbesserte numerische Stabilität bietet. Dieses Erkenntnis wurde durch Untersuchungen mit unterschiedlichen Zellauflösungen bestätigt.

Die Turbulenzmodellierung ist entscheidend für die Qualität der Strömungslösung, insbesondere in Bezug auf die Turbulenzintensität. Die Analyse zeigt, dass eine erhöhte Turbulenzintensität die numerische Genauigkeit positiv beeinflusst. Ein nicht korrigierbarer Effekt ist jedoch die Asymmetrie am Diffusoreinlass, die in Experimenten nicht beobachtet wurde. Dieser Trend wurde auch für mehrere untersuchte Betriebspunkte bestätigt und deutet

darauf hin, dass die Turbulenz stromaufwärts in den numerischen Modellen unterschätzt wird.

Numerische Studien zeigen zudem, dass die Wandrauigkeit die Diffusorströmung signifikant beeinflusst. Dabei ist zu beachten, dass eine gröbere Netzstruktur zu einer ungenauen Auflösung in Wandnähe führt, was Fehler in der numerischen Modellierung zur Folge hat. Daher sollten weitere Untersuchungen mit feinerer Netzauflösung erfolgen.

Das numerische Modell wurde für Simulationen mit einer vorgeschalteten Turbinenstufe überprüft und mit Ergebnissen an einem Heißgas-Prüfstand von MAN ES verglichen. Dabei zeigte sich, dass das Modell die Strömung für Teillast-Betriebspunkte gut vorhersagen kann. Bei Volllast-Betriebspunkten hingegen traten Abweichungen in der Strömungsverteilung und eine Überschätzung des Auslassdrucks auf. Es ist zu beachten, dass für diesen Vergleich nur Wanddruckmessdaten verwendet wurden.

Die Unterschiede im Strömungsfeld am Diffusoreinlass wurden für zwei Modelle untersucht: Drallerzeuger-Modell und Turbinenstufen-Modell. Laut den numerischen Ergebnissen beträgt die Turbulenzintensität am Diffusoreinlass im TS-Modell 10% und im DE-Modell 3%. Ein wichtiger Faktor dabei ist, dass das numerische Modell mit Drallerzeuger ohne Drahtgitter simuliert wurde. Dadurch wird die Turbulenzintensität geringer, da das Drahtgitter im ITSM-Versuchsstand zur Generierung zusätzlicher Einlassturbulenz beiträgt. Dennoch zeigt die Analyse, dass die Strömung nachmodelliert werden kann, sofern Unterschiede wie die Turbulenzintensität und Strömungsasymmetrie detailliert berücksichtigt werden.

Im Rahmen des Projekts wurde die Effektivität einer Spalteinblasung mit folgenden Ergebnissen untersucht: Die Spaltströmung beeinflusst sowohl die Größe als auch die Lage des Rückströmungsgebiets. Die Analyse für einen Teillast-Betriebspunkt (DE Nr. 3 links) zeigt, dass bei fehlender Spaltströmung ein signifikantes Ablösungsgebiet an der Diffusoraussenkontur entsteht. Diese Ablösung kann die Einblasung bzw. den Rotorspalt-Leckage beeinflussen werden: Mit zunehmendem Spaltmassenstrom vergrößert sich das Rückströmungsgebiet, während der Druckrückgewinn abnimmt.

Zusätzlich wurde eine asymmetrische Variante der Diffusorgeometrie B entworfen und analysiert. Dabei zeigte sich, dass die numerischen Modelle die prognostizierte Verbesserung überschätzten, während experimentell nur für einen Betriebspunkt (DE Nr. 3 links) eine Verbesserung nachgewiesen werden konnte. Die numerische Studie ergab, dass Variationen im unteren Bereich des Diffusors – in Abströmrichtung – tendenziell den Druckrückgewinn im Gehäuse beeinflussen, während Modifikationen im oberen Diffusorbereich – entgegen der Abströmrichtung – hauptsächlich den Rückdruckgewinn im Diffusor beeinflussen. Ein weiteres Ergebnis ist, dass asymmetrische Geometrieänderungen im Diffusor die Strömungsasymmetrie am Auslass reduzieren können. Dieser Effekt ist jedoch Betriebspunktabhängig. Eine verbesserte Strömungssymmetrie führt nicht zwangsläufig zu einer höheren Effizienz.

Aufbauend auf den numerischen Ergebnissen zur Diffusormodifikation wurden an einem Heißgasprüfstand von Everllence Turbinenmessungen mit zwei Varianten von Turbinenabströmgehäusen durchgeführt: Ein unmodifizierter Basisdiffusor und ein modifizierter, asymmetrisch gestalteter Diffusor. Zwar zeigten diese Messdaten in vielen der untersuchten Betriebspunkte einen infolge der veränderten Diffusorgestaltung gesteigerten Druckaufbau innerhalb des Diffusors, jedoch resultierte daraus keine eindeutige Wirkungsgradsteigerung für die untersuchte Turbine.

Infolge der asymmetrischen Diffusorgestaltung wurde die im Abströmgehäuse vorhandene Strömungsasymmetrie verstärkt. Die asymmetrische Druckverteilung innerhalb des Diffusors resultiert aus einem hohen Turbinendurchsatz in Kombination mit kompakten Gehäuseabmessungen. Hinsichtlich einer verbesserten Strömungssimulation von kompakten Axial-Radial-Diffusoren wird eine in Umfangsrichtung vollaufgelöste Modellierung empfohlen, um Rückwirkungen der asymmetrischen Diffusorströmungen auf die Turbine zu berücksichtigen.

In zahlreichen Anlagentypen der erneuerbaren Energien (z.B. bei solarthermischen Anlagen) und bei vielen Speichertechnologien, die eine große Rolle für eine weitreichende Etablierung erneuerbarer Energien spielen, sind nach wie vor Turbomaschinen, insbesondere Verdichter und Turbinen industriellen Maßstabs, unverzichtbare Komponenten für die Bereitstellung elektrischer Energie und Wärmeenergie. Die Weiterentwicklung von Regelungskonzepten und Erhöhung des Automatisierungsgrads dieser klassischen Kraftwerkskomponenten liefert damit einen wichtigen Beitrag für eine emissionsärmere Energieversorgung der Zukunft.

In Arbeitspaket 4.2 des AG Turbo Verbundprojekts RoboFlex ist es gelungen, eine modellprädiktive Mehrgrößen-Verbundregelung eines exemplarischen Turbomaschinen-Strangs zu entwickeln. Dies erlaubt der Regelungseinheit, alle verfügbaren Stellgrößen simultan zu benutzen, um ein vorgegebenes Regelungsziel zu erreichen. Zudem kann das Regelungsziel flexibel um weitere Vorgaben und Beschränkungen erweitert werden, indem diese in die Kostenfunktion implementiert werden.

Ein zentraler Forschungsschwerpunkt war hierbei die Einbindung von Methoden der künstlichen Intelligenz in die Modellierung und im gleichen Zuge deren Überführung und Implementierung in die linearisierte Modellform, die die modellprädiktive Regelung verlangt. Ein besonderes Augenmerk wurde auf die fortlaufende Nachführung des KI-Modells an den zuletzt durch Messungen bekannten Anlagenzustand gelegt. Da nach Durchsicht der Literatur festgestellt wurde, dass derartige Methoden nicht existieren oder auf die gegebene Problemstellung nicht anwendbar waren, wurde eine neue Methode entwickelt, die in zwei peer-review-basierten Publikationen veröffentlicht wurde [GRO23], [LOR23]. Dabei wurde eine neuartige Kombination aus der Architektur des verwendeten neuronalen Netzes und der Verfahrensweise zum

Updaten der verwendeten Gewichte entwickelt, die zudem besonderes Augenmerk auf die Echtzeitfähigkeit der Methode und damit ihren Einsatz in realen Anlagen und Steuerungskomponenten legt.

Schlussendlich konnte mit den durchgeführten Software-in-the-Loop-Tests gezeigt werden, dass diese Art der KI-gestützten Mehrgrößen-Verbundregelung ein hohes Maß an Flexibilität, Kontrolle und Regelgüte erlaubt und – auch durch die Neuentwicklungen auf dem Bereich der KI im Rahmen dieses Projekts – deutlich über den Stand der Technik hinaus geht.

Ein finaler Test des MPC basierten Reglers an einer realen Anlage konnte aufgrund pandemiebedingter Einschränkungen sowie komplizierten Verhandlungen mit Anlagenbetreibern bisher nicht realisiert werden. Der Test an einer realen Anlage wird von den Projektpartnern weiterhin angestrebt und erfolgt nach Projektende.

Insgesamt wird die Verwertung der Vorhabenergebnisse Platzbedarf, Energiekosten und den Ausstoß von Emissionen und CO₂ einsparen.

Literatur

- [ALB15] Albin, T., Ritter, D., Abel, D., Liberda, N., Quirynen, R., Diehl, M.: Nonlinear MPC for a two-stage turbocharged gasoline engine airpath. Proceedings of the 54th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), Osaka, 2015: 849-856
- [BEE10] Beevers, A., Congiu, F., Pengue, F. und Mokulys, T. (2010): An analysis of the merits of CFD for the performance prediction of a low pressure steam turbine radial diffuser. In ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air .
- [BMW14] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (2014): Bekanntmachung – Forschungsförderung im 6. Energieforschungsprogramm „Forschung für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung“, Bundesanzeiger: BAnz AT 30.12.2014 B1 vom 8. Dezember 2014.
- [BMW18] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (2018): Förderbekanntmachung – Angewandte nichtnukleare Forschungsförderung im 7. Energieforschungsprogramm „Innovationen für die Energiewende“, Bundesanzeiger: BAnz AT 18.10.2018 B vom 1. Oktober 2018.
- [BOH05] Bohagen, B., Gravdahl, J.T.: Active control of compression systems using drive torque; a backstepping approach. Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, Seville, 2005: 2493-2498
- [BOH08] Bohagen, B., Gravdahl, J.T.: Active surge control of compression system using drive torque. Automatica 44 (2008): 1135-1140
- [BRO15] Brouwer, S. und Vogt, D. M. (2015): Simulation of a Flow in a Gas Turbine Exhaust Diffuser with Advanced Turbulence Models. In High Performance.
- [BRÜ19] Brüggemann, C., Badum, L., Bauer, M., Schatz, M. und Vogt, D. (2019): Fast traveling pneumatic probes for turbomachinery applications. In Proceedings of International Gas Turbine Conference Tokyo 2019.
- [BUR13] Burton, Z., Ingram, G. L. und Hogg, S. (2013): A Generic Steam Turbine Exhaust Diffuser With Tip Leakage Modelling and Non-Uniform Hood Outlet. In Proc. 10th European Turbomachinery Conference, Lappeenranta, Finland, April.
- [BUR14] Burton, Z., Ingram und G. L., Hogg, S. (2014): The influence of condenser pressure variation and tip leakage on low pressure steam turbine exhaust hood flows. Proceedings of the

- Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 228(4), 370–379.
- [BUR15] Burton, Z., Ingram, G. und Hogg, S. (2015): Efficient Methods for Predicting Low Pressure Steam Turbine Exhaust Hood and Diffuser Flows at Design and Off-Design Conditions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 137(8).
- [CAD23] Cadence Design Systems (2023.2): Fidelity Mesh, Product Version 2023.2, Cadence Design Systems, Inc. (Cadence), April 2023.
- [CAD24] Cadence Design Systems (2024): Fidelity Simulation, Product Version 2024, Cadence Design Systems, Inc. (Cadence), August 2024.
- [CAS00] Casey, M. und Wintergerste, T. (2000): Best Practice Guidelines. ERCOFTAC Special Interest Group on “Quality and Trust in Industrial CFD”.
- [COR12] Cortinovis, A., Pareschi, D., Mercangoez, M., Besselmann, T.: Model Predictive AntiSurge Control of Centrifugal Compressors with Variable-Speed Drives. Proceedings of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, Trondheim, 2012: 251–255
- [COR18] Backi, C.J., Krishnamoorthy, D., Verheyleweghen, A., Skogestad, S.: Combined nonlinear moving horizon estimation and model predictive control applied to a compressor for active surge control. Proceedings of the IEEE Conference on Control Technology and Applications, Copenhagen, 2018: 1552–1557
- [CRE14] Cremanns, K., Roos, D. und Graßmann, A. (2014): Sequential vs Multidisciplinary Coupled Optimization and Efficient Surrogate Modelling of a Last Stage and the Successive Axial Radial Diffuser in a Low Pressure Steam Turbine in Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, American Society of Mechanical Engineers, vol 2B, V02BT45A006. DOI: 10.1115/GT2014-25787.
- [DET18] Dettori, S., Colla, V., Salerno, G., Signorini, A.: A Neural Network-Based Approach for Steam Turbine Monitoring. Smart Innovation, Systems and Technologies, Vol. 69, (2018): 203–211
- [DIX98] Dixon, S. L. (1998): Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Butterworth Heinemann, Liverpool, fourth edition, in SI/Metric units.

- [DRE15] Drechsel, B., Müller, C., Herbst, F. und Seume, J. R. (2015): Influence of Turbulent Flow Characteristics and Coherent Vortices on the Pressure Recovery of Annular Diffusers: Part B – Scale-Resolving Simulations. In ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition.
- [DRO72] Drokonov, A. M. und Zaryankin, A. E. (1972): Investigating the Joint Operation of a Turbine Stage and a Diffuser Exhaust Hood. *Teploenergetika* 19(2), S. 43-45.
- [FAN18] Fang, M., Xu, Z.: Vibration Fault Diagnosis for Steam Turbine-Generators Based on History Cases and Artificial Neural Network. Proceedings of the 2018 2nd IEEE Advanced Information Management, Communicates, Electronic and Automation Control Conference (IMCEC), (2018): 747-753
- [FAR87] Farokhi, S. (1987): A trade-off study of rotor tip clearance flow in a turbine/exhaust diffuser system. ASME Paper 88-GT-229.
- [FER07] Ferreau, H.J., Ortner, P., Langthaler, P., Re, L.d., Diehl, M.: Predictive control of a realworld Diesel engine using an extended online active set strategy. *Annual Reviews in Control*, 31(2), (2007): 293-301
- [FIN11] Finzel, C., Schatz, M., Casey, M. V. und Gloss, D. (2011): Experimental investigation of geometrical parameters on the pressure recovery of low pressure steam turbine exhaust hoods." ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition.
- [FLE02] Fleige, H., Riess, W. und Seume, J. (2002): Swirl and tip leakage flow interaction with struts in axial diffusers. In Proc. ASME Turbo Expo 2002, GT2002-30491.
- [FOM23] Fomina, A., Fuhrer, C., Vogt, M.D. und Willeke, T. (2023): Numerical study on the influence of geometrical parameters on the performance of a turbine exhaust hood. In Proceedings of the ASME 2023 Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Boston, Massachusetts, 26-30 June 2023.
- [FUJ07] Fu, J., Liu, J. und Zhou, S. (2007): Experimental and Numerical Investigation of Interaction between Turbine Stage and Exhaust Hood. Proc. of the IMechE, Part A: Journal of Power and Energy 221.
- [FUJ10] Fu, J. L. und Liu, J. J. (2010): Investigations of influential factors on the aerodynamic performance of a steam turbine exhaust system. In ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air.

- [GAR88] Garkusha, A. V. et al. (1988): Features of Joint Operation of a Stage and the Exhaust Hood of a Turbine with Different Radial Clearances over the Moving Row. Thermal Engineering 35 Nr. 8, S. 478-480.
- [GIA06] Giarré, L., Bauso, D., Falugi, P., Bamieh, B.: LPV model identification for gain scheduling control: An application to rotating stall and surge control problem. Control engineering practice, 14(4), (2006): 351-362
- [GLO10] X. Glorot und Y. Bengio, "Understanding the difficulty of training deep feedforward neural networks," Proceedings of the Thirteenth International Conference on Artificial Intelligence and Statistics, pp. 249-256, 2010.
- [GOM18] Gomes, R. A., Kurz, J. und Niehuis, R. (2018): Implementation of a technique for fast five-hole probe measurements downstream of a linear cascade. pp. 1-6.
- [GRA89] Gray, L., Sandhu, S.S., Davids, J. und Southall, L.R. (1989): Technical Considerations in Optimizing Blade-Exhaust Hood Performance for Low Pressure Steam Turbines. Proc. 1989 ASME Joint Power Generation Conf. Dallas: S. 89-97.
- [GRE04] Greitzer, E. M., Tan, C. S. und Graf, M. B. (2004): Internal Flow: Concepts and Applications. Cambridge University Press.
- [GRO09a] Grote, W.: Ein Beitrag zur modellbasierten Regelung von Entnahmedampfturbinen. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, 2009
- [GRO09b] Grote, W., Schulze Darup, M., Reinig, G. (2009): Modellprädiktive Regelung von Entnahmeturbinen und Dampfnetzen. ProcessNet-Jahrestagung 2009, Mannheim, 2009
- [GRO11] Grote, W., Kastsian, D., Mönnigmann, M.: Optimal power system unit commitment with guaranteed local stability. Proceedings of the American Control Conference, San Francisco, 2011
- [GRO13] Grote, W., Kastsian, D., Mönnigmann, M.: Guaranteed stability in optimal power generation dispatching under uncertainty. IEEE Transactions on Power Systems, 28(2) (2013): 1103-1112
- [GRO23] W. Grote-Ramm, D. Lanuschny, F. Lorenzen, M. Oliveira Brito, F. Schöning (2023): Continual learning for neural regression networks to cope with concept drift in industrial processes using convex optimisation. In Engineering Applications of Artificial Intelligence 120, S. 105927. DOI: 10.1016/j.engappai.2023.105927.

- [GUI15] Guillot, S., Ng, W. F., Hamm, H. D., Stang, U. E. und Lowe, K. T. (2015): The experimental studies of improving the aerodynamic performance of a turbine exhaust system. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(1).
- [HIR12] Hirschmann, A., Volkmer, S., Schatz, M., Finzel, C., Casey, M. und Montgomery, M. (2012): The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers. *Trans. ASME, J. Turbomach.*, 134(021017).
- [HOR89] K. Hornik, M. Stinchcombe, und H. White, "Multilayer feedforward networks are universal approximators," *Neural Networks*, vol. 2, no. 5, pp. 359–366, 1989.
- [IEC11] IEC 60534-2-1:2011. Industrial-process control valves - Part 2-1: Flow capacity - Sizing equations for fluid flow under installed conditions. International Electrotechnical Commission.
- [JAP84] Japikse, D. (1984): *Turbomachinery Diffuser Design Technology*. Concepts ETI Press, Norwich, Vermont, USA
- [JIA23] Jiang, Y. (2023): Numerical study on the influence of tip jet flow on the performance of an axial-radial diffuser. Forschungsarbeit, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart.
- [JOS14] Jost, M., Grote, W., Möllenbruck, F., Mönnigmann, M.: Plant-wide control of a parabolic trough power plant with thermal energy storage. *Proceedings of the 19th IFAC World Congress (2014)*: 419–425
- [KLU09] Kluß, D., Stoff, H. und Wiedermann, A. (2009): Effect of wakes and secondary flow on re-attachment of turbine exit annular diffuser flow. *Journal of Turbomachinery*, 131(4).
- [KLU89] Kluttig, H. (1989): Strömungsuntersuchungen für ein Dampfturbinen-Austrittsgehäuse. *Mitt. aus dem Kraftwerks-Anlagen-Bau* 29 Nr. 1, S. 26–30.
- [KUR04] Kurz, R., White, R.C.: Surge avoidance in gas compression systems. *Journal of Turbomachinery*, 126(4), (2004): 501–506
- [KUS11] Kuschel, M. und Seume, J. R. (2011): Influence of unsteady turbine flow on the performance of an exhaust diffuser. In *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*.
- [KUS15] Kuschel, M., Drechsel, B., Kluß, D. und Seume, J. R. (2015): Influence of turbulent flow characteristics and coherent vortices on the pressure recovery of annular diffusers: Part A –

- Experimental results. In ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition.
- [LAG91] Lagun, V. P. et al. (1991): Method and some Correlated Results of a Study of Exhaust Hoods on Full-Scale Steam Turbines. Thermal Engineering 38 Nr. 2.
- [LAR14] Larsson, E., Aslund, J., Frisk, E., Eriksson, L.: Gas Turbine Modeling for Diagnosis and Control. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 136(7) (2014)
- [LIU02a] Liu, J. J. und Hynes, T. P. (2002): The Investigation of Turbine and Exhaust Interactions in Asymmetric Flows: Part 1 – Blade-Row Models Applied. In ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air.
- [LIU02b] Liu, J. J., Hynes und T. P. (2002): The Investigation of Turbine and Exhaust Interactions in Asymmetric Flows: Part 2 – Turbine-Diffuser-Collector Interactions. In ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air .
- [LIZ12] Li, Z., Li, J., Yan, X., Feng, Z., Ohyama, H. und Zhang, M. (2012): Investigations on the flow pattern and aerodynamic performance of last stage and exhaust hood for large power steam turbines. In ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition.
- [LOR23] F. Lorenzen, F. Schöning, W. Grote-Ramm, M. Oliveira Brito, H. Neuberger, A. Sobolyev (2023): Continual Adaptation of Compressor Maps During Operation on Measurement Data for Increased Performance of Model-Based Applications in Turbomachinery. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Boston, USA. 26.-30. Juni 2023.
- [LUN97] Luniewicz, B. et al.(1997): Modernisation of the 200 MW Turbine Exhaust Hood. Proc. of Conf. on Modelling and Design Fluid Flow Machinery. Gdansk.
- [MAQ23] Maqueo M.E., Fomina A., Müller F.F., Fuhrer C., Vogt D.M. und Willeke T. (2023): Experimental and Numerical Investigation of Flow in an Axial-Radial Diffuser of an Industrial Turbocharger Turbine under Varying Load Conditions, ID IGTC2023-184, IGTC 2023, Kyoto, Japan.
- [MAY14] Mayne, D.Q.: Survey Paper: Model predictive control: Recent developments and future promise. Automatica, 50(12), (2014): 2967-2986
- [MEN05] Menter, F. und Egorov, Y. (2005): A scale adaptive simulation model using two-equation models. In 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.

- [MEN94] Menter, F. R. (1994): Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA journal, 32(8), 1598-1605.
- [MIE15] Mier, D., Möllenbruck, F., Jost, M., Grote, W., Mönnigmann, M.: Model predictive control of the steam cycle in a solar power plant, ADCHEM 2015, IFAC-PapersOnLine, 48(8) (2015): 710-715
- [MIH18] Mihailowitsch, M., Schatz und M., Vogt, D.M. (2018): Numerical Investigations of an Axial Exhaust Diffuser Coupling the Last Stage of a Generic Gas Turbine in ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol 141(3), 031025. DOI: 10.1115/1.4040769.
- [MIH20] Mihailowitsch, M. (2020): Numerische Untersuchungen zur Wechselwirkung von letzter Turbinenstufe und axialem Abgasdiffusor. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium der Universität Stuttgart.
- [MIZ12] Mizumi, S., Ishibashi, K. und Sawamura, Y. (2012): Steam Turbine Exhaust Hood With Swirl Flow Separation Ducts. In ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition (pp. 385-393).
- [MOD17] Modekurti, S., Eslick, J., Omell, B., Bhattacharyya, D., Miller, D.C., Zitney, S. E.: Design, dynamic modeling, and control of a multistage CO2 compression system. International Journal of Greenhouse Gas Control, 62, (2017): 31-45
- [MUN17] Munyoki, D., Schatz, M. und Vogt, D. M. (2017): Detailed Numerical Study of the Main Sources of Loss and Flow Behavior in Low Pressure Steam Turbine Exhaust Hoods. In ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.
- [MUN17] Munari, E., Morini, M., Pinelli, M., Spine, P.R.: Experimental investigation and modeling of surge in a multistage compressor. Energy Procedia 105 (2017): 1751-1756
- [MUN18] Munyoki, D., Schatz, M. und Vogt, D. M. (2018): Numerical Investigation of the Influence of Hood Height Variation on Performance of Low Pressure Steam Turbine Exhaust Hoods. In ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition.
- [NIE11] Nielsen, L., Leithner, R., Qi, D., Grote, W., Kastsian, D., Mönnigmann, M.: Isobares GuD - Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher. 6th International Renewable 19 Energy

Storage Conference and Exhibition (IRES 2011), Berlin, 28.-30. November 2011

- [POL04] Polklas, T. (2004): Entwicklung eines numerischen Verfahrens zur strömungsmechanischen Auslegung des Abströmgehäuses einer Niederdruck-Dampfturbine. Dissertation, Universität Duisburg-Essen.
- [QUE82] Quest, L. und Scholz, N. (1982): Experimentelle Untersuchungen von Nabendiffusoren hinter Turbinen. Technischer Bericht, Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt e.V.
- [ROA98] Roache, P. J. (1998): Verification of codes and calculations. AIAA J., 36(5):696–702, May 1998.
- [SCH06] Schlichting, H. und Gersten, K. (2006): Grenzschicht-Theorie. Springer, 10. Überarb. Auflage.
- [SIE08] Sieker, O. und Seume, J. R. (2008): Influence of rotating wakes on separation in turbine exhaust diffusers. Journal of Thermal Science, 17(1), 42.
- [SOL97] Solodov, V. G. und Gnesin, V. I. (1997): Three-dimensional simulation of nonstationary flow phenomena in “Last stage-exhaust hood” compartment. Journal of Thermal Science, 6(4), 231-236.
- [SOV67] Sovran, G. und Klomp, E. D. (1967): Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section”. In Fluid Mechanics of Internal Flow, G. Sovran, ed., Elsevier Publ. Comp., pp. 270–319.
- [STE16] Stein, P., Pfoster, C., Sell, M., Galpin, P. und Hansen, T. (2016): Computational Fluid Dynamics Modeling of Low Pressure Steam Turbine Radial Diffuser Flow by Using a Novel Multiple Mixing Plane Based Coupling – Simulation and Validation. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 138(4).
- [TAN11] Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Takada, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N. und Saeki, H. (2011): Numerical investigation of exhaust diffuser performances in low pressure turbine casings. In ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition.
- [TAN14] Tanuma, T., Sasao, Y., Yamamoto, S., Niizeki, Y., Shibukawa, N. und Saeki, H. (2014): Numerical investigation of steam turbine exhaust diffuser flows and their three dimensional interaction effects on last stage efficiencies. In ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition.

- [TIN85] Tindell, R. H. und Alston, T. M. (1992): A Comparison of Two Methods for Utilizing Steam Turbine Exhaust Hood Flow Field Data. *Journal of Turbomachinery* 114.
- [TOR17] Torrisi, G., Grammatico, S., Cortinovis, A. Mercangöz, M., Morari, M., Smith, R.S.: Model Predictive Approaches for Active Surge Control in Centrifugal Compressors. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 25(6), (2017): 1947-1960
- [TRA01] Walter Traupel. *Thermische Turbomaschinen – Zweiter Band. Klassiker der Technik.* Springer Nature, Berlin, Germany, 4. edition, 2001.
- [UDD12] Uddin, N., Gravdahl, J.T.: Introducing Back-up to Active Compressor Surge Control System. *Proceedings of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production, Trondheim, 2012*: 263-268
- [VAS12] Vassiliev, V., Irmisch, S., Abdel-Wahab, S. und Granovski, A. (2012): "Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance". *Trans. ASME, J. Turbomach.*, 134(041018), July.
- [VEN05] M. Venturini. Development and Experimental Validation of a Compressor Dynamic Model. *Journal of Turbomachinery*, 127(3):599-608, 2005.
- [VER12] Verstraete, T., Prinsier, J., Di Sante, A., Della Gatta, S. und Cosi, L. (2012): Design optimization of a low pressure steam turbine radial diffuser using an evolutionary algorithm and 3D CFD. In *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*.
- [VOL11] Volkmer, S., Hirschmann, A., Casey, M. und Montgomery, M. (2011): The impact of a tip leakage jet on flow separation in axial gas turbine diffusers. In *Proc. 9th Europ. Conf. on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics*.
- [WIL98] Willinger, R. und Haselbacher, H. (1998): The role of rotor tip clearance on the aerodynamic interaction of a last gas turbine stage and an exhaust diffuser. *ASME Paper 98-GT-94*.
- [YIN16] Yin, M., Yang, C., Meng, L., Yan, W., Zhuhai, Z., Li, J. und Feng, Z. (2016): Numerical Analysis on the Swirl Flows in the Exhaust Hood of Steam Turbine and Optimization Design. In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*.
- [YOO09] Yoon, S. (2009): Advanced aerodynamic design of the intermediate pressure turbine for aero-engines. PhD thesis, Cambridge University.

- [YUD89] Yudin, J. A. (1989): Über den Einfluß der Strömungsverteilung hinter der letzten Stufe einer Dampfturbine auf den Abdampfdiffusor. *Energeticeskoe masinostroenie* 47 S. 15-21.
- [ZHA17] Zhang, Y., Martinez-Garcia, M., Latimer, A.: Estimating gas turbine compressor discharge temperature using Bayesian neuro-fuzzy modelling. *Proceedings of the 2017 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)*, (2017): 3619-3623 20
- [ZIM92] Zimmermann, C. und Stetter, H. (1992): Einfluss der Radialspiele auf die Diffusorströmung und den Wirkungsgrad einer ND-Modellturbine. *Technischer Bericht*, Bundesministerium für Forschung und Technologie.
- [ZIM93] Zimmermann, C. und Stetter, H. (1993): Experimental determination of the flow field in the tip region of a LP-steam turbine. *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turb. Power*, May, pp. 1-8.