Schlussbericht zu Nr. 8.2 NKBF 98

Entwicklung und Erprobung von Verdichtertechnologien für Turbo-Generatoren für hybrid-elektrische Flugantriebe

VerTuGen

Gefördert durch:

Bundesministerium
für Wirtschaft
und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

im Förderprogramm LuFo VI/2

unter dem Förderkennzeichen 20L21011& 20L21012

Die Verantwortung für den Inhalt liegt bei den Autoren

Projektleiter: Dr. Bernd Becker

R&T Programme Manager: Andreas Frenzel

Becker, Bernd
Digitally signed by Becker, Bernd
Date: 2024.09.16 11:16:28 +02'00'

Frenzel, Andreas
Digitally signed by Frenzel, Andreas
Date: 2024.09.16 10:52:29 +02'00'

Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG

Dahlewitz, September 2024

Liste der Autoren

Bernd Becker

Andreas Frenzel

Inhaltsverzeichnis

1 Aufgabenstellung / Zielsetzung .....**Error! Bookmark not defined.**

1.1 Gesamtziel des Vorhabens .....**Error! Bookmark not defined.**

1.2 Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens**Error! Bookmark not defined.**

2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde**Error! Bookmark not defined.**

3 Planung und Ablauf des Vorhabens.....**Error! Bookmark not defined.**

4 Stand der Wissenschaft und Technik bei Beginn des Vorhabens**Error! Bookmark not defined.**

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen.....**Error! Bookmark not defined.**

6 Darstellung der erzielten Ergebnisse .....**Error! Bookmark not defined.**

6.1 Designprozess für Blisk .....**Error! Bookmark not defined.**

6.1.1 CAD-Geometrie.....**Error! Bookmark not defined.**

6.1.2 Conjugate Heat Transfer (CHT)-Analyse.....**Error! Bookmark not defined.**

6.1.3 Festigkeitsanalyse mittels Finite-Elemente (FE) Methode**Error! Bookmark not defined.**

6.1.4 Optimierungsstrategie.....**Error! Bookmark not defined.**

6.2 Transmissionsbauteile .....**Error! Bookmark not defined.**

6.3 Ölversorgung und Optimierung .....**Error! Bookmark not defined.**

6.4 NT Modul- und Technologiedesign .....**Error! Bookmark not defined.**

6.5 Testkampagne und -ergebnisse: .....**Error! Bookmark not defined.**

6.5.1 Testdurchführung.....**Error! Bookmark not defined.**

6.5.2 Übersicht zu den Ergebnissen der Turbinenvalidierung:**Error! Bookmark not defined.**

6.5.3 Auswertung und Analyse der Thermalfarbentestergebnisse:**Error! Bookmark not defined.**

6.5.4 Aerothermal Analyse der Testergebnisse .....**Error! Bookmark not defined.**

6.5.5 Fehleranalyse des FPT-Rotors.....**Error! Bookmark not defined.**

6.5.6 Transmissions .....**Error! Bookmark not defined.**

7 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit der Ergebnisse**Error! Bookmark not defined.**

8 Referenzen .....**Error! Bookmark not defined.**

9 Anlagen / Veröffentlichungen.....**Error! Bookmark not defined.**

Akronyme

ACAT	Anecom Aerotest
BTT	Blade Tip Timing
BTU	Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO_2	Kohlendioxid
DLR	Deutsches Luft- und Raumfahrtzentrum
EARSM	Explicit algebraic Reynolds stress model (CFD Turbulenzmodell
eSTOL	electrical Short Take Off and Landing
eVTOL	electrical Vertical Take Off and Landing
FEM	Finite Elemente Methoden
FTTD	Florida Turbine Technology Deutschland
GT	Gas Turbine
LuFo	Luftfahrtforschungsprogramm
NO_X	Stickoxide
NSK	Nettoselbstkosten
KI	Künstliche Intelligenz
RR	Rolls-Royce plc
RRD	Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co KG
SAF	Sustainable Aviation Fuels
SFC	Specific Fuel Consumption
UAM	Urban Air Mobility

TRD	Test Requirement Document (Testanforderungsdokument)
UK	United Kingdom
U-Turn	Umlenkkanal in Strömungsrückführung
VTOL	Vertical Take-Off and Landing

1 Aufgabenstellung / Zielsetzung

1.1 Bezug des Vorhabens zu den förderpolitischen Zielen

Das übergeordnete förderpolitische Ziel dieses Vorhabens war die umweltfreundliche Luftfahrt im Fachbereich „Leise und effiziente Antriebe“. Dieses Vorhaben hat durch die Entwicklung der Systemfähigkeit und der erforderlichen Systemtechnologien für kleinskalige Gasturbinen als Leistungserzeuger des hybrid-elektrischen Antriebes (Turbogeneratorsystem - TGS) dazu beigetragen, die Verwirklichung von disruptiven Flugzeugkonfigurationen mit geringem ökologischen Fußabdruck zu ermöglichen. Die Kompetenz von Rolls-Royce Deutschland für die Entwicklung und Herstellung von (hybrid-)elektrischen Antriebssystemen wurde gestärkt.

1.2 Gesamtziel des Vorhabens

Die Entwicklung der Systemfähigkeit für (hybrid-)elektrische Systeme ist ein Kernbestandteil der Rolls-Royce Strategie, um die Effizienz des Antriebs zu verbessern, die CO_2-, NOx- und Lärmemissionen zu reduzieren und neue Marktchancen zu erschließen. Im aktuellen Marktumfeld besteht eine hohe Nachfrage für voll-elektrische Antriebssysteme für frühe Plattformen in den Segmenten Urban Air Mobility (UAM) und Zubringerflugzeuge (Commuter). Zudem zeichnet sich eine starke Nachfrage für die Erweiterung dieser Systeme zu komplexeren hybrid-elektrischen Systemen ab, die eine deutliche Erweiterung der Reichweite liefern würden. (Hybrid)-elektrische Antriebe erfordern die Entwicklung innovativer Flugzeugkonzepte, bei denen Technologien wie langsam laufende Propeller und eine neue Verteilung der Antriebe genutzt werden können. Diese Technologien und neuartigen Konzepte ebnen den Weg für die Entwicklung von eSTOL (electrical Short Take Off and Landing) oder sogar eVTOL (electrical Vertical Take-Off and Landing) Plattformen. Rolls-Royce strebt an, Technologien für eine **modulare, skalierbare Lösung** für ein (hybrid-)elektrisches Gesamtsystem zu entwickeln, da die Entwicklung verschiedener "punktoptimierter" Lösungen unerschwinglich sein würde.

Mit der Technologieinitiative Lausitz will Rolls-Royce dieses Ziel umsetzen und eine international einzigartige Kompetenz aufbauen, die das Fundament für eine langfristige und nachhaltige Entwicklung von voll-elektrischen und hybrid-elektrischen Flugantrieben legt. Dazu plant RRD zusammen mit der BTU Cottbus-Senftenberg (BTU), dem DLR und weiteren Forschungseinrichtungen sowie Partnern aus der Wirtschaft Technologien für (hybrid-)elektrische Antriebssysteme zu entwickeln. Dieser neue Technologiestrang von innovativen, umweltfreundlichen Antriebslösungen wird unter der Bezeichnung „Technologieinitiative (Hybrid-) Elektrische Antriebssysteme“ zusammengefasst und erweitert die bisher aufgebauten Entwicklungskompetenzen von RRD für zweiwellige Gasturbinen und für Hochleistungsreduktionsgetriebe. Der Standort Deutschland wird hierbei innerhalb des Konzerns zu einem Leitstandort für (hybrid-)elektrische Antriebssysteme. Hierdurch wird die

Wettbewerbsfähigkeit zukünftiger Produkte erhöht und die technologische Basis für den mittelfristigen Markteintritt (hybrid-)elektrischer Antriebssysteme vorbereitet.

Abbildung 1.1 enthält eine Übersicht der Vorhaben, die zur Entwicklung von Technologien für die Technologieinitiative (Hybrid-) Elektrische Antriebssysteme beitragen. Weitere zur Realisierung der Technologieinitiative erforderliche Forschungs- und Entwicklungsprojekte sind in Folgevorhaben vorgesehen.

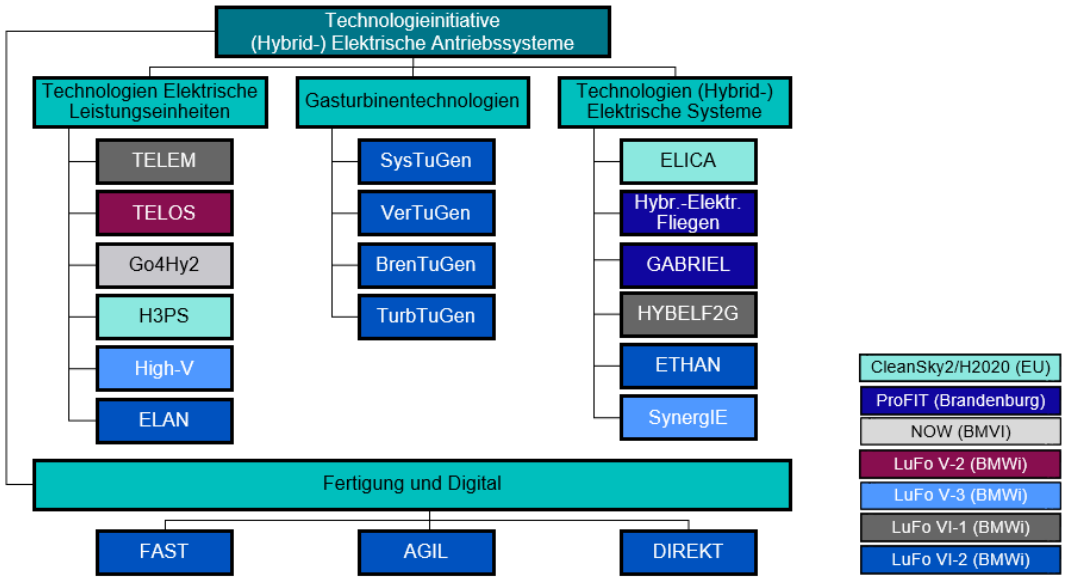


Abbildung 1.1: Übersicht Technologieinitiative (Hybrid-) Elektrische Antriebssysteme

Die Schlüsselfaktoren für den hybrid-elektrischen Flug sind eine Gasturbine, die für hybrid-elektrische Anwendungen optimiert ist, sowie neue elektrische Speicher-, Verteilungssysteme sowie elektrische Propulsoren. Die Gesamtheit dieser Komponenten bildet das hybrid-elektrische Antriebssystem.

Das vorliegende Vorhaben befasst sich mit der Entwicklung und Erprobung von Verdichtertechnologien für Kleingasturbinen für hybrid-elektrische Flugantriebe. Ausgehend von den Systemanforderungen, die sich durch den Betrieb als Leistungserzeuger für den hybrid-elektrischen Antrieb grundlegend von den für Flugzeuggasturbinen typischen Betriebsweisen unterscheiden, werden die Randbedingungen für die Verdichterauslegung aus den Leistungsrechnungen abgeleitet. Die kleinen Gasturbinengrößen legen die Verwendung von Radialverdichterstufen nahe, die für den erforderlichen Betriebsbereich, die Kapazität und das Druckverhältnis entwickelt werden sollen. Schnittstellen zu benachbarten Komponenten werden dabei berücksichtigt. In Zusammenarbeit mit potenziellen nationalen Zulieferern werden geeignete Fertigungsverfahren bewertet, die eine hohe Integration von funktionellen Aufgaben mit einer geringen Anzahl von Einzelbauteilen zulassen, sowie die erzielbaren Kosten analysiert.

Der Verdichter sollte als Subsystem konstruiert, gefertigt, instrumentiert und dann im Verdichterprüfstand mit repräsentativen Randbedingungen für den späteren hybrid-elektrischen Einsatz im Antrieb getestet werden.

Diese Zielsetzung ist im Formblatt SMARTe-Ziele detailliert und die messbaren sowie terminierten Ergebnisse beschrieben.

1.3 Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens

Die erfolgreiche Etablierung von hybrid-elektrischen-Antriebssystem hängt insbesondere auch von der Effizienz und der zuverlässigen Betriebsweise des Turbo-Generators ab. Der Verdichter nimmt für den robusten Betrieb des Gasgenerators als Leistungseinheit für die Energieversorgung des Antriebssystems eine wichtige Rolle ein. Der erforderliche Druck und Massenstrom für die Brennkammer muss über den gesamten Betriebsbereich der Anwendung geliefert werden. Die Stabilität des sehr kleinskaligen Verdichters im Gasgenerator ist daher in den Betriebspunkten im Verdichterkennfeld sicherzustellen. Gleichzeitig muss aber auch der erforderliche Massenstrom in die Brennkammer gelangen, ohne dass der Verdichter zuvor sperrt. Basierend auf den Systemanforderungen und dem Zusammenspiel mit der Hochdruckturbine, die den Verdichter antreibt, werden die Dimensionen und Kenngrößen des Verdichters festgelegt. Es wird ein mehrstufiger Verdichter entwickelt, gebaut und getestet, um die aerodynamischen und mechanischen Eigenschaften der eingesetzten Radialverdichterstufen im mehrstufigen Aufbau zu verifzieren. Die Technologie von Radialverdichtern wird dabei vom Einzelstufenverständnis zum Verhalten der Stufen im Gesamtverdichtersystem erweitert. Durch die Untersuchung von variabler Zapfluftentnahme zwischen den Stufen kann die Belastungsverteilung der entwickelten Stufen verändert werden und auf den Arbeitsbereich des Verdichters Einfluss genommen werden. Die durchgeführten Tests mit dem mehrstufigen Verdichter unter repräsentativen Randbedingungen und Beurteilung der Radialverdichterstufen bei verschiedenen Lastzuständen und Belastungsverteilungen befähigen zur Entwicklung eines Verdichters für die Turbogeneratorgasturbine.

Der prinzipielle Aufbau des Verdichterrigs ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Das Rig soll modular aufgebaut werden, um Komponenten mit vertretbarem Aufwand austauschen zu können. Sollte es im Testverlauf zu starken Strömungsablösungen kommen oder Verbesserungen in das Rig eingepflegt werden, soll es die modulare Bauweise ermöglichen auf neue Randbedingungen schnell reagieren zu können. Das Rig ist dazu konzipiert, repräsentative Randbedingungen am Ein- und Austritt zu schaffen. Der Einlauf mit den Strukturbauteilen lenkt daher die Luft aus der radialen Richtung in die axiale Richtung vor dem ersten Laufrad um. Das Konzept sieht vor, dass der Verdichter als 2-stufiges Radialverdichterrig aufgebaut wird, um den gewünschten Druck und Massenstrom für die Brennkammer zu liefern. Der Diffusor der hinteren Stufe leitet die Strömung in die simulierte Brennkammer als Kavität, aus der die Strömung mit Hilfe einer variablen Drossel zur Variation des Gegendruckes im Test entweichen kann.

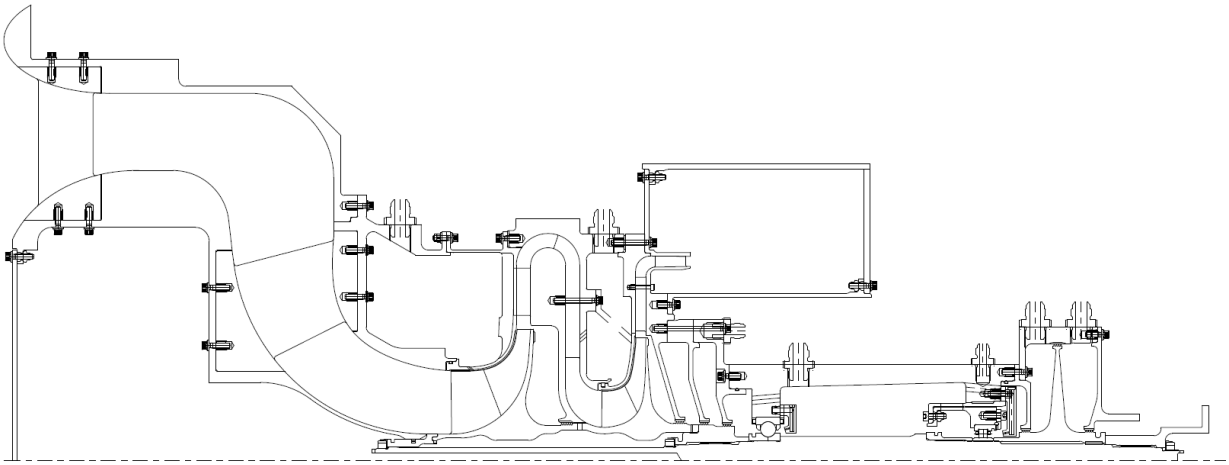


Abbildung 1.2: Prinzipieller Aufbau des Verdichterrigs

Die für die Herstellung des Verdichters zum Einsatz kommenden Fertigungsverfahren und Materialien werden auf ihre Eigenschaften hinsichtlich der Oberflächenbeschaffenheiten, Maßhaltigkeit und Festigkeitseigenschaften untersucht, um die gewünschten Leistungsparameter im Verdichter erzielen zu können. Aufgrund der kleinen Verdichterbauform lassen sich viele Erfahrungswerte aus den bisherigen Verdichterentwicklungen am Standort nicht direkt übertragen.

Eine enge Zusammenarbeit mit möglichen Herstellern aus der Region soll Aufschluss über die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten und Oberflächengüten der komplexen 3D Geometrien geben. Eine hohe Integration von Bauteilfunktionen soll zusätzlich die Anfälligkeit gegenüber Geometrieabweichungen durch Toleranzketten verringern. Die neuen Bauteile werden durch Komponententests und im Zusammenhang mit dem Verdichterrigtest erprobt. Hierbei müssen die Randbedingungen am Verdichtereintritt und mögliche Eintrittsstörungen bei verschiedenen Betriebsbedingungen und Installationen berücksichtigt werden.

Das Geschwindigkeitsprofil über der Kanalhöhe und die Störungen in der Zuströmung des Verdichters üben einen starken Einfluss auf den Betriebsbereich des Verdichters aus. Dies muss detailliert untersucht werden. Neben der Untersuchung des Betriebsverhaltens des Verdichters werden die Brennkammereintrittsbedingungen am Austritt des Verdichters vermessen, um betriebspunktabhängige Eintrittsparameter für die Brennkammerauslegung liefern zu können. Die schadstoffarme Verbrennung hängt stark von der Varianz der Luftzuführung in die Brennkammer ab.

Neben der Änderung des Restdralls nimmt das Radialprofil der Strömung am Austritt des Verdichterdiffusors Einfluss auf die Luftmengenaufteilung zwischen der durch die Brenner geführten Primärluft und der am Flammrohr aufgeteilten und über die Brennkammerwände beigemischten Sekundärluft.

Die detaillierten Messungen im Prüfstand versetzen RRD in die Lage, das Zusammenspiel der Stufen über den Betriebsbereich und unter verschiedenen Randbedingungen zu messen und mit der Auslegung abzugleichen.

2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Rolls-Royce ist ein weltweit führender Hersteller von Antriebssystemen und in Deutschland mit seinen Geschäftsbereichen Luftfahrt und Power Systems vertreten. Rolls-Royce Deutschland hat sich seit 1990 in Deutschland als Anbieter für Luftfahrtantriebe mit der vollständigen Systemfähigkeit etabliert. Der Standort Dahlewitz ist das Kompetenzzentrum für Zweiwellentriebwerke im Konzern – hier befindet sich die Entwicklung und Endmontage aller Triebwerke der BR700 Baureihe. Bisher wurden rund 4.500 Triebwerke dieser Baureihe ausgeliefert. Auch die neue Pearl Triebwerksbaureihe wird hier entwickelt, gefertigt und betreut. Ein neues Entwicklungs- und Testzentrum für das weltweit leistungsfähigste Luftfahrtgetriebe, eine Schlüsselkomponente für das neue UltraFan® Triebwerk, wurde 2017 eröffnet. Im Oktober 2019 wurde die eAircraft-Einheit von Siemens in München und Erlangen in Rolls-Royce Deutschland integriert. Dort werden mithilfe neuester Simulationstechnologie innovative elektrische Antriebssysteme für die Luftfahrt einschließlich Prototypen für Motoren, Wechselrichter sowie Steuerungs- und Stromverteilsysteme entwickelt.

Um den technologischen Stand auszubauen, die Marktfähigkeit zu erhalten und zu verbessern, ist Rolls-Royce Deutschland seit Gründung des Unternehmens in einer Vielzahl von Forschungsvorhaben aktiv und kontinuierlich beteiligt. Neben der Teilnahme an europäischen Forschungsprojekten werden insbesondere nationale Forschungsvorhaben im Rahmen des Luftfahrtforschungsprogramms, der FVV und des Energieforschungsprogramms zusammen mit den Partnern der AG Turbo durchgeführt.

Zusätzlich zu der Erfahrung von Rolls-Royce auf dem Gebiet von axial-radialen Verdichtern am Standort Indianapolis untersuchte Rolls-Royce Deutschland im EU Vorhaben LEMCOTEC (Grant agreement no 283216) die Verwendung von radialen Verdichterstufen in kleinen Triebwerken. Hier wurden die Leistungsparameter der Radialstufen und deren Auswirkungen auf den Gesamtprozess der Gasturbine auf Systemebene bewertet. Das Konzept stellte sich für sehr kleine Kerntriebwerksgrößen als vorteilhaft heraus. Die bisherigen Schubklassen der von RRD entwickelten und zertifizierten Triebwerke drangen seitdem nicht in diese kleinen Kerntriebwerksdimensionen vor. Im laufenden LuFo VI/1 Vorhaben HYBELF2G jedoch werden Radialverdichterkonzepte auf Systemebene verfolgt und die prinzipiellen Vorzüge von Radialverdichtern in sehr kleinen Verdichtern bestätigt.

In Vorarbeiten zu Radialverdichtern in den hinteren Stufen bei kleinen Kerntriebwerksgrößen innerhalb des LuFo V/3 Programms TigHT (FKZ 20T1725) wird eine Radialverdichterstufe als Ersatz für die hinteren Axialverdichterstufen gleichen Druckverhältnisses ausgelegt und verglichen. Unter der Voraussetzung von gleichen Ein- und Austrittsrandbedingungen können die Vor- und Nachteile bzw. Sensitivitäten gegenüber Rotorspaltänderungen abgewogen werden. Die umfangreichen Erfahrungswerte aus den Axialverdichtern können damit besser auf die Radialverdichter übertragen werden.

Weitere Vorarbeiten fanden im AG Turbo Vorhaben TurboGrün (FKZ 03EE5068C) statt. In Zusammenarbeit mit dem DLR in Köln wird eine Radialverdichterstufe bestehend aus Vorleitrad, Impeller und Diffusor aero-mechanisch optimiert und ein Test vorbereitet. Es findet ein Abgleich der Auslegungsergebnisse statt, die in den Entwurf des zweistufigen Rigs im hier beantragten Vorhaben einfließen. RRD verfügt über die Kompetenz zur aerodynamischen und

mechanischen Auslegung von Turbomaschinen und hat bereits mehrere Verdichterrigs erfolgreich zusammen mit den Unterauftragnehmern FTT Deutschland und Anecom Aerotest in Wildau aufgebaut und getestet. Der letzte mehrstufige Verdichtertest wurde im LuFo V Programm RhinnoVer (FKZ 20T1111) abgeschlossen. Unter anderem wurden auch die Fähigkeiten zur Herstellung einer eigenen High-Speed Telemetrie zur Online-Überwachung der mechanischen Integrität der rotierenden Systeme während des Testbetriebs und der Auswertung von Rotordaten zur Validierung der Festigkeitsauslegung darin unter Beweis gestellt.

RRD setzt sich zusammen mit der BTU Cottbus in den LuFo Programmen TigHT, KOmpakt (FKZ 20T1911) und dem AG Turbo Programmen CooreFlex 1.3.4 (FKZ 03ET7021V) und FlexVerdi 3.1 (FKZ 0324309E) mit den Anregemechanismen und Realgeometrieeinflüssen der Rotordynamik auseinander. Darin werden die Methoden zur Berücksichtigung der Schaufelanregung in der Auslegung weiter verbessert. In dem LuFo V/1 Vorhaben ForTec (FKZ 20T1315) wurden darüber hinaus auch die Blade-Tip-Timing Auswertemethoden verbessert, um durch die Berücksichtigung von Realgeometrieeffekten und damit verbundenen Eigenmodenveränderung sowie der Korrektur von Zeitsignalen durch relativ zur Realschaufel falsch positionierten Sensoren die Genauigkeit der Auswertung zu erhöhen.

Die Schnittstelle vom Verdichterdiffusor zur Brennkammer wird im LuFo VI/1 Programm KOmpakt untersucht. Die günstige Verteilung der Diffusion zur Minimierung der Totaldruckverluste und des axialen Bauraums unter der Voraussetzung einer stabilen und emissionsarmen Verbrennung wird für den Übergang vom Verdichter zur Brennkammer darin untersucht. Die prinzipiellen Zusammenhänge zwischen den Vordiffusorverlusten, Stoßverlusten und Brennkammerdruckverlusten in Abhängigkeit der Zuströmmachzahl aus dem Axialverdichter sind dabei für die Brennkammer hinter dem Radialverdichter ebenfalls verwertbar.

Rolls-Royce ist in einer Vielzahl von Programmen zur Materialentwicklung und Verbesserungen von Fertigungsverfahren tätig. Die Entwicklung von hochfesten Titanlegierungen und temperaturbeständigen Nickelwerkstoffen kommt auch der Entwicklung der Radialverdichterkomponenten zugute. Die erzielbaren Druckverhältnisse mit hohen Wirkungsgraden in einer Stufe sind von den Möglichkeiten der 3D Geometriegestaltung und dem maximalen Austrittsradius, der wesentlich von der Festigkeit des Werkstoffes abhängt, getrieben und somit von den Werkstoffeigenschaften abhängig. Für die 3D Strömungsführung in den statischen Bauteilen kommen neue Sinter-Fügeverfahren, wie sie im LuFo VI/1 Programm KOmpakt entwickelt werden, in Betracht. Die komplexen Geometrien können mit diesen Verfahren einfacher umgesetzt werden. Gleiches gilt für die im BMBF geförderten Programm GABRIEL verwendete Feingussherstellungsmethode, die in Zusammenarbeit mit der Firma Access entwickelt wird. Ohne erhebliche Mehrkosten können mittels Rapid-Prototyping-Verfahren Formen und Kerne für die Realisierung von komplexen 3D Geometrien der statischen Bauteile hergestellt werden.

Das vorliegende Vorhaben baut auf diesen Erfahrungen und Vorentwicklungen auf und setzt die Erkenntnisse in der Entwicklung des mehrstufigen Verdichters für die hybrid-elektrischen Antriebe um.

3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Vorhaben wurde zur Erreichung der gesetzten Ziele in drei Hauptarbeitspakete gegliedert, die eine Unterteilung der Aufgaben in die Entwicklung des Verdichters laut Systemanforderungen, die Umsetzung der neuartigen Geometrie durch verschiedene Herstellungsverfahren und den Rigaufbau und Test im Prüfstand vornimmt. Die Arbeitspakete standen untereinander im Austausch und wurden durch ein übergeordnetes Arbeitspaket AP0 koordiniert.

AP0 umfasst alle administrativen Aufgaben, die für die Durchführung des Vorhabens und die Koordination der Hauptarbeitspakete erforderlich sind. Durch das Programmmanagement sollen die Kosten- und Zeitpläne überwacht und die Kommunikation und Informationsflüsse der voneinander abhängigen Arbeitspakete aufrechterhalten werden.

HAP1 setzt sich mit den Systemanforderungen, die sich aus der Betriebsart der Gasturbine ableiten, und der Integration des Verdichters in das Gesamtkonzept auseinander. Das Zusammenspiel des Verdichters mit der Brennkammer und der Turbine bzw. des Generators zur Energieerzeugung lieferten die Randbedingungen für das detaillierte aerodynamische und mechanische Design des Verdichters. Die Zuströmbedingungen zum Verdichter ergeben sich aus der komplexen Einlaufgeometrie in die Gasturbine, deren Einlaufstörungen im Verdichterdesign berücksichtigt werden müssen. Das aerodynamische und mechanische Design erfolgte anhand von 1-D Vorauslegungstools und wurde nach erfolgter Parametrisierung mit klassischen CFD- und FEM-Methoden unter Einhaltung der Randbedingungen detailliert.

In HAP2 schloss sich das fertigungsbezogene Design an. Die ursprünglich geplanten Komponententests zum Nachweis der Dauerfestigkeit wurden nicht durchgeführt. Unter Berücksichtigung der Schnittstellen zu den benachbarten Komponenten und Systemfunktionen, wie Zapfluft und Kühlluft, wurden verschiedene Herstellungsverfahren mit hoher Funktionsintegration bewertet. Dabei sollten die Fähigkeiten moderner Fertigungsverfahren mit gegenüber bisherigen Methoden erweitertem Designfreiraum ohne Erhöhung der Kosten ausgeschöpft werden. Die Erstellung der Detailzeichnungen und die Einhaltung des Anforderungskatalogs erfolgten nach dem etablierten internen Designprozess und Freigabemeilensteinen. In enger Abstimmung mit dem Hersteller der komplexen Bauteile wie dem Rückführkanal und dem Ringdiffusor wurde die Herstellbarkeit der Geometrie sichergestellt. Die Radialverdichterlaufräder sollten ursprünglich am Standort Oberursel hergestellt werden. Zur Herstellung kam es aufgrund des Abbruchs der Rigbaus nicht. Auch die Dauerfestigkeitsnachweise in Komponententests wurden abweichend von der ursprünglichen Planung nicht durchgeführt.

HAP3 sollte den Verdichterrigbau und die Erprobung der entwickelten Verdichtertechnologien im Rigtest beinhalten. Der in HAP1 ausgelegte Versuchsverdichter wurde durch das interne Rigmanagement Team und mittels des internen Freigabeprozess (Rigdesignfreigaben, Risikobewertung, Testdefinition) koordiniert vom Unterauftragnehmer FTTD konstruiert und die Instrumentierung vorgesehen. Nach erfolgter Abnahme sollte der Verdichtertest in dem für kleine Verdichter angepassten Verdichterprüfstand bei Anecom Aerotest durchgeführt werden. Die wichtigsten Ziele der Testkampagne waren:

1. den Zusammenhang zwischen gefördertem Massenstrom und Druckverhältnis zu erfassen,
2. die Stufenbelastungsverteilung bei verschiedenen Betriebspunkten und Luftentnahme zwischen den Stufen zu messen und
3. den Arbeitsbereich des Verdichters für verschiedene Drehzahlen zu bestimmen. Die Eintrittsbedingungen sind im Test denen des späteren Anwendungsfalls angepasst. Die Strömung am Austritt des Verdichters wird durch detaillierte Vermessung für verschiedene Betriebspunkte an die Brennkammer weitergegeben. Nach der Vermessung der erzielten Eintrittsbedingungen und Spaltmaße zwischen den rotierenden und stillstehenden Bauteilen findet eine Nachanalyse per CFD statt, welche die realen Bedingungen berücksichtigt.

Durch den Abbruch des Forschungsvorhabens kam es weder zum Aufbau des Rigs noch zur Testdurchführung.

Die detaillierte Vorgehensweise ist im folgenden Kapitel dargelegt.

3.1 Projektstrukturplan (PSP)

Die Arbeitspakete wurden von RRD bearbeitet bzw. erteilte Unteraufträge durch einen Abnahmeprozess mit Meilensteinen nach internen Vorgaben begleitet. Die im Vorhaben beteiligten Unterauftragnehmer und Forschungs- und Entwicklungseinrichtungen sind in der Darstellung der Arbeitspakete in Abbildung 3.1 gekennzeichnet.

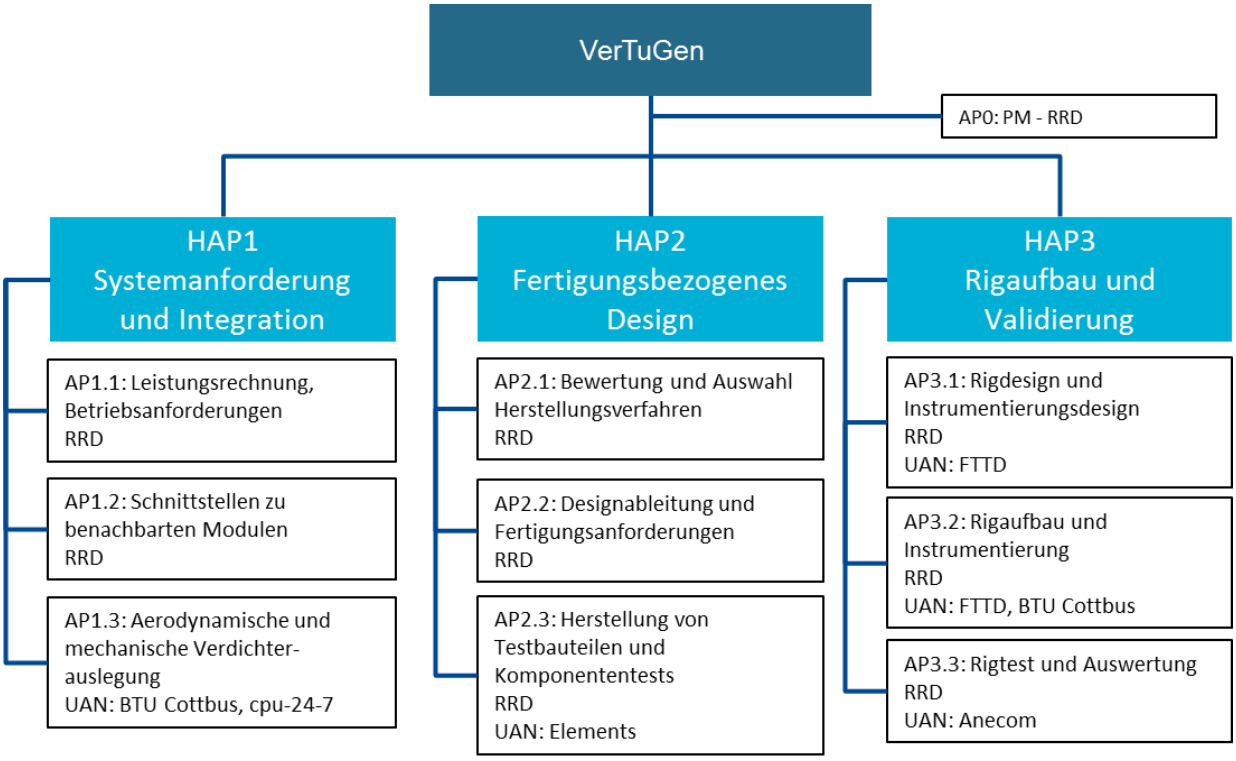


Abbildung 3.1: Projektstrukturplan VerTuGen

3.2 Zeitplan und Meilensteinplanung

Die Abfolge der Arbeitsschritte und wichtige Zwischenergebnisse der Arbeiten sind im Zeitplan in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Meilensteine in der Planung kennzeichnen darin die erzielten Arbeitsergebnisse und zeigen die Abhängigkeiten von anderen Arbeitspaketen auf. Im Verlauf des Projektes haben sich Änderungen gegenüber der ursprünglichen Planung ergeben, die im Balkendiagramm in Abbildung 3.2 in Gelb dargestellt sind.

Die Vorauslegung wurde erfolgreich abgeschlossen und alle relevanten Testanforderungen für das Rig daraus abgeleitet (MS1 erreicht).

Die Anforderungen an das Luftsystem und die abgeleiteten Größen für die Lagerbedruckung und den Axialschubausgleich wurden berechnet und an den Unterauftragnehmer für das Rigdesign weitergeleitet (MS2 erreicht).

Die Eintrittsbedingungen in den Verdichter wurden basierend auf den Annahmen verschiedener Einlaufgeometrien berechnet und ein passender Rigintake mit entsprechenden Störgittern zur Vorkonditionierung der Rigeintrittsbedingungen ausgelegt. Die Strömungsbedingungen am Verdichteraustritt wurden mit der Brennkammer ausgetauscht und iteriert (MS3 erreicht).

Das mehrstufige aerodynamische und mechanische Design wurde in AP1.3 angeleitet (Meilensteine MS5 und MS6 fristgerecht erreicht) und im Abbruchmeilenstein-Review am 23.11.2023 in Cottbus dem Projektträger präsentiert. Die Freigabe des Designs (MS7) verzögerte sich um 11 Monate, da sich in den aeroelastischen Analysen starke Interaktionen des vorderen Radialverdichterlaufrads mit den stromab gelegenen Keildiffusoren zeigten (siehe Kapitel 1.3).

Die Fertigungsanforderungen für die Unterstützung des HAP2 im fertigungsbezogenen Design wurden im gemeinsamen Meeting in Cottbus mit dem AGIL Team (LuFo VI-2 Forschungsvorhaben) ausgetauscht und definiert (MS 9). Die Fertigungsmethoden wurden basierend auf diesen Kriterien Ende 2022 festgelegt (MS 10 erreicht). Die Bauteile wurden detailliert, aber keine Zeichnungen mit dem Hersteller ausgetauscht und auch keine Herstellung der Bauteile ausgelöst (MS11 und MS12 nicht abgeschlossen). Folglich wurden auch keine Komponententests durchgeführt, die in der ursprünglichen Planung mit dem MS13 vorgesehen waren.

Zur Abstimmung und Freigabe der Riggeometrie und Erfüllung der Anforderungen hinsichtlich der zu testenden Betriebspunkte und der erforderlichen Genauigkeit und Positionierung der Messtechnik fanden wöchentliche Meetings mit dem internen und den externen Teams bei den Unterauftragnehmern für den Rigbau (FTTD) und die Testdurchführung (Anecom Aerotest) statt.

Wichtige Reviews für das Rigdesign und die Prüfstandsanpassung wurden vor Ort in Wildau bei FTTD und Anecom (beide Lausitz) durchgeführt. Das Rigkonzept wurde abgeleitet und am 29.08.2022 erfolgreich reviewed. Das Konzeptreview wurde nach einer 2. Detailierungsphase am 18.10.2022 abgeschlossen. Das „DTA4“ Design Review mit Einfrieren der Annuluslinien und der Riggeometrie wurde am 15. und 16.02.2023 erfolgreich absolviert. Das „Critical Rig Design Review“ für das Rig fand am 28.11.2023 bei FTTD in Wildau statt. Der Meilenstein MS7 wurde damit verspätet gegenüber der ursprünglichen Planung erreicht. Das Rig Design wurde darin prinzipiell abgekauft und weitere Schritte definiert, die einen sicheren Betrieb des Rigs im Prüfstand zum Ziel haben. Die Messpositionen und Instrumentierungsanforderungen wurden

definiert und umgesetzt. Die erforderlichen Sensortypen wurden in Abhängigkeit der Messbereiche und Einsatztemperaturen und -drücke definiert (MS15 erfüllt). Die Beschaffung der Sensoren und der Telemetrie wurde ausgelöst (MS16). Das Rohmaterial für die Righerstellung wurde bestellt und geliefert. Lediglich die Freigabe der Rigbauteilherstellung wurde noch zurückgehalten, um auf die Ergebnisse aus der gesamtrotordynamischen Analyse zwischen Rig und Prüfstandsantriebsstrang inklusive Getriebe reagieren zu können. Die grobe Vorabanalyse des Antriebsstrangs zeigte im Zusammenspiel mit dem Rigrotor Eigenfrequenzen im Betriebsbereich des Rigs. Daher wurde eine detaillierte rotordynamische Analyse mittel Beauftragung an Anecom und FTTD durchgeführt, um die Frequenzen zu analysieren und Steifigkeiten anzupassen.

Eine Überarbeitung der hybrid-elektrischen Antriebsstrategie von Rolls-Royce hat zu dem Entschluss geführt das Projekt VerTuGen zunächst zu stoppen.

Mit Abbruch des Vorhabens wurden die Unteraufträge gestoppt und somit die Herstellung und der Bau des 2-stufigen Radialverdichter-Rigs nicht ausgelöst. Die Testdurchführung beim Unterauftragnehmer Anecom war noch nicht beauftragt. Die Meilensteine MS4, MS8, MS18, MS20, MS21 und MS22 entfallen wegen der nicht durchgeführten Testkampagne. Das Testdurchführungsdokument wurde für das Design Review des Rigs als Anforderungsdokument bereits in 2023 erstellt (MS19 erreicht).

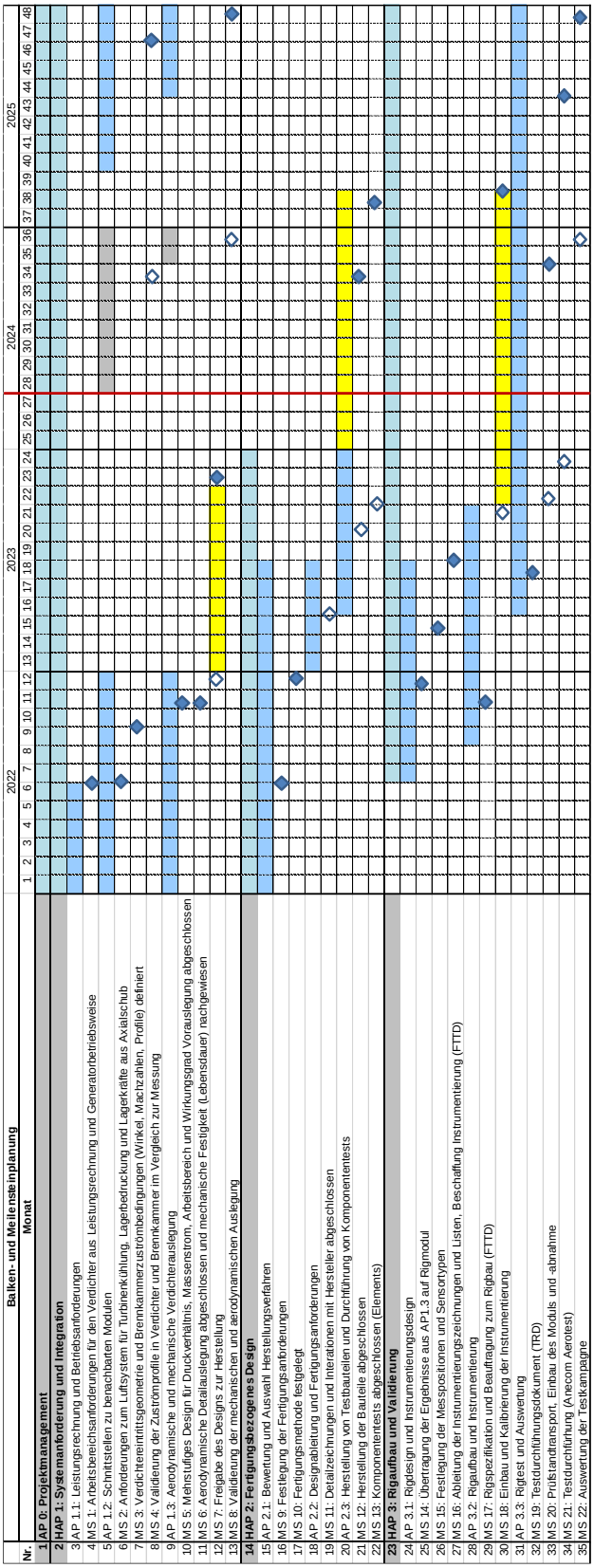


Abbildung 3.2: Zeitplan und Meilensteinplan VerTuGen

4 Stand der Wissenschaft und Technik bei Beginn des Vorhabens

Die zunehmend kleiner werdenden Verdichter, insbesondere in der Leistungsklasse für die Anwendung im Gasgenerator für hybrid-elektrische Antriebe, machen die Verwendung von Radialverdichterstufen attraktiv. Radialverdichter kommen in Industrieverdichtern, Abgasturboladern, Helikoptertriebwerken und APUs schon sehr lange zum Einsatz, um den Arbeitseintrag in der Verdichterstufe zu maximieren. Ein Großteil der eingebrachten Arbeit wird dabei anders als beim Axialverdichter nicht nur durch die Dralländerung der Strömung entlang der Stromlinie durch den Rotor sondern vorrangig durch den Radiusunterschied zwischen Ein- und Austritt aus dem Radiallaufrad generiert.

In Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl, welche die Druckziffer (Arbeitseintrag) mit der Durchflusszahl (Luftmassenstrom) ins Verhältnis setzt, kann ermittelt werden, mit welchem Laufradkonzept (axial, teilaxial bzw. diagonal oder radial) die höheren Wirkungsgrade zu erwarten sind. Große Druckziffern mit geringen Durchflusszahlen legen die Verwendung von Radiallaufrädern nahe. Hinzu kommt, dass bei kleinen Bauformen des Verdichters die Spalte zwischen der Rotorspitze und dem Gehäuse nicht mit der Größe skalieren und hohe relative Werte gegenüber der Kanalhöhe einnehmen können. Die Folge sind ein abnehmender Wirkungsgrad und eine verschlechterte Pumpgrenze bzw. eingeschränkter Betriebsbereich.

Der erhöhte Arbeitseintrag der Radialverdichterstufe erlaubt den Ersatz mehrerer Axialverdichterstufen durch eine Radialstufe und ermöglicht bei ähnlichen Spaltmaßen dann in der kleinen Bauform des Verdichters gleichwertige oder gar bessere Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringerer Anzahl von Bauteilen. Bei den auf dem Markt verfügbaren kleinen Gasturbinen ist zumeist die hintere Stufe vor dem Brennkammereintritt als Radialverdichter ausgeführt. Werden die Leistungen der Gasturbinen noch kleiner, kommen auch mehrstufige Radialverdichter in Betracht. Der generelle Auslegungsprozess von Radialverdichtern wird in der Fachliteratur wie z.B. Van den Braembussche [1] beschrieben. Der Einfluss von verschiedenen Designparametern auf die Auslegung ist in einer Veröffentlichung von Zahed et al. [2] zusammengefasst.

Um moderne Radialverdichterlaufräder und –diffusoren auslegen zu können, sind multidisziplinäre Betrachtungen vorzunehmen, um die aerodynamischen und mechanischen Anforderungen in der komplexen Auslegung der 3D Strömungsführung zu berücksichtigen. Auch in der Literatur gibt es eine klare Tendenz zu komplexeren Geometrien. Hazby et al. [3] führen eine Optimierung für einen transsonischen Diagonalverdichter durch. Für das hochbelastete Laufrad kann ein neuer Designraum erschlossen werden. Hehn et al. [4] führen weitere aerodynamische Optimierung an einer modifizierten Stufe durch. Die Verbesserungen zeigen sich im total-zu-statischen Wirkungsgrad, die auf einer verbesserten Abströmung beruhen. Wittrock et al. [5] überarbeiten und verbessern das Design eines Radialverdichters ohne Splitterbeschaufelung weiter für hohe Durchflusszahlen. Allen Auslegungen und Studien ist gemeinsam, dass insbesondere der Inducerbereich der Laufräder dem von transsonischen Axialverdichterstufen ähnelt.

Die Beherrschung der hohen Machzahlen im Rotorschaufelspitzenbereich nimmt einen ähnlichen Stellenwert wie bei den Axialverdichtern ein. In Hazby et al. [6] wird ausführlich auf die

Vorteile von Freiformflächen für die Definition der Geometrie in modernen Radialvderdichtern eingegangen, um die Stoßverluste und Diffusion in der Passage des Rotors zu kontrollieren. Lohmberg et al. [7] beschreiben den Einfluss von Design Parametern auf das Einlauf-Design eines transsonischen Radialverdichters. Die Reduzierung der relativen Einlauf-Machzahl M1rel ist vorteilhaft, weil dies sowohl die Reibungsverluste als auch die Stoßverluste in der Rotorpassage reduziert.

Das DLR hat mit der Auslegung und dem Test einer hochbelasteten Radialverdichterstufe gezeigt, dass auch mit Radialverdichtern hohe Wirkungsgrade erzielt werden können. Diese Auslegung wird in Voss et al. [8] beschrieben und durch die Arbeiten von Elfert et al. [9] experimentell validiert. Die Abströmung des Laufrades stellt sich dabei als ein wichtiges Kriterium heraus, um eine hohe Effizienz zu erreichen, wie schon von Eckardt [10] beschrieben. L2F-Lasermesstechnik Testergebnisse von Schodl et al. [11] zeigen die Strömungsbedingungen am Austritt des Laufrades. So legt die Weiterentwicklung des ohne Optimierung verbesserten Radialverdichters von Krain und Hoffmann [12] das Potential von 3D Auslegungsmethoden dar, die in [9] validiert werden konnten. Châtel et al. [13] berechnen in ihrer gradientenbasierten (adjungierten) Optimierung die Sensivitäten der Strömung gegenüber der Geometrieparametervariation, wodurch weitere Laufradverbesserungen mit Splitter unter Berücksichtigung der Wichtung zwischen Arbeitsbereich und Wirkungsgrad des Verdichters offeriert werden. Sowohl Durchflussmassenstrom als auch der Wirkungsgrad konnten dabei durch die aerodynamische Entlastung des Splitterblades und die einhergehende Reduktion der Machzahl der Saugspitze auf der Saugseite der Schaufel deutlich gesteigert werden. Weber et al. [14] konnten ihre Optimierungsergebnisse der hochbelasteten Radialverdichterstufe im Experiment bestätigen.

Der Radialverdichter ist während des Betriebs und bei Lastwechseln unterschiedlichen Drehzahlen und Systemdrücken bzw. –temperaturen ausgesetzt. Der Spalt zwischen dem Rotor und dem Gehäuse ist dabei in axialer Richtung durch die anliegenden Druckkräfte und unterschiedlichen Materialausdehnungen durch den Temperatureinfluss und in radialer Richtung zusätzlich durch die drehzahlabhängigen Fliehkräfte getrieben. Der Einfluss der Spaltweite einer Radialverdichterstufe auf den Arbeitsbereich und den Wirkungsgrad der Stufe wurde von Eisenlohr und Chladek [15] untersucht. Während sich der Sperrmassenstrom nur moderat verschlechtert sind starke Abfälle der Pumpgrenze und des Wirkungsgrades zu verzeichnen, die sich im variierten Bereich nahezu linear mit zunehmender Spaltweite verhalten. Die untersuchte Spaltkontrolle durch adaptive thermale Anpassung des Gehäusespalts erwies sich als sehr effizient.

Das erreichbare Druckverhältnis einer Radialverdichterstufe ist durch die Drehzahl einerseits aerodynamisch durch das Erreichen von transsonischen Strömungszuständen am Eintritt der Stufe limitiert und andererseits durch die hohen Fliehkräfte am Austrittsradius des Radialverdichterlaufrades. Es kann hilfreich sein, einen Gleichdrall in der Laufradzuströmung aufzuprägen, um die relative Machzahl auf dem äußeren Radius der Rotorschaufeln zu reduzieren. Der Effekt von Vordrall auf eine nicht angepasste Stufe für den Drall wurde von Rodgers et al. [16] und Poujol et al. [17] getestet. Dies gelingt allerdings nur, wenn es die Festigkeit des Laufrades am Austritt erlaubt, durch Anpassung des Backsweeps und Austrittsradius den Arbeitseintrag wieder herzustellen.

Durch die Festigkeit der für das Laufrad verwendeten Werkstoffe sind Grenzen für das erreichbare Druckverhältnis in einer Stufe gesetzt. Für hohe Gesamtdruckverhältnisse des Verdichters ist es daher erforderlich mehrstufige Verdichter zu entwickeln. Werden die Stufen als Radialverdichterstufen ausgeführt, muss die Strömung aus dem Radialverdichterlaufradaustritt der nächsten Radialstufe zugeführt werden. Bei einwelligen Ausführungen erfolgt dies häufig in Strömungsrückführungen, die zunächst die Strömung aus dem Laufrad in einem Diffusor mit oder ohne Beschaufelung verzögern, durch einen U-förmige Umlenkung um 180° umlenken und nach einer Drallreduktion in der Rückführbeschaufelung der nachfolgenden Radialverdichterstufe wieder bereitstellen. Die Rückführung übernimmt dabei die Rolle, den hohen Austrittsdrall und die hohen Machzahlen auf dem Weg zum nächsten Radialverdichterlaufrad möglichst verlustarm für alle Betriebszustände zu reduzieren und somit den statischen Druckrückgewinn zu maximieren.

Die Zuströmmachzahlen sind am Eintritt des Folgelaufrades dann wieder auf dem erforderlichen niedrigen Niveau angekommen. Gleichzeitig sind das Zuströmprofil und die über den Rückführkanal entwickelte Blockage relevant für die Effizienz und Stabilität der stromab gelegenen Radialverdichterstufe. Detaillierte Messungen im Rückführkanal und des Zuströmprofils zur nachfolgenden Stufe wurden von Bisping et al. [18] durchgeführt und mit CFD Simulationen verglichen. Die Höhe bzw. das Durchmesserverhältnis des äußeren Scheitelpunktes der U-Umlenkung wurde dabei variiert, um die Belastungsgrenzen der Rückführung auszuloten. Die untersuchten Durchmesserverhältnisse D4/D2 zwischen Laufradaustritt und äußerem Durchmesser der Rückführung von 1.75 und 1.55 zeigen, dass ein Verhältnis von 1.55 nicht zu signifikanten Änderungen des Druckverhältnisses der Stufe führt aber mit einem Wirkungsgraddefizit verbunden ist. Gleichzeitig wird auf ein deformierteres Abströmprofil und somit eine schlechtere Zuströmung für die dahinterliegende Stufe hingewiesen. Die Abströmwinkel aus der Rückführbeschaufelung weichen besonders an den Eckpunkten des Betriebsbereiches stärker von der gewünschten Verteilung ab.

Gleiches Verhalten der Abströmung wird auch von Aalburg [19] beobachtet. Hier wurden die D4/D2 Verhältnisse von 1.94 auf 1.84 und 1.6 in einer Ringkaskade abgesenkt und bis zu 10° Unterschied im Abströmwinkel des Rückführkanals ermittelt. Rube et al. [20] betrachten in ihren Messungen und CFD Berechnungen die Zuströmbedingungen und das Verhalten der Rückführbeschaufelung und identifizieren Schwächen der Strömung an der Nabe. Die Rückführbeschaufelung wurde von Hildebrandt [21] numerisch 3D Strömungsoptimiert und mit Messungen verglichen. Der Stufenwirkungsgrad konnte gegenüber der 2D Auslegung des Rückführlaufrades deutlich verbessert werden. Die Modellierung des Filletradius in der CFD stellte sich als sehr wichtig für die Vorhersagegenauigkeit der CFD heraus.

Die Untersuchungen von Reutter [22] führen zu ähnlichen Ergebnissen. Die Optimierung der Belastungsverteilung im beschaufelten Rückführkanal kann die Abströmung und somit die Zuströmbedingungen zur dahinter folgenden Stufe deutlich verbessern. Franz et al. [23] analysiert die detaillierte Strömung in der Passage der Rückführbeschaufelung. Eine Maßnahme, der Nabenschwäche der Rückführbeschaufelung entgegenzuwirken wird von Aalburg [24] vorgestellt. Die Eintrittskante der Beschaufelung wird in die U-Umlenkung hineingezogen, so dass die Schaufel bereits im Bereich der starken Nabenkrümmung der Umlenkung beginnt. Mit dieser Bauform konnten reduzierte Totaldruckverluste in der numerischen Auslegung gefunden werden.

Die Schwächen der CFD zur verlässlichen Vorhersage der Strömung an der nabenschwachen Strömung am Ende der Umlenkung werden in der Veröffentlichung von Dolle et al. [25] im Vergleich zu den durchgeführten Tests dargelegt. Eine Empfehlung zur Verwendung von algebraischen Reynolds-Stress-Modellen für die Turbulenzmodellierung in den CFD Simulationen von Radialverdichtern wird von Gooding et al. [26] gegeben. Sie vergleichen verschiedene Turbulenzmodelle mit Laser Doppler Geschwindigkeits¬messungen, um geeignete Turbulenzmodelle für die Simulation von Radialverdichterstufen zu empfehlen. Generell werden die Übereinstimmungen der CFD mit dem Experiment für piped Diffusoren, wie sie eher am Austritt von der hinteren Radialverdichterstufe in die Brennkammer zum Einsatz kommen, von Kunte et al. [27] als besser beschrieben.

Alternativ können vor Austritt zur Brennkammer Statorschaufeln zur Reduktion des Restdralls aus dem Diffusor zum Einsatz kommen, um weiteren statischen Druck zurückzugewinnen, bevor die Strömung über den Stoßdiffusor in das Brennkammervolumen einen Großteil des dynamischen Druckes (Geschwindigkeitsanteil) verliert. Hierbei können einfache Axialbeschaufelungen oder gar Doppelschaufelreihen (Tandems) eingesetzt werden, um eine hohe Umlenkung der Strömung zu realisieren. Der erzielbare statische Druckrückgewinn aus der Kombination von piped Diffusoren und Tandems wurde von Schmidt et al. [28] getestet und analysiert. Durch die geschickte Anordnung der drallreduzierenden Schaufeln in der Mitte des Abströmkanals des Diffusors lassen sich die Verluste reduzieren.

In dem Vorhaben werden die Erkenntnisse aus den Publikationen unter Berücksichtigung der Patentsituation verwertet, um einen mehrstufigen Radialverdichter mit einer vorteilhaften Verteilung der Arbeit auf die Stufen zu entwickeln. Ein Fokus liegt dabei darauf die Möglichkeiten von neuen Fertigungsverfahren mit in die Entwicklung einzubeziehen, um Geometrien zur 3D Strömungsführung zu ermöglichen, die mit klassischen Verfahren verwehrt bleiben. Die eigenen Arbeiten und Erfahrungen auf dem Gebiet der Turbomaschinen fließen dabei in die Entwicklung des 2-stufigen Verdichters ein.

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Das Vorhaben wurde unter Einbeziehung von aufgebauten Forschungsnetzwerken und nationalen Industriepartnern durchgeführt, um die langjährige Erfahrung auf dem Gebiet der wissenschaftlichen Fragestellung mit in die Entwicklung neuer Methoden und Herstellungsverfahren einfließen zu lassen und die Erfolgsaussichten des Vorhabens sowie die Verwertung der Ergebnisse zu steigern. Die Erfahrung der vorgesehenen Unterauftragnehmer im Aufbau und der Testdurchführung von komplexen mehrstufigen Verdichterrigs war für die Erreichung der Programmziele und die Qualität der Ergebnisse von großem Vorteil. Dabei wurden die Stärken von RRD in der Fertigung der Rotoren am Firmenstandort Oberursel und in der Entwicklung der Telemetrie für die Messdatenerfassung im rotierenden System der Hochgeschwindigkeitsanwendung im Telemetrielabor in Dahlewitz eingesetzt, um diese kritischen Bauteile bereitzustellen.

Folgende Unteraufträge im Gesamtwert von 5.468.900€ waren im Vorhaben mit Universitäten, anderen Forschungseinrichtungen und Herstellern vorgesehen:

	2022	**2023**	**2024**	**Summe**
FTT Deutschland/Wildau	0,00	3.188.060,00	2.017.865,00	**5.205.925,00**
BTU Cottbus	10.350,00	151.650,00	197.000,00	**359.000,00**
TCS	0,00	150.000,00	40.000,00	**190.000,00**
Anecom Aerotest/Wildau	0,00	526.900,00	198.100,00	**725.000,00**
	10.350,00	**4.016.610,00**	**2.452.965,00**	**6.479.925,00**

FTT Deutschland (Verdichterrigbau)

Der Versuchsverdichter wurde von dem erfahrenen Dienstleister FTT Deutschland (FFTD) aus Wildau gebaut. Bereits in vorherigen LuFo Vorhaben wurden Versuchsverdichter bei FTTD erfolgreich aufgebaut und instrumentiert. FTTD verfügt zudem über Designerfahrung von Radialverdichterprüfständen in kleiner Bauweise, wie er in dem vorliegenden Vorhaben aufgebaut werden soll.

BTU Cottbus (Prof. B. Beirow)

Das Institut für Strukturdynamik und Fahrzeugdynamik hat sich durch langjährige Erfahrung und Austausch mit dem Imperial College und Rolls-Royce in Forschungskollaborationen ein Expertenwissen auf dem Gebiet der Bliskschwingungen aufgebaut. Im Vorhaben wurde das Wissen zur Beurteilung von strukturellen Kopplungsmoden, dem Einfluss von Mistuning (Verstimmung der Eigenfrequenzen durch Realgeometrie- und Materialeinflüsse) und zur aeroelastischen Analyse im mehrstufigen Verdichter eingebracht.

Anecom Aerotest (Prüfstand)

Der Test des Versuchsverdichters sollte nach Anpassung des derzeitigen Prüfstandes für höhere Drehzahlen und kleinere Versuchsverdichter bei der Firma Anecom Aerotest in Wildau durchgeführt werden. Anecom Aerotest hat sich auf die Durchführung von Rigtests spezialisiert und führt seit mehr als 10 Jahren erfolgreich umfangreiche Messkampagnen für RRD und andere Mitbewerber durch.

6 Darstellung der erzielten Ergebnisse

Im folgenden Kapitel sind die erzielten Ergebnisse des Vorhabens dargestellt. Die Gliederung folgt hierbei dem Projektstrukturplan.

6.1 AP1.1 Leistungsrechnung, Betriebsanforderungen

Die Hauptauslegungskriterien für den Verdichter wurden aus den Leistungsrechnungen für die neuen Anwendungen und den Anforderungen aus den angrenzenden Subsystemen abgeleitet.

In Abbildung 6.1 sind das geforderte Druckverhältnis bei dem benötigten Massenstrom, der zu erzielende Pumpgrenzabstand gegenüber der Arbeitslinie des Verdichters, der Auslegungswirkungsgrad und der Drehzahlbereich zusammengefasst. Die Drehzahlangabe von 110% ist darin als Überlasttest des Verdichters zu interpretieren. Die eigentliche Auslegungsdrehzahl von 100% soll durch die Überlasttests bei 10% erhöhter Drehzahl den Verdichter für leistungsstärkere Anwendungen qualifizieren und die Designgrenzen ausloten. Der geforderte Pumpgrenzabstand von 15% im Auslegungspunkt resultiert aus dem geforderten Drehzahlbereich, der einer Verstimmung der Verdichterstufenbelastungsverteilung bei Teillast, dem transienten Betriebspunktwechsel und dem über die Laufzeit zu erwartenden Verschleiß der Laufspalte und Geometrie Rechnung trägt.

Darin sind auch die Komponenten des 2-stufigen Radialverdichters dargestellt. Die Strömung wird über einen 90° Intake mit Streben dem ersten Laufrad ohne Drall zugeführt und Arbeit durch den Rotor eingetragen. Im dahinter liegenden Keildiffusor wird in den geformten Strömungskanälen zwischen den Keilschaufeln die Strömungsgeschwindigkeit verzögert. In der nachfolgenden 180° Umlenkung (u-turn) wird die Strömung den Rückführschaufeln zugeführt, um den Drall der Strömung auf dem Weg zum 2. Laufrad zu reduzieren. Das 2. Laufrad fügt der Strömung wieder Arbeit zu und der dahinter liegende Keildiffusor und Radialdiffusor übernimmt die Aufgabe der Verzögerung der sehr hohen Austrittsgeschwindigkeiten hinter dem Laufrad. Der Drallreduzierer verzögert die Strömung durch weitere Umlenkung in den Schaufelreihen (de-swirler) und steuert damit den Restdrall und die Machzahl in die Brennkammer.

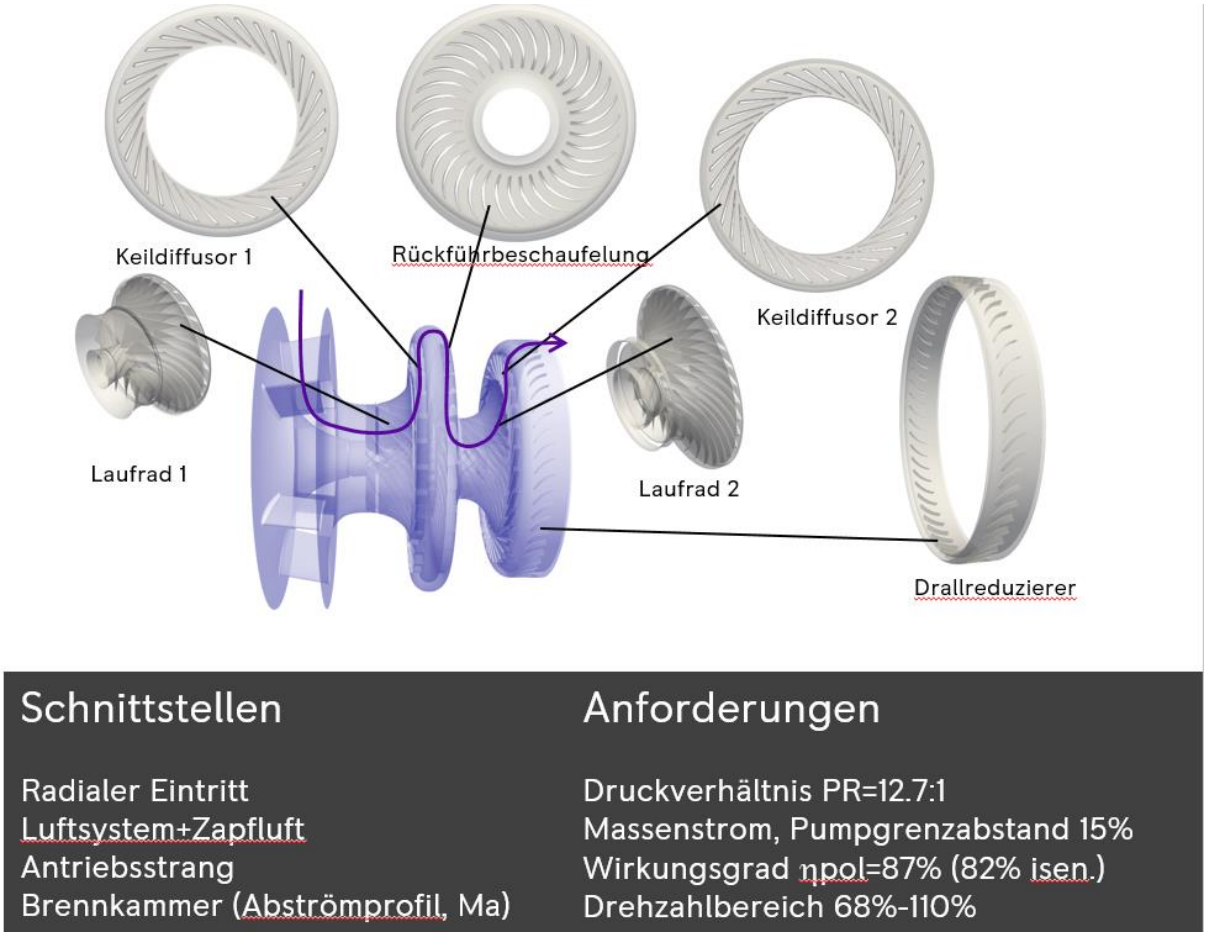


Abbildung 6.1: Verdichteranforderungen

6.2 AP1.2 Schnittstellen zu benachbarten Modulen

Radialer Eintritt

Die Zuströmung in das Verdichterrig wurde hinsichtlich verschiedener Installationseffekte der Gasturbine durch das Ansauggehäuse analysiert. Die resultierenden Strömungsbedingungen am Verdichtereintritt können dazu führen, dass ein Vordrall und gegenläufige Wirbelsysteme entstehen können. Die auftretenden Muster am Eintritt sind in Abhängigkeit der Einlaufgeometrie in Abbildung 6.2 dargestellt. Die Rotationsrichtung des Rotors ist mit der roten Pfeilrichtung angedeutet.

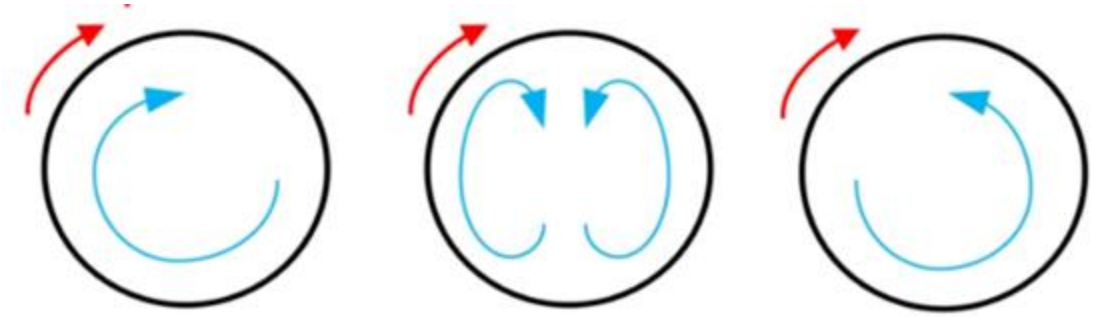


Abbildung 6.2: Dralleintrittsstörung (co-rotating bulk swirl; twin swirl; counter-rotating bulk swirl)

Je nach Drehrichtung des Vordralls kommt es zur lokalen Be- und Entlastung des Rotors, welches sich auf den Betriebsbereich auswirkt. Es wurden CFD Simulationen durchgeführt, um die Entwicklung von Eintrittsstörungen durch den Ansaugkrümmer des Radialverdichtereinlaufs zu untersuchen. Die am Eintritt des Krümmers aufgeprägte Drallstörung wird dabei auf dem Weg zum Laufradeintritt stark abgeschwächt. Die Reduktion des Dralls ist in Abbildung 6.4 deutlich zu erkennen.

Zusätzlich zu den Dralluntersuchungen wurden perforierte Gitter in den radialen Teil des Einlaufes eingebracht, die für eine Konditionierung der Strömung an den Seitenwänden sorgen sollen und im Ausgangszustand die Umfangssymmetrie gewährleisten. Zusammen mit der Einlaufgeometrie, welche die Strömung aus der Ansaugstrecke in das Rig überführt, ist der Effekt des Gitters mit Spalten an den Endwänden in der linken Darstellung von Abbildung 6.3 zu erkennen. Die geschwächte Strömung hinter der 90° Umlenkung im oberen Teil des Einlaufs kann damit wieder ausgeglichen werden, die Grenzschicht gestärkt und der erwarteten realen Zuströmbedingung in späteren Anwendungen angenähert werden.

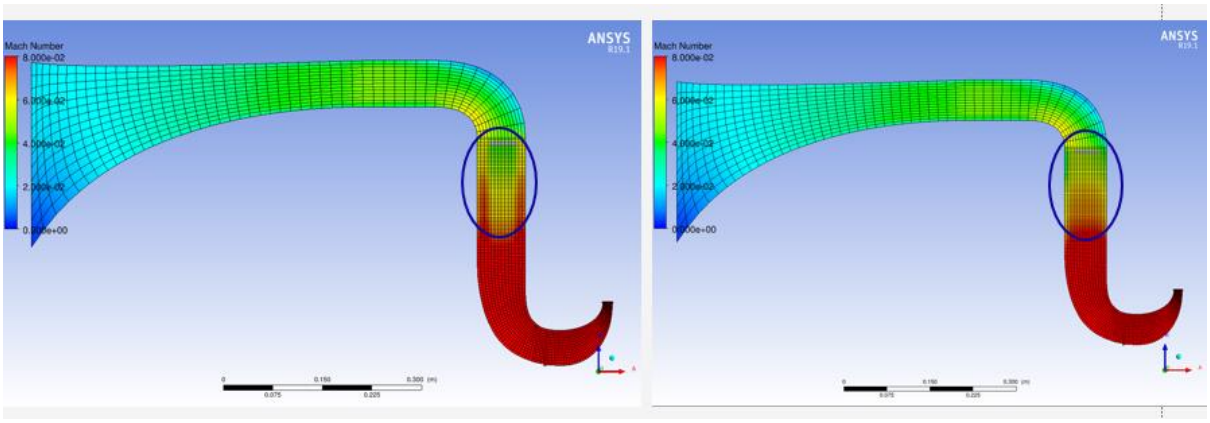


Abbildung 6.3: Einfluss des eingebrachten Störgitters zur Strömungskonditionierung (links mit Strömungskonditionierung mittels Gitter; rechts ohne Gitter)

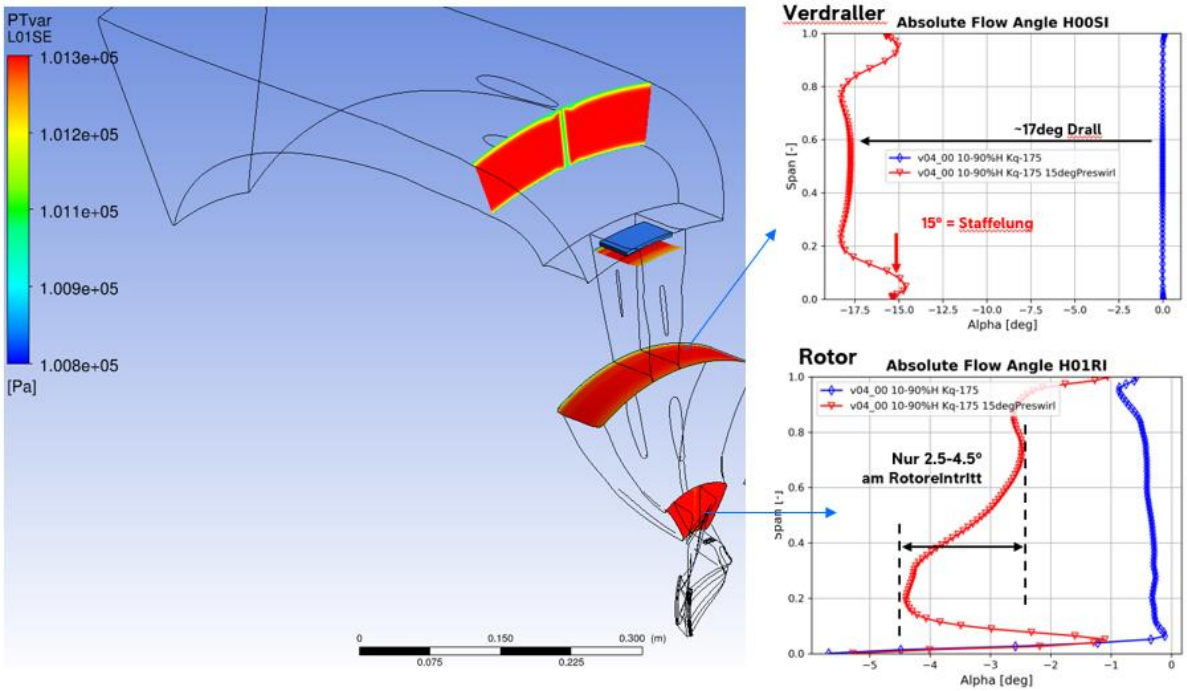


Abbildung 6.4: Aufprägung und Abschwächung des Vordralls zur Beurteilung von Eintrittsstörung

Zusätzlich wurden Drallerzeuger und deren Anordnung in der Zuströmung ausgelegt, um halbseitig einen Gleichdrall und gegenüberliegend einen Gegendrall aufzuprägen. Diese Anordnung soll zusammen mit zusätzlichen Druckstörgittern die Minderung der Pumpgrenze des Verdichters hervorrufen, wie sie durch eine schlechte Zuströmung in den Intake des Verdichters in der realen Anwendung auftreten kann. Ziel war es die schlimmste Kombination hinsichtlich der Betriebsbereichseinschränkung des Verdichters zu ermitteln, um die Robustheit des Verdichterkennfelds für spätere mögliche Installationseffekte in der Anwendung freigeben zu können. Die Definitionen der Profile für die Drallerzeuger und die Lochmuster zur Erzeugung der halbseitigen Druckstörung wurden von RRD ausgelegt und an FTTD zur Designumsetzung übergeben. Abbildung 6.5 zeigt die in den gegenüberliegenden Verdichterhälften gegenläufige verdrallte Zuströmung mit Druckstörung und dessen Einfluss auf die Verdichterkennlinie aus dem SAE inlet distortion report.

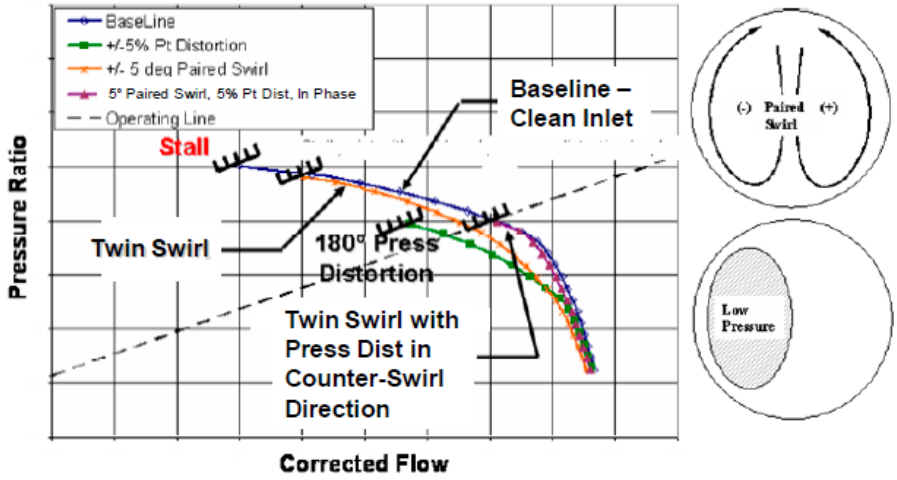


Abbildung 6.5: Dralleintrittsstörung (co-rotating bulk swirl; twin swirl; counter-rotating bulk swirl), Quelle: SAE-AIR5686 "A methodology for Assessing Inlet Swirl Distortion"

Die Drallverteilung und -intensität wurde aus einer Installationsrechnung mit Intake abgeleitet. Die einflutige Zuströmung von der Flugobjektaußenseite in den Ringraum des Radialverdichterintakes führte dabei zu dem im SAE Report beschriebenen gegenläufigen Drallprofil am Radialverdichtereintritt (siehe Abbildung 6.6).

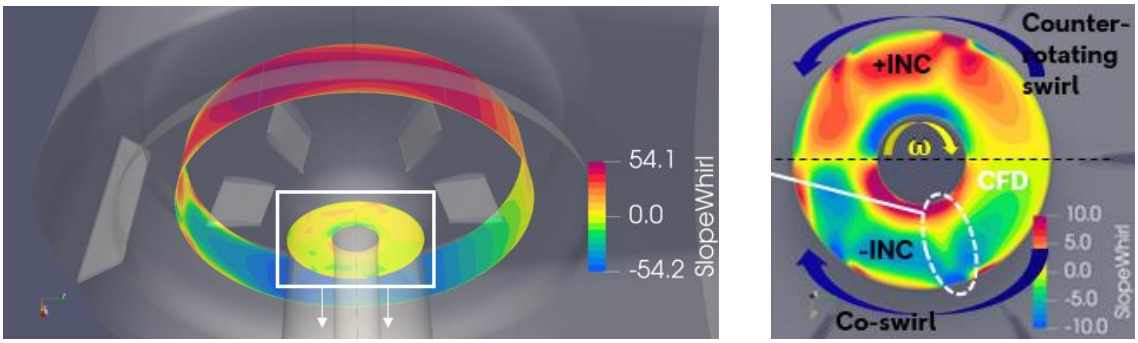


Abbildung 6.6: Eintrittsstörung aus einflutiger Luftzuführung von der Flugkörperaußenhaut zum Radialverdichtereintritt (links: Drall am Ringraumeintritt, rechts: in der Laufradzuströmung)

Die Anordnung im Rig erlaubt es das drallerzeugende Gitter als auch die einseitige Druckstörung (rote Linien in Abbildung 6.5) auf der Gleichdrall- oder Gegendrallseite im Prüfstand ein- und auszubauen. Die Konfigurationen für die Testkampagne sind in Abbildung 6.7 dargestellt.

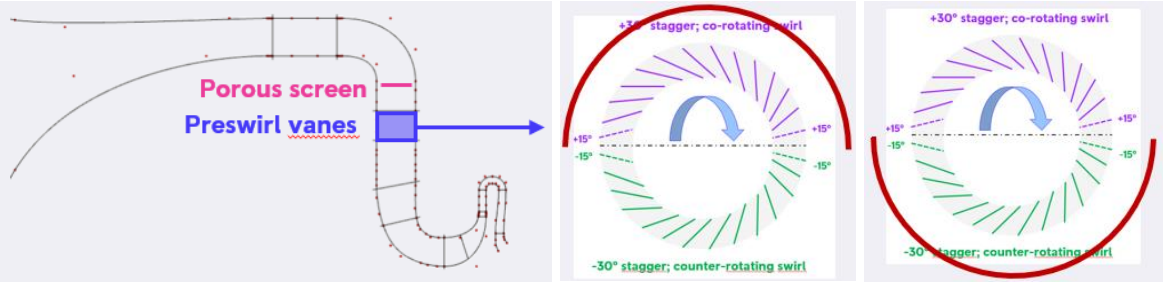


Abbildung 6.7: Einbringung des halbseitigen Gegen- und Gleichdralls und der überlagerten Druckstörung

Die Teilung und Schaufellänge der Profile für die Drallerzeugung und insbesondere der Übergangsbereich vom Gegendrall zum Gleichdrall wurde mittels Diffusionszahl im Radialteil des Inaktes ausgelegt. Die Flächenabnahme mit abnehmendem Radius vom Eintritt der Profile zum Austritt der Vordrallerzeuger und die Winkeländerung wurde dabei berücksichtigt. Die zunehmende Belastung im Übergangsteil vom Gleichdrall in den Gegendrall wurde durch ein Einblenden über jeweils 2 Schaufeln realisiert (wie in Abbildung 6.8 mit dem roten Kreis gekennzeichnet).

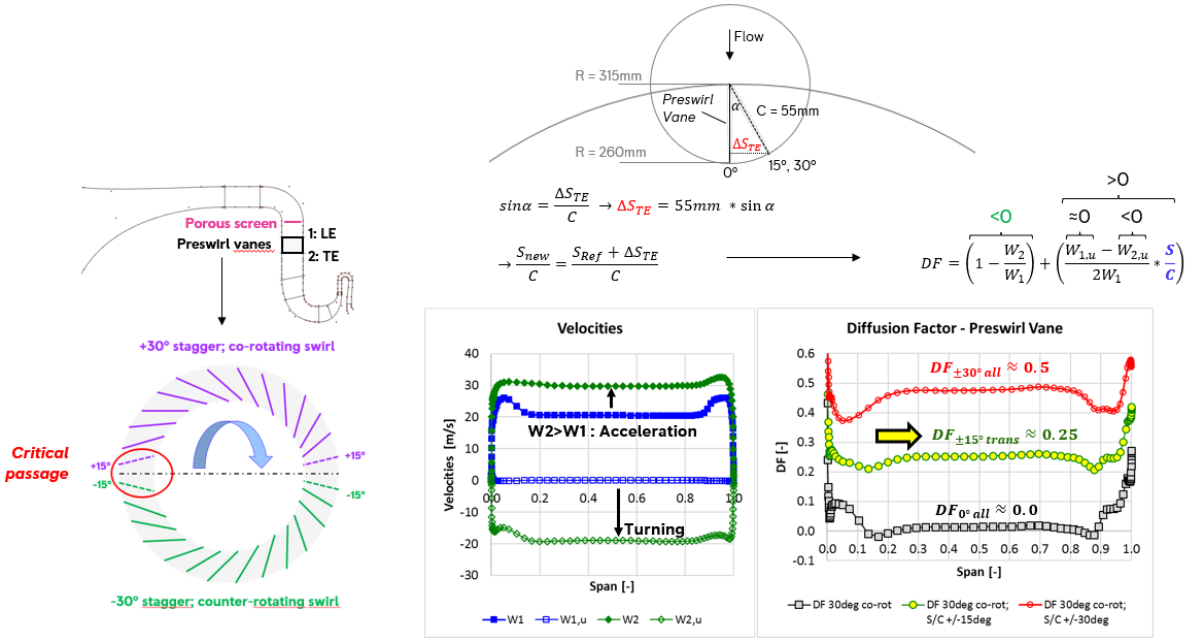


Abbildung 6.8: Drallerzeugerprofilauslegung mittels Diffusionszahl im radialen Ringkanal der Laufradzuströmung

Der Drall der Strömung nimmt durch die Beschleunigung der Strömung im Radialintake auf dem Weg vom Drallerzeuger (H00SI hinter dem Drallerzeuger) bis zum Laufradeintritt (H00RI Rotoreintritt) ab. Aus den 30° Staffelungswinkel ergeben sich aufgrund des zuvor beschriebenen Radiuseffekts ein Austrittsströmungswinkel von ca. 40° und resultiert in einer Winkelvarianz von -7.5° am Gehäuse bis +6° an der Nabe am Rotoreintritt. Die Winkelverteilung über der Kanalhöhe am Laufradeintritt ist in Abbildung 6.9 zu erkennen. Durch die starke Stromlinienkrümmung vom radialen Einlauf in die axiale Zuströmung des Rotors kommt es zur starken Verzerrung der Winkelverteilung.

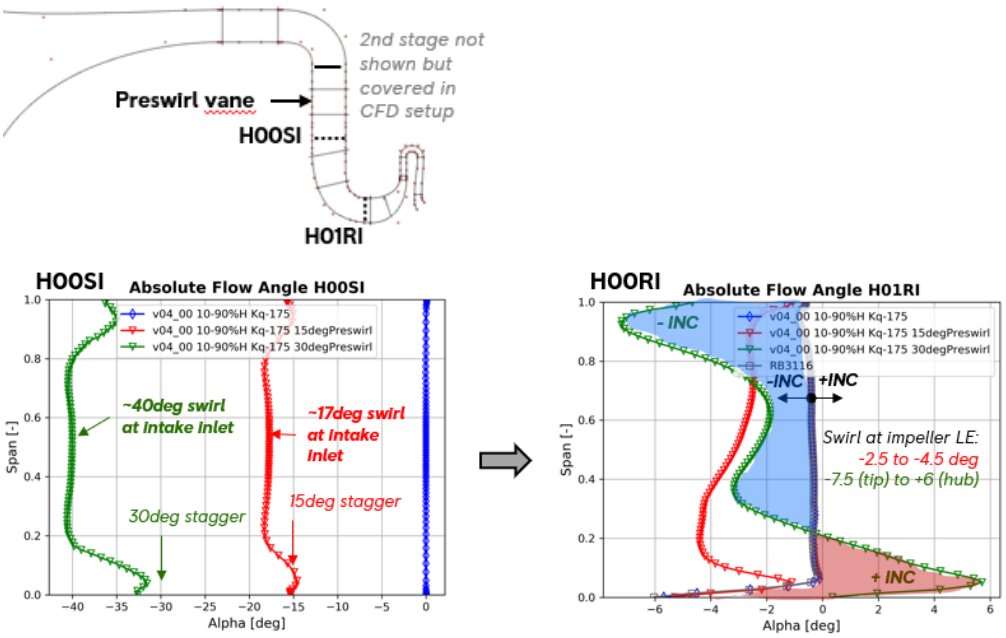


Abbildung 6.9: Drallverteilung hinter Drallerzeuger und am Eintritt in das Laufrad

Die Drallstörung wurde nach der CFD Auslegung an FTTD übertragen und im Design umgesetzt.

Luftsystem und Zapfluft

Die vordere Stufe wurde mit einem Umfangsschlitz versehen, der es dem Verdichter erlaubt, bei hohen Drehzahlen zusätzliche Luft aus der Umgebung anzusaugen und bei geringen Belastungen Luft aus dem Verdichter abzublasen. Die Spaltposition und Größe wurde so am Gehäuse des Rotor 1 eingebracht, dass im Auslegungspunkt zur Erzielung hoher Wirkungsgrade keine oder kaum Luft ausgetauscht wird. Die beiden Strömungszustände für Auslegungsdrehzahl und Überlast sind in als relative Machzahl in Abbildung 6.10 einer Ebene nahe des Gehäuses verdeutlicht. Der rote Pfeil kennzeichnet im rechten Diagramm darin die aus dem Verdichter austretende Luft und der blaue Pfeil, die angesaugte Luftmenge.

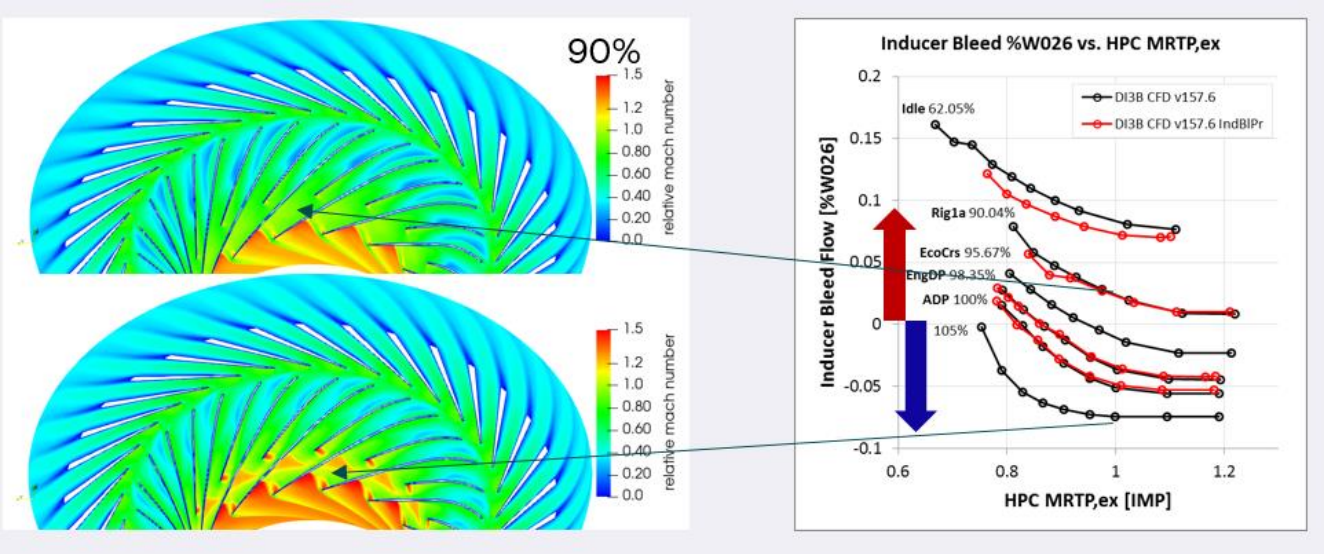


Abbildung 6.10: Ansaug- und Abblaseluft Rotor1

Deutlich zu erkennen ist darin die geglückte Auslegung der Spaltposition zum neutralen Verhalten des „inducer bleed“ im Auslegungspunkt. Die ausgetauschte Luftmenge wird im Rig über den einstellbaren Gegendruck im Zapfluftsystem des Prüfstandes variiert und die Robustheit analysiert.

Neben dem Ansaug- und Abblasesystem über dem Rotor 1 kommt zusätzlich die Zapfluftentnahme zwischen den Stufen zum Einsatz, um die Belastungsverteilung zwischen den beiden Stufen zu steuern. Eine zusätzliche Menge an abgeblasener Luft entlastet dabei die vordere Stufe und belastet die hintere Stufe. Die Luftmenge (%W26) wird dabei wie in Abbildung 6.11 bezogen auf den Eintrittsmassenstrom der vorderen Stufe in % über der aerodynamischen Drehzahl des Rotors eingestellt.

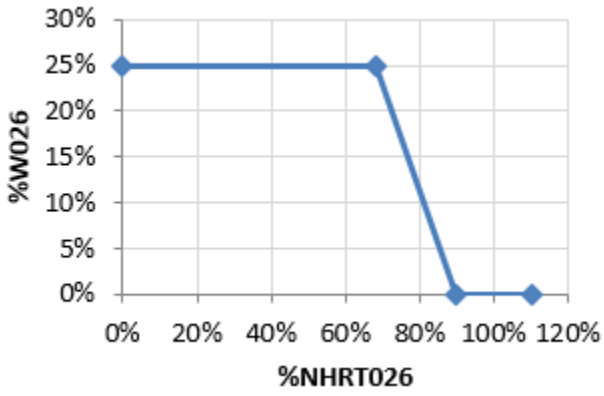


Abbildung 6.11: Zapfluftmengen zwischen den Stufen

Im Auslegungspunkt bei 100% NHRT026 wird keine Zapfluft benötigt, da beide Stufen des Kompressors stabil arbeiten. Bei Teillastdrehzahlen unterhalb von 70% NHRT026 der

Auslegungsdrehzahl werden jedoch 25% des Eintrittsmassenstroms hinter der 1. Stufe abgeblasen, um den erforderlichen Betriebsbereich (bzw. Stabilität des Verdichters) sicherzustellen.

Die Zapfluftentnahmegeometrie wurde ebenfalls in 3D-CFD Simulationen detailliert, um für die variablen Zapfluftmengen einen Entnahmeport mit ausreichender Größe und möglichst geringen negativen Einflüssen auf den dahinter liegenden Rotor der 2. Verdichterstufe auszulegen. Die minimalen und maximalen Luftmengen wurden berechnet und verschiedene Geometrien zur Strömungsführung an der Entnahmestelle gerechnet und bewertet. Das Ergebnis der Rechnung ist in Abbildung 6.12 gezeigt. Im rechts dargestellten Machzahl Konturplot ist zu erkennen, dass die Strömung auch bei den geforderten hohen Massenströmen von 25% des Eintrittsmassenstroms noch entnommen werden kann, ohne zu Sperren (Mach=1 würde einer Roteinfärbung entsprechen).

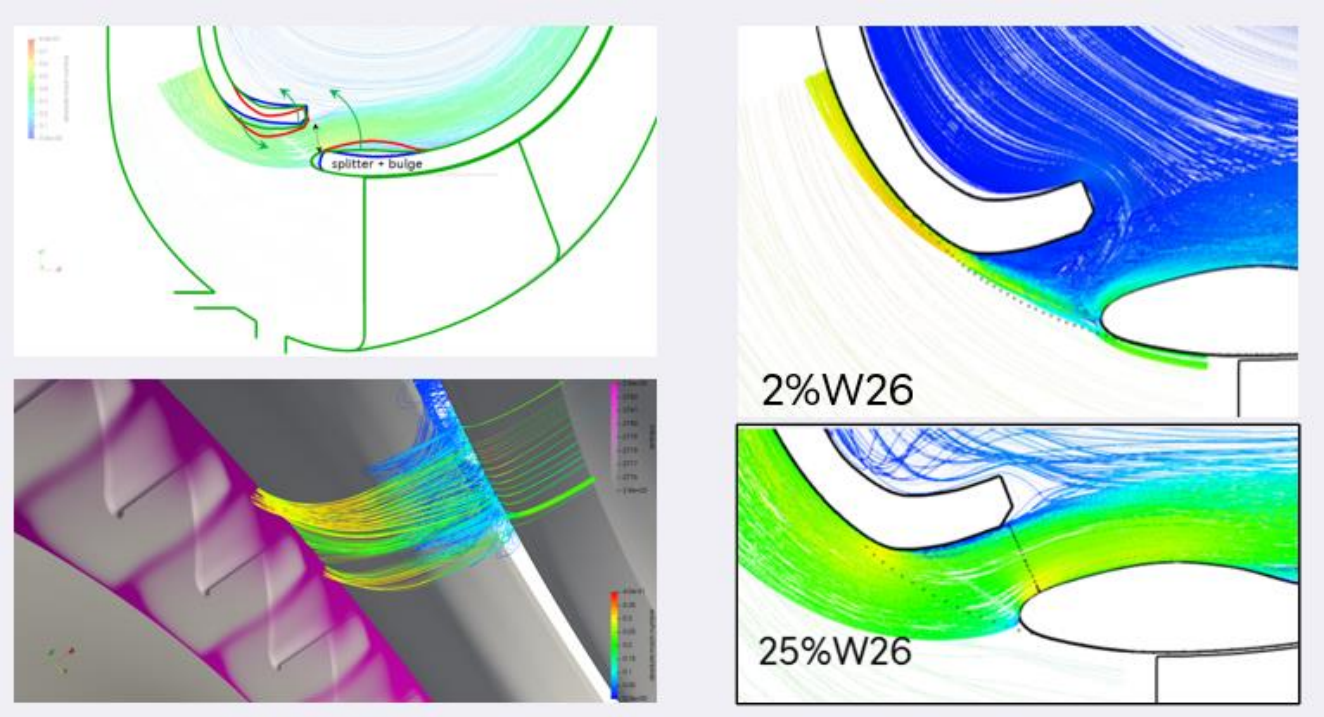


Abbildung 6.12: Zapfluftentnahme Modellierung (CFD)

Die Vorauslegung des Zapfluftsystems unter Berücksichtigung der minimalen und maximalen benötigten Luftmengen im Test wurde abgeschlossen und die Werte an Anecom Aerotest übermittelt. Des Weiteren wurde die Systemluft für die Bereitstellung der erfolderlichen Drücke und Luftmassenströme während des Betriebs des Verdichterrigs in Schnittstellendokumenten definiert und zwischen FTTD als Rigdesigner und Anecom Aerotest als Prüfstandsbetreiber abgestimmt. Somit kann sichergestellt werden, dass später im Test die repräsentativen Betriebsbedingungen für das Rig vorliegen und die Ergebnisse auf die reale Anwendung im Gasturbinengenerator übertragen werden können.

Brennkammerschnittstelle

Am Austritt des Verdichters zur Brennkammer hin befindet sich hinter dem 2. Rotor ein weiterer Keildiffusor und eine drallreduzierende Schaufelreihe, die den statischen Druckrückgewinn bei gegebenem Bauraum möglichst hoch ausfallen lassen sollen. Die Machzahlen werden dabei zur Brennkammer hin stark reduziert. Die notwendige Verzögerung der Strömung ist sehr anfällig gegenüber Ablösungen der Strömung bei Betriebsabweichungen. Die Interaktion der Keildiffusorabströmung mit der drallreduzierenden Austrittsleitschaufel und dem Aufstaueffekt des stromab gelegenen Brenners wurde zusammen berechnet, um die Instabilität der Strömung zur Brennkammer zu berücksichtigen. Die deutliche Abhängigkeit der Strömung von den benachbarten Komponenten ist in dem Vergleich der unterschiedlichen Behandlung der Schaufelschnittstellen in der CFD Berechnung in erkennbar (siehe Abbildung 6.13). Während die Strömung mit der umfangsgemittelten („mixing plane“) Methode im Austrittsleitrad gleichförmig über dem Umfang umgelenkt wird, kommt bei der gekoppelten Mehrpassagenrechnung, die Schwäche der von dem Keildiffusornachlauf beaufschlagten Passage zum Vorschein. Der zusätzliche Aufstaueffekt (Potentialeffekt) der Brennkammer-Brennerelemente kann die Strömung lokal zum Ablösen bringen.

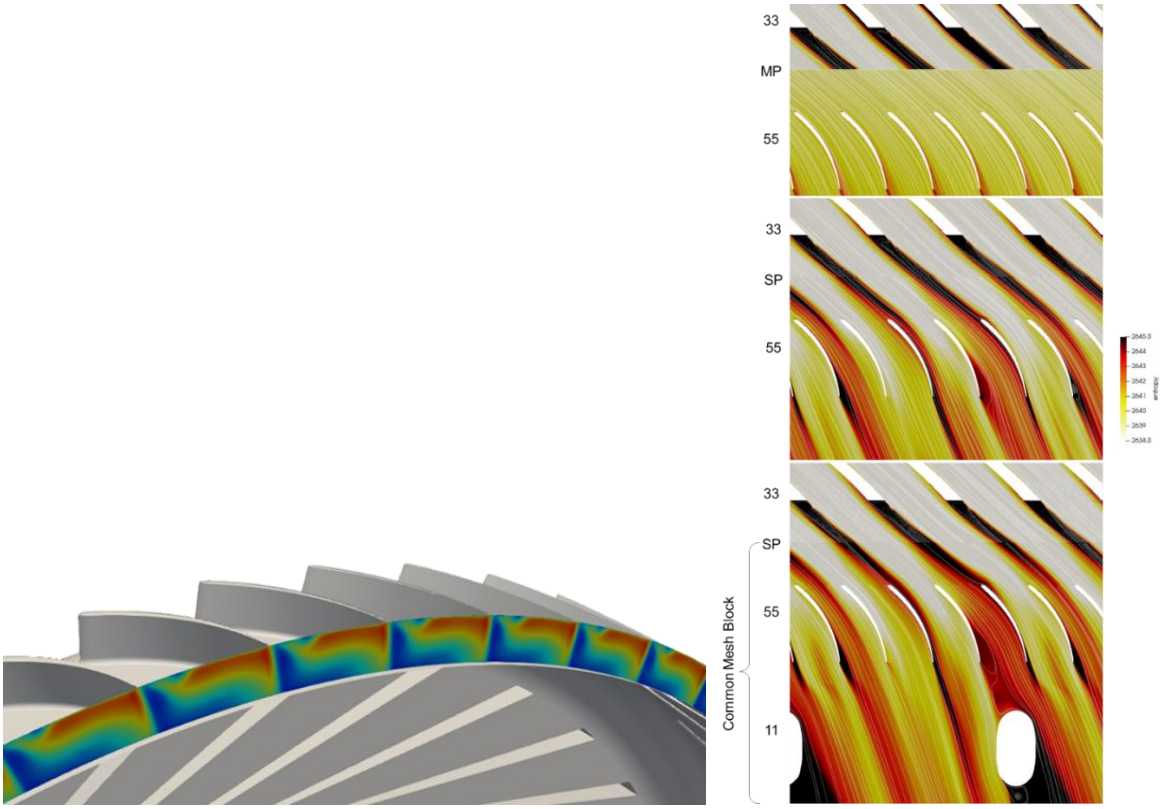


Abbildung 6.13: Brennkammerschnittstelle

Der Drallreduzierer und Diffusor am Austritt des Verdichters in die Brennkammer wurde bereits während der aerodynamischen Auslegung des Gaspfades genauer betrachtet und verschiedene Behandlungen der Schnittstellen zwischen den Keildiffusoren und den Drallreduziererschaufeln in den CFD Berechnungen verwendet, um die Blockage am Austritt des Verdichters in die Brennkammer besser vorherzusagen und für die Brennkammerauslegung weiterzugeben. Es

wurden starke Verlustgebiete identifiziert, die mittels kontrollierter Diffusionssteuerung durch die Flächenanpassung entlang der Diffusorannuluslinien reduziert werden konnten. Die genauen Designschritte und Änderungen, die zur Verbesserung der Zuströmung in die Brennkammer geführt haben, sind im nachfolgenden Kapitel der aerodynamischen Auslegung erläutert.

6.3 AP1.3 Aerodynamische und mechanische Verdichterauslegung

Die aerodynamische Auslegung beruht auf CFD Simulationen, die mit der Rolls-Royce Software Hydra durchgeführt wurden. Das parametrische Model wurde in der kommerziellen Software CAESES der Firma Friendships aus Potsdam-Babelsberg aufgebaut und in den kommerziellen Vernetzer IGG/Autogrid von Numeca übertragen. Die Diskretisierung des Gaspfades erfolgt in Bevor die einzelnen integrierten Verbesserungen und Technologien vorgestellt werden, ist zunächst das Gesamtkennfeld des ausgelegten Verdichters in Abbildung 6.14 und Abbildung 6.15 dargestellt. Rechts sind die Charakteristiken der Einzelstufen zu erkennen. Die besondere Herausforderung des 2-stufigen Radialverdichterdesigns wird anhand der unterschiedlichen Steilheit der Stufen-Charakteristiken deutlich. Die prozentuale Veränderung des Massenstroms mit Androsselung der Stufen ist in der hinteren Stufe viel stärker ausgeprägt als in der Frontstufe. Die vordere Stufe muss folglich bei Androsselung des Gesamtverdichters einen deutlich größeren Anteil des zusätzlichen Arbeitseintrags leisten. Nur mit Hilfe von Ansaug- und Abblaseluft („inducer bleed“) im ersten Rotor kann der Verstimmung des Verdichters entgegengewirkt werden, so dass der geforderte Arbeitsbereich in allen Betriebspunkten gewährleistet werden kann. Die geforderten 15% Pumpgrenzabstand gegenüber der Arbeitslinie, die sich als Betriebslinie des Verdichters im Kennfeld in Verbindung mit der Turbine ergibt, können für alle Drehzahllinien in der CFD Simulation gewährleistet werden. Abbildung 6.14 zeigt für den höchsten Drehzahlpunkt im Kennfeld immer noch einen ausreichenden Pumpgrenzabstand von 20%.

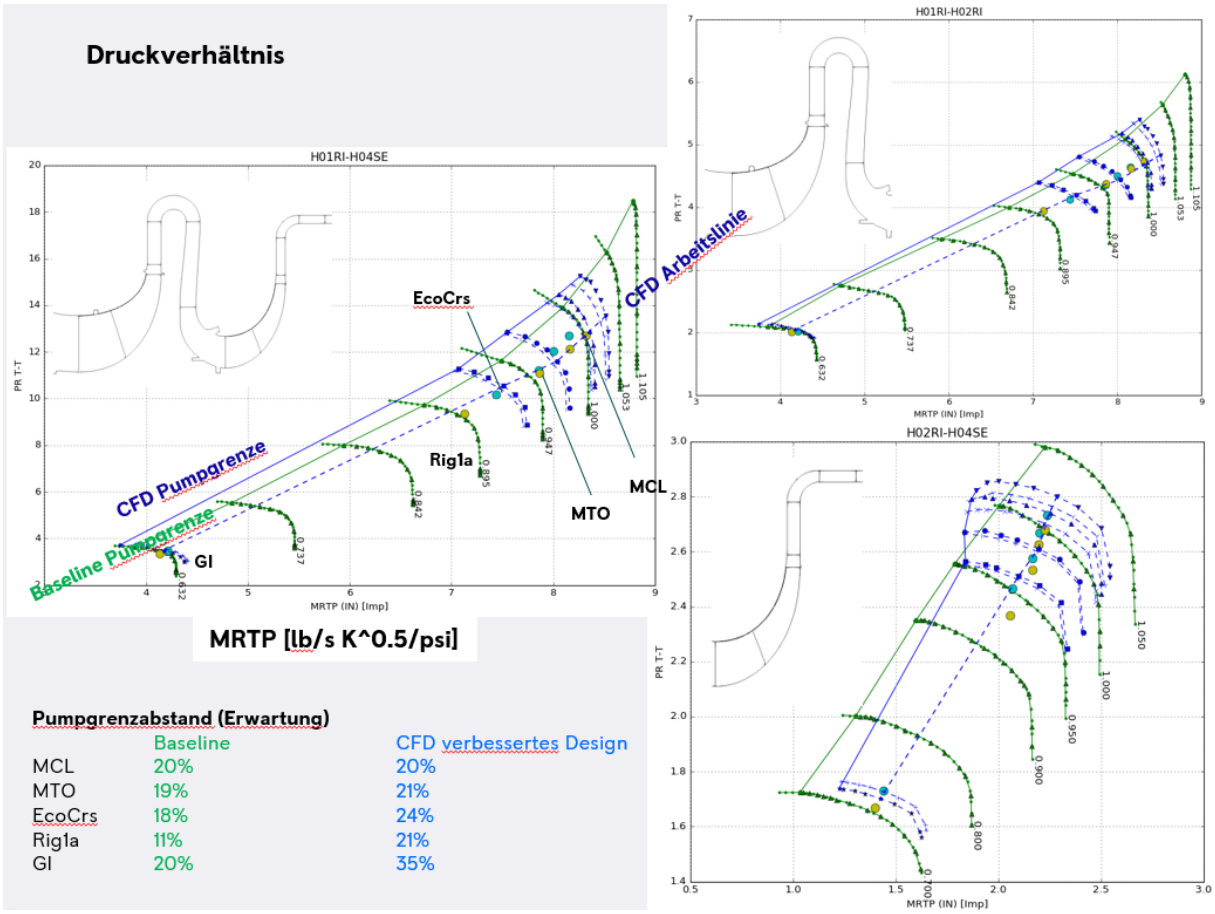


Abbildung 6.14: Druckverhältnis über Massenstrom des Verdichters bei verschiedenen Betriebsdrehzahlen (Verdichterkennfeld).

Der erzielte isentrope Wirkungsgrad beträgt in der 1. Stufe 87% und in der 2. Stufe 88%, wie in Abbildung 6.15 zu erkennen ist. Mit der gewählten Arbeitseintragsaufteilung der Stufen im Gesamtverdichter werden somit 85% isentroper Wirkungsgrad laut CFD Simulation erzielt und somit der Zielwert aus der Antragstellung von mind. 82% übertroffen. Die CFD Auslegung tendiert zur Überbewertung des Wirkungsgrades der Stufen gegenüber dem später zu erwartenden Testergebnis aus dem Verdichterprüfstand. Dennoch zeigt die CFD Simulation deutlich das Potential des Verdichters die Anforderungen (Effizienz, Betriebsbereich) aus dem Antragsziel zu erfüllen. Dies wurde im Rahmen des Abbruchmeilenstein-Berichtes und -Vortrages beschrieben.

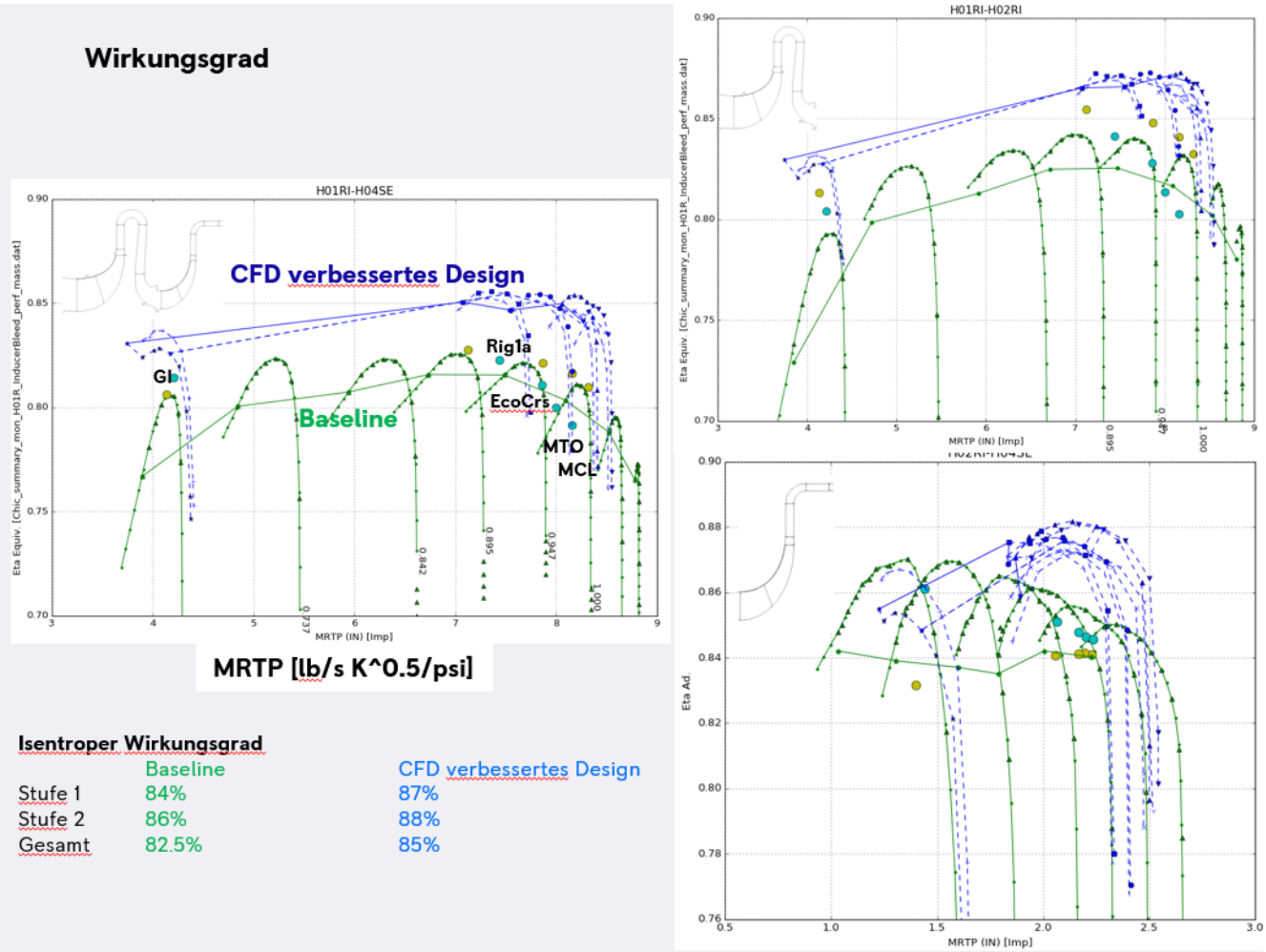


Abbildung 6.15: Isentroper Verdichterwirkungsgrad (CFD in Blau)

Die aerodynamischen Besonderheiten des Verdichters, um dieses Ziel erreichen zu können, wurden in AP1.2 vorgestellt.

Im Nachgang an die aerodynamische Auslegung und ersten Festigkeitsrechnungen der Laufräder des Rigs für das PDR wurden aeroelastische Untersuchungen angestoßen, um die dynamischen Belastungen der Schaufeln auf den Laufrädern zu untersuchen. Hierzu wurde ein aeroelastisches Modell aufgesetzt, welches die Vernetzung aus der reinen CFD Simulation für die Strömung beinhaltet und zusätzlich die Eigenformen der Schaufeln aus der Festigkeitsrechnung für das Anregefrequenz-Antwortverhalten bzw. die Deformation der Schaufeln bei Schwingungsanregung und das Abklingverhalten aufgrund der aerodynamischen Dämpfung der umgebenden Strömung beinhaltet. Die Vernetzung des Rotors mit „inducer bleed“ ist in Abbildung 6.16 gezeigt. Es wurden weitestgehend strukturierte Netze verwendet, um eine gute Konvergenz der numerischen Simulation zu erzielen.

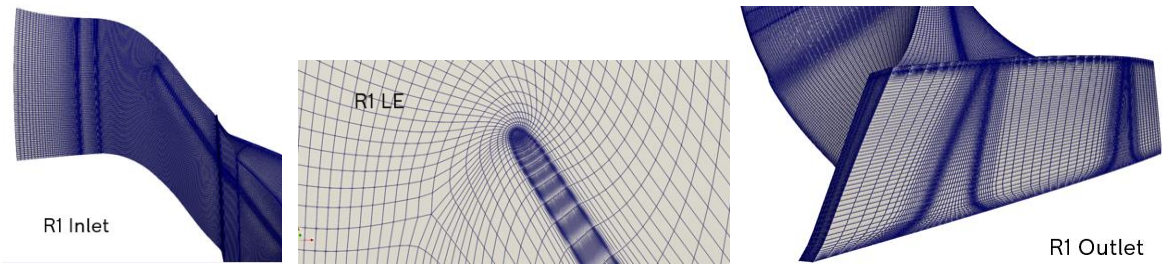


Abbildung 6.16: CFD Netz für die aeroelastische Simulation

Das Campbell Diagramm aus der Rotor1 Festigkeitsanalyse aus dem PDR Review ist in Abbildung 6.17 dargestellt, um die Anregung der hohen Eigenform (Mode) des Rotors durch die stromab liegenden Keildiffusoren (33 Stück gleichförmig am Umfang verteilt) bei hohen Drehzahlen nahe des Designpunkts (100% Drehzahl) aufzuzeigen.

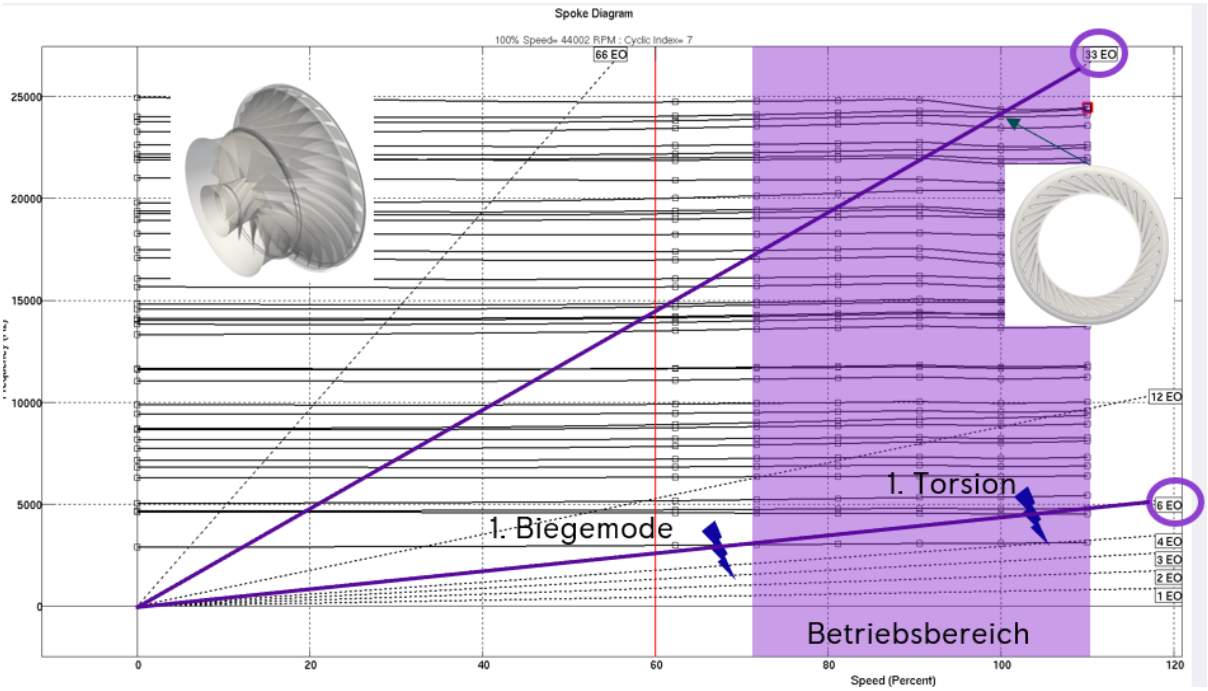


Abbildung 6.17: Campbell Diagramm für Rotor1 (Eigenformen und deren Schnittpunkte mit Engine-Order Anregung im Betriebsbereich des Rotors)

Es wurden insgesamt 3 Betriebspunkte instationär gerechnet, um die dynamischen Lasten auf das Laufrad zu ermitteln. Die Auswertungen der Anregeamplituden zeigen für die Betriebspunkte in Abbildung 6.18 in Orange, Grün und Lila für die zunehmende Belastung auf der Verdichterkennlinie hohe Anregungen der Moden 27, 35 und 37 durch die stromabgelegenen Keildiffusorschaufeln (33 Stck).

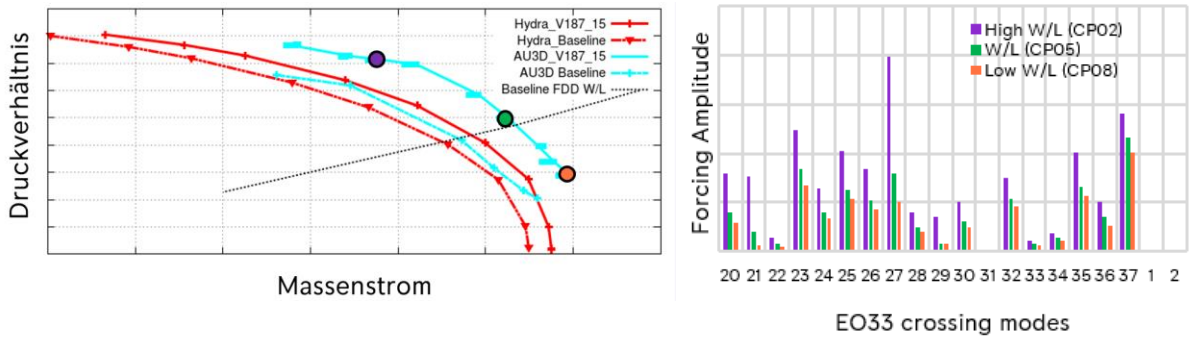


Abbildung 6.18: Schwingungsanregung (rechts) des Laufrades aufgrund der stromab gelegenen Keildiffusoren für 3 Betriebspunkte auf der Verdichterkennlinie (links)

Bei genauerer Betrachtung der Strömung am Übergang von der Rotorhinterkante zum Diffusoreintritt und den dort positionierten Keildiffusorschaufeln fällt eine starke Interaktion der Stoßkopfwelle der Keildiffusoren mit den Rotorhinterkanten nahe der Gehäusesektionen auf. Die starke Zunahme der Interaktion mit zunehmender aerodynamischer Belastung (von links nach rechts) bei Betriebspunkten oberhalb der Arbeitslinie des Verdichterauslegungspunktes ist in Abbildung 6.19 anhand der Machzahlkonturen und der Ausbildung eines saugseitigen Überschallgebietes zu erkennen. Die Stoßfront (Ma>1 gelbe Zonen) ist an der Anhäufung der schwarzen Isolinien senkrecht zur Keildiffusorschaufeloberfläche zu erkennen, die im hohen Belastungspunkt Richtung Schaufelhinterkante des Laufrades zeigt.

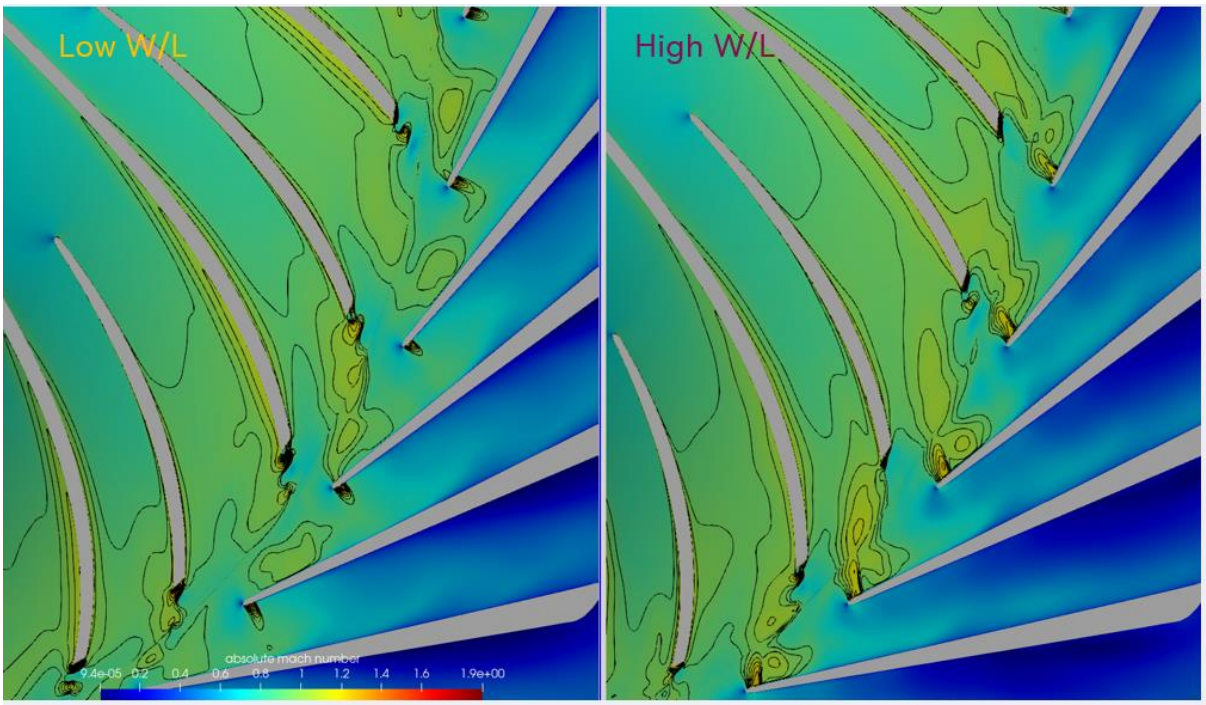


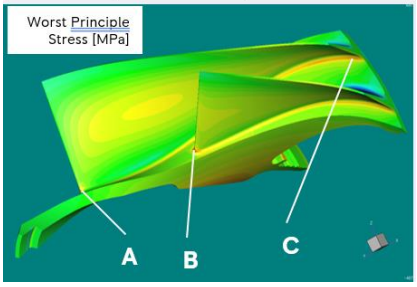
Abbildung 6.19: Interaktion zwischen Rotorschaufelhinterkante und Stoßkonfiguration an der Keildiffusorschaufelvorderkante

Diese Interaktion wird für die starke Anregung des Laufrades verantwortlich gemacht und ist aufgrund der höheren Machzahlen der vorderen Stufe gegenüber der hinteren Stufe nur dort

anzufinden. Die Analyse der 2. Stufe zeigte keine bedenklichen dynamischen Anregungsmechanismen.

Leider führt diese Interaktion zur Anregung von Moden (Eigenformen) des Rotor1, die auch Energieeinträge und Belastungen an den Schaufelvorderkanten bewirken. Die dynamischen Lasten führen an diesen kritischen Stellen nahe der Übergangsradien der Splitterschaufelvorderkanten in die Rotorscheibe zu unzulässig hohen Materialbelastungen. Diese würden zwar kein spontanes Versagen des Impellers hervorrufen, aber für den dauerhaften Betrieb nicht tragbar wären. Die Spannungsüberhöhungen der betroffenen Eigenformen sind in der Tabelle 1 zusammengefasst. Hierbei werden die höchsten Belastungen als Kombination aus den statischen und dynamischen Lasten auf dem Rotor identifiziert und der Materialbelastungsgrenze gegenübergestellt. Alle Dauerfestigkeitswerte (Endurance) oberhalb von 100% kennzeichnen in der Tabelle Moden, die an einer der kritischen Positionen die Festigkeit des Materials überschreiten und sich zu einer dauerhaften Schädigung des Laufrades an der Stelle akkumulieren. Durch die hohe Frequenz der Schwingung wären sehr schnell die notwendigen Zyklen für ein Versagen des Bauteils an dieser Stelle erreicht. Es wurde berechnet, dass max. 7 Minuten Betrieb in diesem Resonanzzustand ausreichen würden, um das Laufrad zu schädigen.

Versagens-position	Modes	Lebensdauer Vorhersage
A	33	≈7-8 minutes
B	37,38,40	
C	36	



mode [-]	excited nodal diameter [-]	EO origin [-]	wave direction [-]	endurance ratio Au3d [%]	frequency-based off resonance [%]	remarks	resonance speed according to Spoke diagram [%NH]	Simulation speed [%NH]
33	5	33	backward	146	13		87,5	99,2
34	5	33	backward	9	9		91,3	99,2
35	5	33	backward	33	8		92,2	99,2
36	5	33	backward	105	6		93,2	99,2
37	5	33	backward	60	5		94,9	99,2
38	5	33	backward	102	0		98,9	99,2
39	5	33	backward	31	0		99,0	99,2
40	5	33	backward	91	-2		100,8	99,2

Tabelle 1: Lebensdauervorhersage für Rotor1 vor Verbesserung mit dynamischer Schwingungsanregung durch Strömung (Endurance-Werte oberhalb 100% führen zur dauerhaften Schädigung)

Es wurden zwei Stränge verfolgt, um das Problem und Risiko für das Rig und eine zukünftige Anwendung zu bewerten.

Beim 1. Strang wurde in Zusammenarbeit mit der BTU Cottbus ein verfügbarer Radialverdichterrotor aus Ti64 einer Schwingungsanalyse im Vakuumkessel mit Anregung durch ein Piezoaktuator und Bewegungsmessung mit Hochgeschwindigkeits-Laservibrometer des Instituts unterzogen, um die Eigenformen der hohen Moden aus der FEM Simulation nachzuweisen. Ziel der Untersuchung war es, die Reaktion des Rotors an der kritischen Stelle an der Splitterschaufelvorderkante aufgrund der Anregung an der Hinterkante zu verifizieren. Abbildung 6.20 zeigt ein solches Muster.

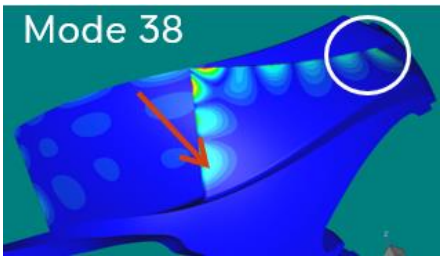


Abbildung 6.20: Hohe Eigenform des Laufrades mit Anregung an Splitterschaufelhinterkante (weißer Kreis) und starker Auslenkung an der Vorderkante (roter Pfeil)

Der 2. Strang befasste sich mit der Übertragung der Ergebnisse aus der multi-disziplinären Stress-Aero-Optimierung des Radialverdichterlaufrades für einen Frontstufentest am DLR in Köln auf das Laufraddesign. Die Optimierung zeigte eine deutliche Reduktion der statischen Lasten durch die Verkürzung der Splitterschaufel ohne Kompromisse in der Aerodynamik einzugehen. Mit der Verbesserung der statischen Lasten im Laufrad an den kritischen Stellen, kann eine höhere dynamische Last akzeptiert werden, bevor die Festigkeitsgrenzen des Materials überschritten werden. Zusätzlich wurde für den Betrieb des Rigs bei 110% bereits zum PDR festgelegt, dass anstelle von Ti64 ein höherfestes Ti6246 Material zum Einsatz kommen soll. Somit werden auch die Materialbelastungsgrenzen verbessert, was sich unmittelbar in der Erhöhung der Dauerfestigkeit widerspiegelt.

Im Folgenden werden beide Stränge detailliert erläutert und die Ergebnisse dargestellt.

Die Schwingungsuntersuchung des Rotors fand an der BTU Cottbus im Unterauftrag statt. Zunächst wurde eine optische Vermessung der Realgeometrie des Rotors bei RRD durchgeführt und die Segmente mit den Haupt- und Splitterschaufeln an die BTU Cottbus zur Vernetzung und Nachrechnung per finite Elemente übergeben. Dabei stellte sich heraus, dass die Netzanpassung von der Ausgangsgeometrie ausgehend keine hinreichende Auflösung der Realgeometriekanten erzielen konnte und entsprechende Abweichungen in den Ergebnissen zu verzeichnen war (siehe Abbildung 6.21).

Abbildung 6.21: Realgeometrievernetzung des Laufrades für die Festigkeitsuntersuchung per Morphing (links) und direkter Vernetzung

Nach Verbesserung der Netzfeinheit, konnten die Kanten und Realgeomtriefeatures (wie beispielsweise die ungenaue Fertigung des Übergangsradius am Einblendpunkt in die Schaufel) aufgelöst werden und die Übereinstimmung der Ergebnisse mit dem Test deutlich verbessert werden.

Die Testdurchführung wurde in der Vakuumkammer des Instituts durchgeführt. Der Prüfstand mit eingebautem Vibrometer mit Sichtfenster an der Oberseite zur punktuellen Messung der Schaufelbewegung ist in Abbildung 6.22 zu erkennen. Der Rotor im Inneren des Prüfstandes wird durch einen Piezo-Aktuator mit verschiedenen Frequenzen angeregt und die sich einstellenden Eigenformen der Schaufeln mit dem Vibrometer abtraversiert.

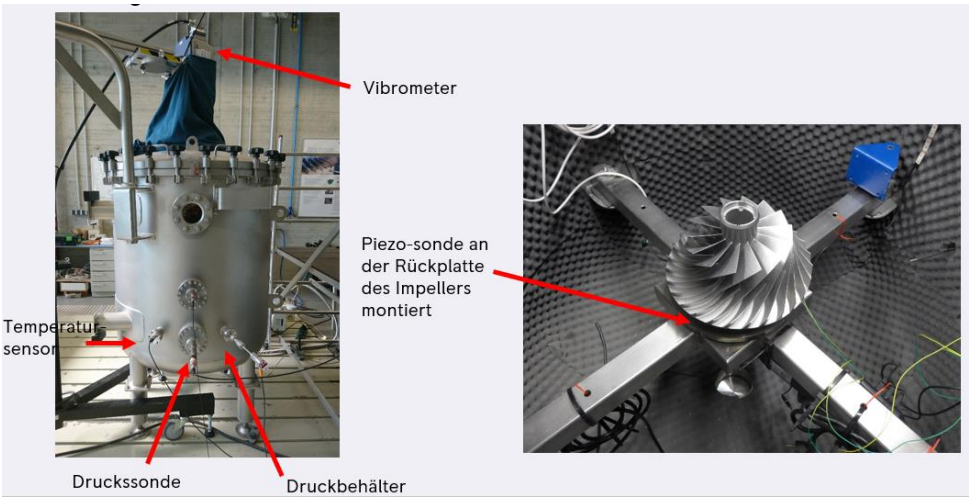


Abbildung 6.22: Vakuumkammer mit Verdichterlaufrad und Piezoanregung zur Erfassung der Eigenformen der Laufradschaufeln

Es entsteht ein flächiges Bild der Eigenform mit den Amplituden der Schwingungen an den Scanpunkten. Als einfacher Nachweis der Genauigkeit des Verfahrens wurden die Fundamentalmoden zwischen dem Realgeometriemodell und der Messung verglichen. Die Übersteinstimmung ist auf ca. 1% in der Frequenzbestimmung genau. Die geometrische Varianz der Schaufeln wurde in den Berechnungen und Tests sehr gut erfasst. Abbildung 6.23 zeigt die gute Übereinstimmung der Ergebnisse.

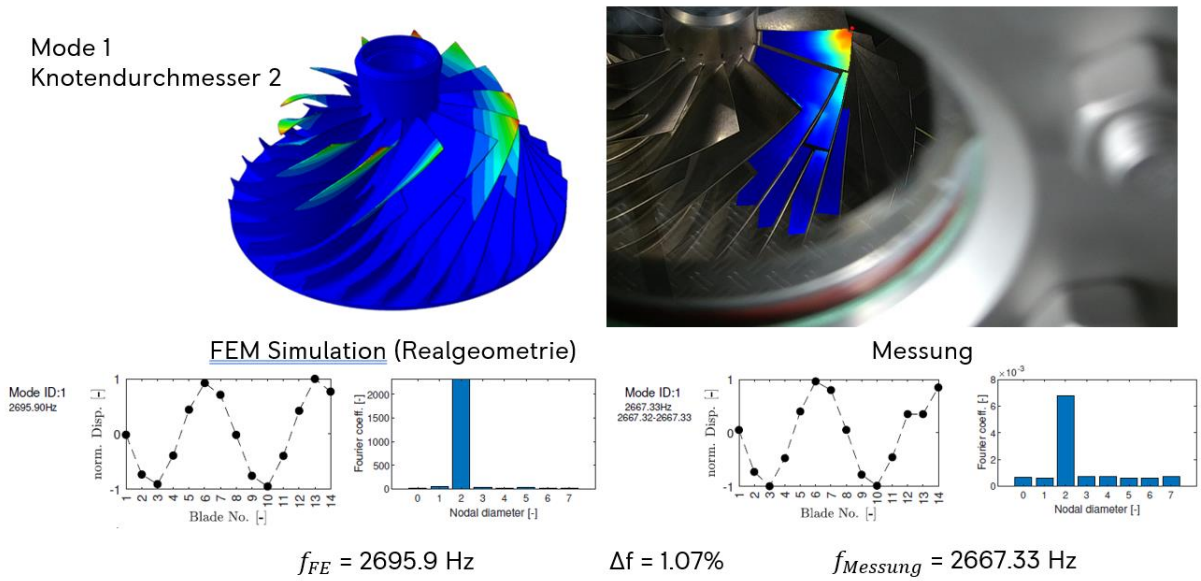


Abbildung 6.23: Vergleich der Fundamentalmode der Laufradschwingung für Mode1 (Knotendurchmesser 2) zwischen Realgeometrie FEM Simulation und Messung

Als wichtigstes Ergebnis der Messung konnte nachgewiesen werden, dass auch die hohen Moden und Knotendurchmesser in Realität auftreten und die Eigenformen mit den Anregungen an der Hinterkante des Rotors starke Bewegungsenergie an den Vorderkanten verursachen. Es ist demnach mit starken Einschränkungen der Dauerfestigkeit aufgrund der hohen Moden zu rechnen, da sich die komplexen Eigenformen tatsächlich auch in realen Schaufeln mit Fertigungsstreuung einstellen (wie in Abbildung 6.24 zu sehen). Die für die hohen Moden erforderliche Erweiterung der Auswertungsmethode wurde auf der ASME 2024 in London publiziert [29].

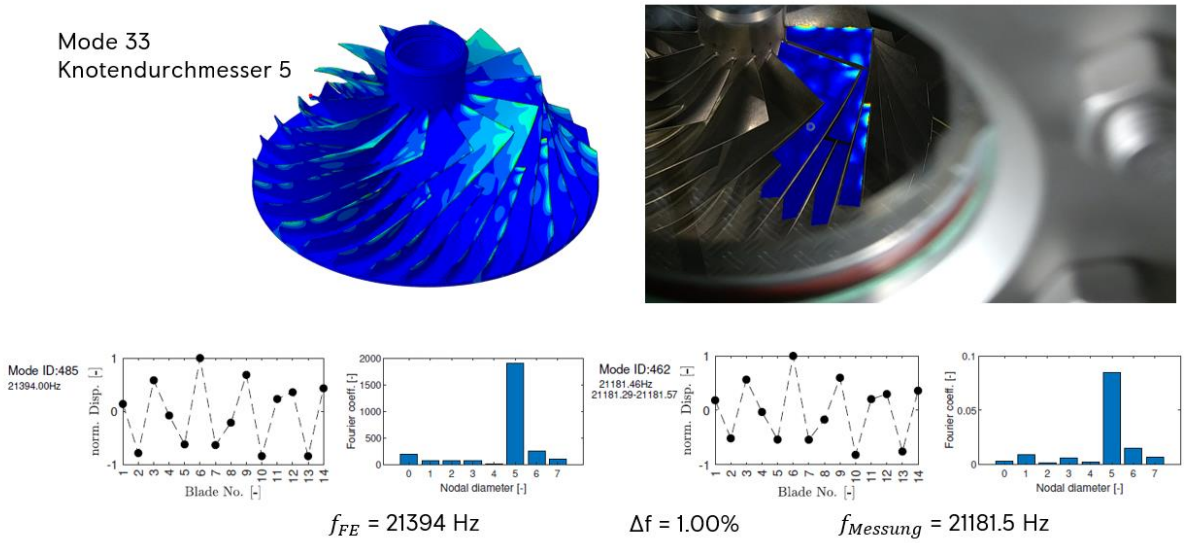


Abbildung 6.24: Hohe Eigenform des Radialverdichterlaufrades im Vergleich zwischen FEM Simulation der Realgeometrie (links) mit dem Test (rechts)

Der 2. Teil zur Problembehandlung der unzureichenden Dauerfestigkeit des vorderen Rotors nutzte die Erkenntnisse aus der im parallellaufenden Vorhaben der AG Turbo mit dem DLR Köln durchgeführten Laufradoptimierung. Es konnte herausgearbeitet werden, dass die Verkürzung und Ausrichtung der Splitterschaufel in Fliehkraftrichtung zur deutlichen Reduktion der statischen Lasten in der Schaufelvorderkante führen, ohne dabei die aerodynamischen Eigenschaften der Verdichterstufe zu verschlechtern. Diese und weitere in Abbildung 6.25 zusammengefassten Maßnahmen wurden ergriffen, um die statische Belastung der Schaufeln zu reduzieren.

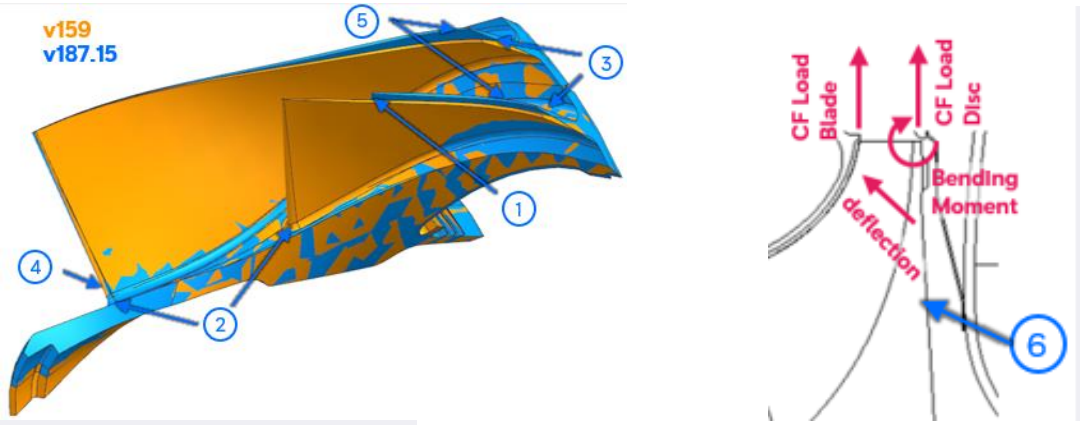


Abbildung 6.25: Maßnahmen zur Reduktion der statischen Last des Radialverdichterlaufrads der Stufe 1

Mit den Änderungen des Laufrades konnten zusammen mit der Verwendung des höherfesten Titanwerkstoffes die Kriterien für die Dauerfestigkeit des Laufrades erfüllt werden.

Die aeroelastische Analyse wurde mit dem neuen Laufrad wiederholt und eine ausreichende Dauerfestigkeit (Werte alle unter 100% Endurance Ratio) erzielt (siehe Abbildung 6.26).

V159		V187.15	
	ER [%] @ 99.2%NH		ER [%] @ 99.2%NH
M33	143	M31	2
M34	9	M32	40
M35	33	M33	10
M36	105	M34	15
M37	60	M35	54
M38	102		
M39	31		
M40	91		

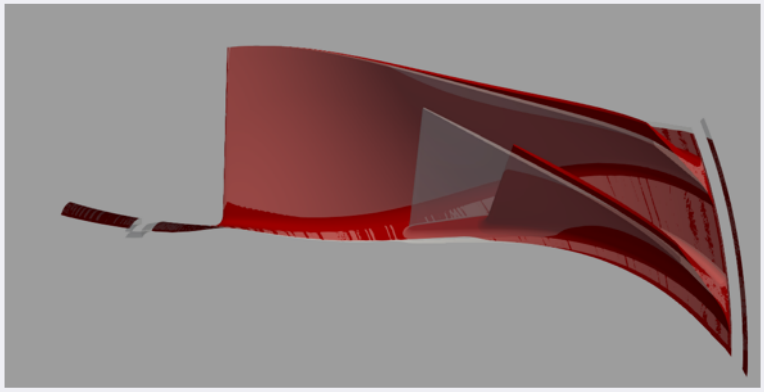


Abbildung 6.26: Dauerfestigkeit des neuen Laufrads nach Verbesserung der statischen Lasten durch Redesign und Verwendung von Ti6246 als Laufradmaterial

Es schloss sich eine aerodynamische Analyse an, um sicherzustellen, dass der Wirkungsgrad und die Stabilität der Stufe nicht unverhältnismäßig absacken. Die Ergebnisse der aerodynamischen Analyse sind zusammen mit den Anpassungen für das fertigungsbezogene Design im nächsten Kapitel dargestellt.

Darin enthalten sind auch die Anpassungen des Keildiffusormetallwinkels an die Zuströmbedingung im kritischen Zustand, um die Stoßinteraktion mit der Laufradhinterkante abzumildern und die Ausformung der Keildiffusorhinterkante in Ellipsenform, um die Verluste im Nachlauf der Keildiffusorschaufeln und der sich im Diffusor anschließenden Verzögerung zu verringern. Die elliptische Form der Keildiffusorschaufeln ist in Abbildung 6.27 dargestellt.

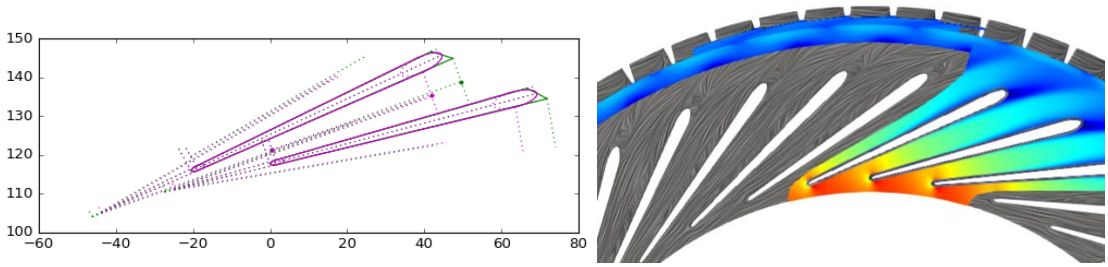


Abbildung 6.27: Keildiffusor mit elliptischen Vorder- und Hinterkanten

Zusätzlich wurde die Diffusion über den Drallreduzierer am Austritt des Verdichters in die Brennkammer überarbeitet, um die Verluste in den stark belasteten Seitenwandbereichen zu reduzieren. Die Flächenanpassung im Schaufelkanal konnte die nabenseitige Ablösung der Strömung deutlich reduzieren (in Abbildung 6.28 2. Bild von links von blau zu grün).

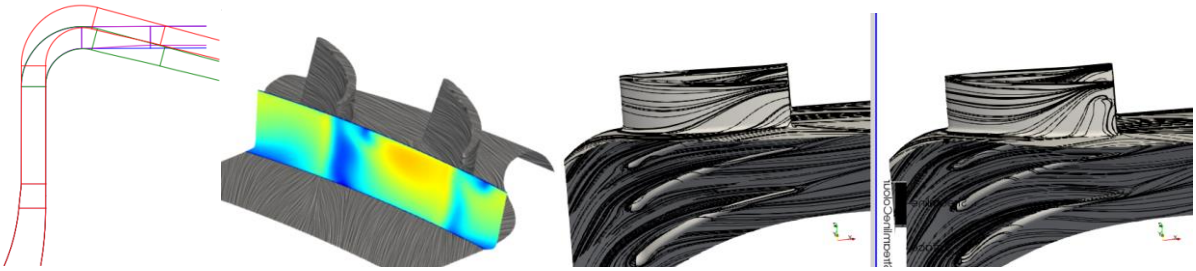


Abbildung 6.28: Drallreduzierer mit Flächenkontraktion im Schaufelkanal

Die verlorene Diffusion wurde mittels eines höheren Radius des Radialdiffusors ausgeglichen (rote Kurve). In der Mitte der Darstellung ist die verbesserte Strömung gezeigt. Danz rechts ist die nabenseitige Ablösung der Referenzgeometrie in den Oberflächenwandschubsspannunglinien auf der Saugseite der Schaufel im hinteren Bereich zu erkennen. Im Rig wurde die Flächenkontraktion wegen der Modularität des Rigs und der Einbausituation des Drallreduzierers nicht mit dem Knick des Strömungskanals nach unten erzeugt, sondern durch die Kontraktion des Strömungskanals in der achsparallelen Abströmung in die Brennkammer generiert (Lila Linie in Abbildung 6.28). Dies erzeugt im Prüfstand den gleichen aerodynamischen Effekt, ohne das Prüfstandskonzept anpassen zu müssen.

7 HAP 2 Fertigungsbezogenes Design

7.1 AP2.1 Bewertung und Auswahl Fertigungsverfahren

Es wurden Fertigungsmethoden in einem gemeinsamen Meeting mit dem LuFo VI/2 Programm AGIL in Cottbus für die statischen Verdichterbauteile erarbeitet und bewertet. Das Design Team befand sich im regelmäßigen Austausch mit dem AGIL Team, um weitere Bauteile zu identifizieren, die einen großen Gewichts- und Kostenvorteil durch neue Fertigungsmethoden versprechen.

Für die Bewertung von Fertigungsverfahren wurde in Zusammenarbeit mit dem RR Fertigungsstandort Oberursel die Parametrik des Rotors angepasst, um ein Flankenfräsen der Schaufeln zu ermöglichen. Die Geometrie muss hierzu im kalten, nicht-rotierenden Zustand parametrisiert werden, um eine Fertigung im Flankenfräsverfahren zu gewährleisten. Die aerodynamische Auslegung erfolgt allerdings für den Rotor im Betrieb und durchläuft daher einen cold-to-hot Prozess. Dieser Prozess beinhaltet die Übertragung der Ergebnisse aus der Festigkeitsberechnung, die alle Deformationen gegenüber der Ausgangsgeometrie enthält, in die Parametrisierung. Die Transformation der Geometrie wurde mit Hilfe des CAD-Systems von UG NX durchgeführt und somit einer Analyse der Auswirkungen des Fertigungsverfahrens auf die Aerodynamik im Betrieb des Verdichters zugänglich gemacht. Die Parametrisierung der Schaufel für das Flankenfräsen und die Unterschiede der heißen, rotierenden Schaufel gegenüber der kalten, stillstehenden Schaufel für die Fertigung sind in Abbildung 7.1 dargestellt.

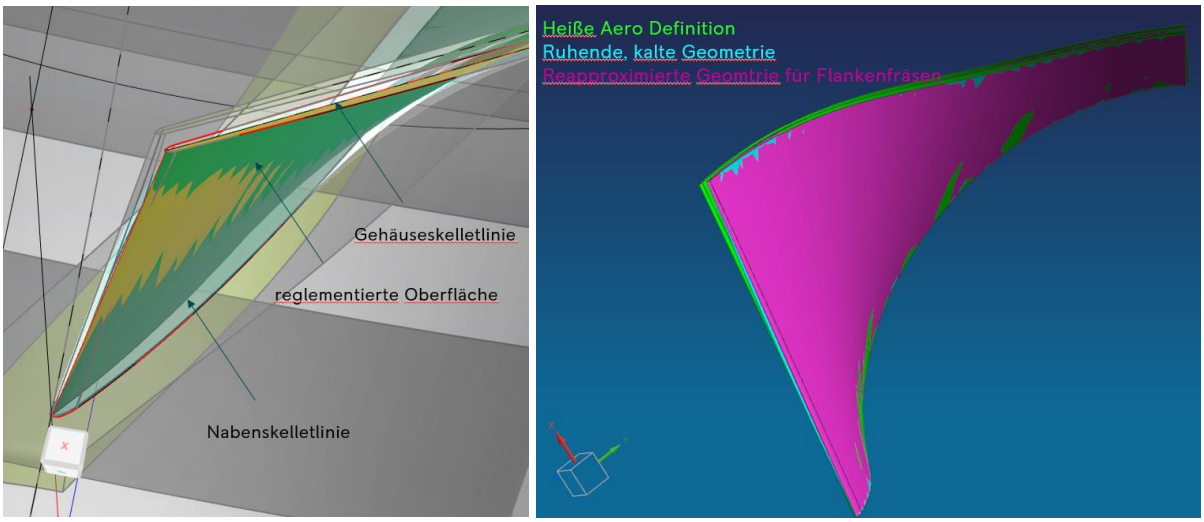


Abbildung 7.1: Parametrischer Aufbau der Schaufel für Flankenfräsen (links) und Heiß- zu Kalt- bzw. rotierend zu stillstehend Transformation (rechts)

Die Untersuchung wurde für beide Rotoren durchgeführt und konnte die Machbarkeit bestätigen. Die aerodynamischen Parameter konnten dabei beibehalten werden (siehe Abbildung 7.2, Vergleich zwischen Dunkelblau und Hellblau).

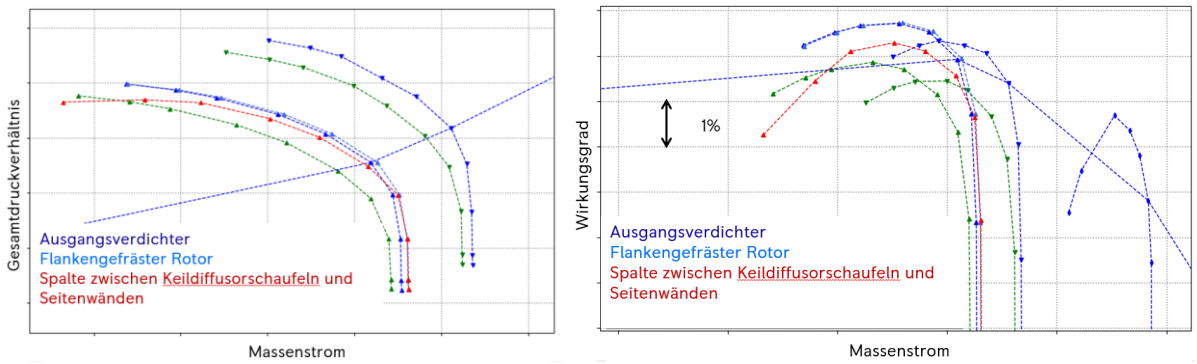


Abbildung 7.2: Verdichterkennlinie mit Fertigungseinflüssen bei 100% und 110% Drehzahl (hellblau: flankengefräste Laufräder)

7.2 AP2.2 Designableitung und Fertigungsanforderungen

Der Einfluss der Oberflächengüte auf den strömungsführenden Bauteilen wurde numerisch untersucht, um Richtlinien für die Oberflächenbearbeitung bzw. Nachbehandlung abzuleiten. Die Zunahme der Reynoldszahl zum hinteren Verdichterende bewirkt dabei unterschiedliche Anforderungen an die Oberflächengüte der Bauteile. Es wurde bis auf die gefräste Oberfläche des Rotor1 in allen Fällen empfohlen die Oberflächen nachzubehandeln, um tiefgreifende Wirkungsgradverluste und Verstimmungen der Stufenbelastungsverteilung wegen zunehmender Strömungsblockage in den Bauteilen zu unterbinden. Zusätzliche Rauheit wird in das System eingetragen, wenn Anstreifbeläge oberhalb der Rotoren zum Einsatz kommen, die einerseits die Spalte zwischen den rotierenden Schaufelspitzen und dem Gehäuse klein halten sollen, aber andererseits hohe Rauheiten aufweisen. In der Gesamtheit aller Rauheitseffekte wurde ein Wirkungsgradverlust von ca. 2% für die vordere Stufe und bis zu 7% auf der hinteren Stufe mit dem EARSM k-w Rauheitsmodell in der CFD-Simulation vorhergesagt (siehe Abbildung 7.3). Daraufhin wurde eine detaillierte Oberflächendefinition an den Rig- Unterauftragnehmer weitergegeben.

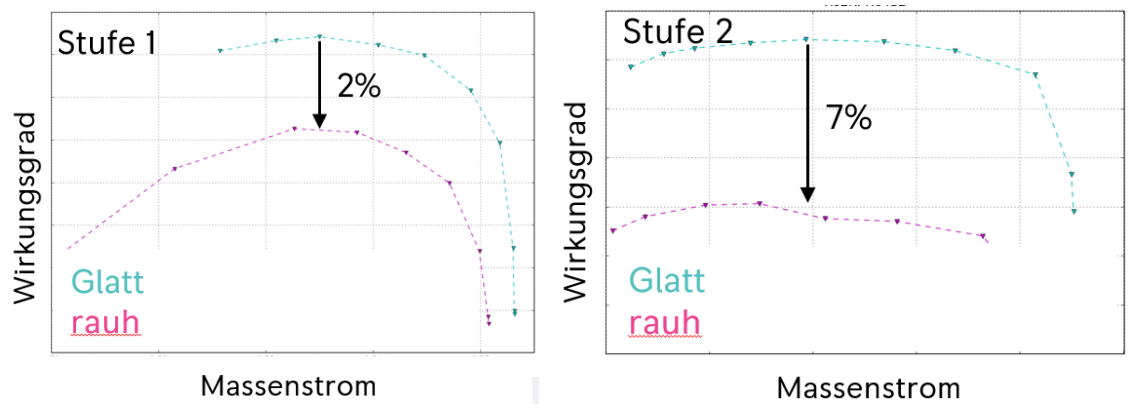


Abbildung 7.3: Einfluss der Oberflächengüte auf den Wirkungsgrad der Radialverdichterstufen

Einen weiteren starken Stellenwert bei der Auswahl der Fertigungsmethode für ein breites Verdichterkennfeld und hohe Wirkungsgrade nimmt die Spaltströmung im Gaspfad ein. So können mittels Feinguss komplexe 3D-Geometrien für die statischen strömungsführenden Bauteile hergestellt werden, die keine Spalte zwischen den Keildiffusoren und Kanalwänden entstehen lassen. Darüber hinaus kann durch eine gute thermale Abstimmung der Komponenten zueinander unter Berücksichtigung der Ausdehnungskoeffizienten und Thermalspannungen bzw. Steifigkeiten der Bauteile enge Spalte in den relevanten Betriebspunkten erzielt werden. In einer CFD Untersuchung wurde einerseits der Effekt der Spaltweiten in den Laufrädern untersucht und zusätzliche Spalte durch andere Herstellungsverfahren im Diffusor berücksichtigt. Im modularen Rigaufbau wurde der Diffusor durch 2 Teile zusammengesetzt, die einen Spalt zwischen Keildiffusorschaufeln, Rückführbeschaufelung und Drallreduziererschaufeln und den Kanalwänden aufweisen. Die Sensitivitäten des Verdichterkennfeldes gegenüber der Spaltweitenvariation ist in Abbildung 7.2 anhand der roten Kurve gegenüber der dunkelbauen Referenzkurve mit geschlossenem Spalt nachzuvollziehen. Ein Wirkungsgradverlust von 0.5% wird von der CFD für den Effekt des Keildiffusorschaufelspalts vorhergesagt. Der Druckaufbau bei hoher Androsselung der Stufe leidet durch die stärker werdende Spaltströmung bei diesen Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze des Verdichters. Für das Rig wurden Verbesserungen des Thermalverhaltens für die Einstellung kleiner Spalte iteriert.

Für das identifizierte komplexe Bauteil des Diffusors wurden die CAD Teile des Verdichters extrahiert und in Zeichnungen detailliert, um die Toleranz und Oberflächenanforderungen zu dokumentieren und zur Verfügung zu stellen. Diese Arbeiten liefen im Austausch mit dem LuFo Projekt AGIL. Die Diffusorgeometrie des Verdichters ist in Abbildung 7.4 zu erkennen.

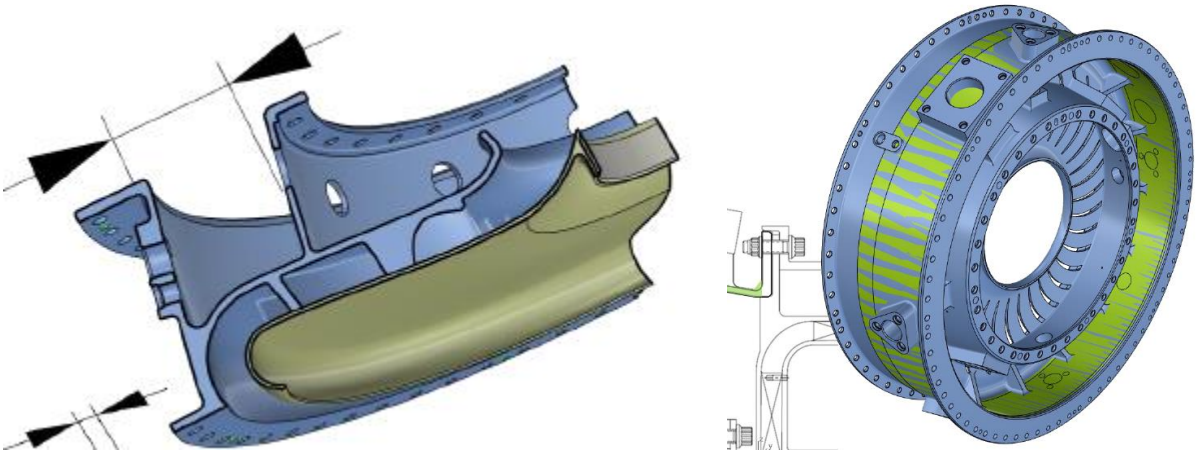


Abbildung 7.4: Diffusorgeometrie

7.3 AP2.3 Herstellung von Testbauteilen

Es wurden keine Testbauteile hergestellt.

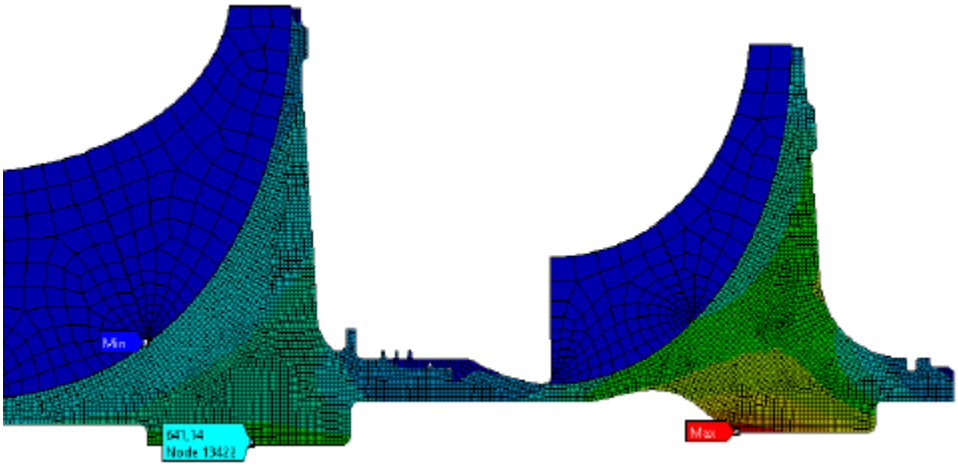
8 HAP 3 Rigaufbau und Validierung

8.1 AP3.1 Rigdesign und Instrumentierungsdesign

Die Rigspezifikation wurde aus den Testanforderungen abgeleitet, eine Konzeptstudie bei FTT Deutschland in Wildau (Lausitz) beauftragt und in einem Concept Design Review am 29.08.2022 und nach einer 2. Detaillierungsphase am 18.10.2022 abgekauft.

Die Festigkeit der Rotoren wurde durch FEM Simulationen bewertet. Die Besonderheit des Prüfstands besteht gegenüber dem Anwendungsfall des Verdichters in der Gasturbine für den Flugfall darin, dass das Kennfeld bei atmosphärischen Randbedingungen aufgenommen wird. Die aerodynamische Drehzahl ändert sich im Prüfstand nur aufgrund anderer Tagestemperaturen am Testtag während in einer Flugmission hohe aerodynamische Drehzahlen durch geringe Außentemperaturen im Steigflug auch bei vergleichsweisen geringen mechanischen Drehzahlen auftreten können. Umgekehrt müssen im Prüfstand teilweise höhere mechanische Drehzahlen bei den Umgebungstemperaturen angefahren werden, als sie je im Anwendungsfall erreicht werden, um die richtigen dichte- und temperaturabhängigen aerodynamischen Drehzahlen testen zu können. Die Einhaltung der aerodynamischen Drehzahl stellt hierbei die Machsche Ähnlichkeit des aerodynamischen Betriebszustandes bei verschiedenen Eintrittstemperaturen sicher. In der Konsequenz muss das Verdichterrig für höhere mechanische Belastungen ausgelegt werden, um das gesamte Kennfeld erfassen zu können.

Die durchgeführten Rechnungen zeigen, dass die Schwachstellen der Rotoren hinsichtlich der Fliehkraftlast im Scheibenfuß anzutreffen sind und die höchsten statischen Lasten an den Übergangsradien der Splitter-Schaufeln zu finden sind. Eine ausreichende Festigkeit mit ähnlichen Geometrien zur Zielapplikation konnte nur durch die Verwendung eines höherfesten Titanwerkstoffes in Kombination mit Iterationen der Scheibenaufdickung erreicht werden. Die Scheibenmodifikation ist in Abbildung 8.1 zu erkennen. Es wurde mehr Material in der Schaufelfußregion ergänzt, um die höheren Lasten der bis zu 10% höheren Drehzahl dauerhaft tragen zu können.



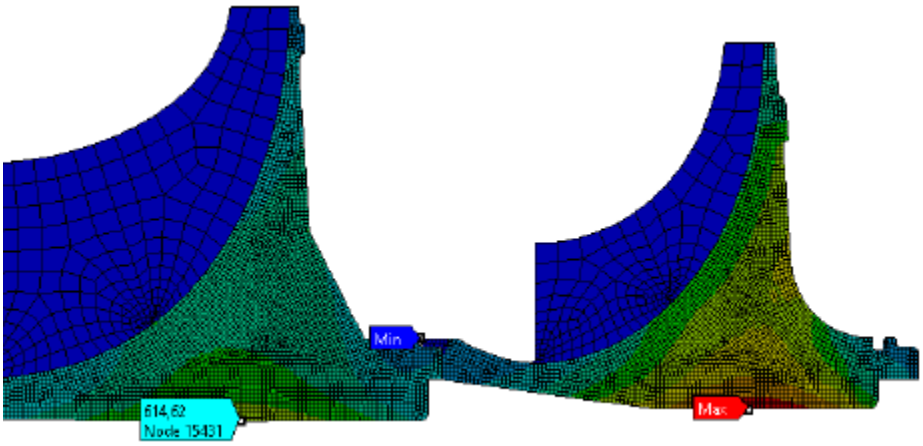


Abbildung 8.1: Scheibenfestigkeit der Rotoren (Aufdickung für Fliehkraft Dauerfestigkeit)

Die Schaufelauslegung und Identifikation der Schwachstellen an dem Vorderkantenübergang der Splitter-Schaufel in die Scheibe ist in Abbildung 8.2 gezeigt. Die Analyse verdeutlicht, dass nur mit dem höherfesten Materialeigenschaften die Festigkeit der Rotoren bei der hohen Drehzahl zu gewährleisten ist.

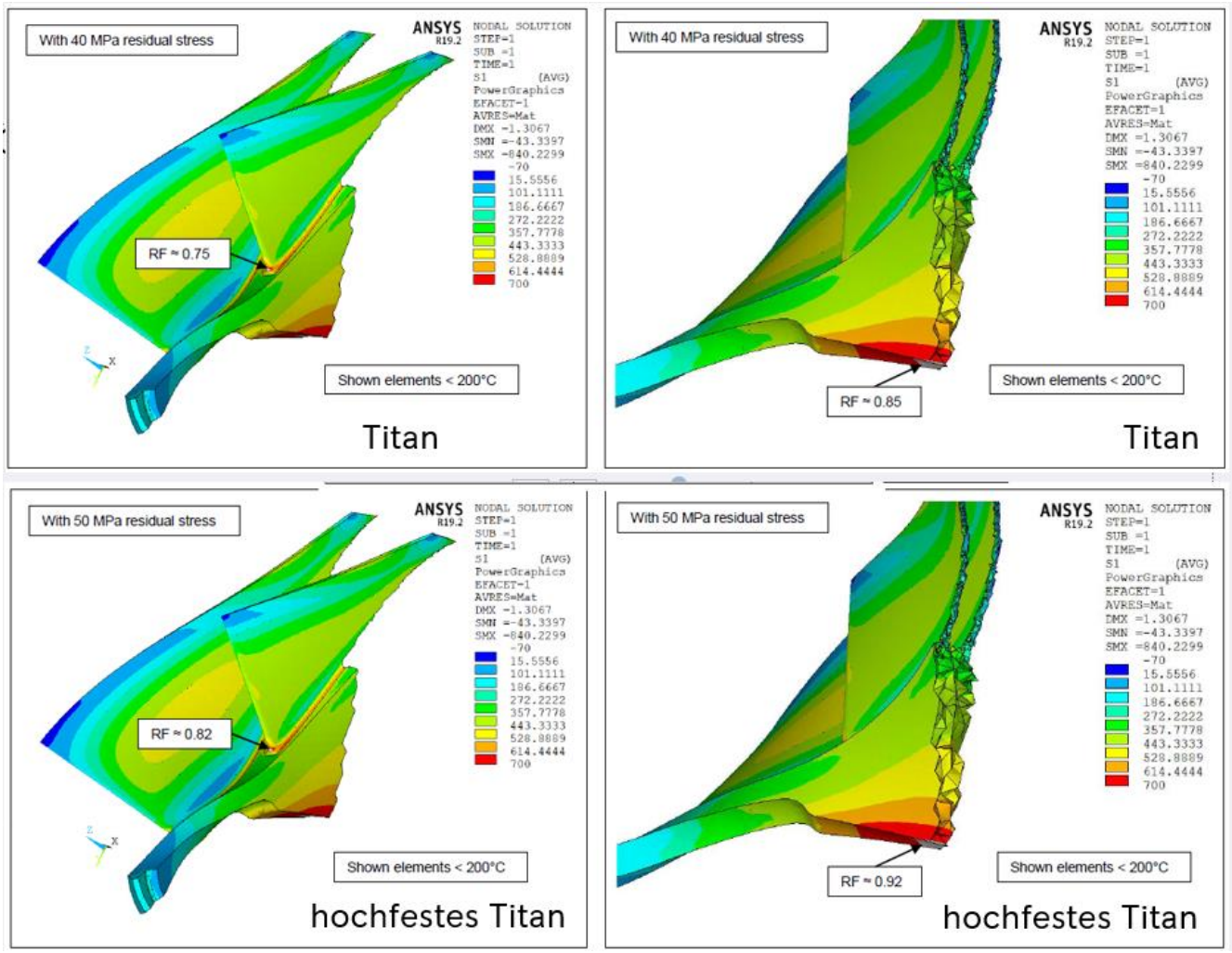


Abbildung 8.2: Festigkeit Rotorschaufeln mit höherfestem Titan

Zusätzlich zu den statischen Lasten der Rotoren wurde zur Abschätzung der dynamischen Anregung auch die Campbell-Diagramme für die beiden Rotoren angefertigt. Die Anregungen der Fundamentalmoden und höheren Eigenformen der Schaufeln durch die benachbarten Bauteile im Strömungskanal wurden in Abbildung 6.17 und Abbildung 8.3 aufgetragen. Beachtenswert ist die Anregung der Fundamentalmoden des Rotor1 durch die stromauf gelegenen Streben des strukturellen Einlaufes. Die erste Torsionsmode der Hauptschaufel könnte demnach bei hohen Drehzahlen von ca. 105% angeregt werden. Zur gezielten Untersuchung der aerodynamischen Dämpfung der umströmten Schaufel bei diesem Betriebspunkt wurden aeroelastische Simulationen von der BTU Cottbus im Unterauftrag vorbereitet und bei RRD durchgeführt (siehe Kapitel 6.3). Zusätzlich werden in der Testkampagne Dehnungsmessstreifen verwendet, um mittels Online-Monitoring während des Tests sicherzustellen, dass die Dehnungen akzeptabel sind und gegebenenfalls wird eine „keep out zone“ definiert, die einen dauerhaften Betrieb des Verdichters unter diesen kritischen Bedingungen verbietet. Im späteren Anwendungsfall wird diese mechanische Drehzahl laut Leistungsrechnung nicht erreicht, so dass nur im Prüfstand diese Einschränkung besteht.

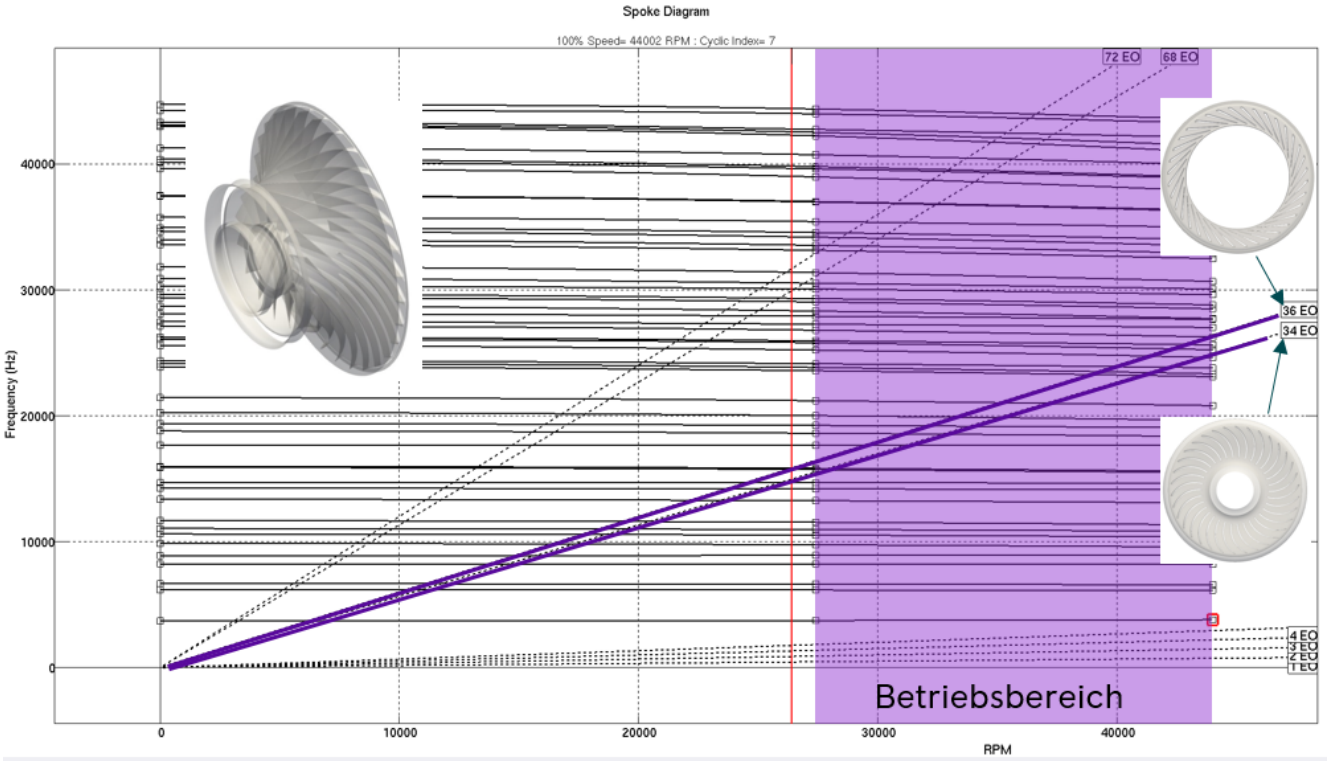


Abbildung 8.3: Campbell-Diagramm für Rotor2 mit 34 Rückführbeschaufelungen in der Zuströmung und 36 Keildiffusoren in der Abströmung

Die Eigenformanregungen durch die benachbarten Bauteile sind für beide Rotoren in den nachfolgenden Tabellen zusammengefasst:

Tabelle 2: Resonanzen für dynamische Lasten aus benachbarten Bauteilen (links Rotor1, rechts Rotor2)

EO	NHpc [%]	Mode
6 (Strut)	68	1 (Blade Flap)
	103	2 (Blade Torsion)
33 (H01S)	60-66	21-24
	70-75	25-27
	78-83	28-31
	90-93	33-36
	97-99	37-38

EO	NHpc [%]	Mode
34 (H02S)	63-70	13-15
	74-84	16-19
	93	20-21
	95-99	22-23
36 (H03S)	60-70	14-16
	72-79	17-19
	88-93	20-23
	95-99	24-26

Die Rotordynamik der gesamten Rotoreinheit mit Zuganker, Kupplung zum Antriebsstrang und angeschlossener Telemetrie wurde von FTT Deutschland im Unterauftrag analysiert. Die Auslegung zeigt, dass die im Testanforderungsdokument von RRD geforderten Drehzahlen mit einer 20% Sicherheitszone angefahren werden können, ohne, dass die 1. oder 2. Mode der Rotoren angeregt werden. Die beiden Rotorfundamentalmoden sind in Abbildung 8.4 als 1 und 3 gekennzeichnet. Die erste Zugankermode liegt im unteren Betriebsbereich des Rigs und wird versucht über eine Kontaktfläche zu Rotor1 weggedämpft zu werden. Die Frequenz wird in der Messkampagne gemieden und im Zuge der Inbetriebnahme des Rigs analysiert.

Des Weiteren wurde auch die Prüfstandseite mit dem notwendigen Antriebsstrang berücksichtigt. Anecom Aerotest, die in Wildau (LDS) später den Test durchführen sollen, haben das Antriebskonzept für das Rig bewertet und Lasten für die Übergabestelle an der Kupplung übergeben.

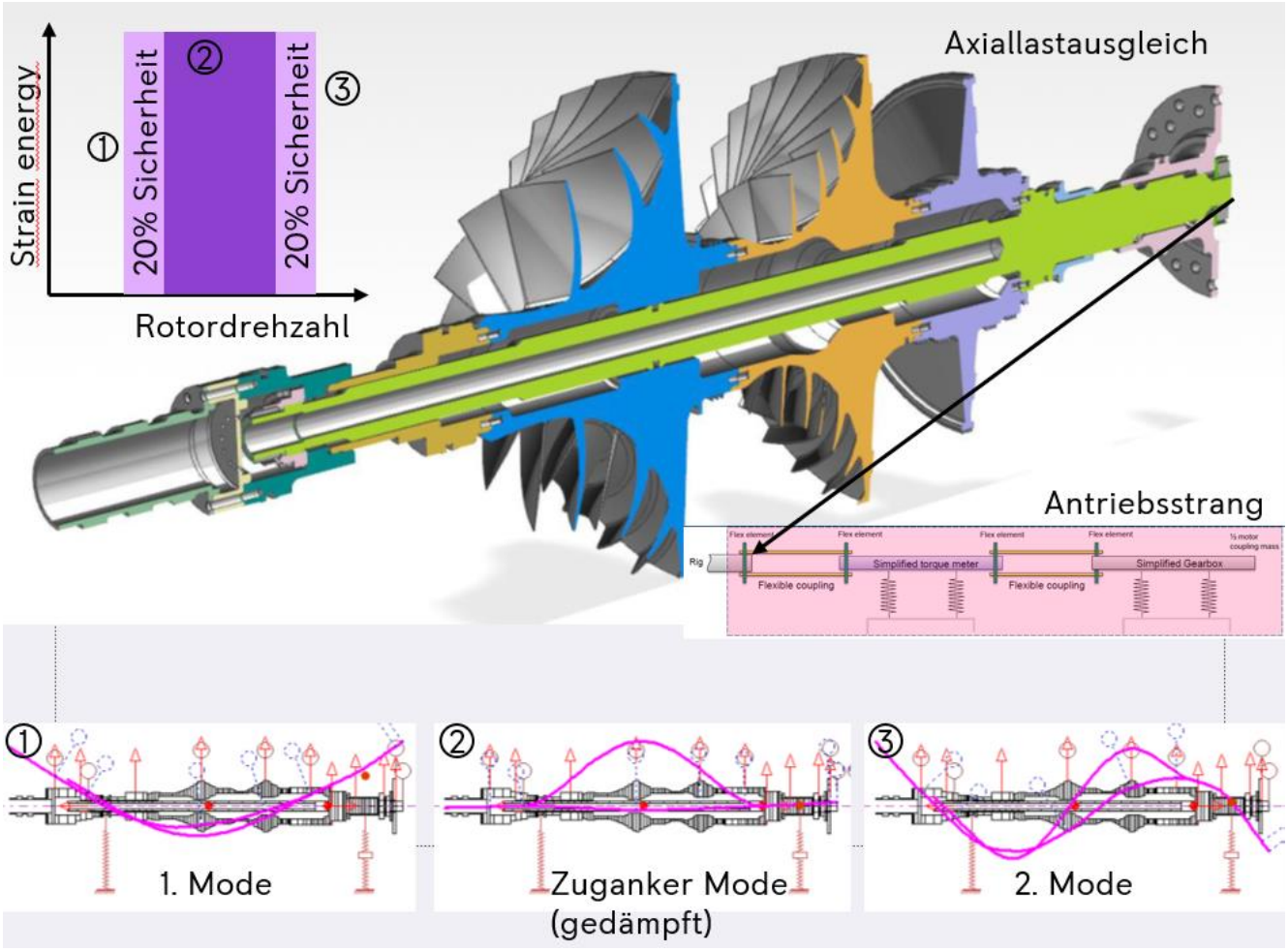


Abbildung 8.4: Rotordynamik des gesamten Rigrotors mit Ankopplung des Prüfstands

Das Rig wurde modular geplant, um später Bauteile tauschen zu können, die nach Auswertung der Testergebnisse gegebenenfalls angepasst werden sollen. Hierbei wurden die

Wahrscheinlichkeiten und Prioritäten der Austauschbarkeit der Bauteile nach den Einflüssen des Bauteils auf die Verdichterstufenabstimmung und die Stabilität des Verdichters von RRD definiert und im Design berücksichtigt. Nach dem erfolgreichen PDR (pre-liminary Design Review) wurden das Design detailliert und in regelmäßigen Abständen reviewed, um die Erfüllung der Testanforderungen zu gewährleisten. Während der Designdetaillierung kamen mehrere Probleme zum Vorschein, die teilweise bereits im HAP1 beschrieben wurden:

- Die aeroelastische Analyse des Rotor1 legte Schwachstellen in der Dauerfestigkeit des Rotors offen, was ein Redesign und einen Materialwechsel nach sich zog, um das Testprogram nicht einschränken zu müssen.
- Die Spalte zwischen den Schaufeln und den Kanalwänden waren nicht akzeptabel und mussten durch Veränderung der Bauteilsteifigkeiten und Wahl des Materials besser aufeinander abgestimmt werden.
- Es wurden nachjustierbare Abstandhalter im Prüfstandskonzept vorgesehen, die eine nachträgliche Spalteinstellung ermöglichen, um Toleranzen und Fehlanalysen ausgleichen zu können.
- Die Umsetzung des halbseitigen Gegendrall- und Gleichdrallgitters mit möglichem Umbau in der Testkampagne benötigte Anpassungen des Schaufeldesigns, um die Segmente abdichten und einsetzen zu können.
- Die hohen Temperaturen im hinteren Teil des Verdichters verlangten nach einer zusätzlichen Isolierung des Rigs, um die antriebsseitige Instrumentierung und die Antriebswelle zu schützen.

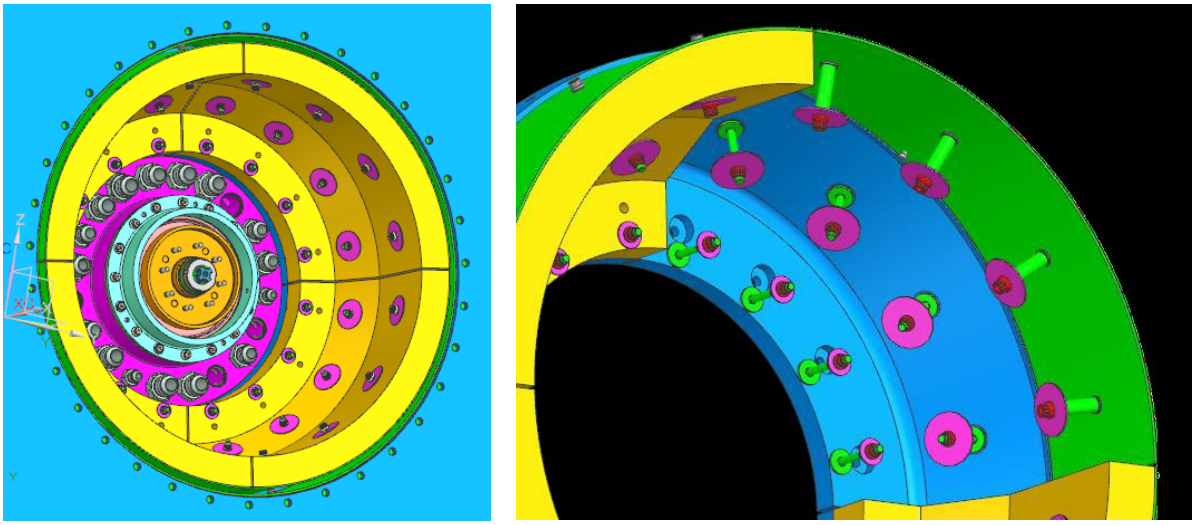


Abbildung 8.5: Prüfstandsisolierung am heißen Ende des Rigs

Es wurden zusätzliche Untersuchungen zu den Lagerungen und Öl-Quetschfilmdämpfern durchgeführt, um die Rotordynamik zu detaillieren. Der vollständige Rotor mit Kupplung wurde mit Anecom Aerotest ausgetauscht, um eine vollständige Analyse zusammen mit dem Antriebsstrang durchführen zu können. Es wurden Keramikwälzkörper für das Festlager ausgewählt und in bestehenden Lagern getauscht, um die hohen Lasten und Drehzahlen übertragen zu können. Zusätzliche Reviews mit RRD Experten wurden durchgeführt, um die Analysen zu betreuen.

Die Anbindung des Rigs über ein Sammelgehäuse an die Testperipherie wurde vorbereitet. Die druckseitige variable Drossel wurde hinsichtlich der Flächen zur Gewährleistung des gesamten Drosselbereiches für die Einstellung der Gegendrücke im gesamten Verdichterkennfeld sowie die Abstufung der Massenstrominkremente durch die Verstellschrittweite der Aktuatorik insbesondere zur Vermessung und Auflösung der Statbilitätsgrenze hin optimiert. Es wurde eine Verstellgenauigkeit von 3.6g/s für geringe Drehzahlen und 9,3g/s für hohe Drehzahlen und Androsselungspunkte erzielt, was eine detaillierte Auflösung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld erlaubt.

Nach Anpassung aller Designeinzelheiten fand am 28.11.2023 das CDR (critical design review) in Wildau bei FTTD unter Audit von RRD-Projektmanagern und technischen Experten statt. Es wurden nur wenige Schwachstellen bzw. Restrisiken im Design des Rigs identifiziert, sodass eine Freigabe des Designs mit wenigen Einschränkungen erfolgen konnte. Eines der Hauptrisiken wurde während der gemeinsamen Untersuchung der Rotordynamik des Rigs im Zusammenspiel mit dem neuen Antriebsstrang bei Anecom Aerotest aufgedeckt. Bis zur Klärung der Optionen zur Beseitigung der gefundenen Resonanz nahe des Auslegungspunktes und dem rechnerischen Nachweis der Wirksamkeit der Abhilfemaßnahme wurde die Fertigung des Rigs noch nicht freigegeben. Der CDR Status des Rigs ist in Abbildung 8.6 gezeigt.

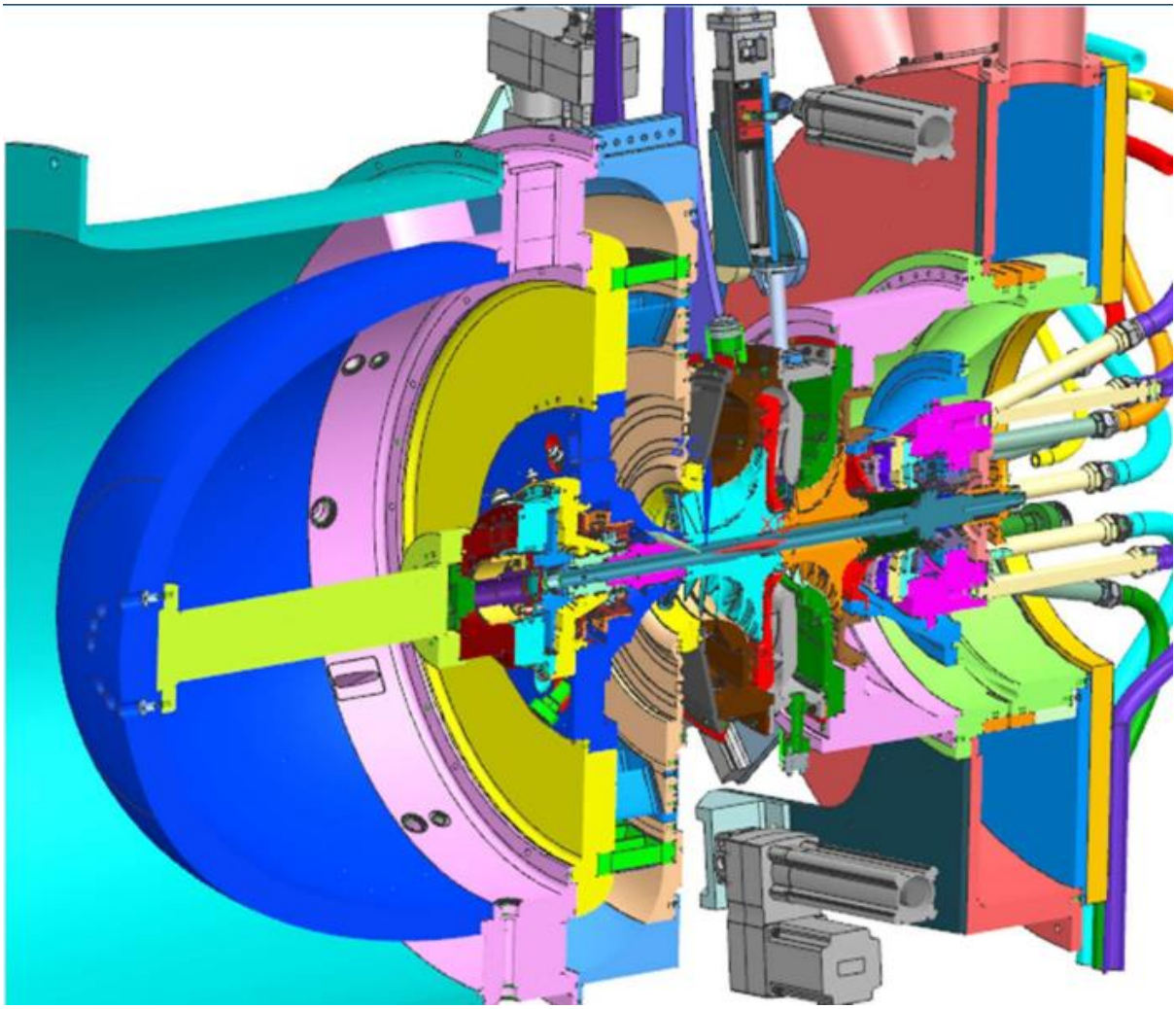


Abbildung 8.6: 2-stufiges Verdichterrig, Status CDR

8.2 AP3.2 Rigbau und Instrumentierung

Die Instrumentierungsanforderungen wurden definiert und Themalanalysen durchgeführt, um die Temperaturen abzuschätzen, die an den verschiedenen Messstellen anliegen. Die einzusetzenden Sensoren haben Temperaturlimits für die kalibrierten Messbereiche und maximale Materialeinsatztemperaturen aufgrund deren Gehäuse und Kabel.

Die Rohmaterialbestellung wurde nach Klärung offener Fragen aus dem Rig-Review am 15.02.2023 für die definierten Bauteile ausgelöst. Die Telemetriemodule für die Funkübertragung der Messignale aus dem rotierenden in das stillstehende System und die Sondermesstechnik (blade tip timing Sensoren für die berührungslose Erfassung der Schaufelschwingungen des Rotors und die Spaltsensoren für die Überwachung des Laufspaltes über den Rotoren) wurden bestellt, nachdem die Positionierung anhand der

Schwingungsanalysen von RRD festgelegt wurde. Der Inducer Bleed Port über Rotor1 wurde daraufhin nochmals angepasst, um alle Sensoren positionieren zu können.

Instrumentierungslisten wurden erstellt und Zeichnungen für die Positionierung und Kabelführung abgeleitet.

Die Fertigung des Rigs wurde bis zur Klärung aller Fragen aus dem CDR noch nicht freigegeben.

8.3 AP3.3 RigTest und Auswertung

Die Prüfstandsperipherie für die spätere Testdurchführung bei Anecom Aerotest wurde geprüft und die Anforderungen für die Drehzahlen, Leistungen, Luftmengenmessung, Eintrittsdruckabsenkung und Sekundärluftanforderungen hinsichtlich Mengen und Drücken spezifiziert. Anecom Aerotest wurde hierzu besucht und mit der Vorbereitung des Prüfstandes beauftragt. Die Arbeitspakete umfassten die Vorauslegung des Zapfluftsystems und das Design einer neuen Venturidüse für die Massenstrommessung geringer Luftmengen mit hoher Genauigkeit. Die verfügbaren Venturi Düsen haben für den kleinen Verdichter eine zu große Fläche und verlieren bei geringen Massenstrom schnell an Genauigkeit. Der Massenstrommessfehler für die Venturi-Düsen verschiedener Durchmesser ist in Abbildung 8.7 dargestellt.

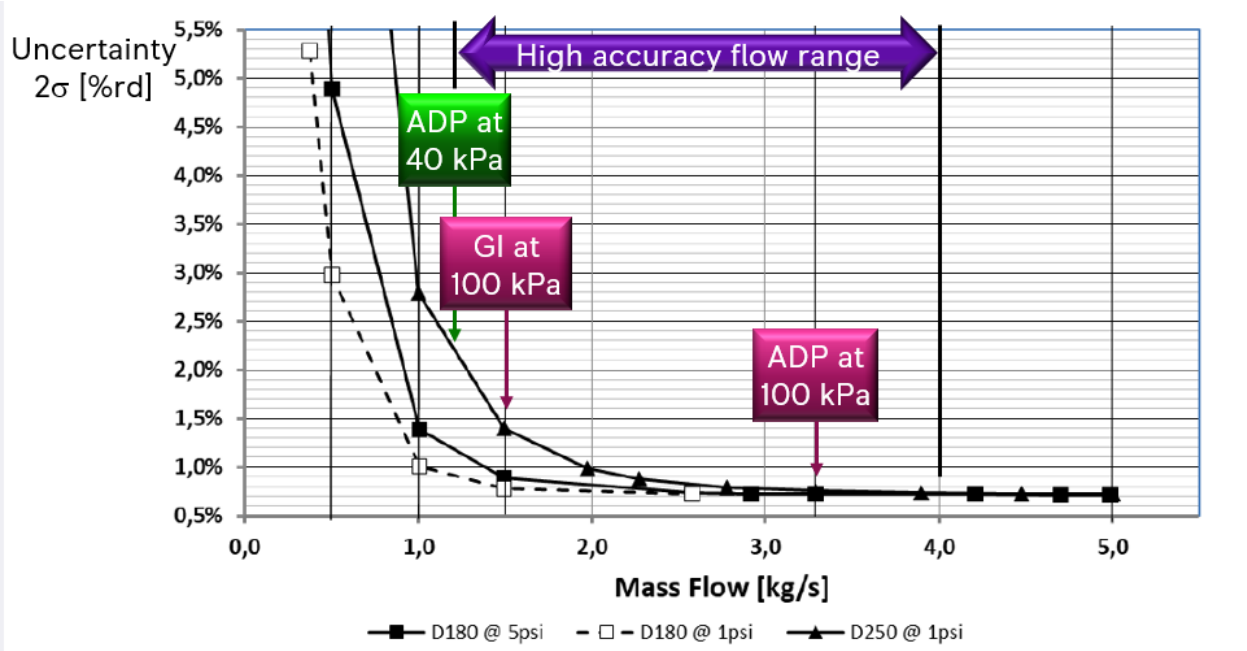


Abbildung 8.7: Messfehler von Venturi-Düsen mit verschiedenen Durchmessern zur Massenstromerfassung

Die vorhandene Venturi Düse weist bei abgesenktem Eintrittsdruck und geringen Drehzahlen des Verdichters zunehmend große Messfehler auf (bis zu 5%). Da der Massenstrom nicht nur für die Genauigkeit des Verdichterkennfelds eine Rolle spielt, sondern auch zusammen mit der

Drehmomentenmesswelle für die Wirkungsgradbestimmung verwendet wird, ist der Messfehler nicht akzeptabel. Die Verwendung einer kleineren Venturi-Düse (siehe Abbildung 8.8) mit Durchmesser 180mm oder 160mm ermöglicht auch für die unteren Betriebspunkte im Test eine Genauigkeit der Massenstrommessung von 0.5-1% zu erzielen und dennoch den höchsten Massenstrom im Messbereich ohne ein Sperren der Düse im engsten Querschnitt abzudecken. Die Messanforderungen werden damit erfüllt.

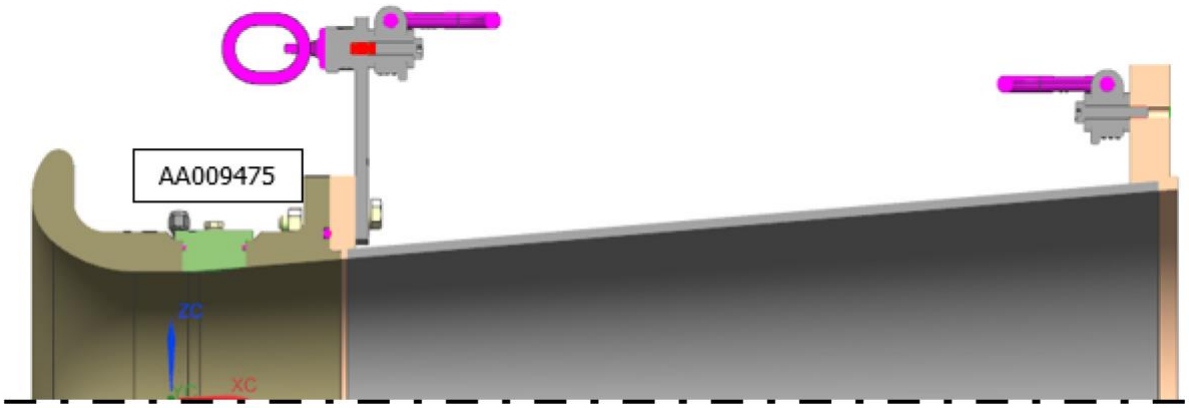


Abbildung 8.8: Venturi-Düse zur Massenstrommessung in der Zuströmung des Verdichters

Es wurde eine rotordynamische Gesamtbetrachtung des Rigs zusammen mit dem Antriebsstrang durchgeführt. Die Analyse beinhaltet:

- das Vollmodell des Rigrotors mit beiden Laufrädern, der Axialschubausgleichsscheibe und der Telemetrie,
- die Kupplung zur Hochgeschwindigkeitswelle
- die Hochgeschwindigkeitswelle mit Ring für die Drehzahlerfassung mittels Inkrementgeber
- die Kupplung am Hochgeschwindigkeitsanschluss des Getriebes
- auf der Niedergeschwindigkeitsseite des Getriebes, die Welle im Getriebe,
- die Niedergeschwindigkeitswelle mit Drehmomentmesswelle und Sollbruchstelle für Überlast des Drehmoments
- in das große Getriebe des Elektromotors und letztlich
- die Welle des Elektromotorantriebs.

Das gekoppelte System und der Lastverlauf für die 3. Torsionsmode mit Anregefrequenz im Betriebsbereich des Rigs bei ca. 97% Drehzahl ist in Abbildung 8.9 dargestellt. Es werden im Resonanzfall unter der Annahme geringer Dämpfung Drehmomentamplituden von bis zu 300Nm erreicht. Es wurden Vorschläge abgeleitet, um die Frequenz aus dem Betriebsbereich des Rigs zu schieben. Eine steifere Hochgeschwindigkeitswelle und die Verwendung einer anderen Welle an der Sollbruchstelle in der Drehmomentenwelle wurden vorgeschlagen und untersucht. Leider ergeben sich durch die Änderungen erneut neue Massen, die an der Kupplung zum Rig wirken und Auswirkungen auf die Moden der Rigseite. Diese werden untersucht.

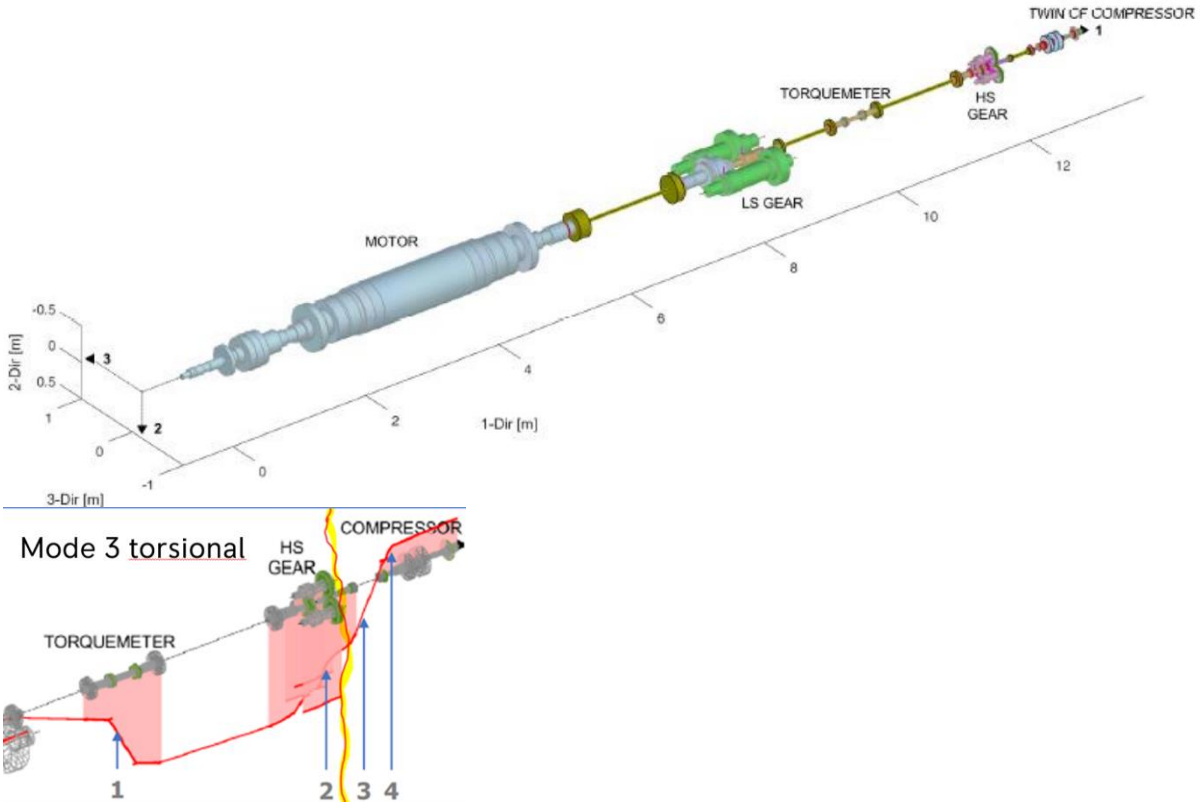


Abbildung 8.9: Gesamtsystemmodell für rotordynamische Analyse und Darstellung des Verlaufs der 3. Torsionsmode (unten)

Die Aufnahme des Rigs wurde konzipiert und die Stürzen auf der Plattform verstellbar positioniert. Das Rig kann auf den Streben mit Feingewinde in die verschiedenen Richtungen gegenüber dem Antriebsstrang ausgerichtet werden. Die in der Gesamtrotordynamikanalyse gefundenen Resonanzen sollen durch eine sorgfältige und genaue Ausrichtung der Wellenachsen möglichst gering angeregt werden. Hierzu wird das Rig zusammen mit dem Hochgeschwindigkeitsgetriebe auf einer Plattform montiert und dann mit einem Kran auf der Plattform in den Prüfstand gehoben. Die komplette Vormontage und Ausrichtung des Rigs kann außerhalb des Prüfstandes stattfinden und spart somit Zeit und erhebliche finanzielle Mittel in der das Rig in der Aufbauphase den Prüfstand blockiert.

Die Rigauslegung und die Untersuchungen bzw. das Design zur Aufnahme in den Prüfstand wurden abgeschlossen und stehen für eine risikominierte Umsetzung einer Rigtestkampagne zur Verfügung.

9 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit der Ergebnisse

Im Vorhaben wurde ein 2-stufiger Radialverdichter für die Anwendung in kleinen Gasturbinen neu entwickelt und unter Gesichtspunkten der Integration in das Gesamtsystem aerodynamisch und mechanisch ausgelegt. Die dabei gewonnene Erfahrung und die Erweiterung der Auslegungsmethoden für Radialverdichterstufen versetzt Rolls-Royce Deutschland in die Lage, Verdichter kleiner Kerntriebwerksgrößen zu entwickeln und in Kombination mit Axialverdichterstufen für künftige Gasturbinenantriebe der unteren Leistungsklasse zu bewerten. Die gesetzten Ziele des Vorhabens, konnten hinsichtlich der angestrebten Wirkungsgradverbesserung gegenüber dem Stand der Technik mittels CFD Simulationen nachgewiesen werden. Die Entwicklungszeit für die Auslegung und Integration kleiner Verdichter in Gasturbinen konnte durch die Verbesserungen der Methoden und Ertüchtigung der Auslegungswerkzeuge für Radialverdichterstufen in künftigen Auslegungen deutlich verkürzt werden. Auf neue Marktanforderungen und Geschäftsbereiche kann durch das Vorwissen schneller reagiert. Die gefundenen Herausforderungen und Limitierungen der Betriebsweise und Materialgrenzen für die Dauerfestigkeit für den Verdichterbetrieb im Service konnten im Vorhaben beleuchtet werden und Abhilfemaßnahmen abgeleitet werden. Dazu gehören unter anderem die Entwicklung einer Miniatur-Telemetrie für kleine schnell drehende Verdichter, die Methodenweiterentwicklung zur Auflösung und Analyse hoher Schwingmoden sowie die Einschätzung von geeigneten Fertigungsverfahren und Identifikation potenzieller Hersteller für die neuartigen Bauteile eines mehrstufigen Verdichters mit Radialstufen.

Rolls-Royce Deutschland baut somit die Kompetenz am Standort Dahlewitz und in der Lausitz bei den im Programm beteiligten Unterauftragnehmern auf dem Gebiet der hybrid-elektrischen Antriebe und insbesondere in der Verdichterentwicklung für kleine Gasturbinen aus und stellt sich damit konkurrenzfähig für die Entwicklung künftiger Antriebssysteme auf.

10 Referenzen

[1] Van den Braembussche, R., 2018. „Design and Analysis of Centrifugal Compressors“, John Wiley and Sons, NY.

[2] Zahed, A.H., Bayomi, 2014. „Design Procedure of Centrifugal Compressors“. ISESCO Journal of Science and Technology, Volume 10, No. 17, pp. 77-91.

[3] Hazby, H., Casey, M., Numakura, R., and Tamaki, H., 2015. “A transonic mixed flow compressor for an extreme duty”. Journal of Turbomachinery, 137(5), May, pp. 051010–051010–10.

[4] Hehn, A., Mosdzien, M., Grates, D., and Jeschke, P., 2018. “Aerodynamic optimization of a transonic centrifugal compressor by using arbitrary blade surfaces”. Journal of Turbomachinery, 140(5), pp. 51011–051011–10.

[5] Wittrock, D., Reutter, O., Schmidt, T., Klausmann, J. and Nicke, E., 2018. “Design of a transonic high flow coefficient centrifugal compressor by using advanced design methods”. In Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 11-15, 2018, Oslo, Norway.

[6] Hazby, H., Robinson, C., Casey, M., Rusch, D., and Hunziker, R., 2017. “Free-form versus ruled inducer design in a transonic centrifugal impeller”. In ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA.

[7] Lohmberg, A., Casey, M., and Ammann, S., 2003. “Transonic radial compressor inlet design”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 217(4), Jan., pp. 367–374.

[8] Voß, C., Aulich, M., and Raitor, T., 2014. “Metamodel assisted aeromechanical optimization of a transonic centrifugal compressor”. In ISROMAC 15, February 24-28, 2014, Honolulu, HI, USA.

[9] Elfert, M., Weber, A., Wittrock, D., Peters, A., Voss, C., and Nicke, E., 2017. “Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high-

performance radial compressor impeller”. Journal of Turbomachinery, 139(10), May, pp. 101007–101007–9.

[10] Eckardt, D., 1977. Untersuchung der Strahl/TotwasserStroemung hinter einem hochbelasteten Radialverdichterlaufrad. PhD thesis, RWTH Aachen, Aachen, Germany.

[11] Schodl, R., Forster, W., Karpinski, G., Krain, H., and ¨Rohle, I., 2000. “3-component doppler laser-two-focus velocimetry applied to a transonic centrifugal compressor”. In 10th International Symp. on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, July 2000, Paper 7-2.

[12] Krain, H., and Hoffmann, B., 2008. “Flow study of a redesigned high pressure ratio centrifugal compressor”. AIAA Journal, Volume 24, Number 5, Oct. 2008, Oktober, pp. 1–7.

[13] Châtel, A., Verstraete, T., Mueller, L., Honda, H., Kanzaka, R., 2020. „Single- and multi-point gradient based optimization of a radial compressor wheel“. Proceedings of ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2020-15127, June 22-26, London, England

[14] Weber, A., Morsbach, C., Kuegeler, E., Rube, C., Wedeking, M., 2016. “Flow analysis of a high flowrate centrifugal compressor stage and comparison with test rig data”. In Proceedings of the ASME Turbo Expo, Vol. 2D-2016

[15] Eisenlohr, G., Chladek, H., 1993. „Thermal tip clearance control for centrifugal compressor of an APU engine“. ASME 93-GT-137.

[16] Rodgers, C., 1991, “Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin”, Journal of Turbomachinery, 113, pp. 696-702.

[17] Poujol, N., Trébinjac, I., Duquesne, P., 2020. „Effects of inlet guide vanes on the performance and stability of an aeronautical centrifugal compressor“, ASME GT2020-14149, Proceedings of ASME Turbo Expo 2020.

[18] Bisping, J., Rossbach, T., Grates, D. R., Jeschke, P., Hildebrandt, A., 2018. "Influence of Diffuser Diameter Ratio on the Performance of a Return Channel within a Centrifugal Compressor Stage". In Proceedings of GPPS Forum, Vol. 18, Seiten 7-9.

[19] Aalburg, C., 2011. „Annular cascade for radial compressor development“, ASME GT2011-46834.

[20] Rube, C., Rossbach, T., Wedeking, M., Grates, D. R., Jeschke, P., 2015. "Experimental and Numerical Investigation of the Flow Inside the Return Channel of a Centrifugal Process Compressor." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2C: Turbomachinery. Montreal, Quebec, Canada. 15.–19.

[21] Hildebrandt, A., Schilling, F., 2016. „Numerical and Experimental Investigation of Return Channel Vane Aerodynamics with 2D and 3D Vanes“, GT2016-57713.

[22] Reutter, O., 2010. „Automated aerodynamic optimization of a return channel vane of a multistage radial compressor“, ETC 9 , paper 45, Istanbul.

[23] Franz, H., 2015 „Numerical investigation of the return channel of a high-flow centrifugal compressor stage“, GT2015-42640

[24] Aalburg, C., Simpson, A., Carretero, J., Nguyen, T., Michelassi, V., 2009. „Extension of the stator vane upstream across the 180° bend for a multistage radial compressor stage“, ASME GT2009-59522.

[25] Dolle, B., Brillert, D., Dohmen, H. J., Benra, F.-K., 2019. „Experimental and numerical investigation on the flow in a return channel of mulitstag centrifugal compessors“, GT2019-90455, Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2019, Phoenix, Arizona, USA.

[26] Gooding, J.W., Meier, M.A., Key, N.L., 2020. „The impact of various modelling decision on flow field preditions in a centrifugal compressor“, ASME GT2020-14516, Proceedings of ASME Turbo Expo 2020.

[27] Kunte, R., Schwarz, P., Wilkosz, B., Jeschke, P., Smythe, C., 2013. "Experimental and Numerical Investigation of Tip Clearance and Bleed Effects in a Centrifugal Compressor Stage with Pipe Diffuser." ASME Journal of Turbomachinery 135, no. 1.

[28] Schmidt, J., Schwarz, P., Wilkosz, B., Jeschke, P., Smythe, C., 2015. "Detailed Performance Analysis of a Centrifugal Compressor Stage With Pipe Diffuser and

Immerged Tandem Deswirler." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2C: Turbomachinery. Montreal, Quebec, Canada.

11 Anlagen / Veröffentlichungen

Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zur Anregung hoher Eigenformen von Verdichterlaufrädern an der BTU Cottbus im Unterauftrag führten zur Weiterentwicklung der Mess- und Auswertemethoden für die Schwingungsanalyse von Radialverdichterstufen mit Realgeometrie. Die Methodik und Ergebnisse wurden im Paper zusammengefasst, im 2-stufigen Reviewverfahren begutachtet und auf der ASME Turbo Expo 2024 in London dem Fachpublikum vorgestellt.

[29] Denny Langheinrich, Bernd Beirow, Seif Elmasry: 2024, Validation of a numerical model based on an optical surface scan and experimental modal analysis under vacuum conditions, proceedings of ASME Turbo Expo 2024, June 24-28, GT2024-128070, London, 2024.