

**SIEMENS**

# Schlussbericht COOREFLEX-turbo 4.3.4 b

Verbesserung des Schaufel- und Diffusorwirkungsgrades bei  
Teillast in Gasturbinen mit großer Leistung

Förderkennzeichen 03ET7020F



Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Zuwendungsempfänger

Siemens AG – Power & Gas

Mülheim an der Ruhr

[www.powergeneration.siemens.com](http://www.powergeneration.siemens.com)

## Laufzeit des Vorhabens

01.11.2013 – 30.06.2017

## Projektleiter

Dr.-Ing. Martin Kegalj

[martin.kegalj@siemens.com](mailto:martin.kegalj@siemens.com)

## Inhaltsverzeichnis

I.	Kurze Darstellung.....	3
1.	Aufgabenstellung .....	3
2.	Voraussetzungen zur Durchführung des Vorhabens .....	4
3.	Planung und Ablauf des Vorhabens.....	4
4.	Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Beginn des Vorhabens .....	6
5.	Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....	10
II.	Eingehende Darstellung.....	11
1.	Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen .....	11
2.	Herausforderungen im verfolgten Ansatz .....	18
3.	Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises .....	20
4.	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit .....	20
5.	Voraussichtlicher Nutzens und Verwertbarkeit.....	20
6.	Fortschritt bei anderen Stellen .....	21
7.	Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen.....	21
8.	Literatur .....	21

## I. Kurze Darstellung

### 1. Aufgabenstellung

Im Vorhaben 4.3.4 des COOREFLEX-turbo Verbundprojekts der AG Turbo mit dem Titel „Verbesserung des Schaufel- und Diffusorwirkungsgrades bei Teillast in Gasturbinen mit großer Leistung“ sollte, in Kooperation zwischen der Siemens AG und der Leibniz-Universität Hannover, ein Prüfstand zur Untersuchung der Interaktion einer Axialturbine mit einem angeschlossenen Diffusor ausgelegt, aufgebaut und vermessen werden.

Das Ziel des Vorhabens war die Untersuchung der Wechselwirkung der rotierenden belasteten Endstufe einer Turbine und eines sich anschließenden Axialdiffusors einer Heavy-Duty Gasturbine. Die Erweiterung der Vorhersagefähigkeit für den Druckrückgewinn und die Strömungsfelduntersuchungen des Abgasdiffusors sollten das Verständnis über die internen Strömungsvorgänge deutlich erweitern. Zusätzlich sollte der Gültigkeitsbereich der Vorhersagen auf Teillastbereiche der Maschine vergrößert werden. Bisherige Untersuchungen von Axialdiffusoren fanden üblicherweise in einer stationären Umgebung oder einer rotierenden Einrichtung zur Simulation einer Turbinenabströmung statt. Jedoch hat die hoch-instationäre periodische Strömung vor allem im Bereich des Gehäuses einen massiven Einfluss auf die Strömung im Diffusor. Eine Verbesserung der Vorhersagefähigkeit im Zusammenspiel mit der Turbine sollte direkte Verbesserungen des Druckrückgewinns bewirken. Eine Übertragung der Ergebnisse auf reale Maschinen ist hierbei eine der Kernaufgaben. Im Hinblick auf den zukünftigen Energiemix in Deutschland ist der Einsatz der Gasturbinen als Spitzenlastabdeckung bei unsicherem Beitrag der erneuerbaren Energien von großer Bedeutung. Lastpunkte bei geringem Massenstrom führen im Diffusor zu starken Winkeländerungen und bewirken unter Umständen unerwünschte Ablösungen an den Lagerstreben und somit Einbußen im Wirkungsgrad der Gesamtanlage.

Um die Vorhersagen optimieren zu können waren der Aufbau von drei verschiedenen Diffusorgeometrien geplant, welche unterschiedliche Auslegungsstrategien verfolgten. Zunächst sollte eine Ableitung eines realen Diffusors untersucht werden um eine Basiskonfiguration zu erhalten und den Übertrag auf die reale Maschine zu bewerten. Der zweite Aufbau sollte ein wirkungsgradfokussiertes Design erhalten, um die Möglichkeiten zur Optimierung zu untersuchen. Der dritte Aufbau sollte Geometrie nutzen, welche nicht zwangsläufig in einer realen Maschine Anwendung finden, jedoch weitere Verbesserungen erzielen können. Hierzu zählen beispielsweise aktive Ausblasungen an den Streben oder Leiteinrichtungen an den Diffusorwänden. Zur Bewertung der Ergebnisse sollten während der Auslegung und parallel zu den experimentellen Untersuchungen numerische Strömungssimulationen durchgeführt werden.

## 2. Voraussetzungen zur Durchführung des Vorhabens

Das Vorhaben COOREFLEX 4.3.4 wurde in zwei Unterprojekten bearbeitet. Im „a“ Projekt wurden die Arbeiten vom Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH) durchgeführt, während der Teil „b“ durch die Siemens AG - Energy Sector (SAG) bearbeitet wurde. Die SAG war hierbei für die aerodynamische Auslegung der Turbinenstufe und des Diffusors, sowie der mechanischen Konstruktion des Prüflings zuständig. Beide Arbeitspakete wurden durch einen externen Dienstleister maßgebend unterstützt.

Das Arbeitspaket der TFD umfasste die Vorbereitung der Infrastruktur des Instituts für den Prüfling, die Beschaffung und Fertigung der Prüfstandkomponenten, Instrumentierung der Bauteile, sowie die Inbetriebnahme und Versuche mit unterschiedlichen Diffusorgeometrien. Durch die umfangreichen Erfahrungen bei der TFD im Aufbau und Betrieb solcher Anlagen sollte ein institutsinterner Erfahrungsaustausch gewährleistet werden.

Die Auswertung der Messdaten und der Vergleich zu den numerischen Ergebnissen sollte von beiden Partnern gemeinsam durchgeführt werden, während die SAG für die Übertragung der Ergebnisse auf die reale Gasturbine zuständig war.

## 3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Die Bearbeitungsdauer des Vorhabens COOREFLEX-Turbo 4.3.4 war initial mit 48 Monaten veranschlagt. Dieser Plan war ambitioniert aber erreichbar. Durch die Arbeitsteilung zwischen SAG und TFD in den jeweiligen Teilprojekten und Einbeziehung erfahrener Entwicklungspartner sollte die Zeit optimal genutzt und die Arbeiten parallel durchgeführt werden. Übergreifend wurden Vorgehen, Maßnahmen und technische Lösungen kooperativ zwischen den Projektpartnern TFD und SAG abgestimmt. Durch regelmäßige Telefonkonferenzen und persönliche Meetings an den verschiedenen Standorten konnte eine enge Zusammenarbeit in allen Bereichen erzielt werden.

Jedoch zeigten sich während der Bearbeitung mehrere Herausforderungen, welche den Ablauf deutlich behinderten:

- **Rotordynamik**

Die Skalierung der realen Maschine zu den Dimensionen am Prüfstand führte zu Drehzahlen von 27.000 1/min und zu einer herausfordernden Rotordynamik der Turbinenwelle und des Abtriebsstrangs. Hohe Lagerlasten an der Turbine führten zu einer notwendigen Änderung des Wellendesigns und der Energiedissipation von einer Wasserbremse zu einem Generator mit Untersetzungsgetriebe.

- **Toleranzen**

Ebenfalls durch die Skalierung sind relativ kleine aerodynamische Komponenten wie Schaufeln, Stützstreben usw. notwendig. Diese erfordern eine besonders sorgfältige Fertigung mit äußerst kleinen Toleranzen, um die Strömung vorhersagbar zu machen. Diese Fertigung hätte einen ungeplant hohen Kosteneinsatz zur Folge gehabt und war zu Beginn des Projekts so nicht geplant.

- **Infrastruktur**

Für eine Erreichung des benötigten Hauptmassenstroms durch Turbine und Diffusor wurde eine Erweiterung der am Institut TFD vorhandenen Luftlieferanlage benötigt. Die konkreten Angebote für die Kapazitätserweiterung überstiegen die finanziell geplanten Mittel deutlich und wurden weiter durch den ungeplanten Wechsel auf den Generator weiter belastet.

Um unwirtschaftliche Investitionen zu verhindern wurde zunächst versucht, die aufgeführten Schwierigkeiten gemeinsam zu lösen und anschließend das Projekt weiter fortzuführen. Jedoch zeigten sich während der Bearbeitung der Probleme notwendige Kostensteigerungen und Verzögerungen von bis zu 18 Monaten. Diese Randbedingungen gefährdeten die wirtschaftliche Erreichung der Ziele des Vorhabens in erheblichem Maße.

Durch den Neubau „Dynamik der Energiewandlung“ (DEW) der LUH in Hannover-Garbsen ergaben sich neue Möglichkeiten für einen Aufbau des Prüfstands. Eine massive Luftlieferanlage und bereits für rotierende Prüfstände vorbereitete Testzellen bieten neue Optionen der Umsetzung und Reduzierungen der Herausforderungen. Durch den großen Luftdurchsatz der Luftlieferanlage kann der Skalierungsmaßstab im Vergleich zum initialen Aufbau erhöht und damit die Bauteile vergrößert werden. Dies hätte einen positiven Einfluss auf die Fertigung und die Toleranzen, sowie auch eine Reduzierung der Drehzahlen bedeutet. Zusätzlich hätten die Validierungsmessungen in der Turbine eine höhere räumliche Auflösung erreicht, dadurch einen höheren Nutzwert und den Fokus der Validierung von einem Diffusor mit realistischen Einströmbedingungen zu einem Verbund aus Turbine und Diffusor erweitert. Die Änderung der bereits konstruierten Bauteile hätte jedoch einen erheblichen zeitlichen und finanziellen Mehraufwand bedeutet.

Der Neubau des DEW befindet sich zum Zeitpunkt dieses Berichts (Dezember 2017) noch im Aufbau und wird voraussichtlich im Jahr 2019 abgeschlossen sein. Somit würde nach realistischer Planung für Aufbau des Prüflings, dessen Inbetriebnahme und der Messungen ein Abschluss des Projekts im Jahr 2020 möglich sein. Diese massiv verlängerte Bearbeitungszeit, der zu erwartende erhöhte Mitteleinsatz und die Verspätungen standen aus Sicht der Projektpartner in keinem Verhältnis zu den zu erwartenden Ergebnissen des ursprünglich geplanten Projekts. Somit wurde gemeinsam mit dem Projektpartner, dem Fördermittelgeber und der AG TURBO ein Projektabbruch vorgeschlagen und akzeptiert.

#### 4. Wissenschaftlicher und technischer Stand zu Beginn des Vorhabens

Die Funktionsweise eines Axialdiffusors basiert auf einer Querschnittserweiterung des Strömungskanals. Durch die Vergrößerung der durchströmten Fläche, muss bei konstantem Massenstrom die Geschwindigkeit des Fluids abnehmen um dem Kontinuitätsgesetz zu entsprechen. Unter der Annahme eines konstanten Totaldrucks, wird der statische Druck mit abnehmender Geschwindigkeit ansteigen. Dadurch ergibt sich der Druckanstieg mit fortschreitender Durchströmungslänge. Falls nun der Austritt des Diffusors mit dem Umgebungsdruck eine feste Randbedingung hat, kann der Eintrittsdruck subatmosphärisch sein. Weiterhin wird die kinetische Energie der Strömung in eine Druckenergie umgewandelt.

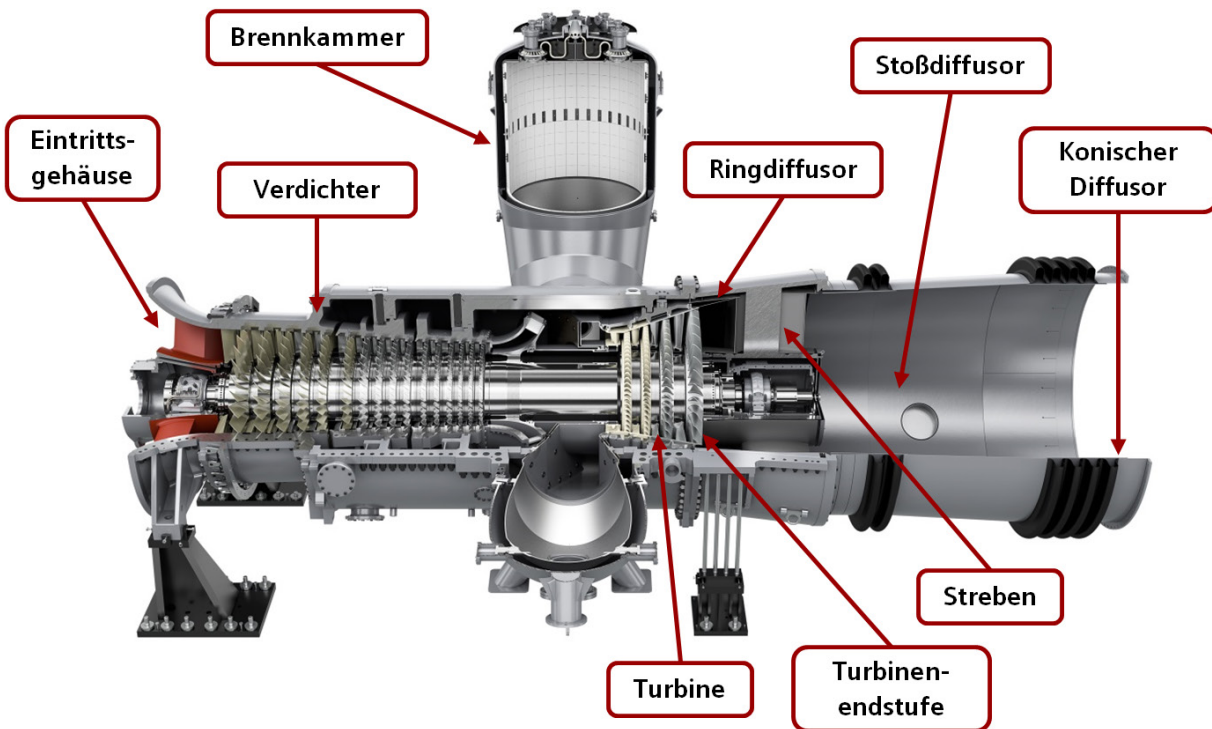


Abbildung 1: Siemens Gasturbine SGT5-2000E, © Siemens AG zeigt eine Gasturbine mit dem angeschlossenen Diffusorkomponenten.

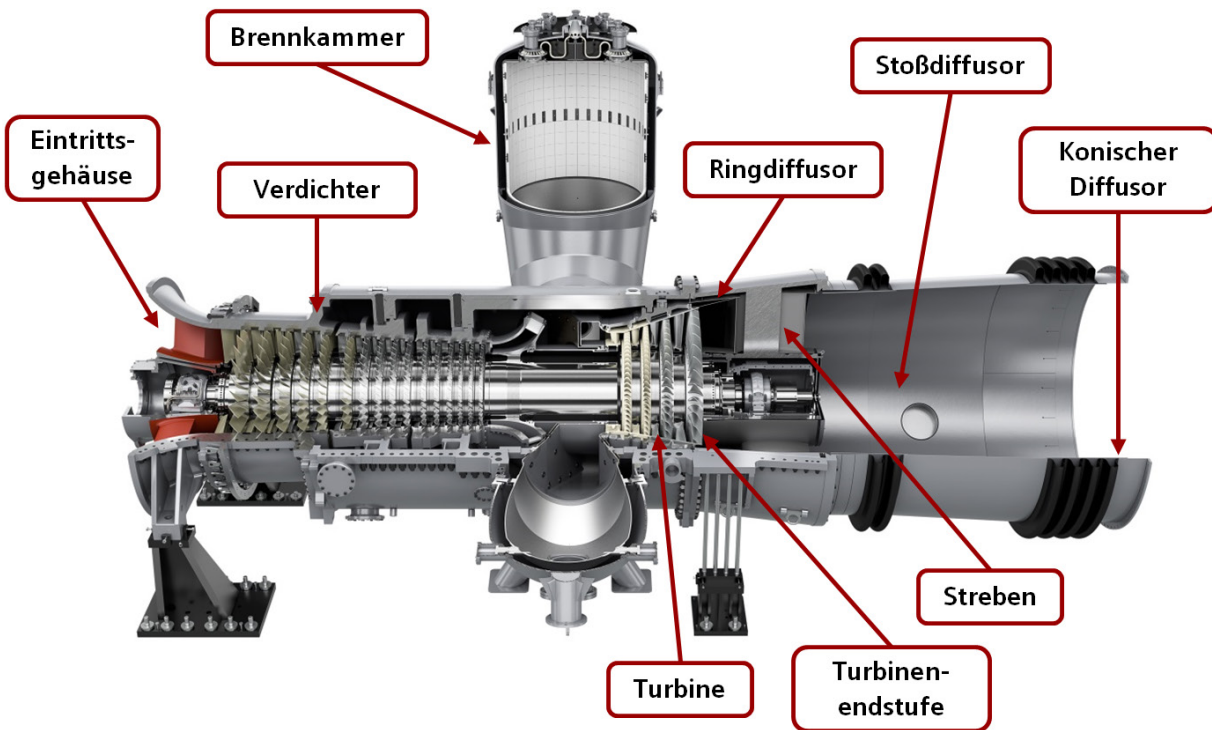


Abbildung 1: Siemens Gasturbine SGT5-2000E, © Siemens AG

Aus thermodynamischer Sicht ist der Druckrückgewinn des Diffusors der Beitrag zu einem hohen Wirkungsgrad der Gesamtanlage. Eine Anlage ohne einen Abgasdiffusor würde die im Abgas enthaltene kinetische Energie ungenutzt in die Umgebung abgeben. Dabei wird die im Austritt der Turbine verbliebene kinetische Energie genutzt um den Eintrittsdruck des Diffusors unter den Umgebungsdruck zu senken. Gleichmaßen wird auch der Druck am Turbinenaustritt abgesenkt und somit ein höheres Druckverhältnis erzielt, was eine erhöhte Leistungsausbeute bewirkt. Grundlagen der Diffusoren in Kraftwerken sind bei *Lechner und Seume* (2010) zu finden.

Für den realen Einsatz ergeben sich neben dem Wirkungsgrad noch weitere Einflussparameter, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Abbildung 2 zeigt ein modernes Kraftwerk mit den zugehörigen Hauptkomponenten. Die Baulänge hat einen großen Einfluss auf die Kosten der Anlage, einerseits durch die Kosten der Komponente selbst, als auch die bebaute Fläche, die für den Bauträger ein wichtiger Parameter ist. Ein verkürzter Diffusor kann deutlich verringerte Anlagenkosten bewirken. In heutigen *Gas und Dampfkraftanlagen* (GuD) schließt sich an den Diffusor ein Dampfgenerator an, siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, in dem Wärme an den Dampfkreislauf abgegeben wird. Diese Wärme wird in einer weiteren Dampfturbine für Wellenleistung genutzt und der Wirkungsgrad der Anlage deutlich gesteigert (Bsp. SGT5-8000H von 41% auf 61% bei GuD Betrieb).



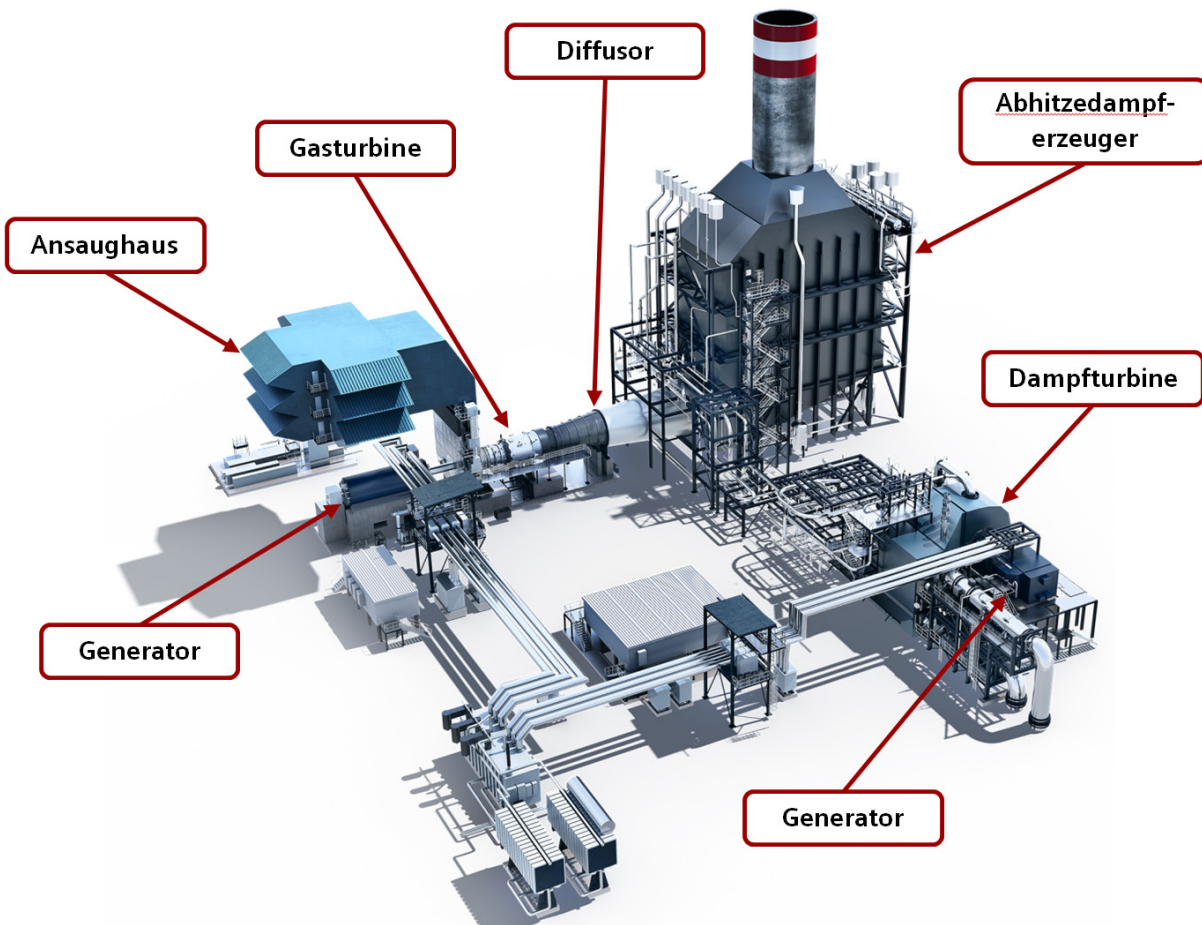


Abbildung 2: GuD Kraftwerk mit Siemens Gasturbine HL-Klasse, © Siemens AG

Übergeordnetes Ziel der bisherigen Untersuchungen auf dem Gebiet ist das Verständnis der Strömungsphänomene und die Erstellung einer Korrelation zwischen Design und Performance. Bisherige Experimente wurden überwiegend mit stationären Eintrittsbedingungen durchgeführt, welche zu der bekannten  $7^\circ$  Halbwinkel Regel geführt haben, *Sovran und Klomp* (1967). Durch Maßnahmen zur Beeinflussung des radialen Totaldruckprofils, z.B. radial angestellte Siebe, können die Korrelationen auf größere Anwendungsbereiche ausgedehnt werden. Hierbei können die Korrelationen von *Howard und Thornton-Trump* (1967) als Standardwerke für uniforme ungestörte Einströmungen angegeben werden. Komplexere Einströmungen mit Einfluss durch Drall, Totaldruckprofil und Turbulenz können bei *Klein* (1981) gefunden werden. Verschiedene geometrische Variationen neben dem konischen Diffusor, wie dem Ringdiffusor, stromab der Turbine und dem Stoßdiffusor stromab des Naben-Zentralkörpers, erhöhen die Komplexität der Untersuchungen und werden häufig getrennt betrachtet.



Die Herausforderung in der Beherrschung der Diffusorauslegung ist die Kontrolle der Grenzschichtentwicklung, denn der geometrische Querschnitt entspricht nicht zwangsläufig dem Strömungsquerschnitt, falls die Grenzschicht der Kontur nicht mehr folgen kann und ablöst. Dabei verringert sich der Querschnitt und der Druckrückgewinn ist niedriger als möglich. Die Tendenz zur Grenzschichtablösung ist bei einem Diffusor höher als beispielsweise einer Düse, da der ansteigende Druck eine Geschwindigkeitsreduktion bewirkt und somit einen reduzierten Impulsaustausch zur Folge hat.

Ein weiterer wichtiger Aspekt in der Diffusorströmung ist die instationäre Abströmung der letzten Turbinenstufe, die mit grenzschichtnahen Effekten wie den Spitzenspaltwirbeln, Deckbandüberströmungen und Nachläufen einen maßgebenden Einfluss auf den Diffusor hat. Diese Phänomene können die Grenzschicht durch einen Impulsaustausch senkrecht zur Wand re-energetisieren und eine Ablösung verzögern oder verhindern. Eine hohe Vorhersagegenauigkeit dieser Effekte kann das Design deutlich zu größeren Öffnungswinkeln verändern und eine Verkürzung des Diffusors bewirken.

Aufgrund der Schwierigkeit eine realistische Schaufelabströmung zu erzeugen, werden häufig generische Geometrien oder Speichenräder verwendet, welche aus zylindrischen Stäben bestehen. Am TFD wurde durch *Fleige* (2002) ein solcher Niedermachzahl-Diffusorprüfstand aufgebaut. *Sieker und Seume* (2008) erweiterten den Prüfstand um die erwähnten Speichenräder und konnten eine verzögerte Ablösung bei einer periodisch gestörten Strömung zeigen. Bei *Kuschel und Seume* (2011) konnte durch instationäre Geschwindigkeitsmessungen der zusätzliche Energieeintrag in die Grenzschicht gezeigt und eine Erweiterung des Betriebsbereichs nachgewiesen werden.

Mit Hilfe eines Speichenrads können periodische Störungen generiert werden, jedoch kann durch die Form der Speichen keine Zirkulation aufgeprägt werden, welche typisch für ein Tragflügelprofil ist und einen Spaltwirbel erzeugt. Daher ist für eine realitätsnahe Strömung im Diffusor eine belastete Turbinenstufe stromauf notwendig. *Chernikov* (2008) an der Universität St. Petersburg betreibt einen solchen Prüfstand, jedoch ohne die Abbildung der realistischen Machzahlen. Dadurch sind die stromab der Turbine zu findenden Phänomene ohne die wichtigen Kompressibilitätseffekte abgebildet.

Weitere Prüfstände an Universitäten sind in Stuttgart, *Hirschmann et al* (2010), oder Mumbai, *Pradeep et al* (2010) zu finden, jedoch ohne eine rotierende Stufe stromauf. Zusätzlich betreibt das *Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt* in Göttingen einen ebenfalls stationären Prüfstand, wie von *Schäfer et al* (2014) beschrieben. Darüber hinaus werden durch Gasturbinenhersteller Prüfstände betrieben, welche der Öffentlichkeit nicht zugänglich sind.

Durch eine sehr gute Vernetzung innerhalb einer *Arbeitsgruppe Diffusor*, welche aus den Universitäten Hannover, Stuttgart und Sankt Petersburg sowie einigen Industriepartnern besteht, konnten bereits über Jahre viele Erfahrungen ausgetauscht werden. Dabei wurden auch die Diffusorprüfstände der genannten Universitäten betrachtet und Erfahrungen für das Design genutzt. Jedoch wurde mit der vorliegenden Konstruktion Neuland betreten, da kein weiterer Prüfstand öffentlich bekannt war, der mit vergleichbaren Leistungsdaten und Randbedingungen betrieben werden sollte.

Die Auslegungen der Beschaukelung und der Diffusorgeometrien wurde mit Siemens-eigenen Design-Werkzeugen erstellt und stehen der Allgemeinheit nicht zur Verfügung. Mit dem Projektpartner TFD wurden die Philosophien geteilt, da diese essentiell für eine sinnvolle Auswertung der Daten sind.

## 5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Eine sehr fruchtbare Zusammenarbeit konnte mit der in Abschnitt I.4 genannten Diffusor-Arbeitsgruppe erzielt werden, wobei die Industriebeteiligung konkurrierender Unternehmen einen detaillierten Austausch erschwerte. Im Rahmen der Möglichkeiten wurden die Strategien angesprochen und diskutiert, wobei für alle Seiten ein Kenntniserwerb erreicht wurde.

Auf den regelmäßigen Treffen der AG Turbo fand ein reger Austausch mit deutschsprachigen Institutionen statt, wobei viele Impulse für Konstruktion, Instrumentierung und Auswertung gesammelt werden konnten.

## II. Eingehende Darstellung

### 1. Verwendung der Zuwendung und des erzielten Ergebnisses im Einzelnen

Wie unter I.1 beschrieben oblagen der Siemens AG die aerodynamische und konstruktive Auslegung des Prüflings. Hierzu gehören alle Komponenten stromab der Volute und stromauf des Austritts des Dampfgenerators. In den folgenden Abschnitten werden die Komponenten einzeln vorgestellt und beschrieben.

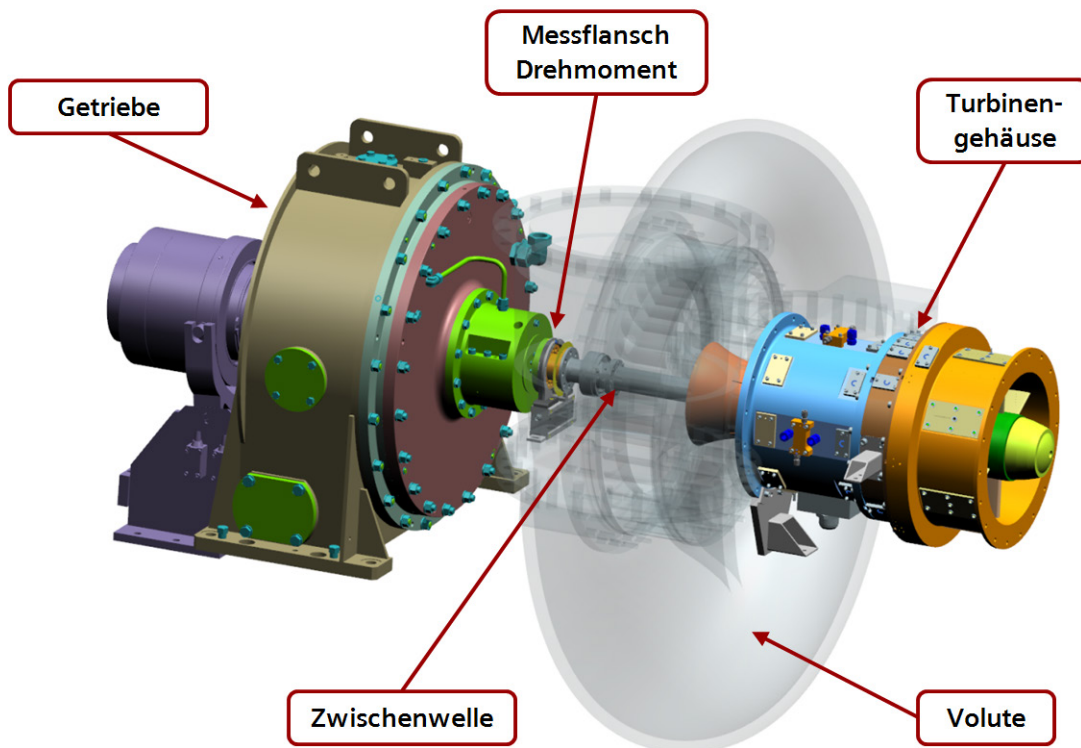


Abbildung 3: Übersicht Turbine

#### Volute

Die Volute, welche vom TFD ausgelegt wurde, dient der Strömungszuführung zur Turbinensektion. Auslegungsziel ist eine Homogenität über den Umfang der Ausströmung bezüglich Druck, Geschwindigkeit und Richtung. Hierzu wurden vom TFD umfangreiche Auslegungsarbeiten durchgeführt und mit numerischen Strömungssimulationen unterstützt. Weitere Details sind in *Jätz und Seume (2018)* zu finden.

## Lagersektion

Vier aerodynamisch geformte Stützstreben halten im Inneren der Lagersektion den Zentralkörper, welcher die eigentliche Lagerung der Turbinenwelle trägt. Weiterhin sind Instrumentierungsöffnungen vorgesehen, um die Einströmung in die Beschauelung der Turbine charakterisieren zu können, hierzu gehören Totaldruck- und Totaltemperaturkämme, sowie Sondenzugänge. Die Zuströmung zur Turbine kann mit einem auswechselbaren Element an zukünftige Turbinen angepasst werden. Die Lagersektion wird über eine Stützkonstruktion mit dem Fundament verbunden.

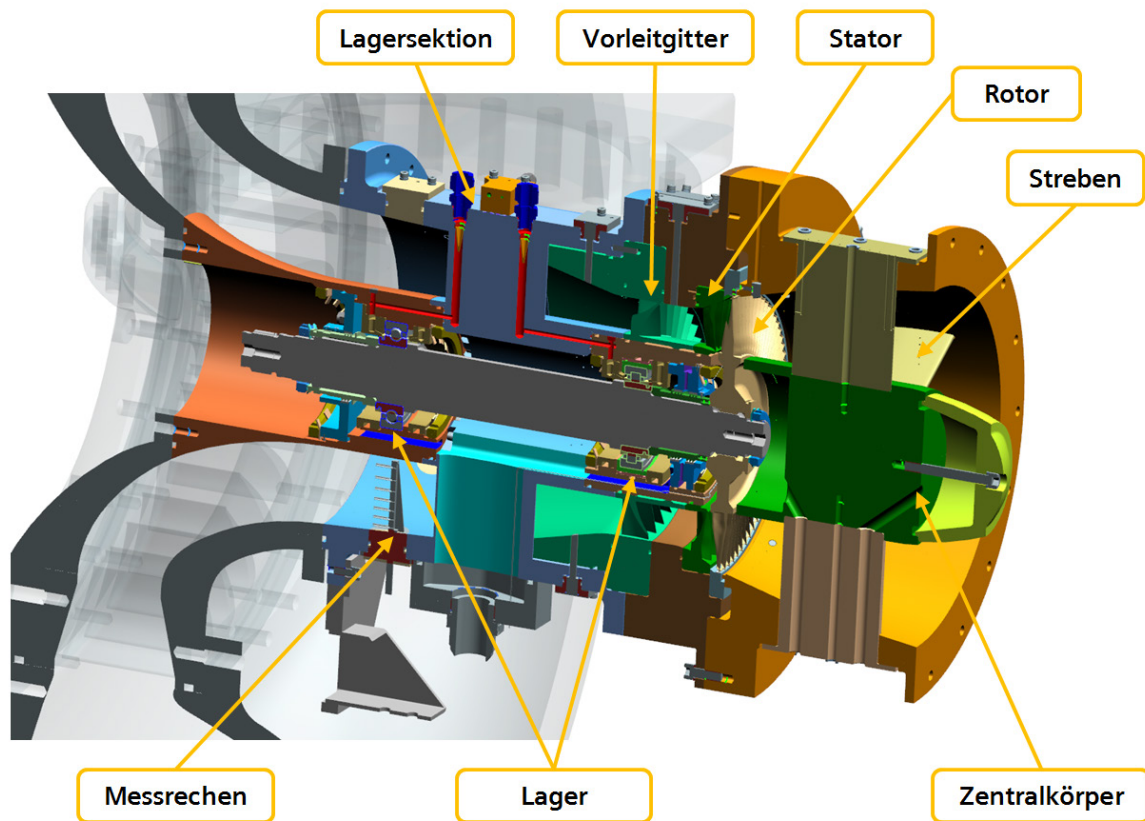


Abbildung 4: Detailansicht Turbinensektion

## Turbinensektion

Die Turbinensektion besteht aus Vorleitgitter, Stator und Rotor der Turbinenendstufe. Auf diese Bauteile wird im Folgenden detaillierter eingegangen.

### Vorleitgitter

In aktuellen Gasturbinen wird üblicherweise eine vierstufige Turbine verwendet, was zu einer variablen Anströmung der Endstufe führt. Um nun die Ausströmung aus der vorgelagerten Turbinenstufe (Stufe 3) auf den Stator der vierten Stufe (Prüfstand) zu simulieren, musste eine weitere Schaufelreihe vorangestellt werden. Das Auslegungsziel des Gitters war eine Einhaltung der Bedingungen des Nennbetriebspunkts der Gasturbine, damit der Strömungswinkel und Druckverteilung in der Turbine repräsentativ sind. Diese Strömungsverhältnisse wurden als Auslegungsziel für die Entwicklung des Vorleitgitters genutzt. In der realen Maschine ändern sich die Abströmverhältnisse einer Rotorstufe in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Die Einschränkung des auf einen festen Abströmwinkel festgelegten Vorleitgitters wurde während der Vorauslegung detailliert auf dessen Auswirkungen betrachtet und diese wurden als vertretbar eingestuft. Beachtet wurde bei der Konstruktion eine einfache Austauschbarkeit des Vorleitgitters für zukünftige Turbinenkonfigurationen und deren gewünschte Einströmwinkelverteilung. Eine Instrumentierung mit statischen Druckbohrungen auf der Profilloberfläche soll die Vorhersagen und Auslegungen der Strömungsverhältnisse bestätigen. Zusätzlich befindet sich in der Abströmung des Gitters eine Messebene für Sondenmessungen zur exakten Bestimmung der Einströmbedingungen des Stators.

### Stator

Der Stator soll, wie auch das Vorleitgitter, aus einem integral gefertigten Bauteil (Bladed Ring – *Bling*) bestehen, um so die Spalte zwischen den Profilen und Festigkeiten des Schaufelverbunds einfacher kontrollieren zu können. Zusätzlich sollen die Instrumentierungsmerkmale, wie statische Druckbohrungen, gleichzeitig eingebracht werden. Diese Randbedingungen führten auch zu einer Untersuchung neuer Fertigungsmöglichkeiten wie *Selektivem-Lasersintern*. Jedoch zeigten die Vorgespräche mit den Fertigungsanbietern eine notwendige Nacharbeit (Fräsprozess) bezüglich der Qualität der strömungsbenetzten Oberflächen, da hier der Rohzustand den Ansprüchen nicht genügen würde.

Das Einbringen der Instrumentierungsbearbeitungen hätte durch Fräsen und Erodieren stattfinden sollen. Die aerodynamische Kontur der Beschaukelung wurde mit Hilfe der Siemens-eigenen Auslegungswerkzeuge und dem Skalieren der realen Maschinengeometrie erzeugt. Ziel war es eine realistische Anströmung des Rotors, ähnliche Machzahl- und Abströmwinkelverteilungen zu erzielen.

## Rotor

Der Rotor wurde ebenfalls in einem integralen Bauteil aus Schaufeln und der Scheibe (Bladed Disk - *Blisk*) geplant. Eine Analyse bezüglich der Möglichkeiten einer getrennten Fertigung ergab kein befriedigendes Ergebnis, da eine Einbringung von Schaufelfüßen aufgrund des Platzbedarfs zu einer deutlichen Reduzierung der Schaufelzahl hätte führen müssen. Diese Maßnahme hätte einen massiven Einfluss auf die aerodynamische Belastung der Profile und damit auch eine veränderte Abströmung des Rotors bewirkt und die Realitätsnähe gefährdet. Die Fertigung einer solchen Blisk kann ausschließlich mit einem erfahrenen Fertigungspartner durchgeführt werden, da eine Programmierung der Bearbeitungsmaschinen auf dieser Komplexitätsebene nicht durch CAM (Computer Aided Machining)-Programme alleine durchgeführt werden kann. Während des Auslegungsprozesses musste ein besonderes Augenmerk auf das Deckband an der radialen Spitze der Schaufeln gerichtet werden, welches für verringerte Überströmung von Druck- zu Saugseite des Profils und eine mechanische Koppelung der Profile in Umfangsrichtung sorgt. Aerodynamisch induzierte Schwingungen (Flattern) können nach bereits kurzer Zeit zu einer Beschädigung der Profile führen. Die versteifende und dämpfende Wirkung der Deckbänder verhindert diesen Zustand. Entgegen der Ausführung in der realen Maschine wurde das Deckband im Prüfstand aus einem Verbund gefertigt. Eine Trennung zwischen den Schaufeln hätte eine Verformung aufgrund der Eigenspannungen bedeutet.

Die Rotorscheibe sollte über eine Keilwellenverzahnung mit der Hauptwelle verbunden werden. Dadurch wäre eine präzise Lagerung bei einfacher Austauschbarkeit erzielt worden. Eine weitere Herausforderung im Design-Prozess war die geringe Größe und Dicke der Profile. Durch die Skalierung ergaben sich Toleranzen für die Fertigung von wenigen tausendstel Millimetern, beispielsweise an der Vorderkante der Rotorscheiblenprofile, welche bei den gegebenen Geschwindigkeiten einen starken Einfluss auf die Profilströmung haben. Nach Rücksprache mit einem äußerst erfahrenen Fertiger für Blisk-Bauweisen ergab sich leider keine Möglichkeit einer solchen Fertigung mit gewissem Ausgang unter Einhaltung der notwendigen geometrischen Parameter. Alle Fertigungsversuche hätten eine hohe Investition erfordert, ohne eine sichere Aussage über die allgemeine Fertigbarkeit zu erzielen. Eine Erreichung der geforderten Toleranzen wurde sofort ausgeschlossen, eine Vervielfachung um den Faktor Fünf wurde als ambitioniert realistisch eingeschätzt, was wiederum zu unsicheren Strömungsbedingungen im Rotor aufgrund der abweichenden Geometrien geführt hätte.

Das Handling des Bauteils während der notwendigen Montagearbeiten wäre zu einem herausfordernden Prozess geworden. Die geplanten Dimensionen hätten zu einer instantanen Beschädigung nach einem ungewollten Kontakt mit harten Oberflächen geführt und somit zu einem potentiellen Verlust des Bauteils. Der von vornherein geplante Einsatz von Montagehilfen hätte diese Arbeiten zwar sicherer gemacht, aber ein Teil an manuellen Arbeiten mit dem Rotor kann nicht vollständig vermieden werden.



## Welle + Lager

Um die hohen Drehzahlen, von maximal 30.000 1/min, im gegebenen Bauraum darstellen zu können, waren speziell ausgelegte Lager notwendig. Hierbei handelt es sich um ein Kugel- und ein Zylinderrollenlager. Nach einer sorgfältigen Marktrecherche konnten keine Standardprodukte gefunden werden. Eine aufwändige Einzelfertigung wäre erforderlich geworden, was aufgrund der geringen Stückzahlen zu hohen Einzelkosten geführt hätte. Der Werkstoff der Welle wäre Titan, da sich hier hohe Festigkeit mit einer geringen Dichte vereinen. Zusätzlich wurde die Form mit Hilfe einer rotordynamischen Analyse optimiert. Die Welle treibt über eine Ausgleichkupplung eine Zwischenwelle an, welche wiederum über eine Ausgleichkupplung mit einem Drehmoment-Messflansch verbunden ist. Der Messflansch ist eine zentrale Komponente für die Bestimmung des Wirkungsgrads der Turbine. Der Flansch ist direkt an einem Planetengetriebe montiert, welches die Drehzahl zum Generator absenkt. Zwischen dem Generator und dem Getriebe befindet sich eine Kupplung an der eine Bremsscheibe befestigt ist. Diese dient, zusammen mit einer Schnellschlußklappe in der Zuströmung des Prüfstands, zu einer Notfallabschaltvorrichtung. Kommt es beispielsweise zu einem Ausfall der Energieversorgung wird die gesamte Turbinenleistung in die Beschleunigung des Wellenstrangs umgesetzt. Dadurch werden innerhalb von Sekundenbruchteilen kritische Drehzahlen erreicht und eine Zerstörung des Prüfstands ist möglich. In einem solchen Fall kann eine Erhöhung der Drehzahl über die Bremse verhindert werden. Eine automatisierte Steuerung ist hierfür notwendig.

## Diffusorsektion

Der Diffusor kann in die Bereiche Ringdiffusor, Stoß- und Konischer Diffusor aufgeteilt werden.

### Ringdiffusor

Zum Ringdiffusor gehören der Aussenring, die Streben und der Zentralkörper stromab der Turbine. Üblicherweise sind hier die höchsten Instationaritäten festzustellen und somit eine hohe Beeinflussung durch die Turbine. Diese Komponenten gehören somit zu den Untersuchungszielen und sind daher austauschbar gestaltet, um verschiedene geometrische Ausführungen miteinander vergleichen zu können. Zusätzlich sind alle Komponenten mit statischen Druckbohrungen instrumentiert und verfügen über Sondenzugänge stromauf und -ab. Weiterhin sind für den Ringdiffusor größere Zugänge für instationäre statische Druckmessungen und optische Zugänge für Mess- und Visualisierungstechniken, wie Particle-Image-Velocimetry und Rauchsonden vorhanden.

### **Stoß- und Konischer Diffusor**

Der Stoß- und Konischer Diffusor bestehen aus Rohrelementen mit standardisierten Anschlussmaßen. Somit sollten die unterschiedlichen Diffusorgeometrien austausch- und damit vergleichbar sein. Alle Elemente haben Vorrichtungen zur Instrumentierung, einerseits statische Druckbohrungen, welche den Druckrückgewinn über die Lauflänge auflösen helfen und andererseits Sondenzugänge, um verschiedene Strömungsgrößen im Kanal bestimmen zu können. Ein flexibles Rahmenwerk auf Schienen hätte Austausch, Verkürzung, Verlängerung oder Umplatzierung der einzelnen Diffusorkomponenten vereinfacht. Aufgrund des verzögerten Projektfortschritts wurden die Komponenten stromab des Ringdiffusors nicht final konstruiert.

Um die Einflüsse der realistischen Diffusoreinströmung mit den Vorhersagemodellen vergleichen zu können, waren drei unterschiedliche Diffusorkonfigurationen geplant.

Eine **skalierte Version eines realen Diffusors**, um eine Basis-Übertragungsfunktion *Realität-zu-Prüfstand* erstellen zu können.

Eine **optimierte Version**, um ein Design für den maximal möglichen Druckrückgewinn validieren zu können.

Eine **zukunftsorientierte Version**, mit Modifikationen ohne Zwänge eines realen Aufbaus, wie bspw. aktive Einblasung an den Streben oder dem Diffusor, verstellbare Streben, etc.

Beide letztgenannte Konfigurationen wurden aufgrund des verzögerten Projektfortschritts nicht fertiggestellt.

### **Dampfgenerator**

Stromab des Diffusors befindet sich in der realen GuD Anlagen ein Dampfgenerator, der den angeschlossenen Dampfprozess betreibt. Üblicherweise handelt es sich im wärmeübertragenden Teil um Rohrleitungen, in denen die Wärme des Abgases durch den Dampf aufgenommen wird. Die Form des Dampfgenerators und der Rohrleitungen bestimmen die Strömungsbedingungen innerhalb des Bauteils als auch am Austritt des Diffusors. Daher ist eine Beeinflussung der Abströmung des Diffusors gegeben. Eine vollständige Betrachtung des Diffusors erfordert eine Nachbildung der Koppelung zwischen Dampfgenerator und Diffusors.

In vergangenen Projekten konnte der Einfluss von Dampfgenerator auf Diffusor charakterisiert werden und eine Simulation des Dampfgenerators durch Siebe am Diffusoraustritt wurde möglich. Für den Einsatz am Prüfstand war ein Simulator mit einem generischen Design geplant. Zusätzlich kann der Luftaustritt aus der Anlage (Dampfgenerator Austritt) vom Diffusoraustritt aerodynamisch entkoppelt werden, was Vorteile für die Vorhersagbarkeit im Diffusor hat.

## **Instrumentierung**

Im Folgenden soll auf die geplante Instrumentierung des Prüfstands eingegangen werden.

### **Druckmessung**

Für die Bestimmung des statischen Drucks in den jeweiligen Querschnitten sollten die Messebenen mit Druckbohrungen über dem Umfang versehen werden. Dadurch können der Druckverlauf und Ablösungen zuverlässig detektiert werden. Zusätzlich waren Messungen auf Streben, Zentralkörper, Vorleitgitter und Stator geplant. Für die Charakterisierung der Eintrittsströmung war der Einsatz von Messkämmen für den Totaldruck in der Lagersektion vorgesehen.

### **Temperaturmessung**

Ebenfalls in der Lagersektion sollten Totaltemperaturmesskämmen die eintretende Strömung bestimmen.

### **Sondenmessungen**

Für die Bestimmung der Geschwindigkeit und Richtung der Strömung standen Fünf-Loch-Sonden zur Verfügung. Weiterhin sollten instationäre Totaldrucksonden und Hitzdrahtsonden eine zeitaufgelöste Messung ermöglichen. Zwischen allen Reihen der Turbine und verteilt im Diffusor sollten Bohrungen für den Einsatz von Sonden möglich sein. Ein Sondenverstellgerät war verfügbar um die Sonden radial zu verfahren und um die Sondenachse zu verdrehen.

### **Spaltnesssystem**

Wie bereits erwähnt hat die Dimension des Spalts zwischen Deckband und Gehäuse einen entscheidenden Einfluss auf die gehäusenaher Strömung. Um korrekte Rückschlüsse auf die Ergebnisse ziehen zu können ist die Kenntnis des Schaufelspalts unerlässlich. Dafür war der Einsatz eines Spaltnesssystems geplant. Eine hohe Genauigkeit wie auch eine zeitlich hochaufgelöste Messungen waren die Hauptziele.

### **Drehmoment-Messflansch**

Zwischen dem Getriebeausgangsflansch und der Zwischenwelle sollte ein Drehmoment-Messflansch sowohl die Drehzahl als auch das übertragene Drehmoment messen. Das Drehmoment ist eine zentrale Größe in der Bestimmung des Wirkungsgrads der Turbine. Eine hochpräzise berührungslose Messung erlaubt einen einfachen und rotordynamisch leicht zu beherrschenden Aufbau in der Flanschbauweise.

## 2. Herausforderungen im verfolgten Ansatz

### Skalierung

Um die zu untersuchenden Effekte in einem Prüfstand nachzubilden, welche in der realen Maschine die Leistungsfähigkeit der Komponenten beeinflussen, muss eine aerodynamische Skalierung durchgeführt werden. Hierfür wird versucht die verschiedenen dimensionslosen Größen wie Machzahl und Reynoldszahl während der Skalierung konstant zu halten. Jedoch ist dies im Normalfall nicht gleichzeitig möglich und macht eine Priorisierung erforderlich. Im gewählten betrachteten Bereich am Eintritt des Diffusors sind das Totaldruck-Austrittsprofil der Turbine wie auch die periodischen Strömungseffekte eines Schaufelprofils, wie Nachlauf, Spaltwirbel und Stoßsystem entscheidend für den Betrieb.

Diese Effekte sind stark an die Machzahl gekoppelt, daher wurde die Skalierung mit der Notwendigkeit die Machzahlähnlichkeit einzuhalten durchgeführt. Aus der Machzahl, dem gegebenen Massenstrom aus der Luftlieferanlage und dem Verhältnis zwischen Naben- zu Gehäuseradius wurde die Größe des Strömungspfad errechnet und ergab die grobe Dimension der strömungsführenden Komponenten. Der Skalierungsfaktor ergab sich zur realen Maschine mit ca. 0,1. Um den übrigen Anforderungen, Totaldruckprofil, Spaltströmung, etc. gerecht zu werden, wurden die aerodynamischen Komponenten geometrisch skaliert. Aufgrund der nicht beliebig skalierbaren Fertigungsmethoden ergab dieses Vorgehen eine signifikante Hürde während der weiteren Bearbeitung, wie bei den Einzelkomponenten in Kapitel II.1 beschrieben wurde.

### Rotordynamik

Aus dem Maßstab ergibt sich ebenfalls die Drehzahl der Turbine, hier maximal 30.000 1/min. Die ersten Auslegungen des Entwicklungspartners zeigten bei einem vereinfachten Modell einen sicheren Betrieb mit der Erfüllung der Lebensdauerziele der Lager. Im Laufe des weiteren Detaillierungsprozesses wurde festgestellt, dass die Lager den Belastungen während des Betriebs nicht dauerhaft standhalten können. Verschiedene Ursachen wurden identifiziert und bearbeitet.

Eine der Ursachen war die Konstruktionsweise der geplanten Wasserbremse zur Energiedissipation. Die Gleitlager der Wasserbremse waren nicht geeignet große Lasten zusätzlich zum Eigengewicht zu tragen. Die Verbindungswelle zwischen Bremse und Turbine hätte jedoch durch ihre große Länge eine zusätzliche Belastung der Lager der Turbinenwelle bedeutet und somit zu einem unsicheren Betrieb mit den ausgelegten Lagern geführt. Aus Platzgründen war es nicht ohne Weiteres möglich die Lager zu vergrößern oder zu verstärken.

Aus diesem und weiteren Gründen innerhalb der verfügbaren Infrastruktur hinsichtlich Kühlwassermenge und Qualität wurde im Laufe des Projekts die Verwendung eines Generators mit Reduktionsgetriebe zu einer sinnvollen Alternative. Zusätzlich zu der sehr guten Regelbarkeit und der guten Verfügbarkeit des Abtriebs auf dem Markt, kommen reduzierte Betriebskosten, da die eingespeiste Energie zum Betrieb der Kompressoranlage genutzt wird und zu einer reduzierten Energiebilanz der Gesamtanlage führt. Weiterhin ist eine verbesserte Regelbarkeit im Notfall möglich, da eine kontrollierte Verlangsamung des Läufers möglich ist. Mehr Details sind in *Jätz und Seume* (2018) zu finden.

Im Weiteren kam es durch Diskussionen mit dem Entwicklungspartner und internen Rotordynamik-Experten zu unterschiedlichen Ansichten über die Herangehensweise. Um diese zu lösen wurden weitere Experten mit einer alternativen Auslegungsrechnung beauftragt. Im Anschluss konnte ein Konsens zum Vorgehen erreicht und eine konstruktive Änderung des Designs geplant werden. Hierzu gehört in erster Linie die Turbinenwelle. Dabei wurde zu einer Hohlwelle geraten und einer Ausgleichmasse in der Nähe der Kupplung. Somit konnten die hohen Lagerlasten zum widerstandsfähigeren Zylinderrollenlager verschoben werden. So wurden die Lebensdauervorgaben beider Lager erfüllbar und ein sicherer Betrieb möglich.

### **Auflösung der Messtechnik**

Aufgrund der hohen Drehzahlen ist eine sehr hohe Auflösung der Messtechnik notwendig. Beispielsweise gilt für die Auslegungsdrehzahl von 24.000 1/min mit der Schaufelzahl ~80 im Rotor und einer gewünschten Abtastung von 20 Punkten pro Rotorpassage zu einer benötigten Auflösung von ca. 630 kHz. Nach Wissen des Autors ist eine solche Wiederholfrequenz nicht mit konventionellen Messtechniken wie Hitzdrahtanemometrie oder instationären Totaldrucksonden nicht abbildbar, diese enden üblicherweise bei ca. 100 kHz und können mit besonderen Maßnahmen auf ca. 200 kHz ausgedehnt werden. Somit müssen aufwändige optische Messmethoden wie PIV, LDA oder L2F eingesetzt werden, um die Instationarität der Turbinenströmung vermessen zu können.

### **Infrastruktur**

Dieser Aspekt wurde bereits in Abschnitt I.3 angesprochen. Unterschiedliche notwendige Erweiterungen und Änderungen der Infrastruktur hinsichtlich Hauptmassenstrom und Kühlwasser führten zu ungeplanten Kostensteigerungen. Detaillierte Ausführungen sind *Jätz und Seume* (2018) zu entnehmen.

### 3. Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Es überwiegen die Ausgaben für *Sonstige Unmittelbare Vorhabenskosten* und interne Personalkosten. Die *Unmittelbaren Vorhabenskosten* wurden genutzt um die aerodynamische Auslegung zu unterstützen und die mechanische Konstruktion des Prüfstands zu decken. Die Arbeiten wurden durch einen externen Dienstleister durchgeführt. Die internen Personalkosten sind für die Koordination mit allen Partnern, die aerodynamische Auslegung von Turbine und Diffusor, mechanische und strömungsdynamische Computersimulationen, Planung und Dokumentation angefallen. Genauere Angaben finden sich im zahlenmäßigen Nachweis.

### 4. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die geleisteten Arbeiten waren zwingend notwendig um die Vorhabensziele zu erreichen. Im Verlauf der Bearbeitung ergaben sich jedoch Schwierigkeiten in der Bearbeitung, welche deutliche Verzögerungen und Kostensteigerungen zu Folge hatten. Leider konnten, trotz fokussierter Arbeiten beider Partner, keine Problemlösungen erarbeitet werden, die eine Erreichung der Ziele unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten erlaubt hätten. Um Fehlinvestitionen zu vermeiden wurden in der Problembearbeitungsphase alle Arbeiten an parallelen Paketen gestoppt und keine Hardware beschafft. Somit konnte ein erheblicher Teil des Budgets geschützt werden, was durch den Einsatz externer Mittel zur Problembewältigung weiter verstärkt wurde.

### 5. Voraussichtlicher Nutzens und Verwertbarkeit

Leider konnte aufgrund der nicht abgeschlossenen Arbeiten und dem Fehlen des Prüflings kein Nutzen nach dem Verwertungsplan generiert werden. Das vorhandene Design des Prüflings und die dazugehörigen Auslegungsdaten stehen beiden Partnern für zukünftige Projekte zur Verfügung und dienen der Erfahrungserweiterung. Zusätzlich sind die Planungen und Erweiterungen der Infrastruktur ebenfalls wertvoll für künftige Prüfstandsaufbauten.



## 6. Fortschritt bei anderen Stellen

Am TFD konnten parallel zu den erfolgten Arbeiten weitere Erkenntnisse auf dem Gebiet der Rotor-Diffusor-Interaktion gesammelt werden. *Mimic et al.* (2017a und 2017b) zeigten ebenfalls eine Erweiterung des Betriebsbereichs des Diffusors und einen erhöhten Druckrückgewinn. Die instationären Störungen wurden durch ein vereinfachtes Schaufelprofil erzeugt, so dass eine repräsentativere Strömung erzeugt werden konnte. Zusätzliche Geschwindigkeitskomponenten in der Grenzschicht erhöhen den Impulsaustausch und verzögern die Ablösung gegenüber einer ungestörten Strömung. Durch die Berechnung einer Stabilisationskennzahl, die eine deutliche Abhängigkeit zur Erhöhung des Druckrückgewinns zeigt, kann eine eindimensionale Auslegung der Bauteile erfolgen. Für die untersuchten Rotor-Diffusor-Kombinationen zeigte sich eine deutliche Abhängigkeit auch über den Betriebsbereich.

Für eine Erweiterung der Aussagefähigkeit der Erkenntnisse auf reale Gasturbinen sind weitere Untersuchungen notwendig. Realistische Mach- und Reynoldszahlen sind hierfür eine wichtige Randbedingung. Dies zeigt den Bedarf und die Notwendigkeit der ursprünglich geplanten Anlage.

Darüber hinaus sind keine weiteren Untersuchungen zum Thema Rotor-Diffusor-Interaktion öffentlich zugänglich geworden.

## 7. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen

Aufgrund der nicht abgeschlossenen Arbeiten konnten keine Veröffentlichungen in Fachmagazinen oder Konferenzen erreicht werden. Die Fortschrittsergebnisse wurden auf den regelmäßigen Arbeitskreissitzungen der AG Turbo vorgetragen.

## 8. Literatur

Chernikov, V.A. (2008): *A Test Bench for Gas-dynamic Investigations of Exhaust Diffusers and Hoods of Turbines*. Thermal Engineering, Vol. 55, No. 6, pp 499-505, Pleiades Publishing

Fleige, H.-U. (2002): *Experimentelle und numerische Untersuchungen am Modell eines Turbinenaustrittsdiffusors*. Dissertation LUH, VDI Reihe 7, Bd. 442

Hirschmann, A.; Volkmer, S.; Schatz, M. (2010): *The Influence of the Total Pressure Profile on the Performance of Axial Gas Turbine Diffusers*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22481

- Howard, J. H. G.; Thornton-Trump, A. B.; Henseler, H. J. (1967): *Performance and flow regimes for annular diffusers*. ASME Paper No. 67-WA/FE-21
- Jätz, C.; Seume, J.R. (2018) Schlussbericht COOREFLEX-turbo 4.3.4 a: *Verbesserung des Schaufel- und Diffusorwirkungsgrades bei Teillast in Gasturbinen mit großer Leistung*. Technische Informationsbibliothek Hannover
- Klein, A. (1981): *Review: Effects of Inlet Conditions on Conical-Diffuser Performance*. J. Fluids Eng. 103(2), 250-257
- Kuschel, M.; Seume, J.R. (2011): *Influence of Unsteady Turbine Flow on the Performance of an Exhaust Diffuser*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45673
- Lechner, C.; Seume, J.R. (2010) *Stationäre Gasturbinen*. Springer-Verlag 978-3-540-92788-4
- Mimic, D.; Drechsel, B.; Herbst, F. (2017a): *Correlation between Pressure Recovery of Highly Loaded Annular Diffusers and Integral Stage Design Parameters*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, GT2017-63586
- Mimic, D.; Jätz, C.; Herbst, F. (2017b): *Correlation between Total Pressure Loss of Highly Loaded Annular Diffusers and Integral Stage Design Parameters*. Proceedings of Shanghai 2017 Global Power and Propulsion Forum, GPPS-2017-0063
- Pradeep, A.M.; Bhaskar, R.; Vaibhav, V.; Srinivasu, D. (2010): *Study of Gas Turbine Exhaust Diffuser Performance and its Enhancement by Shape Modification*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22088
- Schäfer, P.; Gieß, P. A.; Finzel, C.; Hofmann, W. H. (2014): *Some aspects on inlet blockage affecting the performance of a heavy duty gas turbine's exhaust diffuser*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25599
- Sieker, O.; Seume, J.R. (2008): *Effects of Rotating Blade Wakes on Separation and Pressure Recovery in Turbine Exhaust Diffusers*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50788
- Sovran, G.; Klomp, E.D. (1967): *Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross Section*. Fluid Mechanics of Internal Flows, Elsevier, pp. 270-319