



Rolls-Royce

# Abschlußbericht

zum BMWi Vorhaben 20T0609

## Luftfahrtforschungsprogramm LuFo IV

### Verdichterdesign und –modellierung für Vision 10 Triebwerkskonzepte (VerDeMod)

Projektleitung

Dipl.-Ing. Erik Johann

Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG

Dahlewitz, Dezember 2011

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des **Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie** aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter den Förderkennzeichen 20T0609 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

## Danksagung

### Liste der Autoren

Für den Abschlußbericht verantwortlich sind:  
Dipl.-Ing. Erik Johann, Rolls-Royce Deutschland  
Dr.-Ing. Bernd Becker, Rolls-Royce Deutschland

Bei diesem umfangreichen Forschungsprojekt sind die Beiträge der jeweils verantwortlichen Bearbeiter in den Abschlussbericht eingeflossen:

<u>Autor</u>	<u>Einrichtung</u>	<u>Arbeitspaket</u>
Dipl.-Ing. Alexander Lange	TU Dresden,	AP2.1
Dipl.-Ing. Mario Künzelmann	TU Dresden,	AP2.2
Dipl.-Ing. Sascha Pönick	TU Braunschweig,	AP2.3 u. AP2.4
Dipl.-Ing. Christoph Biela	TU Darmstadt,	AP3
Dipl.-Ing. Frank Heinichen	TU Darmstadt,	AP3
Dipl.-Ing. Christoph Brandstetter	TU Darmstadt,	AP3
Dipl.-Ing. Jörn Städing	TU Braunschweig,	AP4.1
Dipl.-Ing. Gerrit Sinapius	TU Braunschweig,	AP4.1
Dr.-Ing. Thomas Röber	DLR Köln,	AP4.2
Dipl.-Ing. Gerd Enders	DLR Köln,	AP4.2

## Inhaltsverzeichnis

1	Ziele	4
1.1	Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens	4
2	Stand der Wissenschaft und Technik	7
3	Ausführliche Beschreibung der erzielten Projektergebnisse	12
3.1	AP2.1 Verdichterauslegung nach Robustheits- und Kostenaspekten	13
3.1.1	Vermessung der Schaufeln	13
3.1.2	Parametrisches Schaufelmodell und Parameteridentifikation	14
3.1.3	Probabilistische Modelle	14
3.1.4	Ergebnisse der probabilistischen CFD-Simulationen	15
3.2	AP2.2 Zapflufteinspeisung zur Verbesserung des Teillastverhaltens	16
3.2.1	Aufbau des Prüfstandes A19	18
3.2.2	Experimentelle Untersuchungen ohne Einblasung	18
3.3	AP2.3 Numerische Arbeit zur Untersuchung der schaufelintegrierten Sekundärluftentnahme	20
3.3.1	Ergebnisse	20
3.3.1.1	Untersuchungen zur Entnahme über schräge Bohrungen	21
3.4	AP2.4 Neuartige 3D-Schaukelgestaltung und Belastungsverteilung von verstellbaren Leitschaukeln bei ebener Wand	22
3.5	AP3 Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung	25
3.5.1	Auslegung der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung	26
3.5.2	Messsysteme	27
3.5.3	Ergebnisse	29
3.5.3.1	Kennfeldmessungen	29
3.5.3.2	Laufschaufelabströmung	30
3.5.3.3	Leitschaufelabströmung	31
3.5.3.4	PIV und Kulite-Wanddruckmessungen	31
3.6	Ausnutzung instationärer Strömungseffekte	32
3.6.1	AP4.1 Validierung instationärer Berechnungsmethoden am LSRC für den Clocking-Effekt	32
3.6.1.1	Versuchsanlage	35
3.6.1.2	Leitschaufel Clocking Untersuchungen	36
3.6.1.3	Laufschaufel Clocking Untersuchungen	41
3.6.2	AP4.2 – Instationäre Strömungssimulation und die Berücksichtigung instationärer Effekte für die Verdichteroptimierung	44
3.6.2.1	Zeitgenaue CFD	44
3.6.2.2	Zeitgemittelte CFD	48
4	Planungsschema	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
5	Verwertung der Ergebnisse	55
6	Literatur	56

## 1 Ziele

### 1.1 Wissenschaftliche und technische Arbeitsziele des Vorhabens

Das Vorhaben zielte auf die Entwicklung neuartiger Methoden und Maßnahmen ab, um den Wirkungsgrad zukünftiger Hochdruckverdichter mit hohen Stufendruckverhältnissen wesentlich zu erhöhen. Im Antrag wurde das Potential verschiedener Optimierungsmaßnahmen abgeschätzt.

Abb. 1-1 zeigt die identifizierten Einzelmaßnahmen in einem Stufendiagramm, wobei die Stufenhöhe ein Maß für das Verbesserungspotential des polytropen Verdichtewirkungsgrades darstellt. Die Optimierung der Verdichterauslegung ist demnach auf verbesserte Zapflufnahme, verbesserte Inzidenzeinstellung, 3D Beschau felung, Leitschaufelabdichtung, Auslegung mit niedrigem Reaktionsgrad, elliptische Vorderkanten, instationäre Effekte und Strömungskontrolle ausgerichtet. Im Vorhaben wurden diese Potentiale mit Ausnahme der Auslegung mit niedrigem Reaktionsgrad und der elliptischen Vorderkanten untersucht, mit dem Ziel, die Verdichterstufe und damit den Gesamtverdichter im Wirkungsgrad zu verbessern.

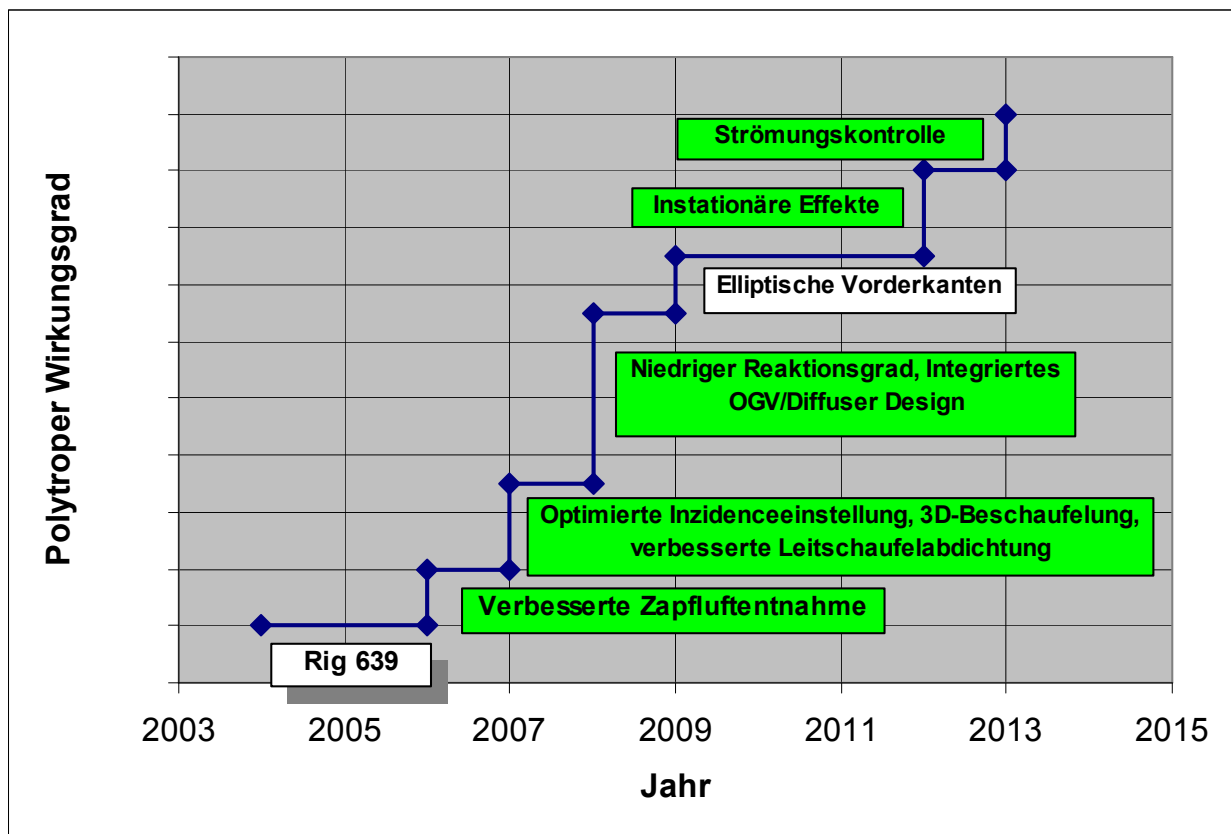
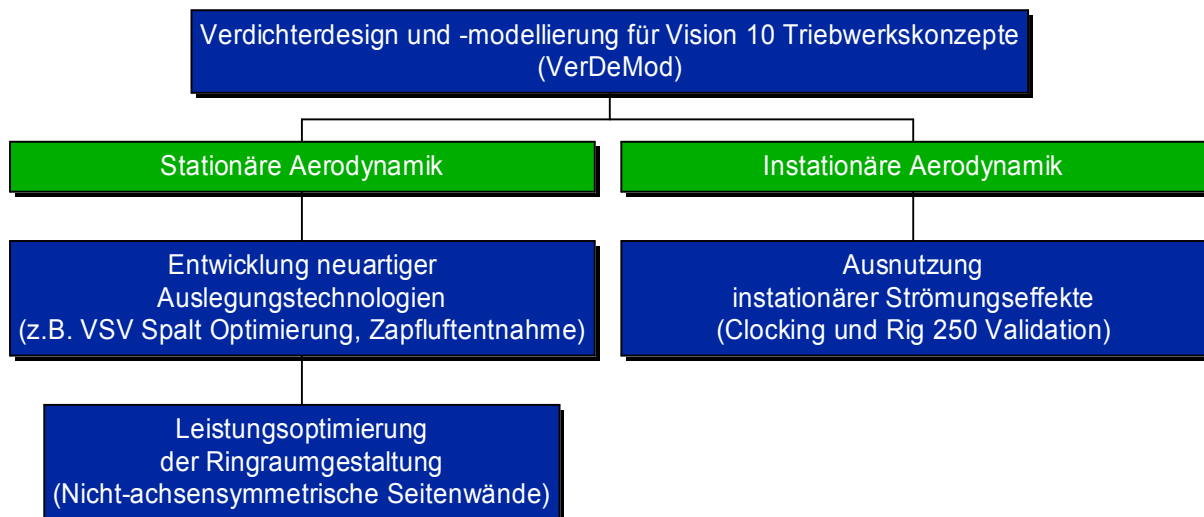


Abb. 1-1: Technische Arbeitsziele des Vorhabens VerDeMod (Farbig hinterlegte Themen werden in diesem Vorhaben bearbeitet)

Ein Ziel lag darin, die komplexe Interaktion der 3D-Verdichterströmung von bestimmten Designmerkmalen zu analysieren und in vereinfachten Tests zu validieren. Hierzu zählen beispielsweise die Zapflufentnahme im Leitschaufel-

kanalbereich, die Spalte der Verstellleitschaufeln sowie die nicht-achsensymmetrische Ringraumgestaltung. Andererseits sollte das Potential instationärer aerodynamischer Effekte auf den Verdichterwirkungsgrad abgeschätzt werden.

Abb. 1-2 zeigt die Struktur des Projektes, das mit auch wesentlicher Hilfe von Hochschulen, Großforschungseinrichtungen und KMU bearbeitet wird.



**Abb. 1-2: Projektaufteilung von VerDeMod mit seinen Teilprojekten**

Das Projekt behandelte im Themenbereich der stationären Aerodynamik die Entwicklung neuartiger Auslegungstechnologien und die Leistungsoptimierung des Ringraumes. Im Bereich der instationären Aerodynamik wurden Validierungsversuche am Rig 250 des DLR durchgeführt sowie Clocking Untersuchungen am 2-stufigen LSRC der TU Braunschweig.

Die Arbeiten konzentrierten sich darauf, störende Einflüsse auf die Verdichterströmung zu minimieren und die lokalen Effekte und deren Wirkung auf die Verdichterströmung durch die jetzt zur Verfügung stehenden verbesserten numerischen Werkzeuge zu berechnen. Dazu wurde die Methoden des aerodynamischen und konstruktiven Entwurfs erweitert. Die Modellierung beinhaltete die Berechnung lokaler Strömungseffekte, wie z.B. Zapfluentnahme, Spalt- und Dichtungsleckagen.

Die Arbeitspakete gliedern sich in:

- AP1 – *Projektleitung*
- AP2 – *Entwicklung neuartiger Auslegungstechnologien*
- AP3 – *Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung*
- AP4 – *Ausnutzung instationärer Strömungseffekte*

Das erste Arbeitspaket AP-1 diente der umfangreichen Projektkoordination einschließlich der drei Universitätspartner und des DLR Köln. Im zweiten Arbeitspaket wurde auf Basis ausgelegter Schaufeln die Wandgestaltung für verstellbare Leitschaufeln untersucht. Parallel dazu wurde die Belastungsverteilung

der verstellbaren Leitschaufel einer ebenen Wand untersucht. Die Zapflufteinspeisung und -entnahme sowie die Verbesserung der Aerodynamik bei einer in die Beschaukelung integrierte Luftentnahme waren weitere Themen dieses Arbeitspaketes. Die Bewertung der Verdichterauslegung nach Robustheitsaspekten rundete dieses Arbeitspaket ab.

Das dritte Arbeitspaket befasste sich mit der Auslegung und dem Test eines nicht-achsensymmetrischen Ringraumes, um die Verluste durch die Sekundärströmung wie auch direkt an der Nabe der Laufschaufel zu verringern.

Das vierte Arbeitspaket sollte das Potential der Instationarität der Strömung auf den Wirkungsgrad ermitteln. Neben der Validierung der CFD Modellierung am Rig 250 werden auch Untersuchungen zum Clocking der Leitschaufeln im Stufenverband durchgeführt.

Folgende technischen Ziele sollte mit dem geplanten Vorhaben erreicht werden:

- Steigerung des Wirkungsgrades von Stufen mit verstellbaren Leitschaufeln
- Verbesserung des Teillastverhaltens durch Verringerung der Verluste bei geschlossenen Leitschaufeln
- Optimierung des Ringraumes durch nicht-achsensymmetrische Wandgestaltung
- Ermittlung des Beitrags der Instationarität der Strömung zur Wirkungsgradverbesserung

## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

Rig 639 und der Verdichter von Core 3/2 markieren den aktuellen Stand der Technik: 3D-Schaufelgeometrien und zeitgemittelte 3D-Berechnungsverfahren zur Auslegung der Schaufelgeometrien und des Ringkanals. Weiterhin wurden Projekte zu elliptischen Vorderkanten, zum Einfluss des Spaltes an Schaufelspitzen durchgeführt und deren physikalische Effekte in den 3D-Verfahren zeitgemittelt eingearbeitet. Grundlegende Untersuchungen zur stationären Strömungsbeeinflussung durch Einblasung in den Verdichter (VNT 2020 – FKZ 20T0308) wurden abgeschlossen.

Der Stand der Verdichter heutiger im Einsatz befindlicher Triebwerke ist exemplarisch in Abb. 2-1 gezeigt. Dargestellt ist der Verdichter der BR700 Baureihe, die einen Schubbereich von 13 bis 23 klbf abdecken. Eine ausführliche Beschreibung dieses Hochdruckverdichters liefert Kau [ 1]. Die Technologiebasis dieses Verdichters liegt in den 90-iger Jahren. In der Veröffentlichung von Kappler et al [ 2 ] wird deutlich gemacht, unter welchen Gesichtspunkten die Auswahl der vorhandenen Technologie vorgenommen wurde, um ein geringes Risiko für die Entwicklung des Triebwerks zu gewährleisten.

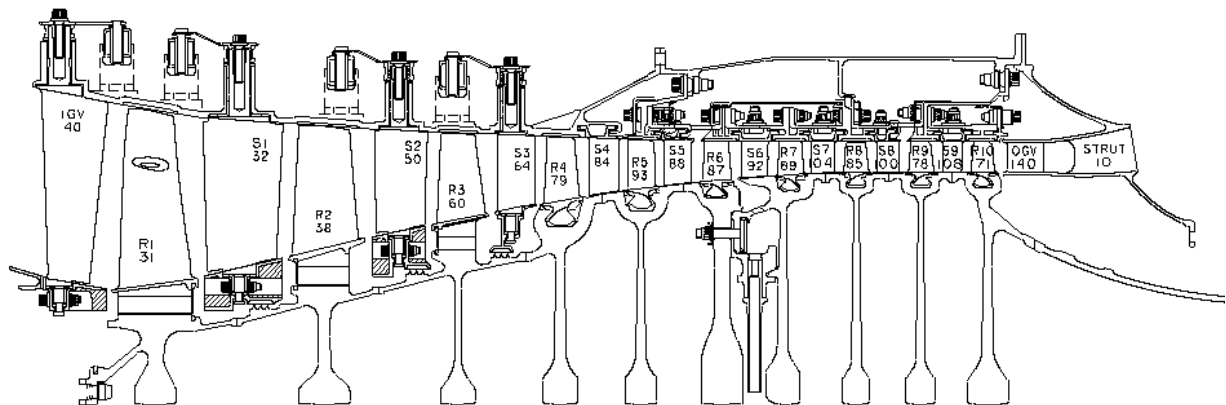


Abb. 2-1: Hochdruckverdichter heutiger moderner Triebwerke (BR710 / BR715)

Mit diesem Verdichter wird ein Druckverhältnis von 16:1 mit 10 Stufen erreicht. Für zivile Verdichter mit diesem Technologiestand sind zweidimensionale Beschauelung und klassische Schaufel/Scheibekonstruktionen bisher üblich.

Die Technologieentwicklung mit den Schwerpunkten Effizienzsteigerung und Gewichtsreduktion führt bei immer höheren Druckverhältnissen und gleichzeitiger Reduktion der Stufenzahl zu weiter steigenden Stufenbelastungen. Damit rückt eine Minimierung der Verluste durch Rand- und Sekundärströmungen in den Vordergrund. Die aerodynamische Profilierung berücksichtigt diese Effekte durch dreidimensionale Schaufelgeometrien, die auch die verlustarme Integration der Schaufel in die Scheibe als sogenannte 'bladed disk' – blisk einschließt.

Hierdurch können außerdem die mechanischen Spannungen besser als bei herkömmlichen Schaufel/Scheibeverbindung verteilt werden, so dass sich eine leichtere Konstruktion des Rotors ergibt. Diese Vorteile der Konstruktion des Rotors

wurden in den Hochdruckverdichtern des BR725 Triebwerkes, das für den Langstrecken- Großraumgeschäftsflieger Gulfstream G650 entwickelt wurde, und im Militärtriebwerk TP400 für die Anwendung im A400M Transportflugzeug erfolgreich genutzt.

Die Verwendung der Bliskbauweise eröffnet neue Gestaltungsfreiräume für die aerodynamische Auslegung der Rotorscheufeln. Die Anzahl der Rotorscheufeln ist nicht mehr wie bei der konventionellen Bauweise von der Formgebung der Schaufelplattform abhängig, sondern ergibt sich aus der Zugänglichkeit der Schaufelpassage mit den Herstellungswerkzeugen. Eine Übersicht der innerhalb des LuFo III Vorhabens OptiFer weiterentwickelten Fertigungstechnologie und der Reparaturverfahren, die für die teuren Blisks an Bedeutung gewinnen, wird in [ 3 ] und [ 4 ] gegeben. Der Einfluss der Schädigung an der Vorderkante eines Blisk-Rotors durch einen Fremdkörper auf die Festigkeitseigenschaften der Schaufel wurde von P. Duó et al. [ 5 ] bewertet. Das Schwingverhalten der Blisk-Schaukeln unterliegt aufgrund der Integralbauweise veränderten Dämpfungseigenschaften, was Inhalt der Forschungsaktivitäten in den national geförderten Programmen VIT2 und Aeroblisk ist.

In diesen Vorhaben zeigte sich, dass Fertigungstoleranzen einen erheblichen Einfluss auf das Schwingverhalten der Blisk ausüben und geringe Veränderungen in der Geometrie das Schwingungssystem dämpfen können. Die probabilistischen Methoden, welche sich unter anderem mit den Wahrscheinlichkeiten der Geometrievarianzen aufgrund von Fertigungsstreuungen auseinandersetzen, erlangen folglich zunehmend an Bedeutung. In einer Untersuchung von Heinze et al. [ 6 ] wurden Verdichterschaufeln hinsichtlich ihrer Dauerschwingfestigkeit unter Zuhilfenahme probabilistischer Methoden beurteilt.

Die mittlerweile verfügbaren optischen Messsysteme lassen eine effiziente Erfassung von Schaufelgeometrien und deren Abweichungen von der Nominalgeometrie zu. Die unter den Namen GOM und Kolibri bekannten Stereo-Digitalkamera-Verfahren werden von Holtzhausen et al. [ 7 ] und Ristic et al. [ 8 ] beschrieben. Um den massiv steigenden Aufwand bei gleichzeitiger Verwendung von rechenzeitintensiven Navier-Stokes CFD-Lösern, von stochastischen, mehrkriteriellen Suchstrategien und von stichprobenbasierten Robustheitsbewertungen zu reduzieren, stellen Kumar et al. [ 9 ] eine Methodik vor, bei der mehrere auf Ersatzmodellen basierende Mehrkriterien-Optimierungen hintereinander durchgeführt wurden. Nach jeder Suche werden die verwendeten Antwortflächen mit optimalen Entwürfen solange aktualisiert, bis ein definiertes Abbruchkriterium den Kreislauf terminiert. Sugimura et al. [ 10 ] stellen ebenfalls ein Mehrkriterien-Verfahren vor, mit dem sie unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen einen Radialverdichter optimieren.

In dem RRD koordinierten VIT2 (Virtuelles Triebwerk) Projekt wurde eine Axialverdichterschaufel nach Robustheitskriterien optimiert, dessen Eingabedatensatz für die anzunehmenden Fertigungstoleranzen aus den Messungen des VerDeMod Arbeitspaket AP2.1 stammen. Die von Bestle et al. [ 11 ] veröffentlichten Ergebnisse zeigen, dass eine Optimierung ohne Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen den Algorithmus an die Grenzen der Optimierungskriterien treibt und bereits geringfügige Geometrieabweichungen zum Fehlverhalten der auf



diese Weise optimierten Schaufel führen. Wurden hingegen die Streubänder der Geometrievariation während der Optimierung für einen robusten Entwurf mit einbezogen, konnte nachgewiesen werden, dass das Profil auch für die angenommenen Geometrieabweichungen alle Kriterien wie u. a. die Umlenkung erfüllt. Dies unterstreicht die Relevanz der in AP 2.1 erarbeiteten Ergebnisse.

Neben diesen Fortschritten im robusten Schaufelentwurf wurden im EU Vorhaben NEWAC des 6. Rahmenprogramms erfolgreich Stabilitätsverbesserungen durch Rückführung von verdichteter Luft aus den hinteren Stufen in den Blattspitzenbereich des Rotors der ersten Verdichterstufe eines 5-stufigen Hochdruckverdichters erzielt. Seit Vorhabenbeginn fanden weitere Forschungsaktivitäten auf dem Gebiet der Lufteinblasung zur Stabilisierung der Rotorströmung statt. Verschiedene Arten der Einblasung wurde numerisch für einen 1-stufigen Axialverdichter von Haag et al [ 12 ] mit durch die Schaufel in den Schaufelspalt zugeführter Sperrluft und Cassina et al [ 13 ] mit Einblasung am Gehäuse vor der Rotorschaukel analysiert. In beiden Fällen konnte eine Verbesserung der Pumpgrenze erzielt werden.

Der experimentelle Nachweis für die Wirksamkeit der Einblasung zur Verbesserung der Pumpgrenze von Verdichtern wurde seit Beginn des Vorhabens auch von anderen Autoren bestätigt. So wurde von Bindl et al. [ 14 ] für verschiedene Anzahlen von Düsen über dem Umfang und unterschiedlichen Einblasemengen für eine Hochdruckverdichterstufe eine Betriebsbereichserweiterung nachgewiesen. Die Auswirkungen der Einblasung auf die Energiebilanz der Gasturbine wird von Horn et al. [ 16 ] erläutert. Für einen Niedergeschwindigkeitsverdichter konnten von Dobrzynski et al. [ 17 ] ebenfalls Verbesserungen des Arbeitsbereiches durch Rotorspitzeneinblasung und –absaugung erzielt werden.

Eine Anwendung im Gesamttriebwerk anhand einer Larzac 04 C5 ist in der Veröffentlichung von Bindl et al. [ 15 ] beschrieben. Auch hier konnte eine signifikante Verbesserung der Pumpgrenze durch Einblasung von 5% des Verdichtereintrittsmassenstroms bewirkt werden. Weiterhin wurde innerhalb des EU Rahmenprogramms 6 eine Einblasekonfiguration von RRD erfolgreich im NEWAC Projekt auf einem 5-stufigen Hochdruckverdichter getestet. Trotz dieser vielversprechenden Ergebnisse liegt die Anwendung dieser Technologie im Produkt jedoch in einem Zeitraum ab 2025-2030.

Zur Verbesserung des Stabilitätsverhaltens bei transienten Flugmanövern kommen im Triebwerken aktueller Bauweise variable Statoren zur Entlastung der vorderen Stufen des Verdichters und Verdichterluftabbläsung auf den hinteren Stufen zum Einsatz. Bei der mechanischen Umsetzung der Statorschaufelverstellung kommt es zu Schaufelspalten an Nabe und Gehäuse, die eine verlustbehaftete Abströmung verursachen. Zur Thematik entstanden zwischenzeitlich zwei Veröffentlichungen von Clemen et al. [ 23 ] und Ribí et al. [ 27 ], die sich mit den Verlustmechanismen dieser Konfigurationen auseinandersetzen. Hinsichtlich der Zapfluentnahme zur Versorgung des Triebwerks mit Verdichterluft und zur Entlastung des Verdichters bei verschiedenen Flugzuständen wurden innerhalb der Projektlaufzeit nur wenige externe Arbeiten veröffentlicht. Im Rahmenprogramm 6 der EU wurden Arbeiten in MAGPI durchgeführt, die experimentelle Untersuchungen zur Validierung von vereinfachten 1D-Modellen zur Luftsystemberechnung beinhalteten. Die Erkenntnisse aus den Ringraumberechnungen der Zapfluentnahme-Kavitäten

flossen in die Untersuchungen des VerDeMod Teilprojektes 2.3 ein, indem die Kavitäten bei den Neuentwicklungen mit berücksichtigt wurden. Die Veröffentlichungen von Gomes et al. [ 18 ] [ 19 ] zielen mehr auf die Symmetrie in dem stromab der Entnahmestelle des Verdichters gelegenen Ringraum ab.

Die Ringräume des Axialverdichters hingegen sind Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen, die zwischenzeitlich in anderen Forschungseinrichtungen entstanden sind. Mit der nicht achsensymmetrischen Ringraumgestaltung lassen sich die Strömungsverhältnisse im wandnahen Bereich beeinflussen. Mit verschiedenen Parametrisierungen der Wandgeometrie wurde von Iliopoulou et al. [ 30 ], Naylor et al. [ 31 ], Reising et al. [ 32 ], Dorfner et al. [ 33 ] und Harvey et al. [ 34 ] [ 35 ] versucht die Sekundärströmungsverluste in der Abströmung der Schaufelpassage zu minimieren. Während sich die Arbeiten von mit der numerischen Optimierung der Wandkonturen auseinandersetzen, sind in den Arbeiten von Naylor et al. [ 31 ] und Harvey et al. [ 34 ] auch Testergebnisse aus Gitterwindkanal-Versuchen hinterlegt, die den Nachweis der Verlustreduktion erbringen. Eine Demonstration der Wirksamkeit der nicht-achsensymmetrischen Gehäusekonturierung in einer Hochgeschwindigkeitsverdichterstufe konnte bisher in keiner Veröffentlichung gefunden werden.

Auf dem Gebiet der Erforschung und Nutzung von Interaktionen zwischen den Schaufelreihen wurden während der Bearbeitungszeit des Vorhabens weitere Ergebnisse veröffentlicht. Die Forschungsarbeiten setzen sich mit dem Clocking Effekt auf den Wirkungsgrad von Niedergeschwindigkeits-Axialverdichtern (Key et al. [ 36 ] Barankiewicz W. S., Hathaway M. D.: "Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor". NASA Technical Memorandum 113113, 1997.

[ 37 ]), Turbinenstufen (König et al. [ 39 ], Behr et al. [ 40 ]) und Festigkeits- und Schwingungsproblemen in Axialverdichtern (Rzadkowski et al. [ 38 ]) auseinander. Wheeler [ 41 ] beobachtete eine starke Abhängigkeit der stromabgelegenen Statorschaufelreihe von der Vorderkantenform der stromaufgelegenen Statorschaufelreihe. Alle anderen Autoren konzentrierten sich auf Wirkungsgradschwankungen in Abhängigkeit der relativen Umfangpositionen der Schaufelreihen gleichartigen Schaufeltyps (in diesen Veröffentlichungen lediglich Stator-Stator Clocking). In allen Fällen konnte eine sinusartige Veränderung des Gesamtwirkungsgrades bei Variation der Schaufelpositionen über eine Schaufelteilung festgestellt werden.

Die periodisch instationären Schwankungen zwischen unmittelbar benachbarten Schaufelreihen werden während der Auslegungsarbeiten an mehrstufigen Axialverdichtern in der heutigen Zeit selten berücksichtigt. Die vollständig instationäre Betrachtungsweise erfordert nicht nur zeitaufwendige instationäre Berechnungen sondern setzen auch identische Schaufelanzahlen benachbarter Schaufelreihen voraus, wenn auf das bewährte Verfahren der Reduktion des Vollrings auf eine Schaufelpassage mit periodischen Rändern zurückgegriffen werden soll. Durch die Mittelung der konservativen Strömungsgrößen, die mit dem CFD Löser berechnet werden, kommt es an den Rotor-Stator-Schnittstellen zum Informationsverlust der Umfangsverteilung der Strömungsgrößen. Ein Ansatz von Adamczyk [ 54 ] versucht diese Umfangsvarianz der benachbarten Schaufelreihe durch die Aufprägung von deterministischen Termen im Spannungstensor zu

modellieren. Mit diesem Ansatz kann der Detaillierungsgrad an der Rotor-Stator-Schnittstelle ohne erheblichen Mehraufwand für die Berechnungszeit erhöht werden.

### 3 Ausführliche Beschreibung der erzielten Projektergebnisse

Neben der Projektleitung und Koordination sind inhaltlich drei Arbeitspakete identifiziert worden, unter denen die Einzelthemen platziert sind. In dem Arbeitspaket „Entwicklung neuartiger Auslegungstechnologien“ sind die Themen zur Optimierung des Spalts der verstellbaren Leitschaufeln, die schaufelintegrierte Sekundärluftentnahme und die robuste Auslegungsmethodik einschließlich der optimierter 3-D Beschaukelung zusammengefasst.

Im Arbeitspaket "Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung" sind insbesondere Themen der Naben – und Plattformkonturierung adressiert. In beiden Arbeitspaketen wurden ausgehend vom derzeitigen technologischen Stand (Rig639/2) die numerische Weiterentwicklung und Optimierung spezieller Verdichterbauteile untersucht und in Einzelversuchen validiert.

Das Arbeitspaket „Instationäre Strömung“ hat die Validierung numerischer Berechnungsmethoden mit instationärer Modellierung zum Ziel. Anhand der Berechnung für das existierende Rig 250 einschließlich der Transition soll die Methode mit geeigneter Instrumentierung getestet werden.

Das Vorhaben soll in Zusammenarbeit mit den Unterauftragnehmern TU Braunschweig, TU Darmstadt sowie der TU Dresden durchgeführt werden; das DLR Köln wie auch die Firma AneCom Aerotest sind bei der Durchführung der Einzelprojekte erheblich beteiligt.

Das Vorhaben begann am 01.01.2007 und endete 30.06.2011.

Das Vorhaben gliederte sich in folgende Arbeitspakete:

- AP1 – *Projektleitung*
- AP2 – *Entwicklung neuartiger Auslegungstechnologien*
- AP3 – *Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung*
- AP4 – *Ausnutzung instationärer Strömungseffekte*

Im ersten Arbeitspaket wurde ein gesamtverantwortlicher Projektingenieur eingesetzt, der den Einsatz von Ressourcen, die Einhaltung des Zeitplans und des Meilensteinplans überwachte. Fast alle Arbeitspakete erstrecken sich über die gesamte Projektlaufzeit.

Die *Entwicklung neuartiger Auslegungstechnologien* in AP 2 umfasst vier Projekte, die im Wesentlichen die Interaktion zwischen der Hauptströmung und konstruktiv notwendigen Merkmalen, wie z.B. Zapfluftentnahme und Spalte der Verstellbeschaukelung, betreffen. Die einzelnen Arbeitspakete werden später näher beschrieben.

Die *Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung* in AP3 wurde in Zusammenarbeit mit der Forschungsstelle an der TU Darmstadt durchgeführt. Hierbei hat Rolls-Royce Deutschland einen Blisk-Rotor für den schnelllaufenden Verdichterprüfstand ausgelegt, an dem das Potential einer nicht-achsensymmetrischen Wandgestaltung aufgezeigt wurde. Die Konstruktion des Prüfstandes wurde ebenfalls von Rolls-

Royce Deutschland durchgeführt. Die Fertigung der Bauteile, mit Ausnahme des Blisks, wurde in Zusammenarbeit mit der TU Darmstadt an viele lokale KMU's vergeben. Der Blik wurde bei Rolls-Royce Deutschland gefertigt und mit Instrumentierung versehen. Prüfstandmanagement und Test erfolgte von Seiten der TU Darmstadt. Ein wesentlicher Aspekt dieser Arbeiten beruhte darin, vorhandene Auslegungswerkzeuge und Methoden an diese erweiterte Problematik anzupassen.

Die Untersuchungen zur *Ausnutzung instationärer Strömungseffekte* in AP4 erfolgte im wesentlichen durch das DLR Köln, das mit Hilfe der Versuche am Rig 250 des DLR die Validierung der zugehörigen Berechnungsverfahren vorantreibt. Das Thema Stator-Clocking wurde ausgiebig an der TU Braunschweig analytisch, wie auch experimentell bearbeitet.

### **3.1 AP2.1 Verdichterauslegung nach Robustheits- und Kostenaspekten**

Das Projekt „Verdichterauslegung nach Robustheits- und Kostenaspekten“ lief von Januar 2007 bis Dezember 2010. Es wurden 3D-Scans von je 150 Rotorschaukeln, welche von drei Laufschaufelreihen eines Hochdruckverdichters stammen, durchgeführt und die Fertigungsabweichungen bestimmt. Die Quantifizierung dieser Abweichungen erfolgte auf Basis von Parametern, die den Design-Parametern ähnlich sind. Sie wurden mit dem Programm „Blade2Parameter“ identifiziert, welches als Ergebnis des Projektes ebenfalls in C++ umgesetzt und Rolls-Royce Deutschland zur Verfügung gestellt wurde.

Der Einfluss der Abweichungen auf die Performance wurde durch probabilistische CFD-Simulationen untersucht. Zum einen erfolgte die Analyse der einzelnen Stufen, hierbei wurden bis zu 8 vernetzte Passagen mit jeweils individuellen Geometrien berechnet. Dieser Ansatz erlaubt es variable Kanalquerschnitte zu berücksichtigen und Schlussfolgerungen auf das Verhalten der gesamten Rotorreihe zu extrapolieren. Zum anderen wurden die geometrischen Parameter auf alle 10 Laufschaufelreihen interpoliert. Dadurch konnte der gesamte 10-stufige Verdichter probabilistisch untersucht werden.

#### **3.1.1 Vermessung der Schaufeln**

Im Rahmen des Projekts erfolgte die Digitalisierung von insgesamt 450 Rotorschaukeln. Es wurden neue Schaufeln von drei Laufschaufelreihen (je 150 Rotorschaukeln von Reihe 3, 6 und 9) ausgewählt. Die Vermessung erfolgte mit dem optischen 3D-Scanner Kolibri Flex 100 der Firma IVB aus Jena in Deutschland. Zum Vermessen der metallischen, stark reflektierenden Oberflächen, wurde eine TiO<sub>2</sub>-Schicht aufgebracht. Die einzelnen Ansichten (ca. 5 bis 12) werden durch die Software des Scanners zu einer 3D-Punktewolke zusammengesetzt (trianguliert) und anhand einer Referenzgeometrie des kalten CAD-Modell im Raum ausgerichtet. Kommerziell erhältliche Software ermöglichte die Berechnung der 3D Oberflächenabweichungen der digitalisierten Schaufel mit der Referenzgeometrie.

### 3.1.2 Parametrisches Schaufelmodell und Parameteridentifikation

Ziel des Projekts ist die Untersuchung des Einflusses der Fertigungsabweichungen auf die Performance des Verdichters unter Verwendung probabilistischer Methoden. Diese Methoden bedingen ein parametrisches Modell aus stochastischen Variablen, die das statistische Verhalten der Realität abbilden. Zu diesem Zweck wurden die 3D-Abweichungen der realen Schaufeln gegenüber der Referenzgeometrie einer quantitativen, parameterbasierten Analyse zugeführt. Um der klassischen Auslegung einer Turbomaschinenschaufel möglichst nahe zu sein, erfolgte diese Parameterbestimmung auf Profilschnitten, welche durch Verschneiden der gescannten Schaufel auf spannweiten konstanten Schnitten zwischen Nabe und Gehäuse aus dem 3D-Scan extrahiert wurden.

Die wichtigsten Design-Parameter eines Schaufelprofils werden durch seine Dicken- und Wölbungsverteilung vorgegeben. Beide Verteilungen werden üblicherweise über der Sehnenlänge dargestellt, siehe Abb. 3-1.

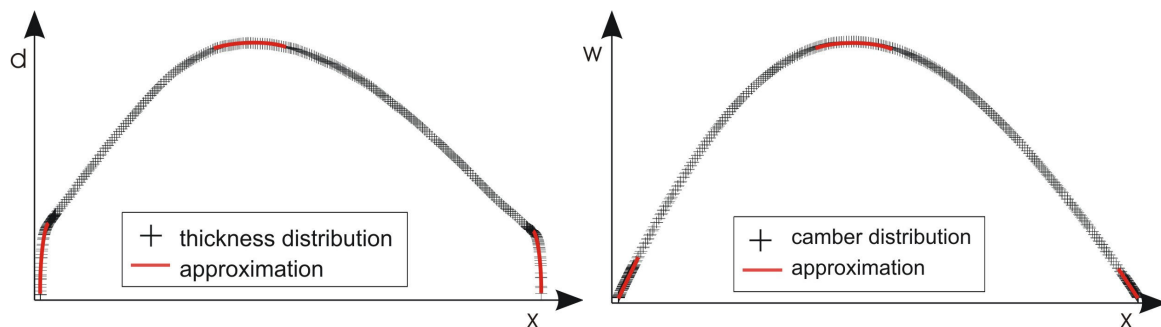


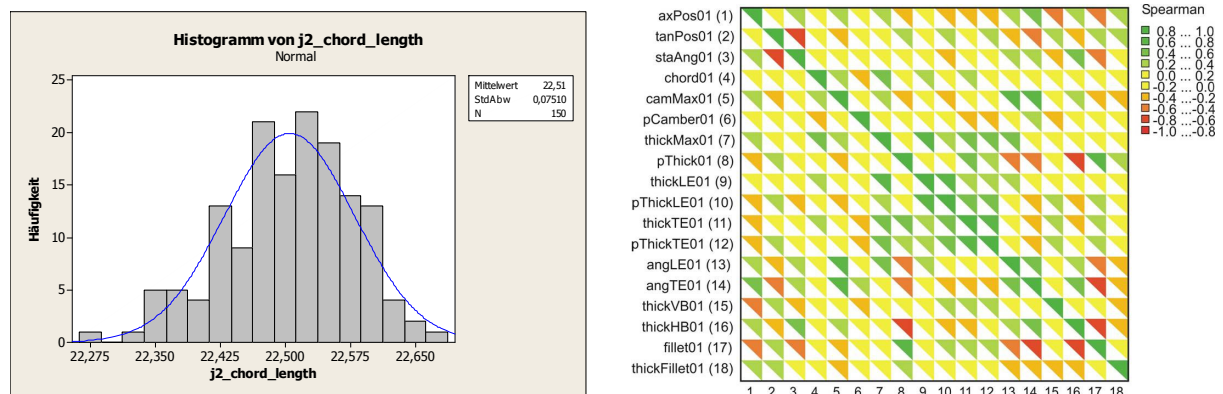
Abb. 3-1: Dicken- und Wölbungsverteilung mit approximierten Teilbereichen

Die Dickenverteilung ist als Abstand zweier Punkte des Profilschnitts definiert, welche dem gleichen Punkt der Skelettlinie zugeordnet sind. Die Wölbungsverteilung bestimmt sich aus dem Abstand dieses Skelettlinienpunktes zum dazugehörigen Punkt der Sehnenlinie. Folglich sind beide Verteilungen festgelegt, wenn sowohl Skelett- und Sehnenlinie bekannt sind. Zentraler Punkt der Schaufelparametrisierung ist daher der innerhalb des Projekts entwickelte inverse Skelettlinienalgorithmus. Er bestimmt für jeden Punkt des unstrukturierten Profilschnittes jeweils einen Punkt der Skelett- und Sehnenlinie und ermöglicht somit die symmetrische „Zerlegung“ des Profils.

### 3.1.3 Probabilistische Modelle

Eine probabilistische Simulation erfordert Kenntnisse des statistischen Charakters der stochastischen Variablen. Hierzu wurde die Parametermatrix (über der Schaufelhöhe gemittelte geometrische Parameter aller Schaufeln eines Rotors) nach statistischen Kennwerten untersucht. Nach dem Kriterium des Anderson-Darling Anpassungstests wurde für jeden Parameter die statistische Verteilungsfunktion sowie die Verteilungsparameter bestimmt, welche die vorliegende Häufigkeitsverteilung bestmöglich abbildet, siehe Abb. 3-2. Die Abhängigkeiten der Parameter untereinander lassen sich über eine Korrelationsmatrix aus Spearman-Rangkorrelationskoeffizienten quantifizieren. Jeder Wert einer solchen Matrix

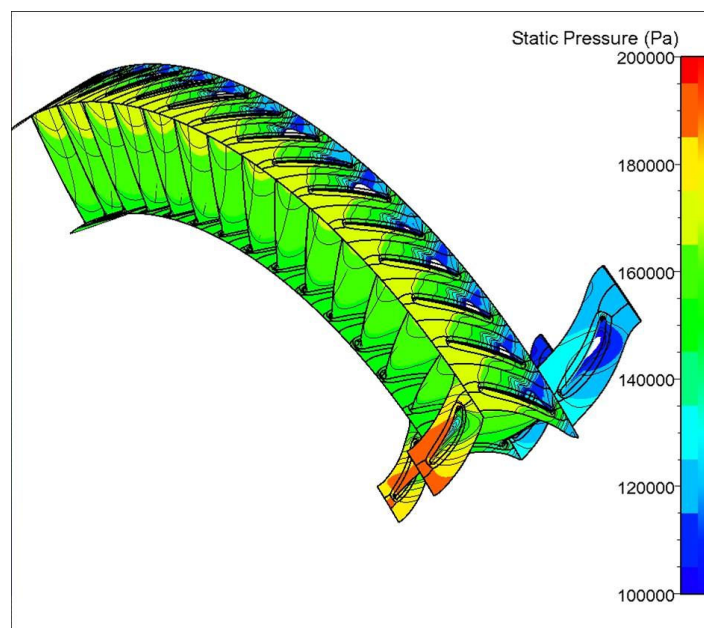
beschreibt die Beziehung (gemeinsames Auftreten in der Stichprobe) von zwei zugeordneten Parametern, siehe Abb. 3-2.



**Abb. 3-2: Identifizierte statistische Verteilung des Parameters Sehnenlänge (Minitab) und Korrelationsmatrix zur Beschreibung der Zusammenhänge der geometrischen Parameter untereinander**

### 3.1.4 Ergebnisse der probabilistischen CFD-Simulationen

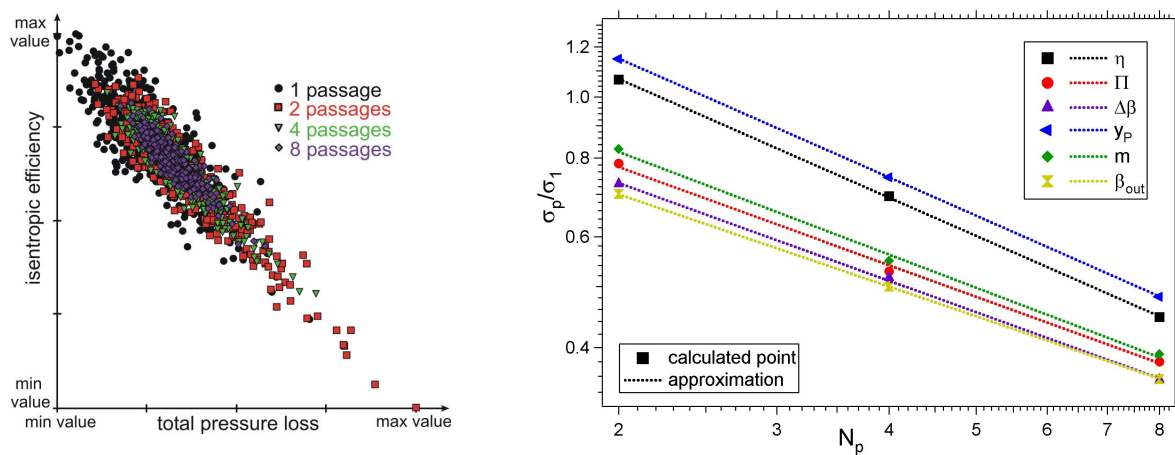
Zunächst sollen die Ergebnisse der einzelnen Verdichterstufen vorgestellt werden. Das kommerzielle Programmpaket NUMECA FINE Turbo fand Verwendung zum Aufbau der deterministischen Modelle. Sie wurden jeweils als 1.5 stufige Konfiguration (mit stromauf und stromab anschließendem Stator) ausgeführt. Die Rotorpassagen wurden dupliziert und die Symmetrierandbedingung an die jeweilige Anzahl vernetzter Passagen angepasst. Dies ermöglichte die Untersuchung nicht-axialsymmetrischer Effekte und die Quantifizierung des Einflusses individueller Passagengeometrien in Umfangsrichtung, siehe Abb. 3-3.



**Abb. 3-3: Statischer Druck auf der Oberfläche von R3 bei Berücksichtigung 15 individueller Schaufeln**

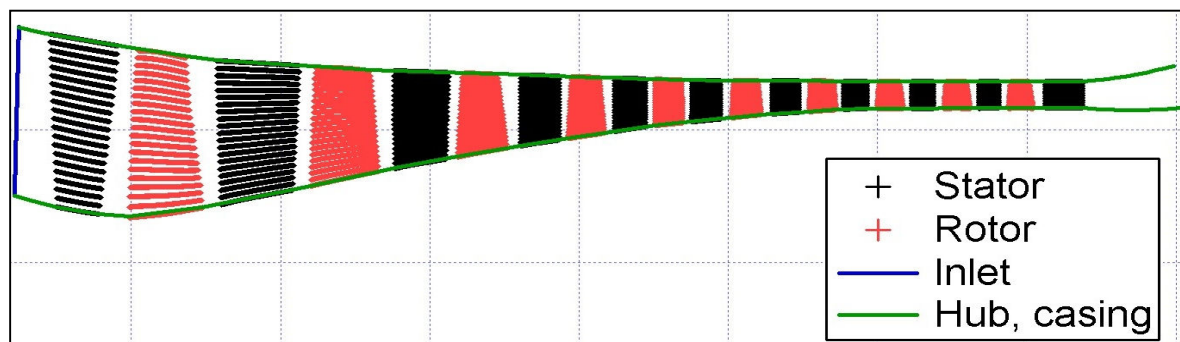
Im Anschluss an eine probabilistische Simulation erfolgt ihre statistische Auswertung mit Bestimmung der statistischen Verteilungsparameter der Ergebnisgrößen und der

Analyse der Zusammenhänge zwischen Ergebnis- und Eingangsgrößen. Besonders der Vergleich der Verteilungsparameter der Ergebnisgrößen der Mehrpassagenrechnungen im Bezug auf die Anzahl an vernetzten Passagen zeigt interessante Ergebnisse. So wurde eine tendenzielle Reduktion der Streuung mit zunehmender Anzahl an Passagen festgestellt. Dieses Phänomen kann als Ausmischung der Effekte der individuellen Schaufeln auf das integrale Verhalten der gesamten Reihe verstanden werden. Es begründet sich durch den statistischen Charakter der Schaufeln der jeweiligen Passagen, welche unabhängig voneinander modelliert wurden. Für das 2-Passagen Modell konnte jedoch eine Vergrößerung der Streuung gegenüber der konventionellen 1-Passagen Lösung festgestellt werden. Hier zeigt sich der Einfluss des vergrößerten Parameterraums durch die Berücksichtigung von variablen Passagenquerschnitten, siehe Abb. 3-4.



**Abb. 3-4:** Streudiagramme für isentropen Wirkungsgrad über Druckverlustbeiwert der 1-, 2-, 4- und 8-Passagen-Rechnung für Stufe 6 (links); Ausmischungsverhalten integraler Ergebnisgrößen bei mehreren individuellen Passagen (rechts)

Das deterministische Modell des gesamten Hochdruckverdichters wurde ebenfalls mit dem kommerziellen Programmpaket NUMECA FINE Turbo aufgebaut. Er wurde als 10.5 stufige Konfiguration (IGV mit 10 Stufen) ausgeführt, siehe Abb. 3-5.



**Abb. 3-5:** 10-stufiger Hochdruckverdichter BR710 als r(z)-Darstellung

### 3.2 AP2.2 Zapflufteinspeisung zur Verbesserung des Teillastverhaltens

Das Projekt „Zapflufteinspeisung zur Verbesserung des Teillastverhaltens“ lief von Januar 2009 bis Dezember 2010. Ziel des Projektes ist die experimentelle



Untersuchung einer neuartigen Beschaukelung mit einer Tandem-Leitschaukelkonfiguration am Verdichterprüfstand der TU Dresden. Dabei sollte mit Hilfe der aktiven Strömungskontrolle die Charakteristik des Verdichters sowie das Strömungsfeld mit und ohne Einblasung untersucht werden.

Als erster Schritt wurde der 4.5 stufige Standardverdichter umgebaut, so dass die neue 1-stufige Konfiguration mit der Bezeichnung Aufbau A19 eingebaut werden konnte. Weiterhin wurde das in den vorangegangenen Projekten LuFo III und Lufo IV entwickelte Sekundärluftsystem zur Einblasung der Luft an den neuen Aufbau angeschlossen. Zusammen mit dem Projektpartner Rolls-Royce Deutschland wurden neue Injektoren entwickelt, die mit einer an der Strömung ausgerichteten Geometrie die Sekundärluft einen überwiegend axialen Impuls in die Maschine einströmen lässt. Für die experimentellen Untersuchungen wurden drei Verdichter Konfigurationen festgelegt, welche in Tabelle 1 aufgeschlüsselt sind. Der Aufbau A19-01 ist die Referenzkonfiguration mit unkonturiertem Gehäuse. Die Injektoren wurden dabei nicht in das Gehäuse integriert. In Aufbau A19-02 wurden 10 und später im Aufbau A19-03 20 Injektoren verbaut. Dabei sind die prozentualen Angaben des Rotorspalts auf die Sehnenlänge im Außenschnitt von 145mm und die Einblasraten auf den Auslegungsmassenstrom von 27.2kg/s bezogen.

Konfiguration	Rotorspalt [mm]/[%]	Einblasraten [kg/s]/[%]	Injektoren [n]
A19-01	1.5/1.03	0.0 / 0.0	0
A19-02	1.5/1.03	0.068 / 0.25	10
A19-03	1.5/1.03	0.136 / 0.50	20

**Tabelle 1: Konfiguration und Messmatrix Aufbau A19**

Die Messkampagne startete im Februar 2010 und konnte im Juli 2010 beendet werden. In der folgenden Aufstellung sind die pro Konfiguration durchgeführten Messungen beschrieben:

- 1) Konfiguration A19-01: Kennfeld,  
Fünflochsondenmessungen in ME3/4/5 und  
Radialtraversen in ME4
- 2) Konfiguration A19-02: Kennfeld
- 3) Konfiguration A19-03: Kennfeld,  
zeitauflösende Sonden in ME3/4/5,  
piezoresistive Druckaufnehmer im Gehäuse und  
optische Messungen mit Kamera und Trigger

In Abb. 3-6 sind die Messebenen (ME) sowie die schematische Darstellung der Beschaukelung und ein Teil des Verdichters dargestellt.

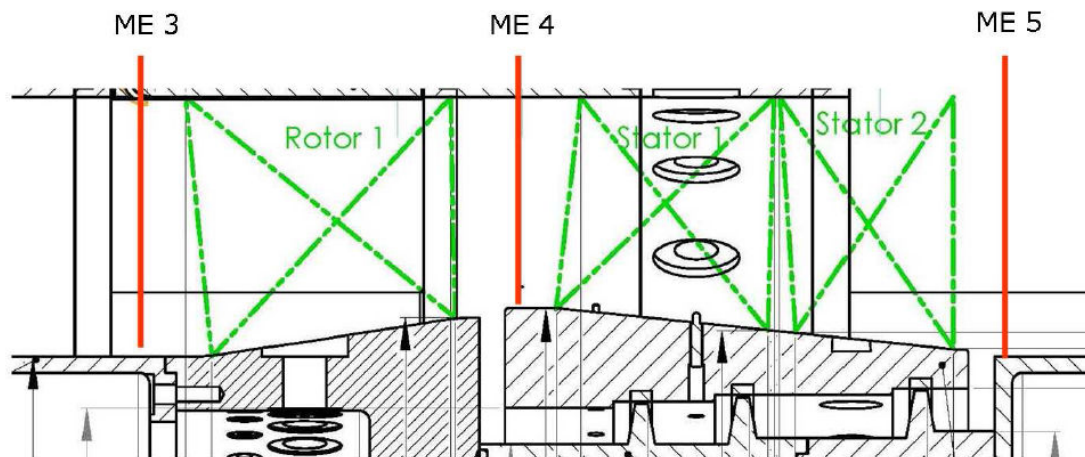


Abb. 3-6: Meridionalschnitt und Lage der Messebenen - Aufbau 19

### 3.2.1 Aufbau des Prüfstandes A19

Der in dieser Arbeit untersuchte Aufbau A19 ist ein 1-stufiger Verdichter, bestehend aus dem Rotor und einer Tandem-Statorkonfiguration.

Erstmals seit Inbetriebnahme des NGV Dresden im Jahre 1995 kommen gefräste Leichtmetallschaufeln aus einer Aluminiumlegierung zum Einsatz. Eine weitere Neuerung ist die geänderte Nabenkontur. Unter Beibehaltung der Gehäusekontur wird der Kanal entlang des Rotors eingezogen und entlang der Leitschaufelreihe wieder auf den anfänglichen Radius geöffnet. Die Tandemkonfiguration besitzt ein Deckband aus Aluminium und wird gegenüber der Rotortrommel von einer 3-stufigen Labyrinthdichtung in triebwerksähnlicher Ausführung abgedichtet.

### 3.2.2 Experimentelle Untersuchungen ohne Einblasung

#### Kennfeld:

Alle Kennfelduntersuchungen wurden bei der Auslegungsdrehzahl  $\zeta=1.0$  durchgeführt. Die Bestimmung des Wirkungsgrades erfolgt aus dem in der Zulaufstrecke ermittelten Massenstrom, der Totalenthalpiedifferenz zwischen Einlass und Auslass und der aus dem gemessenen Drehmoment ermittelten Leistung. Das Verhalten der gesamten Beschauflung im Verdichter wird durch das Verdichterkennfeld charakterisiert.

#### Zeitauflösende Messungen in stationären Betriebspunkten:

In den Messebenen 3, 4 und 5 (vor der Laufschaufel, danach, nach der Leitschaufel) wurden insgesamt drei Zylinderstabsonden, sechs Mikrofone und sechs gehäusewandbündige Kulite-Sensoren angebracht.

Ziel war es, die Nachläufe des Rotors aufzulösen und Anzeichen von Strömungsinstabilitäten zu erkennen. Dazu wurden in Messebene 4 stromab der Laufschaufel 19 radiale Messpositionen festgelegt. Aus den Daten wurden mittels einer Ensemble-Mittelung mit Nutzung eines Rotordrehsignals die flächigen

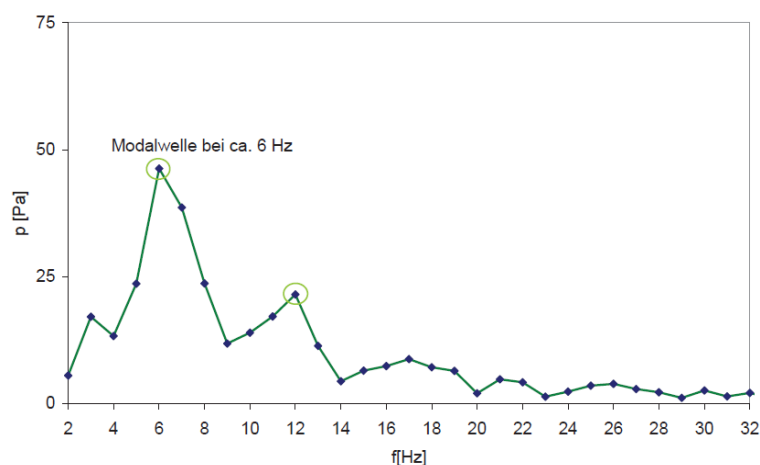
Darstellungen des Drucks erstellt. Die Zeitskala ist auf die Periodendauer einer Laufschaufelwiederholung  $t/t_{\text{Rotor}}$  bezogen.

Bei 20% Kanalhöhe deutet das Gebiet des geringen Totaldrucks auf eine sekundärströmungsgetriebene Profilablösung der saugseitigen Grenzschicht hin. Die Totaldruckverteilungen stromab der Beschauelung zeigen keinen dominanten Einfluss des Radialspaltwirbels, der typischerweise anhand eines abgegrenzten Gebiets geringeren Totaldrucks zu identifizieren wäre. In den Darstellungen der Schwankungsgrößen ist eine Instationarität im gesamten gehäusenahen Bereich zu erkennen. Dies lässt darauf rückschließen, dass der Radialspaltwirbel die Passage am Schaufelaustritt nicht verlässt sondern durch die Passage in Richtung der Druckseite der benachbarten Schaufel wandert.

### **Überschreiten der Stabilitätsgrenze:**

Der stabile Betriebsbereich von Axialverdichtern wird bei Annäherung an dessen Stabilitätsgrenze durch Strömungsinstabilitäten begrenzt. Die Vorläufer solcher Instabilitäten können Modalwellen sein, die in der Literatur als langwellige sinusförmige Störungen beschrieben werden und in einem Frequenzbereich weit unterhalb der Blattfolgefrequenzen des Verdichters zu finden sind. Ein weiteres Phänomen ist das Auftreten von kurzzeitigen Störungen, welche als „Spikes“ bekannt sind und beispielsweise im zeitlichen Druckverlauf als Impulsspitze identifiziert werden können.

Das Durchfahren des Betriebsbereichs des Verdichters vom Auslegungspunkt bis hin zum Strömungsabriss wurde bei sechs verschiedenen Radialpositionen der Zylindersonden durchgeführt. Diese Radien entsprechen den Kanalhöhen von 5%, 15%, 30%, 60%, 85% und 95%. Erst kurz vor Erreichen der Stabilitätsgrenze können Vorläufer von Strömungsinstabilitäten in den Frequenzspektren erkannt werden. In Abb. 3-7 ist beispielhaft das Spektrum eines Zeitabschnitts beim Durchfahren dieses Betriebsbereichs stromauf der Laufschaufel (ME3) dargestellt. Das Auftreten von Modalwellen bei ca. 6Hz lässt sich hier eindeutig identifizieren.



**Abb. 3-7: Frequenz-Spektrum, wandbündiger Sensor, ME3, kurz vor Strömungsabriss**

### **3.3 AP2.3 Numerische Arbeit zur Untersuchung der schaufelintegrierten Sekundärluftentnahme**

Moderne Triebwerksforschung ist im Hinblick auf die Optimierung des Verdichters durch Variation der Profilgeometrie bereits stark ausgereizt. Eine Erhöhung des Wirkungsgrades ist daher in diesem Zusammenhang nur durch einen extrem hohen Aufwand zu bewerkstelligen. Verbesserungen des Verdichterwirkungsgrades sind durch Optimierung bereits bestehender Lösungsansätze bei Systemkomponenten, die Massenströme aus dem Kreisprozess ab- oder zuführen, mit geringerem Aufwand zu erzielen. Die Entnahme von Druckluft aus dem Verdichter wird zum Beispiel für die Umspülung der Schaufeln in der Turbine zur Kühlung, auf Grund der dort vorherrschenden hohen Temperaturen, Kaltluft mit hohem Druckniveau benötigt. Diese wird heutzutage ebenfalls aus dem Mittel- bzw. Hochdruckverdichter entnommen. Die Entnahmestellen wurden in der Vergangenheit oft im Bereich des hinteren Profilbereichs oder hinter die Passage gelegt. Neue Forschungen sollen dreidimensionale, an das Strömungsfeld angepasste Geometrien beinhalten, die den jeweils gegebenen Einsatzzwecken Rechnung tragen.

Die Entnahme von Luft aus dem Verdichter wird generell mit Zapfluft bezeichnet. Der in der vorliegenden Arbeit verfolgte Ansatz der Verlegung der Zapfluftentnahme in den Saugspitzenbereich der Schaufel hat zum Ziel, dass die Entstehung des Querkanalwirbels auf der Saugseite des Profils nahe der Gehäusewand durch die Einwirkung der Entnahmegeometrie frühzeitig behindert wird.

Ziel des Teilprojektes war die Entwicklung einer in die Schaufelpassage integrierten, dreidimensional konturierten Entnahmegeometrie, welche die Verluste der Primärströmung der Passage positiv beeinflussen sollte. Zusätzlich war ein entsprechend hoher Druckrückgewinn der Zapfluft selbst zu gewährleisten, wobei der Schwerpunkt jedoch auf die Verbesserung der Passagenströmung gelegt werden sollte.

Zuerst werden die Ergebnisse von numerischen Voruntersuchungen gezeigt, bei denen die Luftentnahme über schräge Bohrungen im Bereich der Schaufelsaugseite betrachtet wurde. Anschließend wird die schrittweise Entwicklung einer strömungsangepassten Entnahmegeometrie für den Niedergeschwindigkeitsfall vorgestellt, die im Gitterwindkanal (GNB) umfassend vermessen wurde. Diese Konfiguration wurde am Ende des Projektes auf einen Triebwerksverdichterentwurf mit realistischen Rand- und Machzahlbedingungen adaptiert und die Funktionsweise anhand von CFD Simulationen bestätigt.

#### **3.3.1 Ergebnisse**

Zuerst werden die Ergebnisse von numerischen Voruntersuchungen gezeigt, bei denen die Luftentnahme über schräge Bohrungen im Bereich der Schaufelsaugseite betrachtet wurde. Anschließend wird die schrittweise Entwicklung einer strömungsangepassten Entnahmegeometrie für den Niedergeschwindigkeitsfall vorgestellt, die im Gitterwindkanal (GNB) umfassend vermessen wurde. Diese Konfiguration wurde am Ende des Projektes auf einen Triebwerksverdichterentwurf mit realistischen Rand- und Machzahlbedingungen angepasst und die Funktionsweise anhand von CFD Simulationen bestätigt.

Zu Beginn des Projektes wurde eine maschinentypische Bauraumbeschränkung definiert, die den für die Gestaltung der Entnahmegeometrie zur Verfügung stehenden Raum abgrenzt. Des Weiteren wurden Richtwerte für den engsten Querschnitt und die zu erreichende Strömungsrichtung des Entnahmemassenstromes festgelegt (siehe Abb. 3-8).

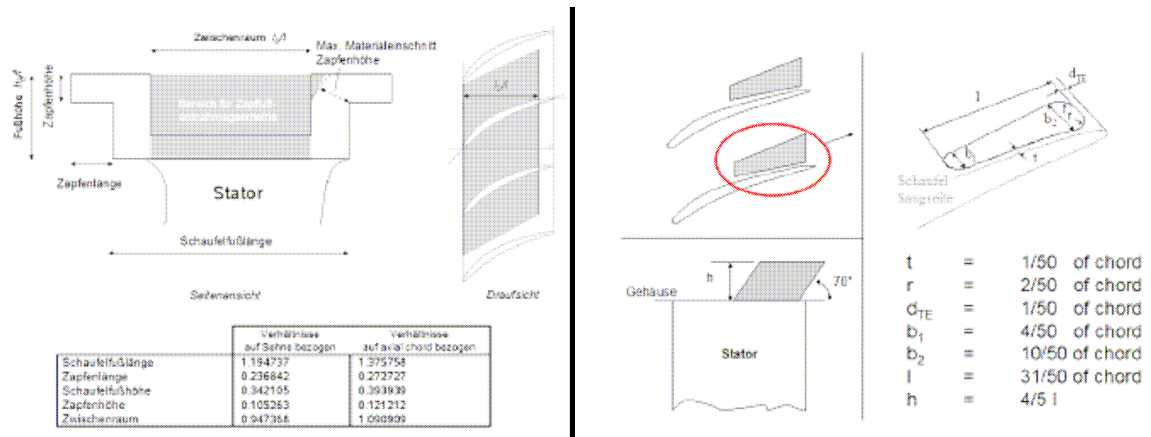


Abb. 3-8: Bauraum für Zapfluentnahme innerhalb der Schaufelpassage und Ausgangsentwurf

Die Entnahmemenge wurde auf drei Prozent des Passagenmassenstromes definiert, da aus den Erfahrungen der Literatur für einen weitreichenden Massenstrombereich eine optimale Konturgestaltung nicht möglich ist. Bereits zu Beginn der numerischen Untersuchungen zeigte sich, dass infolge der einseitigen Absaugung im Gitter an der unbeeinflussten Seitenwand ein vollständiger Corner-Stall auftrat. Durch die damit verbundenen starken 3D Effekte in Form von Axialgeschwindigkeit- und Inzidenzeinflüssen machten eine auch auf halber Schaufelhöhe begrenzte Auswertung nicht sinnvoll und somit musste die Gitterkonfiguration geändert werden. Nachdem numerisch verschiedene Ansätze zu Entlastung der unbeeinflussten Seitenwand (Teilungsänderung, V-Stellung) untersucht worden waren, fiel die Wahl auf einen zusätzlichen Radialspalt an dieser Seitenwand. Damit sollte gewährleistet werden, dass der Abbau von Verblockung durch eine gut funktionierende Absaugung nicht zu ausgeprägten Wechselwirkungen zwischen den beiden Endwänden führt. Im Fall der Gitteruntersuchungen zeigte jedoch auch der Spaltwirbel eine in der Regel negative Reaktion auf eine verbesserte Entnahme, so dass die Auswertung hinsichtlich Strömungsverlusten und Druckumsetzung wiederum auf die halbe Schaufelhöhe beschränkt wurde.

### 3.3.1.1 Untersuchungen zur Entnahme über schräge Bohrungen

Bei den Untersuchungen zur Massenstromentnahme wurde mit einer generischen Betrachtung mittels einfacher Bohrungen begonnen. Auf diese Weise sollten zunächst die grundlegenden Strömungsmechanismen, die bei der vorliegenden Passage durch die Absaugung entstehen verstanden und anschließend eine günstigste Positionierung der Entnahmestelle gefunden werden. Es zeigte sich, dass eine Positionierung unmittelbar an der Profilsaugseite und dicht bei der Profilsaugspitze für die Passagenströmung von Vorteil ist. Die Geometrieerzeugung erfolgte unter einem Winkel von  $45^\circ$  zur Seitenwand und tangential zur Saugseitenkontur. Dabei ergaben sich elliptische Entnahmequerschnitte. Diese Positionierung ermöglichte es, die Entstehung der Querkanalströmung durch ein

frühzeitiges Absaugen der überkrümmten Seitenwandgrenzschicht zu unterdrücken. Die Positionierung bei 13% der Schaufelsehnenlänge stellte sich als besonders vorteilhaft heraus, wie an der reduzierten Verlustzone innerhalb des Nachlaufes stromab der Leitschaufel in der Nähe der Seitenwand zu sehen war.

Nachdem das grundsätzliche Potential der Luftentnahme innerhalb der Passage anhand der Bohrungsuntersuchungen deutlich geworden war, sollte die Entnahme nun schrittweise durch Anpassung an die Strömungsphänomene verbessert werden. Als Vergleichskonfiguration diente dabei eine von Rolls-Royce entwickelte Entnahmeauslegung [ 20 ], das anhand der Parametrisierung auf die vorliegende Gitterpassage angepasst wurde. Im Laufe des Projektes wurden zahlreiche Konfigurationen mit unterschiedlichen strömungsmechanischen Ansätzen untersucht. Dabei wurde von Beginn an die Richtung verfolgt, eine Rampengeometrie zu entwickeln, die der lokalen Zuströmung angepasst ist.

### **3.4 AP2.4 Neuartige 3D-Schaufelgestaltung und Belastungsverteilung von verstellbaren Leitschaufeln bei ebener Wand**

Dieses Arbeitspaket beschäftigt sich mit Sekundärströmungseffekten an Teilspalten, wie sie an Verstellleitschaufeln an Nabe und Gehäuse auftreten. Es werden numerische und experimentelle Ergebnisse von zwei Schaufelgittern mit generischen Teilspalten präsentiert. Ziel der Untersuchung war die Entwicklung einer verbesserten Belastungsverteilung, welche die Seitenwandbereiche positiv beeinflusst und somit die Strömung hinsichtlich Sekundärverluste und Homogenität verbessert. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass hier enorme Anforderungen an die Genauigkeit der numerischen Verfahren gestellt werden. An der Endwand mit Teilspalt überlagern sich der abgeschwächte Spaltwirbel und die klassische Querkanalströmung, die in ihrer Interaktion sehr sensibel auf strömungsmechanische Änderungen reagiert. Es konnte sowohl numerisch als auch experimentell eine Verbesserung der Teilspaltverluste durch höhere Schaufelbelastungen im vorderen Schaufelbereich nachgewiesen werden.

Teilspalte entstehen in der Maschine an verstellbar ausgeführten Leitschaufeln infolge der drehbaren Lagerung und der gekrümmten Kontur von Nabe und Gehäuse. Spaltströmungen allgemein haben einen entscheidenden Einfluss auf die Entstehung von Strömungsverlusten, die je nach aerodynamischer Belastung für einen erheblichen Anteil der Gesamtströmungsverluste verantwortlich sein können.

Ein Großteil existierender Forschungsarbeiten zu Spaltströmungen in Turbomaschinen befasst sich mit Axialturbinen. Hier sind die negativen Auswirkungen der Ausgleichströmung von Druck- zu Saugseite infolge der starken Druckunterschiede besonders ausgeprägt. Entscheidend ist hier die radiale Spaltweite. Nachdem in der Entwicklung das Potential von Spaltmaßreduzierung größtenteils ausgeschöpft ist, geht ein Trend der Entwicklung dahin, die Leckageströmung mittels Formgestaltung der Schaufelenden zu reduzieren. Das Prinzip basiert auf einer strömungskonturbedingten Verblockung des effektiven Spaltquerschnittes. Auch wenn es in der Maschine aufgrund der in ihrer Richtung unterschiedlichen Schleppwirkung von Nabe beziehungsweise Gehäuse zu Unterschieden in der Ausprägung der Spaltströmung kommt, sind die grundlegenden Geometrieinflüsse auf Verdichterpassagen übertragbar.

Im Bereich der Axialverdichter wird schwerpunktmäßig die Spaltströmung der Rotorspalte untersucht. Dazu wurden in der Vergangenheit zahlreiche Untersuchungen zur Beeinflussung entwickelt, wie z.B. Gehäusestrukturierung und Einblasung. Spaltströmungen in Leitschaufeln werden meist im Hinblick auf ihren globalen Wirkungsgradeinfluss berücksichtigt. Lokale Phänomene in den verstellbaren Leitschaufelreihen sind dabei im allgemeinen von geringem Interesse.

Neben zahlreichen Korrelationen wurden Spaltströmungsmodelle ([ 29 ], Rains [ 26 ]) aufgestellt, mit denen eine Abschätzung von Leckageströmung und Zusatzverlusten in Abhängigkeit von Geometrie- und Belastungsparametern möglich ist. Wichtig für die Spaltverluste ist neben der Spaltweite und anderen Gitterparametern die Ausbildung einer Ablöseblase vena contracta. Sie ist für die Ausbildung einer effektiven Spaltquerschnittsfläche und damit das Geschwindigkeitsprofil der Spaltströmung verantwortlich. Je nach Impuls der Spaltströmung ergibt sich die Eindringtiefe der Spaltströmung in die benachbarte Passage was als entscheidend für die Verlustentstehung angesehen wird, vgl. Fischer [ 24 ]. Eine umfangreiche Literaturübersicht einschließlich Spaltverlustmodellen und Korrelationen liefert Hübner [ 25 ].

Die Möglichkeit einer detaillierten Untersuchung der Spaltströmungsphänomene in Wechselwirkung mit der Primärströmung ist erst mit dem Aufkommen hochauflösender RANS Simulationen in den letzten Jahren gegeben. Stockhaus [ 28 ] untersuchte die Verbesserungsmöglichkeiten durch Schaufelendformen an Lauf- und Leitschaufeln an einem einstufigen Axialverdichter. Teilspalte wurden hier zwar numerisch mit aufgelöst, jedoch galt den entsprechenden Phänomenen nur geringe Aufmerksamkeit. Er konnte eine Verbesserung von etwa 0.25 Prozent im Wirkungsgrad maßgeblich durch Verbesserungen am Laufschaufelspalt erreichen.

Weitere numerische und experimentelle Untersuchungen zu einem mehrstufigen Verdichter wurden von Ribí [38] durchgeführt. Hier war das Ziel, die Vorhersagegenauigkeit der Kennwerte mittels RANS Simulationen durch die Berücksichtigung der Teilspalte zu verbessern und ein angepasstes Spaltströmungsmodell bereitzustellen. Zwar konnten die Unterschiede zwischen Messungen und Simulationen verringert werden jedoch zeichneten sich dabei numerische Sensitivitäten ab. Eine besondere Form der Teilspalte ergibt sich, wenn durch mechanische Anpassungen der Verstellmechanik der vordere Teilspalt im Bereich der Nase verhindert werden kann. Die Sekundärströmungsphänomene können dadurch erheblich reduziert werden. Die dazu von Clemen et al. [ 23 ] durchgeführten numerischen Untersuchungen wurden durch Messungen im GGB bestätigt. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wurde in der vorliegenden Arbeit der Einfluss der Profilbelastungsverteilung auf die Teilspaltströmung untersucht.

Für die numerischen Untersuchungen der Teilprojekte wurden der Strömungslöser HYDRA in der Version 5.54 sowie das kommerzielle Programmpaket von NUMECA in der Version 8.7\_3 genutzt. Für die 2D Profilmachrechnungen und den Profilentwurf wurden MISES und Xfoil verwendet.

Die experimentellen Untersuchungen zu den beiden Teilprojekten erfolgten am Institut für Strömungsmechanik der TU Braunschweig. Die Experimente zu

Teilspalten AP2.4 erfolgten am Großen Gitterwindkanal Braunschweig (GGB). Die Integration erfolgt über eine bewegliche Messstrecke mit entsprechender Übergangsdüse, die dem 1.3m Durchmesser des Windkanals für die Gittermessstrecke mit den Abmessungen BxH = 600mmx900mm nutzbar macht. Der GGB wurde für die VerDeMod Messungen mit  $W_1 = 40\text{m/s}$  betrieben, was in Verbindung mit den großen Abmessungen der Schaufeln zu einer Reynoldszahl von  $Re = 660000$  führt. Abb. 3-9 zeigt eine Schnittdarstellung und die eingebauten Schaufeln des GGB. 5 Schaufeln mit repräsentativen Umlenkungen und Schaufelhöhenverhältnis, wie in Abb. 3-10 dargestellt, wurden eingebaut und in den drei gezeigten Spaltkonfigurationen vermessen.

Die erste Konfiguration wird mit geschlossenem Spalt zwischen Schaufel und Seitenwand im Gitterwindkanal vermessen. Die weiteren Konfigurationen zeichnen sich durch einen bei 45% der Schaufelsehnenlänge oder bei 70% der Schaufelsehnenlänge beginnenden Spalt der Höhe  $s/c=1.5\%$  aus. Diese Spaltweiten und Ausdehnungen wurden basierend auf dem Anwendungsfall in der Turbomaschine an verstellbaren Schaufeln gewählt. Dabei ist die 45% Spaltkonfiguration dem begrenzten Bauraum für den Drehteller durch die Schaufelteilung an der Nabe geschuldet und die 70%ige Spaltkonfiguration entspricht dem maximal zulässigen Durchmesser des Drehtellers am Gehäuse, ohne den Drehteller der benachbarten Schaufel zu überdecken.

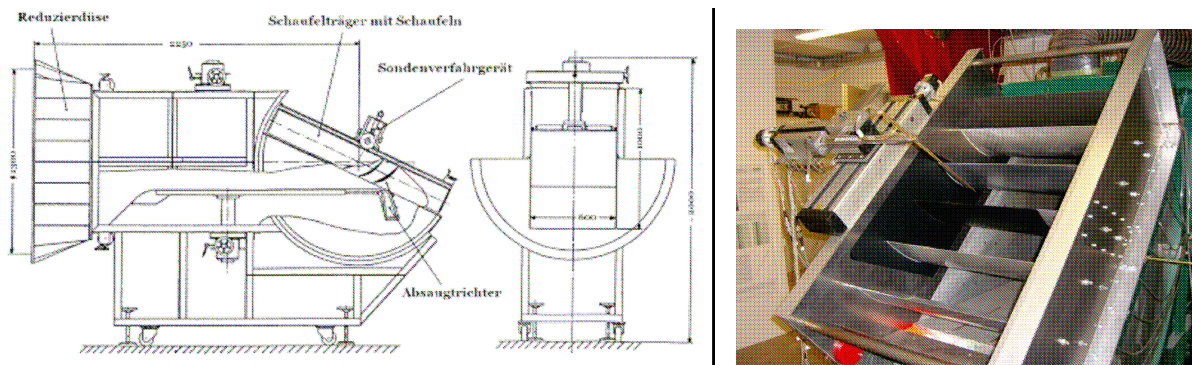


Abb. 3-9: Großer Gitter Windkanal mit geschwärtzter mittlerer Schaufel für die PIV Messung

Gitter:	
	Schaufelzahl 5
	Staffelungswinkel $\lambda$ 28.35°
	Teilungsverhältnis $t/c = 0.64$
	Schaufelhöhenverhältnis $H/c = 2.2$
	Spaltweite $s/c = 1.5\%$
CDA-Profil:	
	Sehnenlänge $l = 270\text{ mm}$
	Zuströmwinkel $\beta_{1,d} = 48^\circ$
	Auströmwinkel $\beta_{2,d} = 18^\circ$
	Diffusionszahl $D = 0.467$
	De Haller Zahl $DH = 0.701$

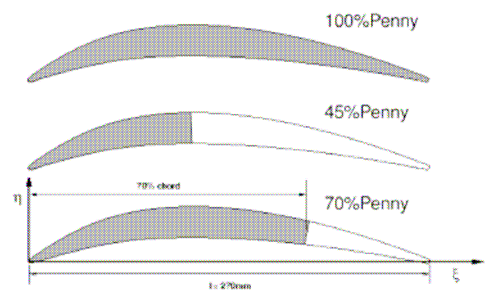


Abb. 3-10: Schaufelkenngrößen und untersuchte Spaltkonfigurationen

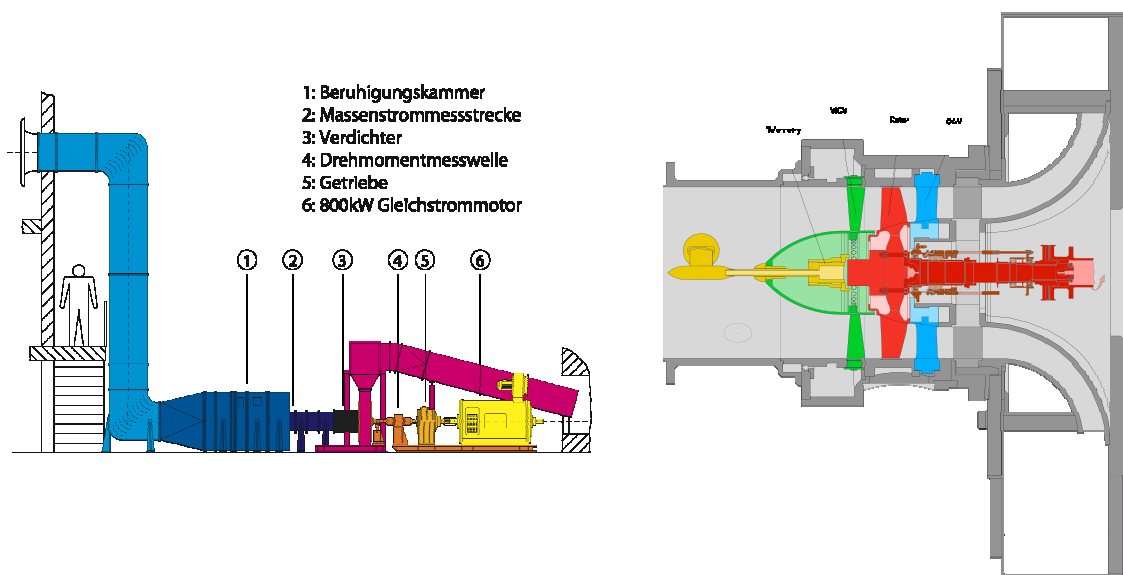


### 3.5 AP3 Leistungsoptimierung der Ringraumgestaltung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Konstruktion, den Aufbau und die darauf folgende aerodynamische Vermessung der Forschungsverdichterstufe Rig 750 bestehend aus IGV-1/Rotor-5/Stator-3. Dieser eineinhalbstufige Verdichter wurde von Rolls-Royce Deutschland (RRD) entworfen und in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität Darmstadt (TUD) in Betrieb genommen und experimentell untersucht.

Die Versuchsanlage des Fachgebiets Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe (GLR) der TUD wurde 1994 in Betrieb genommen und seitdem kontinuierlich für Forschungsvorhaben eingesetzt und erweitert. Dieses neue Rig 750 ist der erste neu ausgelegte Rig seit der Inbetriebnahme der Anlage.

Der Verdichter wird im offenen Kreislauf betrieben, wobei die von außen angesaugte Luft über eine Rohrleitung der Beruhigungskammer zugeführt wird. Hier sorgen Honigwabengleichrichter und Siebe für eine Homogenisierung der Strömung, bevor sie durch eine Düse zur Bestimmung des Massenstroms zum Verdichter gelangt. Stromab des Verdichters strömt die Luft durch einen Radialdiffusor und die daran anschließende Ringdrossel in den Ausströmkanal.



**Abb. 3-11: Skizze der Versuchsanlage**

Ein 800kW Gleichstrommotor treibt den Verdichter an. Die Drehzahl des Motors wird durch ein Planetengetriebe mit der Übersetzung 14,186 angehoben. Rotorwelle des Rigs und Getriebeausgang sind durch eine Drehmomentmesswelle verbunden, mit welcher sowohl Drehmoment als auch Drehzahl erfasst werden.

Im Folgenden wird auf die wichtigsten Komponenten des Rig 750 eingegangen. Hierzu gehören: Vorleitrad-Baugruppe, Verdichtergehäuse, Lauf- und Leitschaufel.

Das Vorleitrad ist variabel ausgeführt und wird im Folgenden mit VIGV (Variable Inlet Guide Vane) bezeichnet. Die Baugruppe des VIGVs besteht aus fünf Baugruppen, dem VIGV-Träger, der Verstellmechanik, den Vorleitradschaufeln, dem Nose Cone

und den Null-Struts. Im VIGV-Träger werden die Schaufeln des VIGVs gelagert. Der Träger ist außerdem mit einer umlaufenden Verzahnung versehen, die es ermöglicht ihn gegenüber dem Versuchsgehäuse zu verdrehen.

Das Versuchsgehäuse ist eine mehrteilige Konstruktion. Der Hauptteil des Gehäuses wird an den Radialdiffusor geschraubt, danach können unterschiedliche Einschubringe für die jeweilige Messaufgabe eingesetzt werden. Eine Vielzahl von Sondenzugängen ermöglicht die Vermessung an unterschiedlichen Positionen. Der aktuelle Stand umfasst zwei Sonden-Ports. Hierbei kann nach jeder Schaufelreihe eine Sonde montiert werden.

Der Rotor ist ein in Blisk-Bauweise ausgeführter transsonischer Titan-Rotor mit nichtachsensymmetrischer Nabenkonturierung. Die Auslegung und Fertigung erfolgte durch Rolls-Royce Deutschland. An acht unterschiedlichen Schaufeln wurde jeweils ein Dehnmessstreifen (DMS) aufgebracht. Insgesamt werden vier Positionen von jeweils zwei DMS überwacht. Die Kabel der DMS werden über Bohrungen in der Nabe zum drehenden Teil der Telemetrie geleitet.

Die Leitschaufel ist wie der Rotor mit einer nichtachsensymmetrischen Nabenkonturierung versehen. Zusätzlich wurde hier auch die Gehäuseendwand nichtachsensymmetrisch konturiert. Da die Leitschaufeln neben zwei Schaufeln zur Schwingungsüberwachung auch Totaldruck und -temperatur messen sollte, wurde der Leitschaufelkranz in Segmentbauweise ausgeführt. Jede Schaufel wurde einzeln gefertigt und anschließend in einem Ring montiert.

### **3.5.1 Auslegung der nicht-achsensymmetrischen Endwandkonturierung**

Die nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierung wurde erzeugt, indem der achsensymmetrischen Ausgangsgeometrie eine harmonische Deformation mit Hilfe einer trigonometrischen Funktion in Umfangsrichtung überlagert wurden. Um geeignete Kombinationen der zusätzlichen Entwurfsparameter zu finden, die diese Harmonischen beschreiben, wurde ein halbautomatischer Entwurfsprozess generiert. Der in Abb. 3-12 skizzierte Prozess beruht im Wesentlichen auf der Erzeugung einer Datenbank, eines darauf aufbauenden Antwortflächenmodells und einer anschließenden Optimierung mit Hilfe eines genetischen Algorithmus.

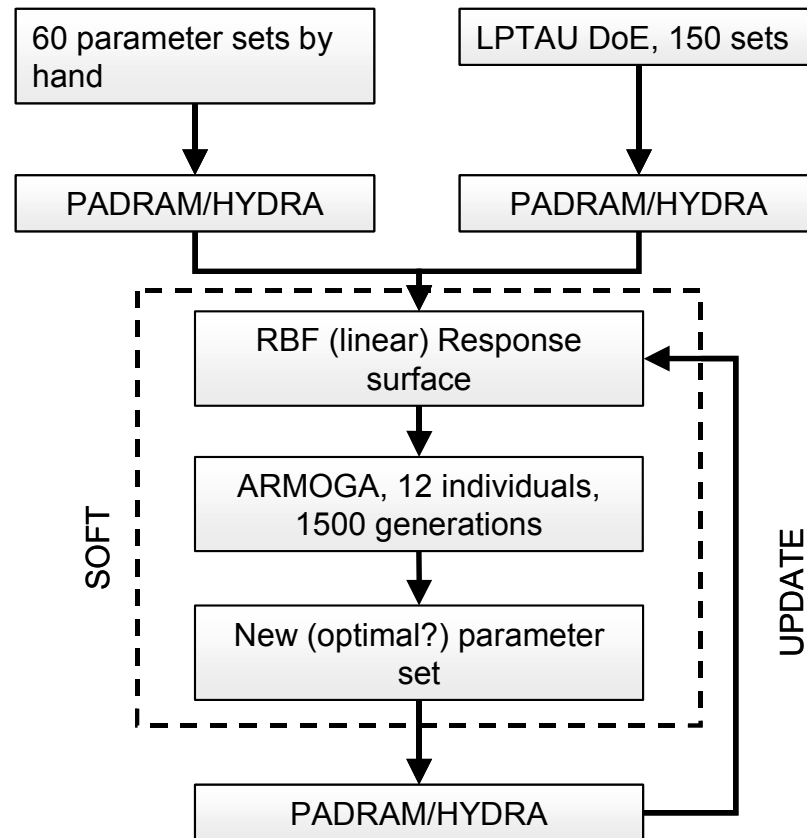


Abb. 3-12: Auslegungsprozess für nicht-achsensymmetrische Endwandkonturierungen

### 3.5.2 Messsysteme

Der folgende Abschnitt gibt einen Überblick über die eingesetzte Messtechnik. Da davon ausgegangen wurde, dass sich die jeweiligen Messmethoden untereinander beeinflussen würden, wurden die Messungen nicht gleichzeitig durchgeführt.

Als Standardinstrumentierung werden alle Messpositionen verstanden, die unabhängig von der zu untersuchenden Konfiguration vorhanden sind. Hierzu gehören: Druck- und Temperaturmesssonden in der Beruhigungskammer und Massenstrommessstrecke bzw. die Messung der Feuchte, Umgebungstemperatur und Barometerdruck; statische Druckmessungen an der Gehäusewand an unterschiedlichen axialen Positionen; Totaldruck und -temperatur mit Hilfe der instrumentierten Struts am Austritt der Stufe.

Für die Untersuchung des Verdichters standen drei Sonden zur Verfügung, die sich im wesentlichen nur durch den Aufbau des Sondenkopfs unterscheiden: Totaldruck/-temperatur-Sonde, Kulite-Sonde und Fünf-Loch-Sonde.

Vorangegangene Forschungsvorhaben haben den Nutzen der inst. Wanddruckmessungen unter Beweis gestellt. Die Strömung wurde bei unterschiedlichen Betriebspunkten mit einer Anordnung von 21 Sensoren entlang der Sehne des Rotors sowie einem Bereich davor und dahinter vermessen. Durch die oben beschriebenen Zugänge wurde ein Laserstrahl in die Passage des Rotors tangential eingekoppelt. Die optische Aufnahme erfolgte durch den großen

optischen Zugang. Durch den Einsatz von zwei Kameras konnten alle drei Komponenten der Strömungsvektoren bestimmt werden.



**Abb. 3-13: Standardinstrumentierung stromab der Leitschaufeln**

Der Versuchsverdichter wurde nach einem festgelegten Verfahren in Betrieb genommen. Die möglichen Risiken (mech. Versagen, aerodyn. Instabilität) konnten so minimiert werden. Der folgende Abschnitt beschreibt das Vorgehen.

Der Erstlauf des Verdichters wurde mit Hilfe von Rolls-Royce Deutschland durchgeführt. Die Daten der Dehmesstreifen auf Rotor und Leitschaufeln wurden währenddessen überwacht. Mit acht aufeinanderfolgenden Drehzahlrampen (30; 63; 80; 95; 100; 102,5; 105%) wurde der Verdichter zuerst entlang seiner Arbeitslinie in Betrieb genommen. Darauf folgte ein erneutes Abfahren der Drehzahlen mit weiter geöffnetem Vorleitrad. Zum Abschluss der Inbetriebnahme wurde für vier Drehzahlen (63, 80, 95, 100%) mit Hilfe der Drossel der Gegendruck soweit erhöht, bis die Stabilitätsgrenze erreicht wurde.

Zu Beginn der Vermessung des Forschungsverdichters wurden die vier oben genannten Drehzahlen mit jeweils sieben unterschiedlichen Vorleitradstellungen vermessen; daraus folgte ein neues Verstellgesetz des Vorleitrads. Auf Grundlage des neuen Gesetzes wurden die weiteren Messungen durchgeführt.

Zur Vermessung eines Kennfeldpunktes wurde auf elf radialen Positionen eine Leitschaufelpassage mit 20 Messebenen vermessen und anschließend gemittelt. Die Leitschaufeln und das VIGV wurden hierfür parallel in Umfangsrichtung traversiert.

Auf die Kennfeldmessungen folgte die optische Vermessung durch Particle Image Velocimetry (PIV). Der hierfür eingesetzte Ring besitzt zwei Bohrungen. Eine Laser-Sonde spannt einen Lichtschnitt in der Passage auf. Durch die große Gehäusebohrung können dann zwei Kameras von außen das Streulicht aufnehmen.

Bei der Vermessung mit Wanddrucksonden müssen die Messungen in ähnlicher Weise wie auch bei den PIV-Messungen durchgeführt werden. Der Aufwand der Auswertung ist wesentlich geringer, gleichzeitig werden aber auch Spektralanalysen möglich, da kontinuierlich aufgezeichnet werden kann. Mit der Auswertung der

Signale im Frequenzraum kann die Aussagekraft der Ensemble-gemittelten Werte beurteilt werden.

Bei den letzten beiden Messmethoden muss darauf geachtet werden, dass der Phasenwinkel zwischen Messebene, VIGV und Laufschaufeln konstant bleibt. Dies ist nötig, weil die Messungen nicht die komplette Passage abbilden können, also mehrere Messungen pro Betriebspunkt nötig sind.

Die Vermessung mit Sonden wurde zum Ende der Messkampagne durchgeführt, da die Auswirkung der aerodynamischen Störung durch die Sonde nicht bekannt war. Vor jeder Messung wurde an den jeweiligen axialen Positionen zuerst mit Hilfe der Schwingungsüberwachung überprüft, ob bei der Benutzung der Sonden Schaufelbelastungen auftreten, welche die mechanischen Grenzwert der Schaufeln für Dauerbelastung übersteigen würden. Bei keiner der durchgeführten Messungen wurden derartige Belastungen festgestellt. Allerdings erhöht die eingefahrene Sonde den Stall-Massenstrom.

### 3.5.3 Ergebnisse

#### 3.5.3.1 Kennfeldmessungen

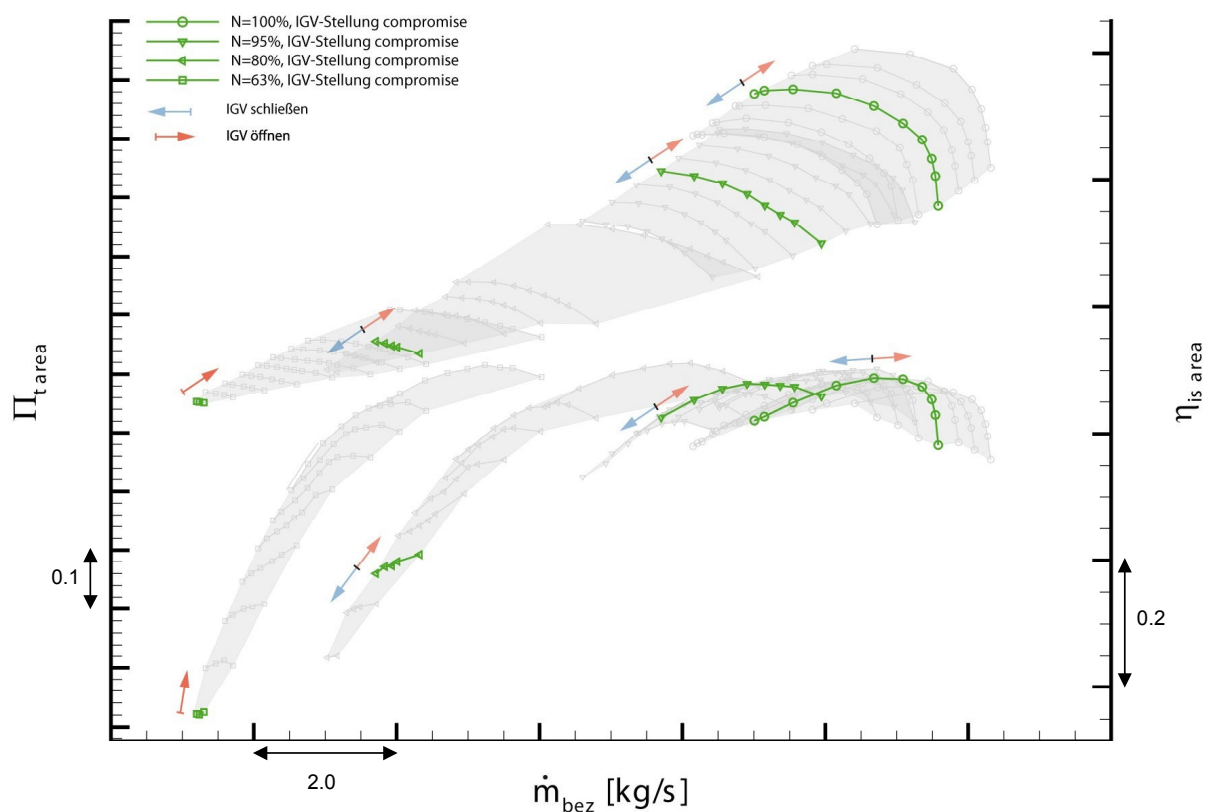


Abb. 3-14: Kennfeld des Forschungsverdichters Rig 750

Abb. 3-14 zeigt das Verdichterkennfeld. Grün hervorgehoben sind die als "nominal" bezeichneten VIGV-Stellungen. Deutlich zu erkennen ist, dass die Versuchsanlage bei vollkommen geöffneter Drossel im niedrigen Drehzahlbereich den Verdichter bereits über sein Wirkungsgradmaximum androsselt.

Der in Abb. 3-15 gezeigte Vergleich zwischen Rechnung und Experiment macht außerdem deutlich, dass der Verdichter die gestellten Auslegungskriterien erfüllt.

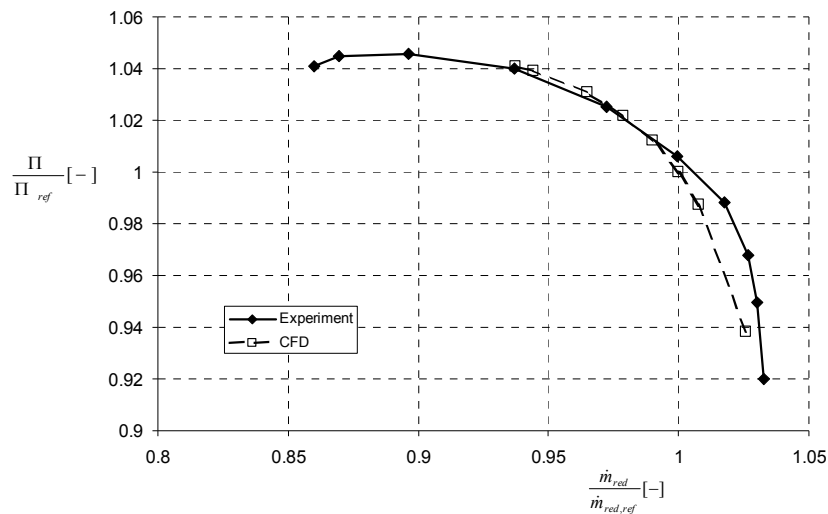


Abb. 3-15: Vergleich der mittels CFD berechneten und experimentell bestimmten Verdichterkennlinien bei Nenndrehzahl

### 3.5.3.2 Laufschaufelabströmung

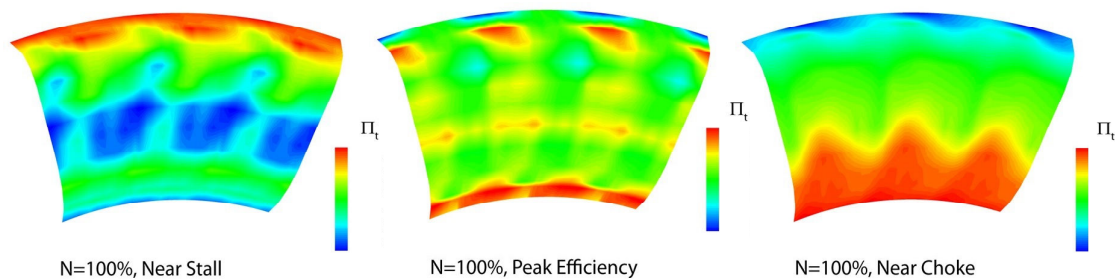
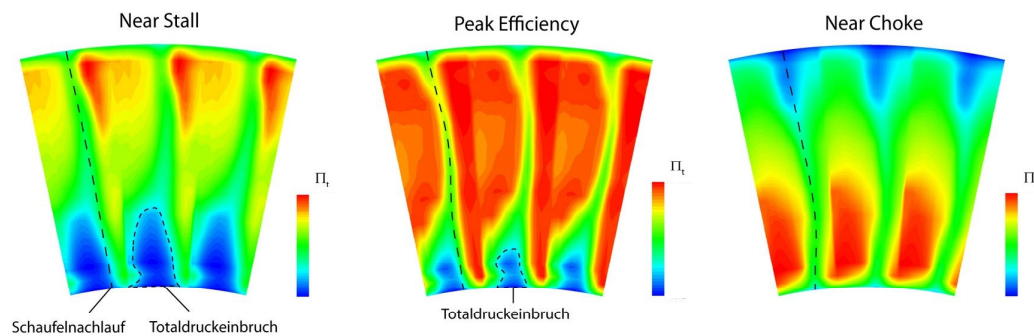


Abb. 3-16: Totaldruckverhältnis in der Laufschaufelabströmung bei Auslegungsdrehzahl des Verdichters

Durch den traversierbaren VIGV-Ring kann mit der Leitschaufelvorderkanteninstrumentierung auch die Laufschaufelabströmung vermessen werden. Die Abb. 3-16 zeigt das Totaldruckverhältnis hinter dem Rotor und seine Umfangsvariation.

### 3.5.3.3 Leitschaufelabströmung

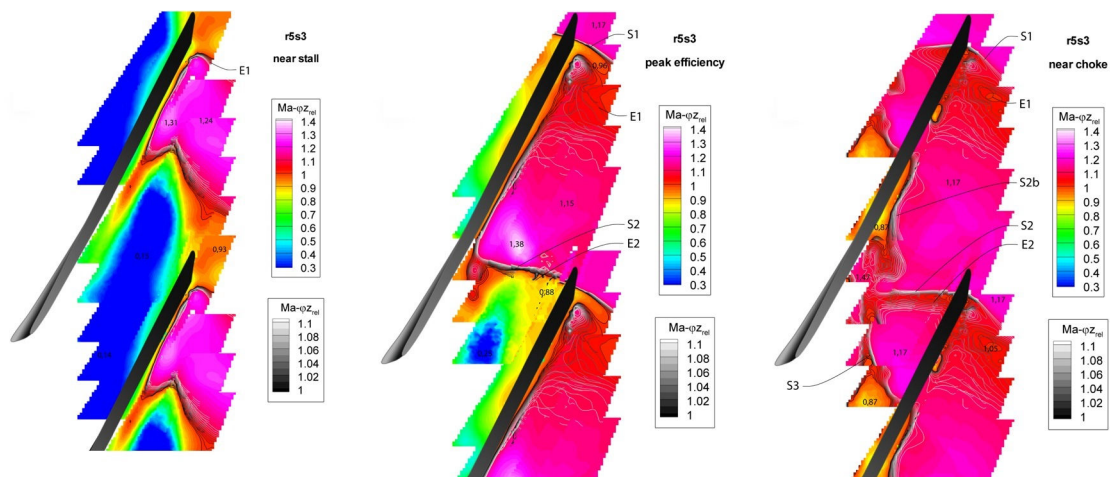


**Abb. 3-17: Totaldruckverhältnis in der Leitschaufelabströmung bei Auslegungsdrehzahl des Verdichters**

Die Traversierung der Leitschaufel findet zusammen mit der Traversierung des VIGVs statt, so dass gleichzeitig auch die Leitschaufelabströmung vermessen werden kann, siehe Abb. 3-17. Auffällig ist hier vor allem der Druckeinbruch im Bereich der Nabe. Die Ursache hierfür konnte noch nicht endgültig erklärt werden, ist aber sehr wahrscheinlich in einer Zusatzleckage durch den Axialspalt der Leitschaufel begründet, so jedenfalls zeigen es die Nachrechnungen.

### 3.5.3.4 PIV und Kulite-Wanddruckmessungen

Sowohl die optische Vermessung der Passagenströmung als auch die zeitlich hochaufgelöste Messung des Wanddrucks dienen zur Bestimmung des Strömungsfelds in Gehäusenähe. Mit Hilfe mehrerer Phasenwinkel zwischen Lauf, IGV und Messebene kann die gesamte Passage visualisiert werden.



**Abb. 3-18: Ergebnisse der PIV-Vermessung des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl**

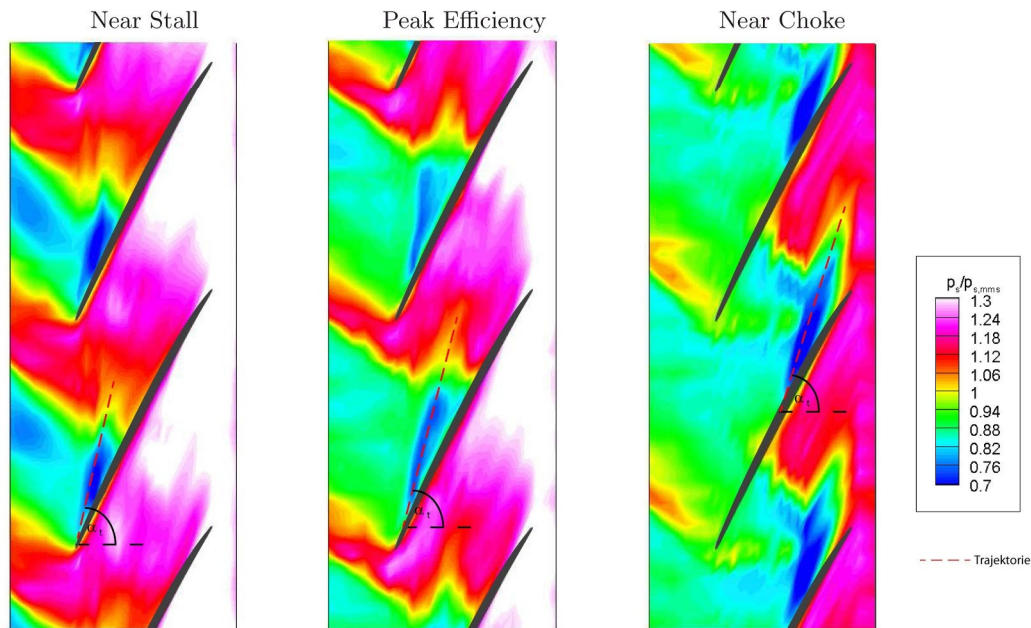


Abb. 3-19: Ergebnisse der instationären Wandinstrumentierung des Verdichters bei Auslegungsdrehzahl

### 3.6 Ausnutzung instationärer Strömungseffekte

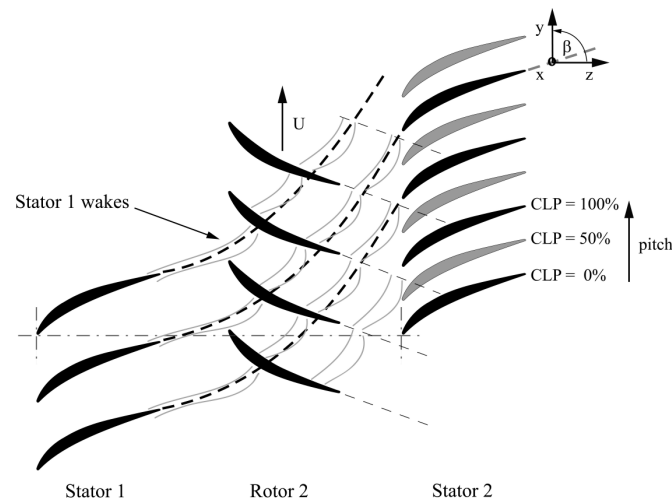
In der Fachliteratur besteht Einigkeit darüber, dass die Voraussetzung für weitere Steigerungen des Wirkungsgrades von Turbomaschinen darin liegt, die Erkenntnisse über die instationäre Strömung zu vertiefen. Ein bedeutender Grund für die hohe Instationarität sind die Wechselwirkungen benachbarter Stufen oder Schaufelreihen, die über ihre Nachläufe wesentlich zur Turbulenzproduktion und Verlustentstehung innerhalb der Maschine beitragen. Eine Möglichkeit, diese nachlaufinduzierten, instationären Effekte gewinnbringend zu nutzen, besteht in einer speziellen Anordnung benachbarter Leit- oder Laufschaufelreihen zueinander, dem so genannten Clocking oder Indexstellung. Der daraus resultierende Clocking Effekt soll im folgenden Abschnitt erläutert werden. Die Berücksichtigung von periodisch instationären Interaktionen benachbarter Schaufelreihen wird im Kapitel „Instationäre Strömungssimulation und die Berücksichtigung instationärer Effekte für die Verdichteroptimierung“ behandelt.

#### 3.6.1 AP4.1 Validierung instationärer Berechnungsmethoden am LSRC für den Clocking-Effekt

Abb. 3-20 zeigt eine Leit-Lauf-Leitschaufelanordnung eines Axialverdichters mit identischen Schaufelzahlen für beide Leitschaufeln. Beim Durchtritt der Leitschaufel 1-Nachläufe durch die Laufschaufelpassage werden die Nachlaufdellen beim Eintritt geteilt und treffen gepulst, also in zeitlich periodischen Abständen, auf die nachfolgende Leitschaufel auf. Da beide Leitschaufeln die gleiche Schaufelzahl besitzen, entstehen dabei ebenso viele periodische Leitschaufel 1-Nachläufe wie stromab Leitschaufel 2-Schaufeln vorhanden sind. Verdreht man nun die beiden Schaufelreihen in Umfangsrichtung relativ zueinander, so treffen die gepulsten Nachläufe, je nach Relativposition, an unterschiedlichen Stellen der zweiten Leitschaufelpassage auf. Dadurch kann das Umschlagsverhalten der Grenzschicht



der Leitschaufel 2-Schaufeln verändert und somit die Verlustproduktion beeinflusst werden. Dieses Phänomen wird in der Literatur als Clocking Effekt bezeichnet. Eine Vielzahl von Untersuchungen zu diesem Thema haben gezeigt, dass die Wirkungsgradänderung einer solchen Maschine je nach Clocking Position, also je nach Relativposition der beiden Leitschaufeln zueinander, bis zu  $\pm 0.5\%$  betragen kann. Die Clocking Positionen für maximalen bzw. minimalen Wirkungsgrad sind dabei in der Regel betriebspunktabhängig.



**Abb. 3-20: Der Clocking Effekt schematisch skizziert**

Analog zum Leitschaufel Clocking können auch zwei benachbarte Laufschaufelreihen in Umfangsrichtung relativ zueinander verdreht werden, um auf gleiche Weise im rotierenden Bezugssystem einen positiven Effekt auf den Maschinenwirkungsgrad zu erzielen. Diese Variante wurde bisher kaum untersucht, der Clocking Effekt konnte jedoch auch hier nachgewiesen werden.

Aus den bisherigen Untersuchungen wurde deutlich, dass der Clocking-Effekt sowohl für die Turbine als auch für den Verdichter ein Potential zur Optimierung des Wirkungsgrades besitzt. Zwar steigt die Anzahl der Veröffentlichungen zu diesem Thema von Jahr zu Jahr, das Phänomen ist aber in seiner Komplexität und in seinen Einzelheiten bei weitem noch nicht soweit verstanden, um dieses Potential bei der Auslegung zukünftiger Maschinen effektiv nutzen zu können. Die überwiegende Mehrzahl der Untersuchungen wurde an Axialturbinenprüfständen durchgeführt und beschränkt sich auf die Angabe des Wirkungsgradpotenzials und der Clocking Position mit dem höchsten Wirkungsgrad. Konkrete Aussagen über die physikalischen Ursachen für dieses Verhalten bezogen auf die Strömung hochbelasteter Axialverdichter findet man kaum.

Um zukünftig den Auslegungsprozess von Axialverdichtern clocking-optimiert gestalten zu können, sollte das Ausnutzungspotential dieses instationären Effektes in einem Axialverdichter untersucht werden. Das Arbeitspaket beschäftigt sich erstmalig mit dem Leit- und Laufschaufel Clocking Effekt im 2,5-stufigen Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter des Pfeiderer-Instituts für Strömungsmaschinen der TU Braunschweig (Low Speed Research Compressor) unter Verwendung hochbelasteter CDA-Profile (*controlled diffusion airfoil*) in Schaufelreihen mit gleichen Schaufelzahlen.

Für die Bestimmung der globalen Wirkungsgradspitzen bei unterschiedlichen Belastungszuständen in Abhängigkeit von der Leit- bzw. Laufschaufel Clocking Position wurde die statischen Druckerhöhungen über einzelne Schaufelreihen und über den Gesamtverdichter ausgewertet. Zeitaufgelöste Totaldruckmessungen mit piezoresistiven Druckaufnehmern zeigen die Lage der Leitschaufel 1 bzw. Laufschaufel 1 Nachlaufsegmente und geben somit Aufschluss über die Wirkung des Nachlaufs in Abhängigkeit zur Clocking Position. Die Aufnehmer waren in die Profilverdichterkanten der stromab gelegenen Leit- bzw. Laufschaufelreihe auf Mittelschnitthöhe eingebettet. Die Untersuchungen im bewegten Bezugssystem wurden mit Hilfe einer eigens dafür entwickelten Elektronik- und Telemetrieinheit durchgeführt. Der Einfluss des Leitschaufel Clockings auf die Verlustgenerierung in verschiedenen Profilschnitten der Leitschaufel 2 genauso wie die Form und Stärke des Leitschaufel 1 Nachlaufs kann anhand von Traversenmessungen mit pneumatischen 5-Lochsonden dargestellt werden.

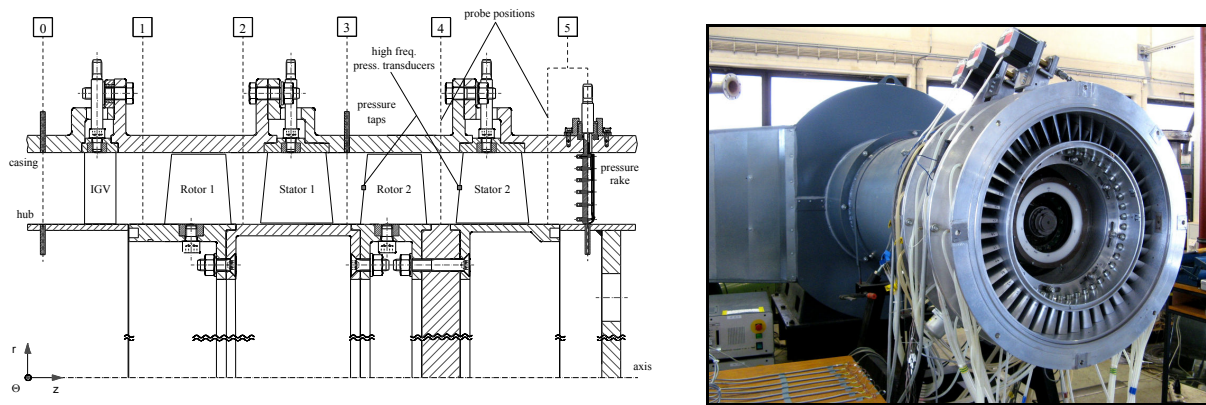
Die Ergebnisse der Wirkungsgradmessungen am LSRC zeigen einen in Abhängigkeit des Leitschaufel 2 Clocking-Winkels sinusförmigen Trend des Verdichtergesamtwirkungsgrads. Der Clocking Effekt liefert bei der betrachteten, vergleichsweise geringen, Machzahl ein Gesamtwirkungsgradpotential von ca. 0.2%. Aus den Ergebnissen der Totaldruckmessungen an der Profilverdichterkante des Leitschaufel 2 Mittelschnitts lässt sich schließen, dass für den Design- und Überlastfall gerade dann ein Wirkungsgradmaximum auftritt, wenn die Nachläufe der ersten Leitschaufelreihe tendenziell durch die Passagenmitten der Leitschaufel 2 konvergieren.

Im Gegensatz dazu stellt sich bei Teillast für diesen Fall ein globales Wirkungsgradminimum ein. Aufgrund der radialen Schrägstellung und Deformation des Leitschaufel 1-Nachlaufs, verursacht durch den stromab liegenden Rotor, variiert die aerodynamische Clocking Position der Leitschaufel 2 mit der Schaufelhöhe. Für die gesamte Maschine wird durch diesen Effekt ein noch ausgeprägteres Wirkungsgradmaximum verhindert, da die unterschiedlichen Profilschnitte voneinander abweichende optimale Clocking Positionen für eine geringst mögliche Verlustproduktion aufweisen. Laufschaufel Clocking hat zwar keinen erkennbaren Einfluss auf den globalen Wirkungsgrad der Maschine, führt jedoch wie auch Leitschaufel Clocking zu gut reproduzierbaren Änderungen der Druckerhöhung der zueinander eingestellten Schaufelreihe. Diese Variationen betragen je nach Betriebspunkt bis zu 1.1% der Laufschaufel 2 Druckerhöhung. Anhand der im rotierenden System gemessenen Totaldruckwerte im Eintritt der Laufschaufel 2 wird deutlich, dass unabhängig vom Betriebspunkt ein leicht saugseitig versetztes Auftreffen des Laufschaufel 1 Nachlaufs auf die Laufschaufel 2 Vorderkante für die Druckerhöhung am ungünstigsten ist.

Bei einer Studie der bisher zum Thema Clocking Effekt erschienenen Literatur wird deutlich, dass sich die Mehrzahl der durchgeführten Untersuchungen vor allem auf die Angabe des erzielbaren Wirkungsgradgewinns und auf die Clocking Position für den optimalen Wirkungsgrades beschränkt ohne dabei konkrete Aussagen über die physikalischen Ursachen des Effekts zu liefern. Vor allem im Verdichterbereich existieren diesbezüglich nur wenige aussagekräftige experimentelle Studien. Hinweise auf die grundlegenden Wirkmechanismen beim Clocking Effekt existieren

zwar, sind bei weitem aber noch nicht vollständig und teilweise widersprüchlich. Auffällig ist zudem, dass experimentell durchgeführte Laufschaufel-Clocking Analysen bisher kaum beachtet wurden.

### 3.6.1.1 Versuchsanlage



**Abb. 3-21: Schnittdarstellung und Ansicht des zweistufigen LSRC**

Für die vorliegende Arbeit wurde der vorhandene Axialverdichter-Versuchsstand (LSRC) des Pfeleiderer-Instituts der TU Braunschweig verwendet. Bei dem Prüfstand handelt es sich um einen für die Clocking Untersuchungen erweiterten 2.5-stufigen Axialverdichter, der im offenen Kreislauf betrieben wird. Die Messstrecke des Verdichters ist in Abb. 3-21 im Schnitt und als Bild dargestellt. Die wichtigsten Betriebsgrößen der Anlage sind in

Tabelle 2 zu finden.

#### Betriebsgrößen und Auslegungsdaten

Lieferzahl	$\varphi_D$	=	0.52
Druckzahl	$\Psi_{tt,D}$	=	1.6
Gehäusedurchmesser	$D_C$	=	0.6
Nabenverhältnis	$v$	=	0.75
Schaufelhöhenverhältnis	$h/l$	=	1.0
relative Spaltweite	$s/l$	=	0.01
Auslegungsdrehzahl	$n$	=	2800U/min
Antriebsleistung	$P$	=	58kW

**Tabelle 2: Kennzahlen des LSRC Verdichters**

In dieser Versuchsanlage wird die Luft aus der Umgebung durch eine kalibrierte Einlaufmessdüse angesaugt. Anschließend passiert der Luftstrom nacheinander die einzelnen Schaufelreihen des Verdichters. Im Einzelnen sind dies das Vorleitrad (IGV), Laufschaufel 1, Leitschaufel 1, Laufschaufel 2 und Leitschaufel 2. Am Ende wird die Luft in einem Sammelgehäuse aufgefangen und durch einen nachgeschalteten Radialventilator zurück in die Umgebung abgeführt.

Das Vorleitrad dient zur Erzeugung eines Vordralls und simuliert eine stromauf gelegene Repetierstufe. Die Lauf- und Leitschaufeln verfügen je über 43 beziehungsweise 45 Schaufeln einer im Rahmen des europäischen Forschungsprojektes AdComB (Advanced Compressor Blade Design) von Rolls-Royce entwickelten hochbelasteten CDA-Beschaufelung. Das Vorleitrad und die Leitschaufeln sind mit einer schrittmotorgesteuerten Verstellvorrichtung zur Lagekorrektur in Umfangsrichtung ausgestattet. Die Leiträder lassen sich auf diese Weise komfortabel per Fernbedienung unabhängig voneinander verdrehen, wodurch sich unterschiedliche Clocking Positionen einstellen lassen.

Ein nachgeschalteter Radialventilator dient im Wesentlichen zur Regelung des Betriebspunktes der Anlage. Er kompensiert einen Teil der Anlagenwiderstände und ermöglicht es, mit dem Versuchsverdichter Betriebspunkte bei höherer Überlast anzufahren. Bei konstanter Verdichterdrehzahl ist auf diese Weise mittels Variation der Drehzahl des Radialventilators eine Drosselung des Durchfluss und somit eine relativ feine Betriebspunktvariation möglich. Um Arbeitspunkte in starker Teillast und bis zur Abreißgrenze anfahren zu können, verfügt der druckseitige Anschluss zusätzlich über eine Drosselklappe in Form eines Linearschiebers.

Der LSRC wird mit einem drehzahlgeregelten Gleichstrom-Pendelmotor mit einer maximalen Antriebsleistung von  $P_{\max}=58\text{kW}$  betrieben, der bei einer Nenndrehzahl von  $n=2,800\text{U/min}$  ( $f=46.67\text{Hz}$ ) ohne weitere Übersetzung gegenüber der Antriebswelle gefahren wird. Zusammen mit dem angesprochenen Nabenverhältnis ist somit ein Durchfluss in der Größenordnung von  $\dot{m} = 5.5 - 10.0\text{kg/s}$  realisierbar. Die pendelnde Lagerung des Motors, ein am Motor befestigter Hebelarm und ein Kraftaufnehmer ermöglichen die Bestimmung des Reaktionsmomentes.

### 3.6.1.2 Leitschaufel Clocking Untersuchungen

#### 3.6.1.2.1 Einfluss des Leitschaufel Clocking auf die Verdichtercharakteristik

Um Informationen über das Potential und die Betriebspunktabhängigkeit von Leitschaufel Clocking am LSRC zu erhalten, wurden Wirkungsgradmessungen bei unterschiedlichen Betriebszuständen des Verdichters durchgeführt. Im Speziellen wurden dabei der Auslegungspunkt  $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.0$  sowie jeweils ein Punkt bei niedriger und hoher Schaufelbelastung ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.056$  bzw.  $\dot{m}/\dot{m}_D = 0.953$ ) untersucht. Zusätzliche Leistungsdaten wurden nahe der Pumpgrenze bei  $\dot{m}/\dot{m}_D = 0.88$  und bei starker Überlast ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.10$  und  $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.173$ ) aufgenommen. Um die Einflüsse variierender Umgebungsbedingungen auf alle Bereiche der Versuchsanlage zu minimieren und die Wiederholbarkeit der Versuche gewährleisten zu können, wurden die Untersuchungen für konstante korrigierte Massenströme bei unterschiedlichen Clocking Positionen durchgeführt. Dabei wurden für das Leitschaufel Clocking je Betriebspunkt 17 SCLP's in Abständen von 6.25% Teilung, beginnend bei der Referenz SCLP 0%, angefahren. Mit dem Ziel mögliche durch den Clocking Vorgang begründete Messhysteresen ausschließen zu können, wurden die Versuche auch in umgekehrter Clocking Richtung durchgeführt.

Der Verlauf des Leitschaufel 1 Nachlaufs durch die Leitschaufel 2 Beschaufelung wurde mittels eines in die S2-Profilvorderkante eingebrachten instationären

Druckaufnehmers bestimmt. Einhergehend mit den Wirkungsgradmessungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten, wurden so auch zeitlich aufgelöste Totaldruckdaten auf Mittelschnitthöhe des Leitschaufel 2 Eintritts für die entsprechenden Clocking Positionen aufgenommen. Hierbei bedeutet ein Minimum im zeitlich gemittelten Totaldruck, dass bei der anliegenden Clocking Position der Kern des stromab generierten Nachlaufs direkt auf den Mittelschnitt der Leitschaufel 2 Vorderkante trifft. Im Gegensatz dazu verläuft bei einem Totaldruckmaximum die Nachlauftrajektorie zwischen zwei Leitschaufeln durch die Passagenmitte. Sie hat also räumlich betrachtet den größtmöglichen Abstand zum Sensor und damit zur Profilverkante. Dass der so gemessene Leitschaufel 1 Nachlauf nicht immer von derselben Schaufel stammen muss zeigt Abb. 3-22. Das Bild zeigt schematisch den Zusammenhang zwischen dem Verlauf der Leitschaufel 1 Nachlauftrajektorien und dem eingestellten Betriebspunkt und konnte mit Hilfe von 5-Lochsondenmessungen in Ebene 4 verifiziert werden.

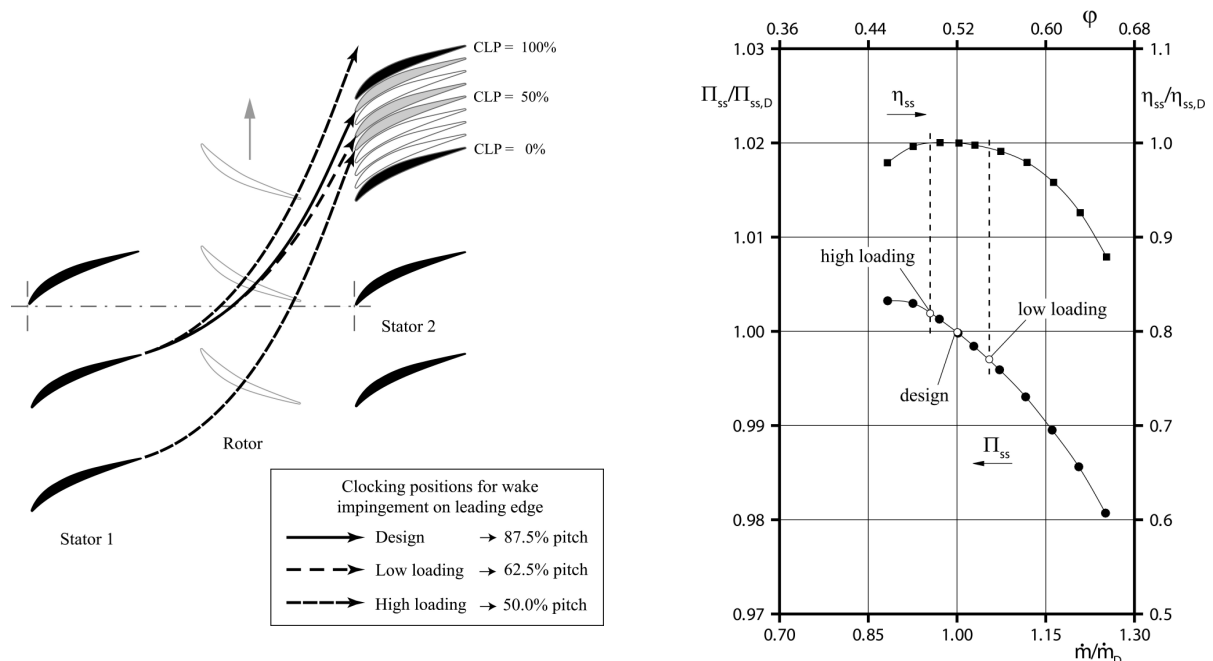
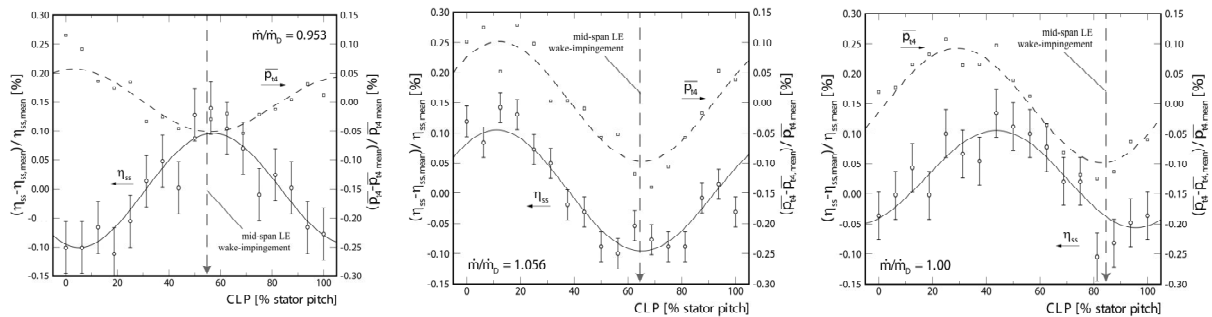


Abb. 3-22: Leitschaufel 1 Nachlauftrajektorien und Verdichterkennfeld

### 3.6.1.2.2 Globaler Leitschaufel Clocking Effekt

Die Abb. 3-23 zeigt die Ergebnisse der Gesamtwirkungsgradmessungen am LSRC im Hinblick auf Leitschaufel Clocking für die Betriebspunkte  $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.0$ ,  $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.056$  und  $\dot{m} / \dot{m}_D = 0.953$ .



**Abb. 3-23: Globale Leitschaufel Clocking Effekte für die Betriebspunkte nahe Stabilitätsgrenze (links), Auslegungspunkt (Mitte), geringe Belastung (rechts)**

Der Wirkungsgrad ist dabei in Abhängigkeit der Clocking Position als Variation vom arithmetischen Mittel aller Messwerte aufgetragen. Auf ähnliche Weise sind die jeweiligen zeitlich gemittelten Totaldruckwerte aus den begleitenden instationären Druckmessungen an der Position der Schaufelvorderkante in der zweiten Leitschaufelreihe angegeben. Approximationskurven dienen der Verdeutlichung beider vom Clocking beeinflusster Trends. Die Wirkungsgradkurven sind zudem durch Fehlerbalken ergänzt, die in Voruntersuchungen experimentell bestimmt worden sind.

Die Ergebnisse zeigen, dass die durch Leitschaufel Clocking verursachten Wirkungsgradvariationen zwar gering sind, die Schwankungen durch Messunsicherheiten jedoch in der Regel deutlich übertroffen werden. Das Potential des Leitschaufel Clocking liegt für alle gezeigten Betriebspunkte bei ungefähr 0.2% des mittleren LSRC Gesamtwirkungsgrades. Sowohl der Wirkungsgrad als auch der zeitlich gemittelte Totaldruck im Laufschaufel 2 Eintritt zeigen einen nahezu sinusförmigen Verlauf in Abhängigkeit vom Clocking-Winkel.

Im Auslegungspunkt und bei niedriger Schaufelbelastung (d.h.  $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.0$  und  $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.056$ ) sind die durch Leitschaufel Clocking verursachten Variationen im Totaldruck und im Wirkungsgrad von ähnlicher Größenordnung. Die Ergebnisse bei Überlast versprechen dann den besten globalen Wirkungsgrad, wenn der Leitschaufel 1 Nachlauf durch die Leitschaufel 2 Passagenmitte konvektiert. Das wird daraus ersichtlich, dass sich in diesem Fall die Totaldruck- und Wirkungsgradkurven in Phase befinden und beide ein Maximum bei etwa 12.5% Leitschaufelteilung aufweisen.

Gleichzeitig liegt ein Effizienzminimum bei der Clocking Position vor, für die der Leitschaufel 1 Nachlauf auf die Profilvorderkante der zweiten Leitschaufel trifft (bei ca. 62.5% Teilung, vgl. Abb. 3-23). Ganz ähnliche Beobachtungen können auch im Auslegungspunkt gemacht werden, wenngleich hier der Wirkungsgrad- und der Totaldrucktrend leicht phasenversetzt zueinander stehen (vgl. Abb. 3-23). Ein Effizienzminimum wird hier durch ein leicht saugseitiges Auftreffen des Nachlaufs auf die S2-Vorderkante bei etwa 87.5% Leitschaufelteilung induziert.

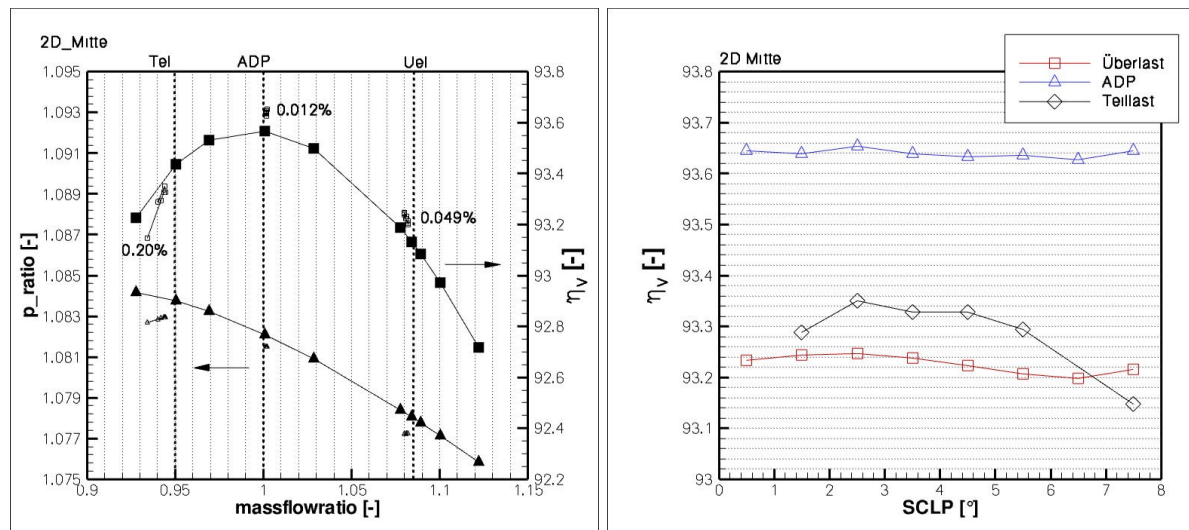
Aufgrund der sinusähnlichen Form der Wirkungsgradverteilungen beträgt der Abstand zwischen den jeweiligen Extremwerten bei beiden Betriebsbedingungen in etwa eine halbe Leitschaufelteilung. Obwohl eine weitere Reduktion der Belastung hin zu höheren Lieferzahlen ( $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.1$  und  $\dot{m} / \dot{m}_D = 1.173$ ) die hier aufgezeigten

Trends bestätigt, zeigt sich für diese Punkte doch ein etwas reduzierter Clocking Einfluss bei deutlich gesteigerten Messunsicherheiten. Im Gegensatz zu den Ergebnissen bei Designlast und niedriger Belastung sind die Trends des Gesamtwirkungsgrads und des zeitlich gemittelten Totaldrucks um etwa 180° phasenverschoben (siehe Abb. 3-23). Das bedeutet, dass für diesen Lastfall ein Auftreffen des Leitschaufel 1 Nachlaufs auf der Leitschaufel 2 Profilverdickerkante ein globales Wirkungsgradmaximum bewirkt (bei 50% Teilung).

Ein Effizienzminimum stellt sich ein, wenn der Nachlauf durch die Passagenmitte läuft. Die Messungen zeigen auch, dass sich der Leitschaufel 1 Nachlauf mit zunehmender Schaufellast aufweitet und abflacht. Im Betrieb nahe der Stabilitätsgrenze ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 0.88$ ) führt dies letztendlich dazu, dass der Einfluss des Leitschaufel 1 Nachlaufs und damit das Potential des Clocking sehr klein wird. Die Clocking Positionen für maximalen bzw. minimalen Wirkungsgrad betreffend stimmt die vorliegende Arbeit nur mit den Ergebnissen von Barankiewicz & Hathaway [ 36 ] überein, die ebenfalls Leitschaufel Clocking Untersuchungen an einem Niedergeschwindigkeitsaxialverdichter durchführten. Interessanterweise widersprechen die vorliegenden Clocking Tendenzen den meisten an Mittel- oder Hochgeschwindigkeitsverdichtern gemachten Beobachtungen, wie zum Beispiel von Key et al. [ 37 ].

### 3.6.1.2.3 Numerische Untersuchungen des Leitschaufel Clocking

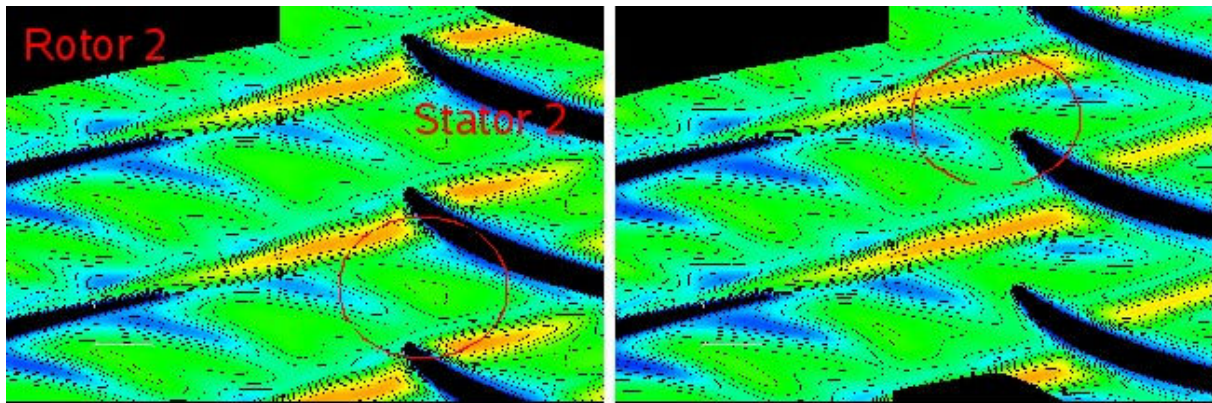
Auf den gleichen Kanalschnitten wie in den experimentellen Untersuchungen wurden mit dem Rolls-Royce CFD Strömungslöser HYDRA in der Version 6.1.7 begleitende instationäre quasi 2D Simulationen des 2.5-stufigen Verdichters durchgeführt, um die Wirkmechanismen des Leitschaufel Clocking zu besser zu verstehen.



**Abb. 3-24: Numerische Simulation 2D Mittelschnitt, Effekt des Leitschaufel Clocking auf den Gesamtwirkungsgrad**

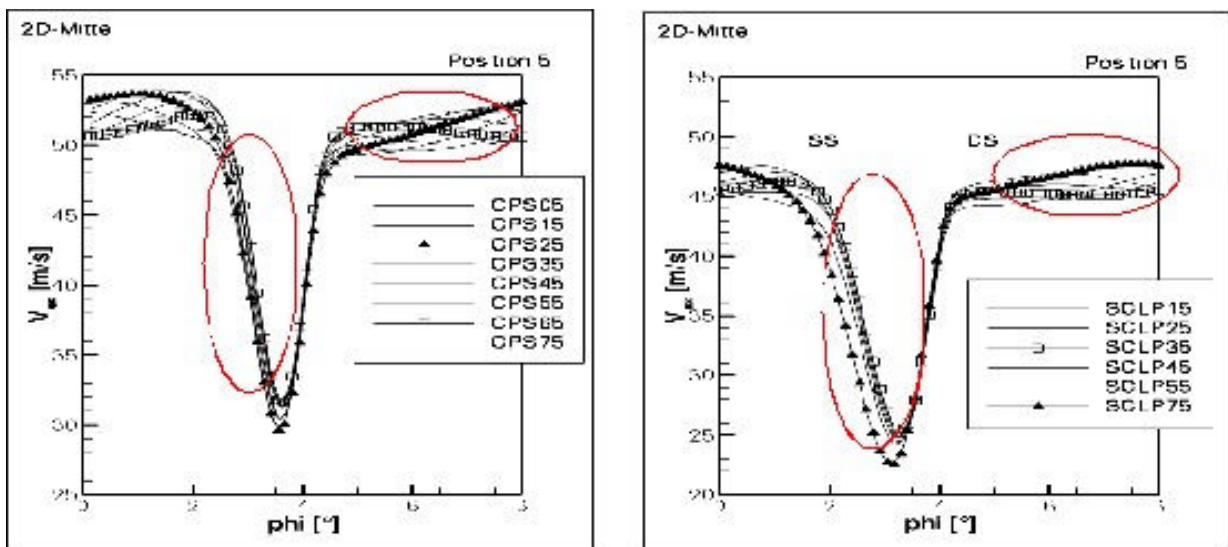
Leider konnten die Amplituden der Wirkungsgradänderungen aus den experimentellen Untersuchungen mit veränderter Leitschaufel Clocking Position nicht bestätigt werden. Die CFD Analyse ergibt deutlich geringere Einflüsse, die im

Auslegungspunkt im Mittelschnitt nur eine Veränderung von 0,012%, bei Überlast von 0.2% und bei Teillast von 0.05% Wirkungsgradänderung hervorrufen. Der maximale Wirkungsgrad wird im Teillastbereich erreicht, wenn der Nachlauf von Leitschaufel 1 durch die Mitte der Passage von Leitschaufel 2 konvektiert. Im Überlastbereich wird der maximale Wirkungsgrad erreicht, wenn der Nachlauf von Leitschaufel 1 auf die Vorderkante von Leitschaufel 2 trifft. Die beiden Strömungsbedingungen sind in Abb. 3-25 dargestellt.



**Abb. 3-25:** Entropie Leitschaufel Clocking im Mittelschnitt, quasi 2D CFD im Überlastbereich für Wirkungsgradmaximum (Leitschaufel 1 Nachlauf in der Mitte der Stator 2 Passage) links und Wirkungsgradminimum (Leitschaufel 1 Nachlauf trifft auf Leitschaufel 2 Vorderkante) rechts; grüne Verlustzonen kennzeichnen die Leitschaufel 1 Nachläufe (nicht die blauen Streifen!)

Wie auch in den experimentellen Untersuchungen reagiert die Saugseite des Leitschaufel 2 am Sensibelsten auf Änderungen der Nachlaufposition des stromauf liegenden Leitschaufel 1, wie in Abb. 3-26 zu erkennen ist. Dargestellt sind die Geschwindigkeitsdefizite der Leitschaufel 2 Nachläufe für verschiedene Leitschaufel 1 Clocking Positionen für den Überlastbetriebspunkt und bei Teillastbedingungen.



**Abb. 3-26:** Nachlauf der Leitschaufel 2 Abströmung im Mittelschnitt für verschiedene Clocking Positionen für Überlast (links) und Teillast (rechts)

Im Überlastbereich ist die Verlusterhöhung im saugseitigen Bereich kleiner als die Verlustintegration von Nachlauf Leitschaufel 1 und Leitschaufel 2. Folglich ergibt sich



die beste Clocking Position bei Auftreffen des Leitschaufel 1 Nachlaufes auf die Vorderkante von Leitschaufel 2. Im Teillastbereich hingegen, ist die Erhöhung der Leitschaufel 2 Verluste im saugseitigen Bereich intensiv genug, um den Verlustanstieg von Leitschaufel 1 zu kompensieren. Daher ist die beste Clocking Position im Teillastbereich die Konvektion des Leitschaufel 1 Nachlaufes durch die Passage von Leitschaufel 2, wo die Grenzschichtentwicklung von Leitschaufel 2 nicht beeinflusst wird. Denn die Vermischung der beiden Nachläufe führt zu einer starken Aufdickung des Leitschaufel 2 Nachlaufes (rechtes Bild, roter Kreis saugseitig).

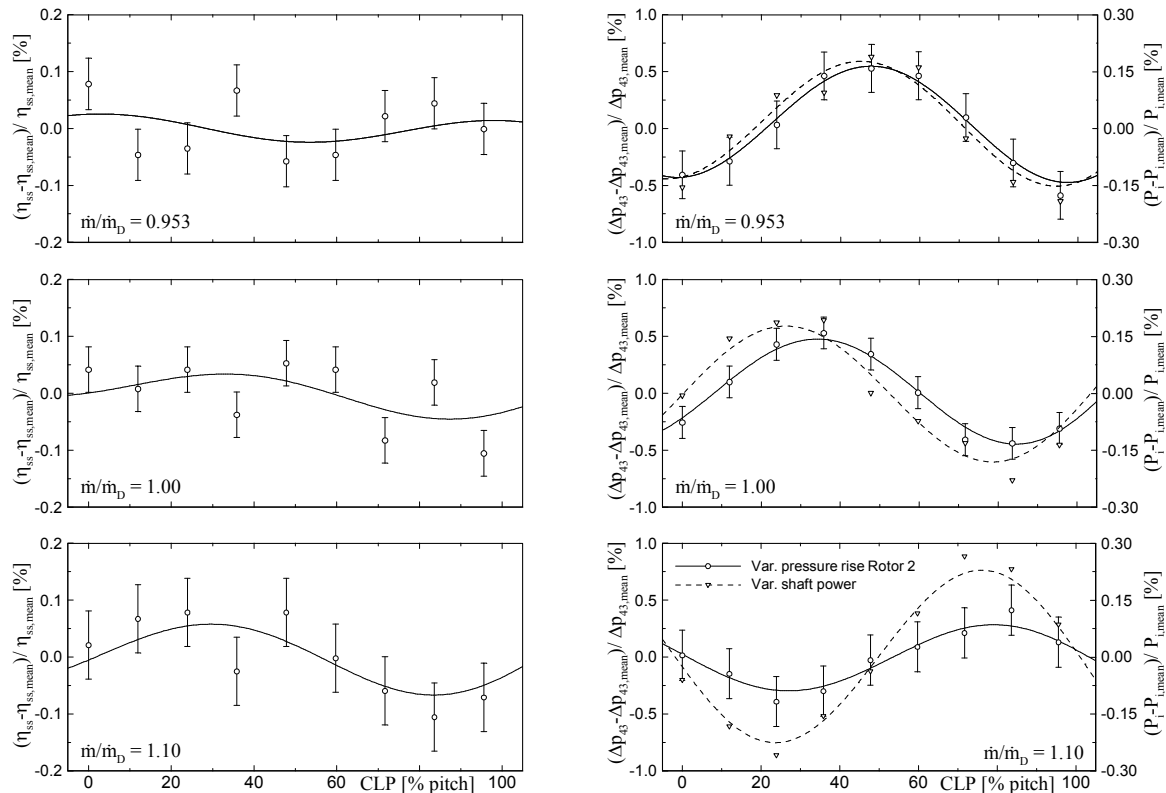
### 3.6.1.3 Laufschaufel Clocking Untersuchungen

#### 3.6.1.3.1 Einfluss des Laufschaufel Clocking auf die Verdichtercharakteristik

Analog zum Leitschaufel Clocking wurde auch Laufschaufel Clocking als eine mögliche Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung untersucht. Für jeden der drei betrachteten Massendurchsätze ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.0$ ,  $\dot{m}/\dot{m}_D = 0.953$  und  $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.10$ ) wurden insgesamt 9 Laufschaufel Clocking Positionen (RCLP) in Abständen von 11.95% der Rotorteilung und beginnend mit der Referenzposition von RCLP = 0% angefahren. Der Verlauf der Laufschaufel 1 Nachlauftrajektorie durch die Laufschaufel 2 Schaufelreihe wurde ähnlich wie beim Laufschaufel Clocking mit einem in die Laufschaufel 2 Profilvorderkante eingebrachten instationären Druckaufnehmer bestimmt. Die Übertragung der Messdaten vom rotierenden in das stationäre System erfolgte mit Hilfe einer Telemetrie. Auf diese Weise war es möglich, für alle Clocking Positionen zeitaufgelöste, relative Totaldrücke im Mittelschnitt des Laufschaufel 2 Eintritts aufzuzeichnen. Dabei bedeutet ein Minimum im zeitgemittelten relativen Totaldruck, dass bei der anliegenden Clocking Position der Kern des stromab generierten Nachlaufs direkt im Mittelschnitt der Laufschaufel 2 Vorderkante auftritt. Im Gegensatz dazu verlaufen bei einem Totaldruckmaximum die Nachlauftrajektorien durch die Passagenmitten des zweiten Rotors.

#### 3.6.1.3.2 Globaler Laufschaufel Clocking Effekt

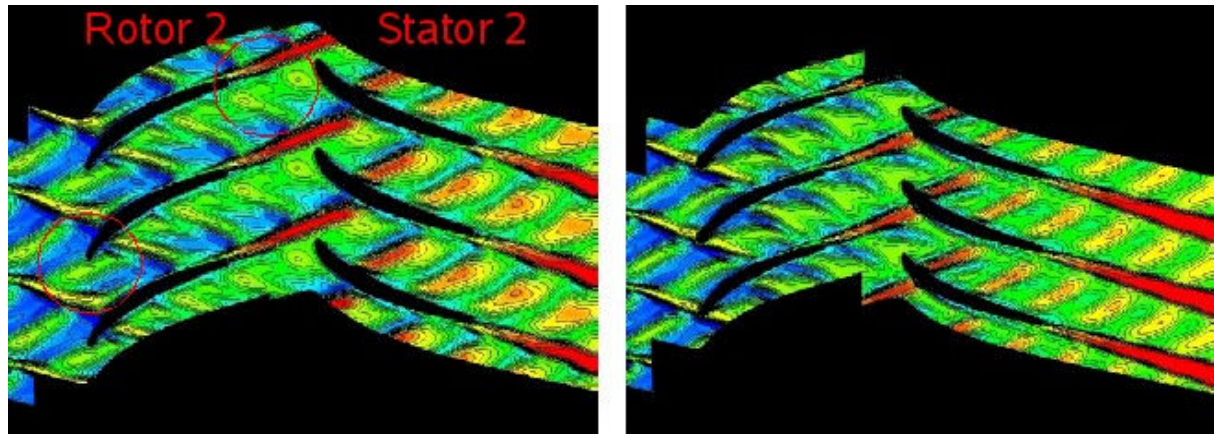
Die Ergebnisse für den Designpunkt  $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.0$  und jeweils eines Betriebspunktes mit hoher ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 0.953$ ) und niedriger Schaufelbelastung ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.10$ ) sind in Abb. 3-27 dargestellt. Aufgetragen ist der Gesamtwirkungsgrad der Maschine als Variation vom arithmetischen Mittel aller Messwerte und in Abhängigkeit der Clocking Position. Der erheblichen Streuung der Messpunkte nach zu urteilen, hat Laufschaufel Clocking, anders als Leitschaufel Clocking, anscheinend keinerlei erkennbaren Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad. Einzig bei starker Überlast ( $\dot{m}/\dot{m}_D = 1.10$ ) beschreiben die Messpunkte einen annähernd sinusförmigen Verlauf, der auf einen Laufschaufel Clocking Effekt schließen lassen könnte.



**Abb. 3-27: Laufschaufel Clocking Effekt, Verdichterwirkungsgrad und Leistung mit Laufschaufel 2 Druckaufbau für 3 Verdichterbetriebspunkte**

### Numerische Untersuchung zum Laufschaufel Clocking

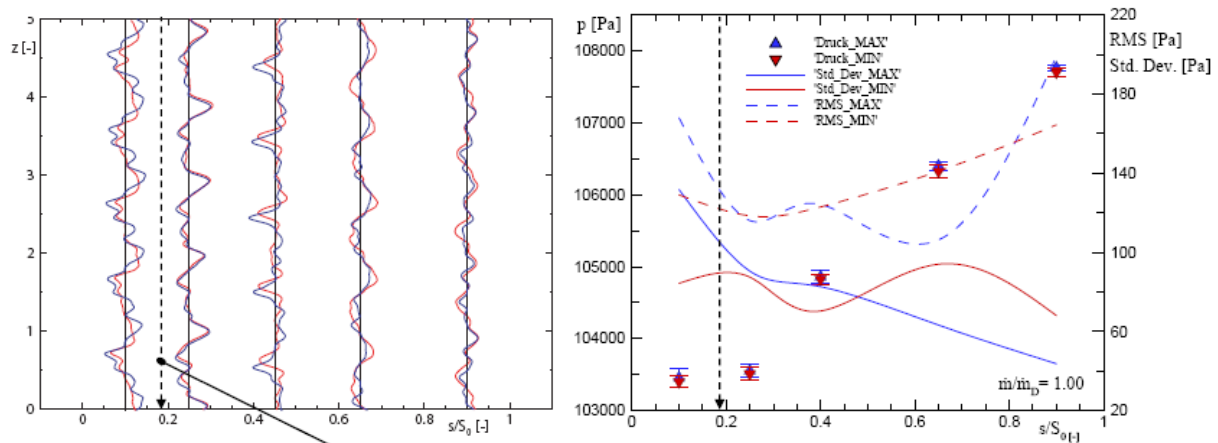
Das Wirkungsgradmaximum bei den Untersuchungen im Mittelschnitt, siehe Abbildung 15 und 14, wurde erreicht, wenn der Nachlauf von Laufschaufel 1 durch die Passage von Laufschaufel 2 konvektiert. Das Wirkungsgradmaximum durch das Laufschaufel Clocking ist bei beiden Leitschaufel Clocking Positionen identisch. Die Wirkungsgradänderung beträgt bei SCLP  $3,5^\circ$  ca. 0,028% und bei SCLP  $7,5^\circ$  ungefähr 0,047%. Die unterschiedlichen Wirkungsgradänderungen zwischen den beiden Leitschaufel Clocking Positionen gibt den Einfluss des Laufschaufel Clocking auf das Leitschaufel Clocking wieder.



**Abb. 3-28: Entropie Laufschaufel Clocking quasi 2D CFD Simulation im Mittelschnitt für Wirkungsgradminimum (bei auf die Vorderkante treffende Nachläufe) SCLP 3.5° links und Wirkungsgradmaximum (wenn die Laufschaufel 1 Nachläufe durch die Passagenmitte der Laufschaufel 2 wandern) SCLP 7.5° rechts**

Um die Wirkmechanismen des Clockings vollständig zu erfassen und zukünftig den Auslegungsprozess von Axialverdichtern unter Berücksichtigung derartiger instationärer Effekte gestalten zu können, sind detaillierte Untersuchungen der Nachlaufgrenzschicht erforderlich. Daher wurden eine Vermessung des Grenzschichtverhaltens und der instationären Profildrücke von Laufschaufel 2 und Leitschaufel 2 durchgeführt.

Die instationären Drucksignale der 5 wandbündig applizierten dynamischen Drucksensoren auf der Laufschaufel sind in Abb. 3-29 dargestellt. Im linken Wasserfalldiagramm sind die periodischen Druckschwankungen der 5 Leitschaufelnachläufe dargestellt, die auf der dargestellten Zeitachse durchlaufen werden. Auch die Druckschwankungen reagieren wie zuvor die Wandschubspannungen auf die Clocking Position der Laufschaufel. Trifft der Laufschaufel 1 Nachlauf auf die Vorderkante der Laufschaufel 2 (rot) wird nicht nur der geringere Austrittsdruck erreicht, sondern auch die Amplitude der statischen Druckschwankung im vorderen Schaufelteil gedämpft. Im hinteren Teil der Schaufel nach der Transition jedoch kehren sich die Verhältnisse um. In der rechten Darstellung sind die dazugehörigen Absolutdrücke zusammen mit der Standardabweichung und den RMS Werten der instationären Signale abgebildet, aus deren Verläufen dieses Verhalten hervorgeht.



**Abb. 3-29:** Instationäre Druckmessungen auf der Laufschaufel 2 Saugseite für Laufschaufel Clocking Position maximalen Druckaufbaus (blau) und RCLP minimalen Druckaufbaus (rot)

Die Ergebnisse zu den Clockinguntersuchungen zeigen, dass die Vorgänge komplex und stark vom Betriebspunkt des Verdichters abhängen.

### 3.6.2 AP4.2 – Instationäre Strömungssimulation und die Berücksichtigung instationärer Effekte für die Verdichteroptimierung

#### 3.6.2.1 Zeitgenaue CFD

Beim Nachrechnen von Turbomaschinenkomponenten werden gewöhnlich eine Reihe von Modellannahmen getroffen. Diese beinhalten einerseits Annahmen über stochastische Phänomene wie z.B. Turbulenz und Transition oder dienen auf der anderen Seite der Reduzierung des Rechenaufwands, z.B. die stationäre Nachrechnung mit Mischungsebenen oder harmonische Ansätze.

Bei der instationären Nachrechnung von Turbomaschinenkomponenten wird auf die zweite Gruppe vereinfachender Annahmen so weit wie möglich verzichtet. Zur korrekten Modellierung der Schaufelbelastung sollten die Verhältnisse der Schaufelzahlen in der Simulation der realen Maschine entsprechen. Da die Schaufelzahlen benachbarter Gitter häufig keine Vielfachen gemeinsamen Teiler haben, die gegenüberliegenden Segmente aber gleich groß sein müssen, werden häufig Simulationen mit skalierten Schaufelzahlen durchgeführt, also z.B. 2:3 anstelle von 21:29.

Zur zeitgenauen Nachrechnung des Forschungsverdichters Rig 250 wurden keine Skalierungen zur Reduktion des Rechenaufwands durchgeführt. Zur Simulation wurde zunächst eine stationäre Voruntersuchung der 100%-Drehzahllinie des vollständigen vierstufigen Verdichters einschließlich Vorleitrad durchgeführt. Das Rechenetz wurde mit einer Auflösung der ersten Netzzelle  $y^+ \approx 1,0$  auf den Schaufeloberflächen (S1-Ebene) und ca.  $y^+ \approx 30$  an Nabe und Gehäuse sowie in den Naben- und Gehäusespalten (S2-Ebene) erstellt, insgesamt etwa 1.000.000 Punkte

pro Schaufelpassage. Auf diese Weise konnte für die Schaufelgrenzschichten ein Modell zur Berücksichtigung des laminar-turbulenten Umschlags genutzt werden, Naben- und Gehäusegrenzschichten wurden als vollturbulent angenommen.

Anhand der Kennlinie wurden zwei Betriebspunkte für weitergehende instationäre Untersuchungen ausgewählt, der erste in der Nähe des Auslegungspunkts (OP1) und ein angedrosselter Betriebspunkt (OP2). Um sicherzustellen, dass die Ausbreitung stromab- und stromauflaufender Interaktionen in ausreichendem Maße gewährleistet war, wurde anschließend eine instationäre Simulation einer Leitschaufelreihe mit folgender Laufreihe (Stator 1 / Rotor 2) mit versetzt periodischer Randbedingung durchgeführt. Abschließend wurde für die zwei ausgewählten Betriebspunkte eine instationäre Simulation des vollen Kranzes der ersten beiden Stufen durchgeführt.

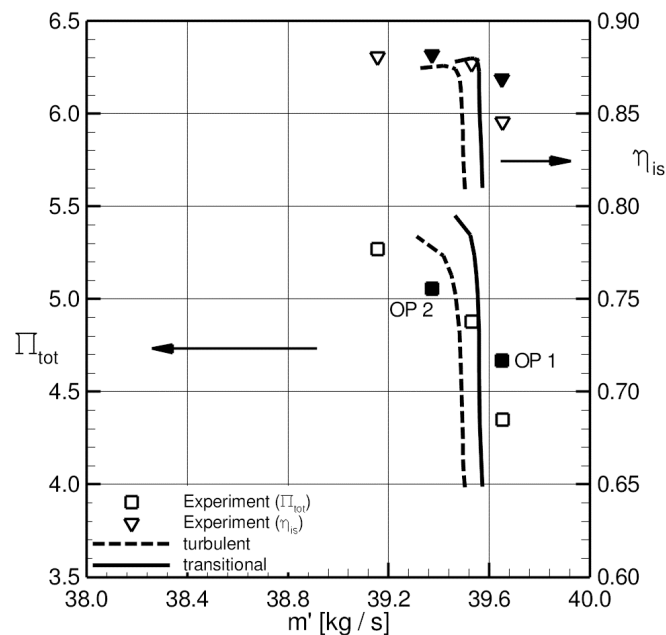
#### 3.6.2.1.1 Stationäre Nachrechnung

Die Nachrechnung des Verdichters wurde mit dem DLR-Verfahren TRACE [ 42 ] durchgeführt. TRACE wurde am Institut für Antriebstechnik zur Simulation von Turbomaschinenströmungen entwickelt und ist im DLR der Standardlöser für Innenströmungen. TRACE nutzt die Methode der Finiten Volumina, um die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes Gleichungen auf strukturierten und unstrukturierten Multi-Block-Netzen in gekrümmten Koordinaten zu lösen. Für die Untersuchung des Verdichters kamen nur strukturierte Netze zum Einsatz.

Die konvektiven Flüsse werden mit einem TVD (total variation diminishing) - Upwindschema nach Roe diskretisiert, für die viskosen Flüsse werden zentrale Differenzen genutzt. Für schnelle Konvergenz kommt ein implizites Zeitschrittverfahren zum Einsatz. Die Kopplung benachbarter Schaufelreihen erfolgt bei stationären Rechnungen mit einem Mixing-Plane Ansatz, bei instationären Rechnungen mit einem konservativen zonalen Ansatz [ 43 ], [ 44 ]. Für benachbarte Schaufelreihen mit ungleichen Schaufelzahlen steht eine versetzt periodische Randbedingung (Phase Lag) zur Verfügung.

Das Turbulenzmodell basiert auf dem Wilcox  $k\omega$ -Modell [ 45 ]. Das Modell wurde zur Modellierung turbulenter Effekte kompressibler Strömung [ 46 ], [ 47 ], [ 48 ] sowie Stromlinienkrümmung und Rotation [ 49 ], [ 50 ] angepasst, ebenso wurde eine Modifikation zur Reduzierung der unphysikalischen Produktion turbulenter kinetischer Energie in Staupunkten [ 51 ] integriert.

Es ist zu erwarten, dass die Grenzschichten zumindest in den vorderen Stufen zunächst laminar anlaufen und erst später umschlagen. Aus diesem Grund wurde zusätzlich zu den vollturbulenten Simulationen Nachrechnungen mit dem nicht-lokalen Multi-Mode Transitionsmodell [ 52 ], [ 53 ] durchgeführt. Die entsprechenden Kennlinien sind in Abb. 3-30 dargestellt, die Betriebspunkte, die später instationär untersucht werden, sind ausgefüllt dargestellt. Wie zu erwarten ist, steigt bei der transitionalen Nachrechnung der Massenstrom während die Verluste sinken. Die folgenden instationären Simulationen wurden durchgängig mit aktiviertem Transitionsmodell durchgeführt.

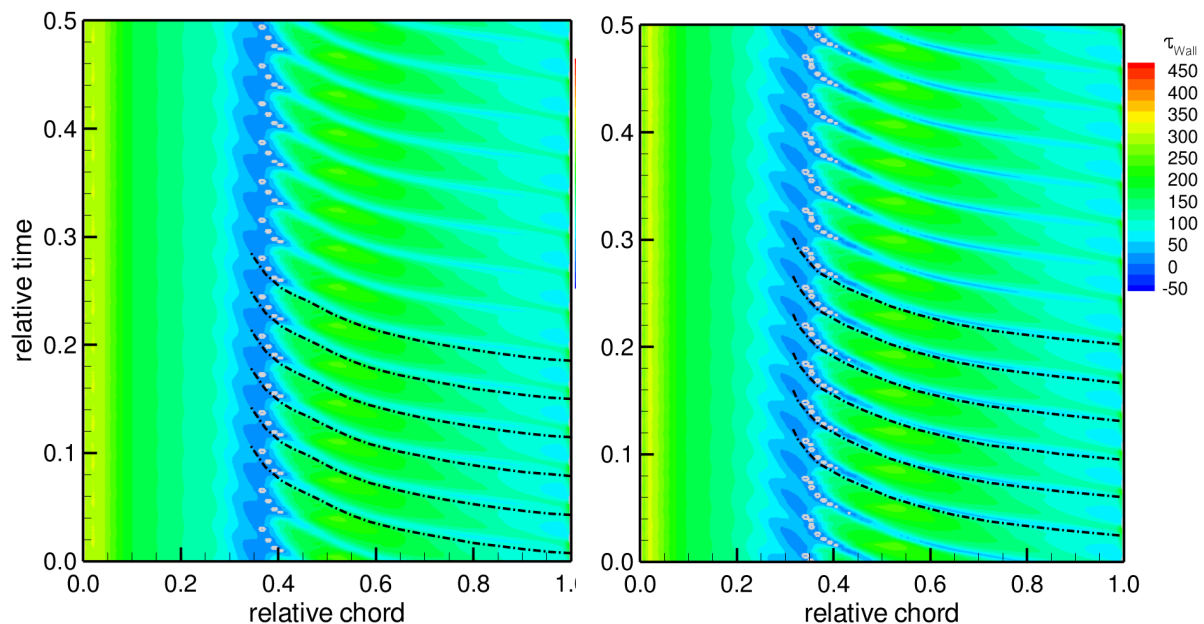


**Abb. 3-30: Kennlinie von Rig 250 bei Nenndrehzahl**

#### 3.6.2.1.2 Instationäre Voruntersuchung Leitschaufel 1 / Laufschaufel 2

Im zweiten Schritt der Untersuchung wurde, um sicherzustellen dass das Rechennetz für die Simulation der Effekte stromabliegender Schaufelreihen fein genug ist, eine Simulation eines Leitschaufelgitters mit nachfolgender Laufschaufel (Stator 1 / Rotor 2) durchgeführt.

Durch die versetzt periodische Randbedingung ist es ausreichend, jeweils nur eine Schaufelpassage zu vernetzen. Aus der zeitlichen Entwicklung der Wandschubspannung auf der Saugseite von Leitschaufel 1 (vgl. Abb. 3-31) wird ersichtlich, wie der von Laufschaufel 2 stromauflaufende Stoß mit der Grenzschicht interagiert. In der Grenzschicht unter dem Stoß sinkt die Wandschubspannung, und das Transitionsende wandert mit dem Stoß und der Ablösung von einem hinteren Punkt bei ca. 52% der Sehnenlänge nach vorn. Der Transitionsbeginn wird bei dem stärker angedrosselten Betriebspunkt auf ca. 28% vorgeschoben, bei OP1 liegt er bei ca. 30%.



**Abb. 3-31: Zeitliche Entwicklung der Wandschubspannung über eine halbe Rotordrehung bei der versetzt periodischen Rechnung (links: OP1, rechts: OP2). Die Bahn unter dem Stoß ist strichpunktiert markiert, die graue Linie ist die Ablöselinie ( $\tau_w = 0$  Pa).**

### 3.6.2.1.3 Instationäre Simulation Stufe 1 und Stufe 2

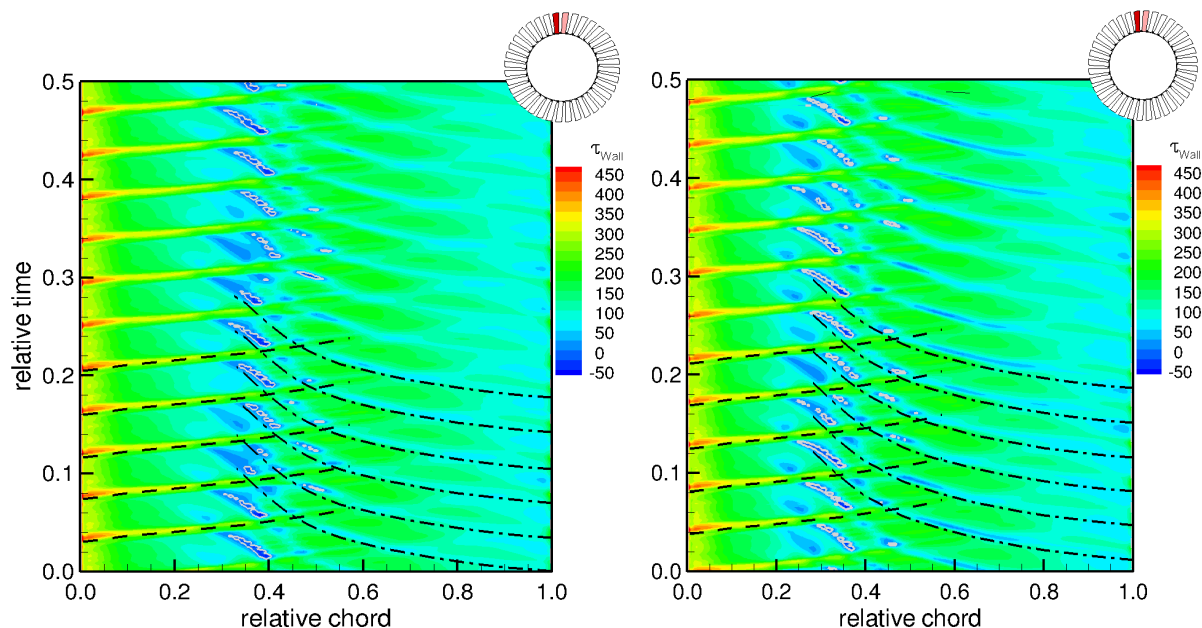
Zur Untersuchung der gemeinsamen Einflüsse stromablaufender Nachläufe und stromauflaufender Stöße auf die Grenzschicht wurden die ersten beiden Stufen des Verdichters instationär nachgerechnet. Hierbei wurde jeweils von jedem Gitter der volle Kranz simuliert, so dass das Rechenetz insgesamt aus ca. 120 Millionen Punkten besteht. Eine Umdrehung wurde mit 3584 Zeitschritten aufgelöst, so dass auf eine Passage von Laufschaufel 2 hinter Leitschaufel 1 128 Zeitschritte entfallen.

Aus der Betrachtung der zeitlichen Entwicklung der Saugseitengrenzschicht von Leitschaufel 1 (Abb. 3-32) wird die zeitliche Entwicklung der Grenzschicht unter dem Einfluß von stromablaufenden Nachläufen und stromauflaufenden Stößen erkennbar: Unter Nachläufen steigt die Wandschubspannung, und die Transitionslage wird nach vorn verschoben. Zwischen zwei Nachläufen kommt es zu einer Region erhöhter Stabilität der laminaren Grenzschicht (*calmed region*), in der der Transitionspunkt hinter den Punkt bei ungestörter Zuströmung fällt. Durch diesen Effekt ist die beobachtete Ablösung insgesamt stärker als bei ungestörter Zuströmung. Gleichzeitig wird durch den stromauflaufenden Stoß der folgenden Laufschaufel die Wandschubspannung in der Grenzschicht bis hin zur Ablösung reduziert, hier wird die Transition durch die Ablöseblasen erheblich gefördert.

Durch die unterschiedlichen Schaufelzahlen der Laufschaufelreihe 1 und 2 (23:28) ergibt sich zwischen Nachläufen und Stößen ein kompliziertes Muster. In etwa einem Viertel der Phasen zwischen zwei Nachläufen können zwei separate Ablösungen beobachtet werden, die auf zwei aufeinanderfolgende Stöße zurückzuführen sind. Andererseits wird nahezu jede Ablöseblase durch mindestens einen Nachlauf geschnitten. In solchen Fällen verhindert die unter dem Nachlauf turbulente Grenzschicht zeitweise die Ablösung. Nach Passieren des Nachlaufs sinkt die

Wandschubspannung erneut, teils bis zum Ablösen. In jedem Fall kann der weiter stromauflaufende Stoß klar an der geringen Wandschubspannung erkannt werden.

Abgesehen von der stärkeren Ablösung beim angedrosselten Betriebspunkt hat der Gegendruck ebenfalls einen Einfluss auf die Transitionslage. Bei steigendem Gegendruck wird der Transitionsbeginn um ca. 5% der Sehnenlänge nach vorne verlagert, während der hintere Punkt fürs Transitionsende sich kaum bewegt, so dass der Transitionsbereich insgesamt länger ist.



**Abb. 3-32:** Zeitliche Entwicklung der Wandschubspannung über eine halbe Rotordrehung bei der Vollkranzrechnung (links: OP1, rechts: OP2). Die Bahn unter dem Stoß ist strichpunktirt markiert, der Weg des Nachlaufs von vorhergehender Laufschaufel gestrichelt. Die graue Linie ist die Ablöselinie ( $\tau_w = 0$  Pa).

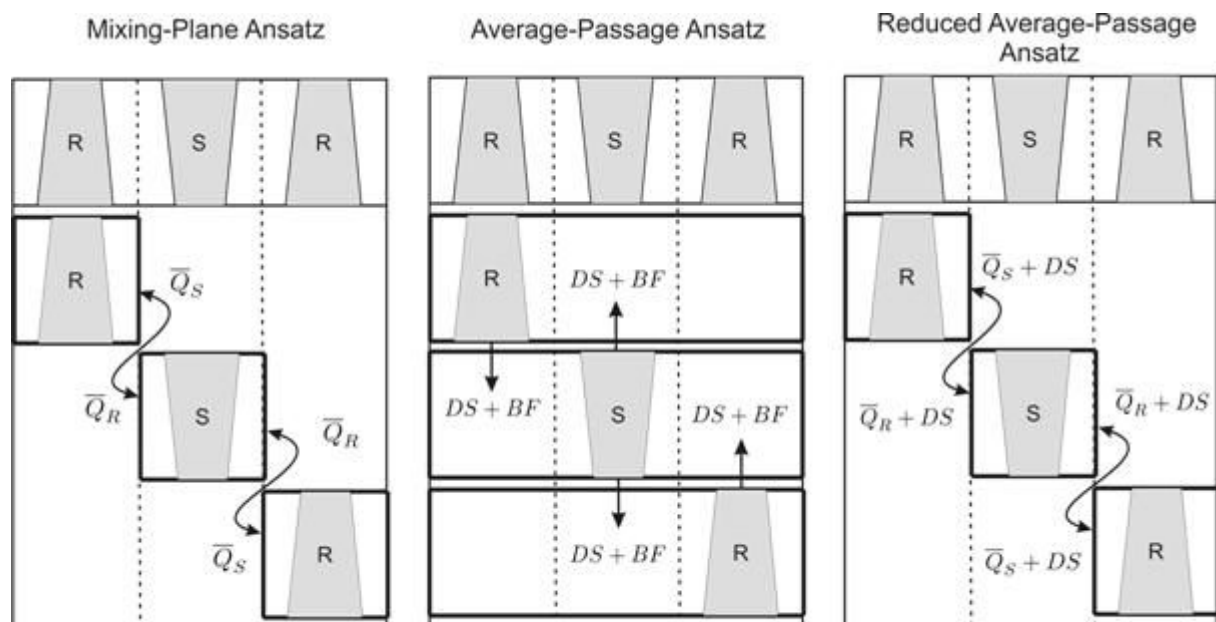
### 3.6.2.2 Zeitgemittelte CFD

Gekoppelte Mehrstufensimulationen der kompletten Turbomaschinenkomponenten (Verdichter und Turbine), bei der die im Relativsystem der Schaufelreihe stationäre reibungsbehaftete Strömung durch die Lösung der RANS- Gleichungen berechnet wird, sind inzwischen Standard bei der Auslegung von Flugtriebwerken und stationären Gasturbinen. Dabei erfolgt die Schaufelreihenkopplung mit Hilfe sogenannter Mischungsebenen, die den Einfluss der stromauf- und stromabliegenden Beschauflung nur im Mittel wiedergibt. An der Kopplungsebene werden die Strömungsdaten auf beiden Seiten umfangsgemittelt. Die gemittelten Strömungszustände  $\overline{Q}_s$  werden während der Berechnung an den Kopplungsflächen zyklisch ausgetauscht und dienen als Randbedingung der einzelnen Schaufelreihen. Im Verlauf der Simulation gleichen sich die gemittelten Strömungszustände auf beiden Seiten der Mischungsebene an und die Rechnung konvergiert zu einem stationären Endzustand. Die Güte der Kopplung hängt zum einen stark von der an den Begrenzungsflächen verwendeten numerischen Randbedingung ab, zum anderen hat die Methode der Umfangsmittelung einen maßgeblichen Einfluss auf die Ergebnisqualität der Simulation. Die bekannteste Methode ist die Fluss-Mittelung



nach Saxer und Giles [ 61 ], die auch als Impuls-Mittelung bezeichnet wird und den Erhalt von Impuls, Masse und Energie über die Mischungsebene sicherstellt. Die Strömung am Austritt einer Schaufelpassage wird als ausgemischt erachtet, wodurch viskose Verluste generiert werden, die zu einer Erhöhung der Entropie führen [ 57 ]. Die Impulsmittelung nach Saxer und Giles [ 61 ] liegt vielen anderen Mittelungstechniken zugrunde.

Der Vorteil dieser zeitgemittelten Betrachtung ist, dass lediglich jeweils eine einzelne Schaufelpassage modelliert werden muss und stationäre Beschleunigungstechniken wie die Verwendung lokaler Zeitschritte zur Konvergenzbeschleunigung eingesetzt werden können. Der Nachteil ist, dass jede Art von Instationarität (wie z.B. die Nachlaufinteraktion) an den Mischungsebenen nur im Mittel wiedergegeben wird. Verbesserungspotenzial ergibt sich zunächst in einer verbesserten Formulierung der derzeitigen Mischungsebene, z.B. durch die Integration deterministischer und aus der Instationarität resultierenden Spannungstermen ([ 55 ], [ 56 ], [ 58 ], [ 62 ]). Das linke Bild in Abb. 3-33 illustriert den Mischungsebenenansatz.



**Abb. 3-33: Strategien zur Schaufelreihenkopplung**

Adamczyk [ 54 ] entwickelte ein Gleichungssystem, das den Einfluss instationärer Effekte auf ein zeitlich gemittelttes Strömungsfeld abbildet. Es entsteht durch die Anwendung dreier aufeinanderfolgender Mittelungsoperatoren auf die zeitabhängigen Navier-Stokes Gleichungen. Die erste Mittelung, die sogenannte Ensemble-Mittelung, führt auf die bekannten und weithin verwendeten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen, bei der zusätzliche stochastische Anteile enthalten sind, die durch Turbulenzmodelle geschlossen werden müssen. Der zweite Mittelungsoperator zielt auf die deterministisch instationären Anteile, die im Falle einer Turbomaschinenströmung einem Vielfachen der Drehzahl entsprechen. Schließlich wird ein dritter Operator auf die Erhaltungsgleichungen angesetzt. Dieser mittelt die Variationen von Passage zu Passage aus. Durch die angewandten Mittelungsverfahren entsteht eine Vielzahl zusätzlicher Terme. Die einen werden als

Bodyforces (BF) bezeichnet und berücksichtigen die Potenzialwechselwirkung, während andere in direkter Analogie zu den Reynoldsspannungen stehen und als deterministische Spannungen (DS) bezeichnet werden. Diese Terme beschreiben die mittlere Nachlaufblockage und die Mischungseffekte in axialer und radialer Richtung. Eine Schließung dieses Average-Passage Gleichungssystems wurde zunächst von Adamczyk [ 55 ] vorgeschlagen. Die Kopplung erfolgt hier nicht über Mischungsebenen sondern mit Hilfe von überlappenden Rechennetzen, was ein umfangreiches Pre- und Postprocessing erfordert. Nicht zuletzt aus diesem Grund hat Hall [ 58 ] das Reduced Average-Passage System vorgestellt, das den Mischungsebenenansatz um die Einbeziehung deterministischer Spannungen erweitert (vgl. Abb. 3-33, rechtes Bild).

Das im Rahmen dieser Arbeiten implementierte deterministische Spannungsmodell folgt der Idee des Reduced Average-Passage Systems. Das Modell berücksichtigt den Einfluss eines stromab entstehenden Verdichtungsstoßes auf die stromauf liegende Schaufelreihe.

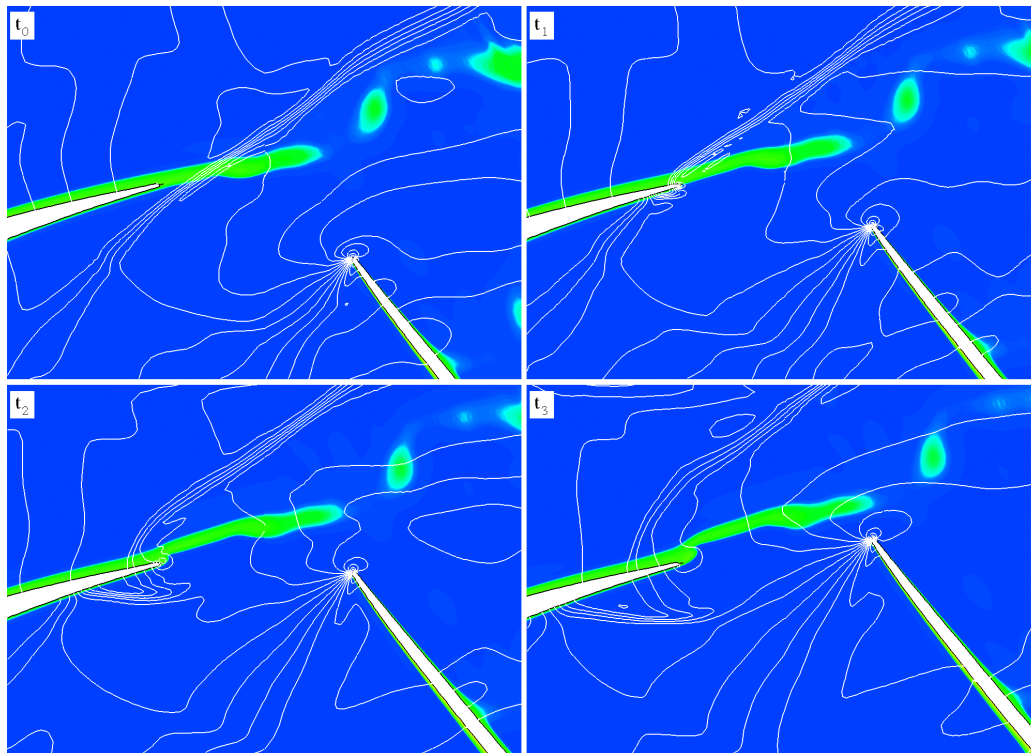


Abb. 3-34: Entropiefeld mit Isobaren

Abb. 3-34 illustriert die stoßbedingte Wirbelinduktion im Detail. Sie zeigt eine transsonische Verdichterkonguration. Links ist die Leitschaufel ab 50% Sehnenlänge zu sehen, auf der rechten Hälfte eines jeden Bildes erkennt man den vorderen Teil einer Laufschaufel im Mittelschnitt. Die illustrierten Werte sind die Konturplots der Entropie zusammen mit den Isobaren des statischen Drucks in Form von weißen Linien. Regionen hoher Entropie (grüne Zonen) repräsentieren Wirbel und Zonen ihrer Entstehung, während die gebündelten Isobaren den Laufschaufelstoß anzeigen. Zum Zeitschritt  $t_0$  nähern sich die Stoßwellen der Leitschaufelhinterkante, auf die sie zum Zeitpunkt  $t_1$  auftreffen. Die Stoßwelle wird dann an der Druckseite der Leitschaufel reflektiert ( $t_2$ ), wodurch ein signifikanter Druckanstieg hinter dem reflektierten Stoßsegment erzeugt wird. Diese Hochdruckregion veranlasst die

Strömung dazu, sich um die Hinterkante herum zur Saugseite zu bewegen. An der Hinterkante wird somit eine Druckwelle erzeugt, um den Druckunterschied zwischen der oberen und der unteren Schaufelseite des Leitschaufel auszugleichen. Bei der Entstehung dieser Druckwelle bewegt sich der hintere Staupunkt an der Saugseite entlang zur Hinterkante und die druckseitige Beschleunigungsregion wird kleiner. Der Staupunkt bewegt sich somit periodisch auf und ab und induziert Wirbel [ 60 ], was gleichbedeutend mit einer Produktion deterministischer Spannungen ist.

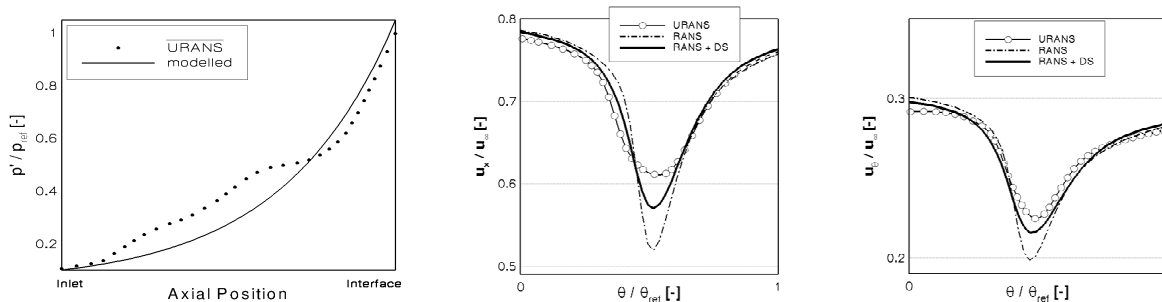
Ausgangspunkt für die Modellbildung bildeten umfangreiche Untersuchungen an einem ebenen Plattengitter. Hierbei läuft eine generische Druckwelle stromauf und trifft auf die Hinterkante der Platte. Um den Einfluss verschiedener Parameter auf den Plattennachlauf zu untersuchen, wurden Stoßstärke, Reynoldszahl, Axialabstand und Drehzahl variiert. Basierend auf diesen Ergebnissen wurde ein deterministisches Spannungsmodell entwickelt, welches die Stoß-Nachlaufinteraktion in einer realen dreidimensionalen Verdichterkonfiguration berücksichtigt.

Die Grundidee dieses Modells besteht darin, die deterministischen Spannungen analog zur Turbulenzmodellierung mit der lokalen Scherrate zu korrelieren (Boussinesq-Annahme):

$$\overline{\rho u_i'' u_j''} = \mu_{\text{det}} \cdot \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

Der entsprechende Proportionalitätsfaktor  $\mu_{\text{det}}$  kann entsprechend als deterministische Scheinviskosität bezeichnet werden und ist die einzige Größe, die modelliert werden muss. Dies erfolgte mit Hilfe eines einfachen skalaren Transportmodells:

$$\rho \frac{\partial \mu_{\text{det}}}{\partial t} + \left( \overline{\rho u_i} \right) \frac{\partial \mu_{\text{det}}}{\partial x_i} - (\mu_l + \mu_{\text{det}}) \frac{\partial^2 \mu_{\text{det}}}{\partial x_i^2} = S$$



**Abb. 3-35: Axiale Druckamplitude und Geschwindigkeitskomponenten im Mittelschnitt des Leitschaufelaustritts**

Die Formulierung des Quellterms  $S$  basiert auf der Annahme einer sinusförmigen Druckverteilung in Umfangsrichtung [ 59 ] und der Forderung, dass die Druckstörung der homogenen Wellengleichung genügt. Daraus ergibt sich schließlich eine stromauf exponentiell abklingende Druckamplitude, die mit der instationär berechneten (URANS) in guter Übereinstimmung ist (siehe Abb. 3-35).

Angewandt auf die bereits in Abb. 3-34 gezeigte Konfiguration (Leitschaufel 1 und Laufschaufel 2 des Rig 250), ergeben sich die in Abb. 3-35 gezeigten Nachlaufprofile der Axial- und Umfangsgeschwindigkeitskomponenten bei 50% radialer Höhe.

*URANS* bezeichnet hier die gemittelte instationäre Lösung, die als Referenz dient und *RANS* die stationäre Standard-Lösung. *RANS+DS* steht für den neu entwickelten Ansatz. Die wesentlichen Effekte - Aufweitung des Nachlaufs und Reduktion des Geschwindigkeitsdefizits - werden durch das Modell gut wiedergegeben.

## 4 Projektdurchführung

Die angestrebten Projektziele wurden zum 2. Quartal des Jahres 2011 vollständig erreicht. Die ursprüngliche Planung ging von einer Projektlaufzeit von 3 ¼ Jahren aus mit dem Projektende zum 1. Quartal des Jahres 2010 geführt hätte. Das Gesamtprojekt VerDeMod wurde kostenneutral bis Ende 2010 verlängert, um die noch offen stehenden Arbeiten abzuschließen und wurde ein weiteres Mal um ein halbes Jahr bis zum 2. Quartal des Jahres 2011 verlängert, um die Arbeiten abzuschließen und somit die Verwertbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen.

In folgenden Teilprojekten kam es zu Verzögerungen:

1. AP 2.1: Da die ursprünglich geplanten probabilistischen Untersuchungen mit dem 2D-Stromlinienverfahren nicht erfolgreich verliefen, wurde der 10-stufige Verdichter mit Hilfe von zeitaufwendigeren 3D CFD-Simulationen probabilistisch untersucht. Die Ergebnisse erhielten auf diese Weise eine höhere Detaillierungstiefe, was den erhöhten Zeitaufwand rechtfertigt. Die neue entwickelte Modellierungssoftware wurde in eine RRD kompatible Programmiersprache umgewandelt, um die Anwendbarkeit der Software bei RRD sicherstellt.
2. AP 2.2 wurde innerhalb der 1. kostenneutralen Verlängerung bis Ende 2010 beendet. Verzögerungen ergaben sich während der Messkampagne der A19 Beschau felung.
3. AP 2.3 wurde innerhalb der ursprünglichen Planung erfolgreich beendet. Die kostenneutrale Verlängerung wurde genutzt, um den Umfang der numerischen Simulationen dahingehend zu erweitern, die Anwendbarkeit der entstandenen Zapfluentnahmegeometrie in einem 1.5-stufigen Verdichter zu demonstrieren.
4. AP 2.4 wurde innerhalb der ursprünglich geplanten Zeit abgeschlossen.
5. AP3: Aufgrund von Verzögerungen bei der Blisk-Herstellung und dem Aufbau bzw. Inbetriebnahme des Versuchsverdichters Rig 750 kam es bereits in einem frühen Stadium des Projektes zu Verzögerungen, die in der Messkampagne nicht mehr aufgeholt werden konnten.
6. AP4.1: Der Aufbau des Versuchsverdichters verlief planmäßig. Jedoch ergaben sich durch die Messungen des Clocking-Effektes physikalisch sehr anspruchsvoll zu interpretierende Ergebnisse, die weitere Messungen und numerische Simulationen zum Verständnis der Effekte erforderlich machten. Die kostenneutrale Verlängerung wurde genutzt, um den Umfang des Messprogrammes zu erweitern.
7. AP4.2: Die Validierung der Simulationsergebnisse verzögerte sich aufgrund der Versuchsdurchführung des Versuchsverdichteraufbaus.

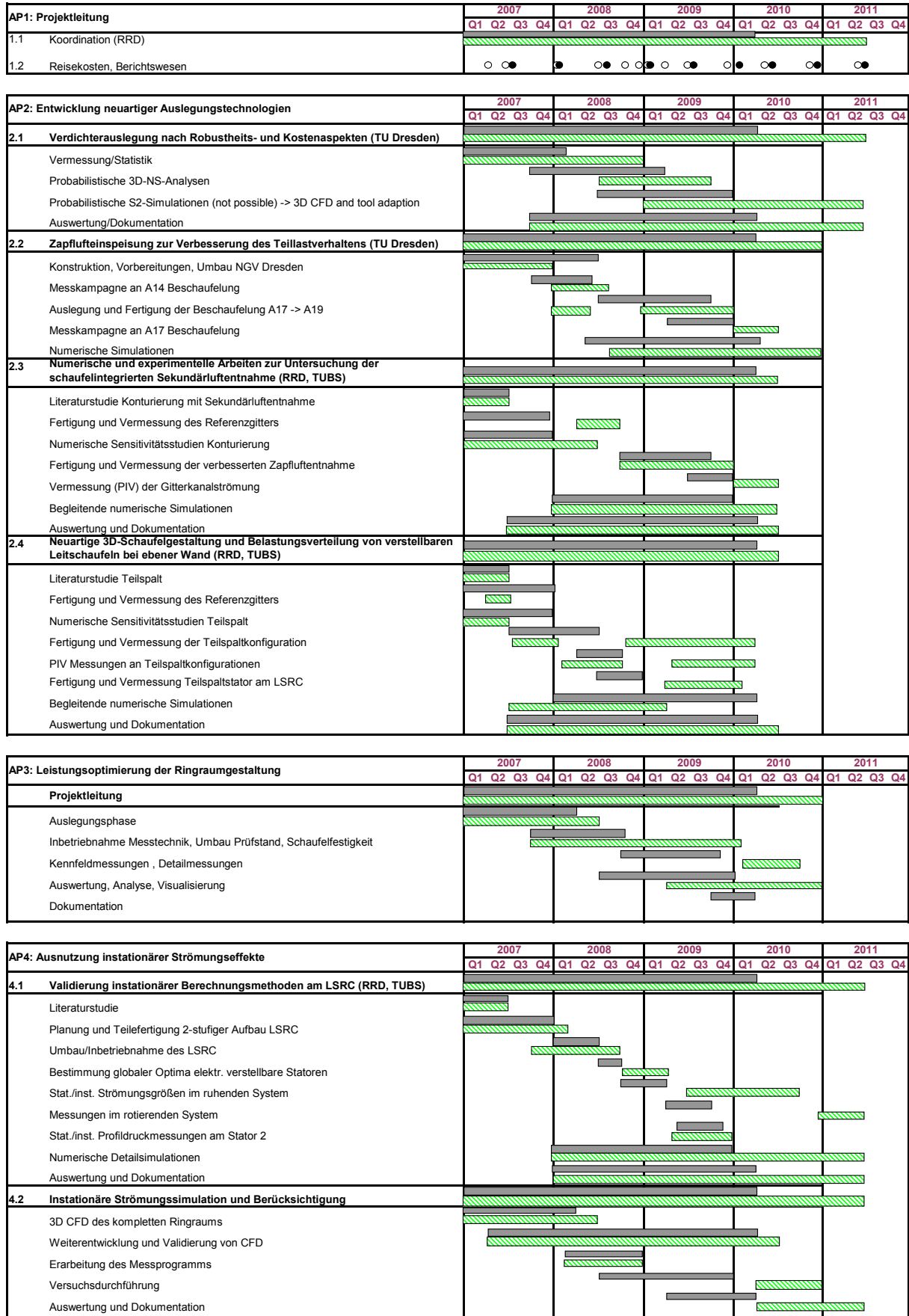


Abb. 4-1: Planungsschema/Zeitplan VerDeMod Gesamtprojekt (grau: Planung, Schraffur grün: tatsächliche Dauer)

## 5 Verwertung der Ergebnisse

Aufgrund der anwendungsnahen Ausrichtung des Projektes konnten Teilergebnisse und entstandene Prozesse direkt im Designprozess integriert und in aktuelle Triebwerksprogramme aufgenommen werden.

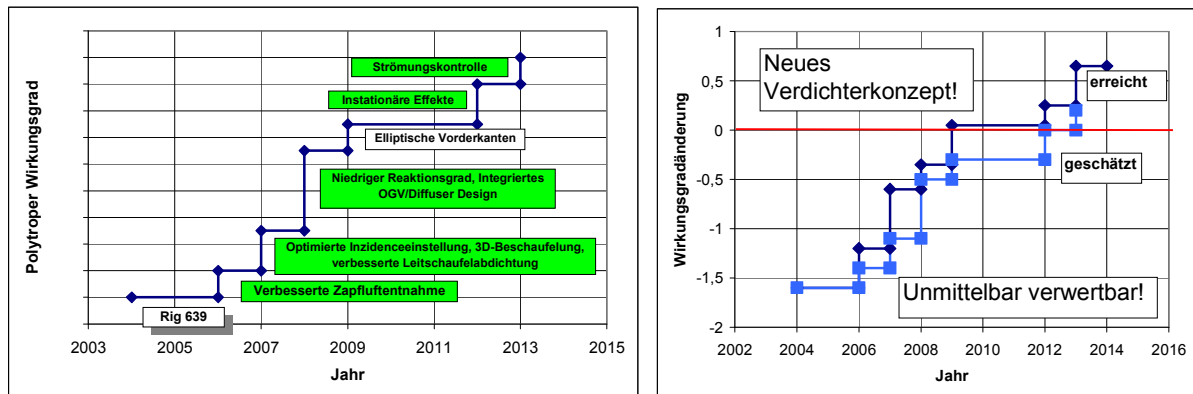


Abb. 5-1: Geplante und erreichte Wirkungsgradsteigerungen

Intern wurden die Verfahren zur Überführung der optisch vermessenen Schaufeln in das RRD Designsystem verwendet, um Geometrievariation aus In-Service Erfahrungen nachzuvollziehen.

Eine der getesteten Bleedport-Varianten wurde erfolgreich in ein Triebwerksdesign integriert und die Spaltströmungsminderung durch Randzonenanpassung wurde in neuen Entwicklungen (V2500, BR725, TP400) berücksichtigt.

Die Ergebnisse der Teilprojekte wurden auf internationalen Konferenzen und in wissenschaftlichen Zeitschriften veröffentlicht. Die Artikel sind unter der Überschrift „Innerhalb des VerDeMod Projektes entstandene Veröffentlichungen“ in Kapitel 6 aufgelistet.

In Nachfolgevorhaben soll die Technologiereife der Ergebnisse in einem Technologiedemonstrator weiterentwickelt werden, damit die Technologien in zukünftige Produkte einfließen können.

## 6 Literatur

- [ 1 ] Kau, P.: Technologie und Auslegung des BR700 Hochdruckverdichters, DGLR, 94-F4-102, 1994.
- [ 2 ] Kappler, G., Moore, R., Hourmouziadis, J.: Hochleistungs-Turbo-Fan-Triebwerke, Ein-Familienkonzept, DGLR Jahrestagung Bremen, 1992.
- [ 3 ] Kappmeyer G., Janschek P., Baumgärtner M., Bremer C.: Fertigungstechnologien, Entwicklungen und Trends in Technologienetzwerken. DGLR Tagung 2006, DGLR-2006-158.
- [ 4 ] Spieler S., Staudacher S. Kappmeyer G., Lou W.: Reparaturverfahren und ihre Bedeutung für die Bewertung von Blisks über den Lebenszyklus von Flugtriebwerken. DGLR Tagung 2006, DGLR-2006-160.

### AP2.1

- [ 5 ] Duó, P., Pianka, C., Golowin, A., Fueller, M., Schaefer, R. and Bernhardt, U., 2008. "Simulated foreign object damage on blade aerofoils. real damage investigation". In ASME Turbo Expo 2008, no. GT2008-50371.
- [ 6 ] Heinze, K., 2009. "Probabilistic hcf-investigation of compressor blades". In ASME Turbo Expo 2009, no. GT2009-59899.
- [ 7 ] Holtzhausen, S., Schreiber, S., and Stelzer, R. "Automated 3D measuring of compressor blades and analysis of measurement". *ASME paper no. GT2009-59902*.
- [ 8 ] Ristic, M.: Measurement-based updating of a turbine blade CAD models: a case study. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing, Vol. 17, No. 4*, pp. 352–363, 2004.
- [ 9 ] Kumar, A. ; Keane, A. J. ; Nair, P. B. ; Shahpar, S.: Robust Design of Compressor Fan Blades Against Erosion. In: ASME Journal of Mechanical Design 128 (2006), S. 864–872
- [ 10 ] Sugimura, K. ; Jeong, S. ; Obayashi, S. ; Kimura, T.: Multi-Objective Robust Design Optimization and Knowledge Mining of Centrifugal Fan that takes Dimensional Uncertainty Into Account. In: Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2008-51301, Berlin, 2008.
- [ 11 ] Bestle D., Flassig P., Dutta A.: "Robust Design of Compressor Blades in the Presence of Manufacturing Noise". European Turbomachinery Conference, Istanbul, 2011.



## AP2.2

[ 12 ] Haag J. C., Jeschke P.: "Numerical Analysis of the Effects of Rotor Tip Injection on Axial Compressor Aerodynamics and Performance". 13<sup>th</sup> International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC13-2010-070, 2010.

[ 13 ] Cassina G., Kammerer A., Beheshti B., Abhari R.: "Parametric Study of Tip Injection in an Axial Flow Compressor Stage". Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2007-27403, Montreal, 2007.

[ 14 ] Hiller S. J., Matzgeller R., Horn W.: "Stability Enhancement of a Multi Stage Compressor by Air Injection". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59868, Orlando, 2009.

[ 15 ] Bindl S., Muth B., Niehuis R.: "Active Stall Elimination by Air Injection onto the Tip Region of Compressor Blades". International Symposium on Airbreathing Engines, ISABE-2009-1105, 2009.

[ 16 ] Horn W., Schmidt K. J., Staudacher S.: "Effects of Compressor Tip Injection on Aircraft Engine Performance and Stability". Journal of Turbomachinery ASME, Vol. 131, July, 2009.

[ 17 ] Dobrzynski B., Saathoff H., Kosyna G., Clemen C., Gümmer V.: "Active Flow Control in a Single-Stage Axial Compressor Using Tip Injection and Endwall Boundary Layer Removal". Proceedings of ASME Turbo Expo, GT-2008-50214, 2008.

## AP2.3

[ 18 ] Gomes R. A., Schwarz C., Pfitzner M.: "Experimental Investigations of a Generic Compressor Bleed System". GT-2006-90458, Proceedings of ASME Turbo Expo, Barcelona, 2006.

[ 19 ] Gomes R.A., Schwarz C., Pfitzner M.: "Aerodynamic Investigations of a Compressor Bleed Air Configuration Typical for Aeroengines". ISABE-2005-1264, Proceedings of XVII ISABE, Munich, 2005.

[ 20 ] Gümmer V., Goller M., Swoboda M.: "Numerical Investigations of Endwall Boundary Layer Removal on Highly-Loaded Axial Compressor Blade Rows". GT2005-68699, Proceedings of ASME Turbo Expo, Reno-Tahoe, 2005.

[ 21 ] Mossman E.A., Randall L.M.: "An Experimental Investigation of the Design Variables for NACA Submerged Duct Entrances". NACA RM A7130, Ames Aeronautical Laboratory, Moffett Field, California, January 8, 1948.

[ 22 ] Willis B.P., Davis D.O., Hingst W.R.: "Flow Coefficient Behavior for Boundary Layer Bleed Holes and Slots". NASA Technical Memorandum No. 95-0031, Lewis Research Center, Ohio 1995.

## AP2.4

[ 23 ] Clemen C., Gümmer V., Nerger D., Saathoff H.: “Investigation Of Different Endwall Part- Clearance Configurations On A Low-Speed Compressor Cascade”. European Turbomachinery Conference, paper no. 172, Athens, Greek, 2007.

[ 24 ] Fischer E.: „Numerische Berechnung von Spaltströmungen in Turbomaschinengittern“. Dissertation, TU München, 1996.

[ 25 ] Hübner J.: „Experimentelle und theoretische Untersuchung der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Spalt- und Sekundärströmung in Verdichtergittern“. Dissertation, Univ. der Bundeswehr München, 2003.

[ 26 ] Rains D.A.: “Tip clearance flow in axial flow compressors and pumps”. California Institute of Technology, Hydrodynamics and Mechanical Engineering Laboratories, Report No. 5, 1954.

[ 27 ] Ribi B., Meyer M.P.: “Influence Of A Gap Between Casing And Variable Stator Blade On Axial Compressor Performance”. ASME Turbo Expo, GT-2008-50301, Berlin, Germany, 2008.

[ 28 ] Stockhaus C.: „Numerische Untersuchung zum Einfluss der Schaufelspitzenform im Radialspalt von Axialverdichtern“. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2003.

[ 29 ] Storer J.A.: “Tip Clearance Flow in Axial Compressors”. PhD Dissertation, University of Cambridge, Januar 1991.

## AP3

[ 30 ] Iliopoulou V., Lepot I., Geuzaine P.: “Design Optimization of a HP Compressor Blade and its Hub Endwall”. Proceedings of ASME Turbo Expo, (GT-2008-50293), 2008.

[ 31 ] Naylor E. M. J., Duenas C. O., Miller R. J., Hodson H. P.: “Optimisation of Nonaxisymmetric Endwalls in Compressor S-Shaped Ducts”. Proceedings of ASME Turbo Expo, (GT-2008-50448), 2008.

[ 32 ] Reising S., Schiffer H.-P., Hildebrandt T., Thiel P.: “Automated Aerodynamic Optimisation of a Transonic Compressor Stage by Application of Non-Axisymmetric Endwalls”. DGLR Jahrestagung, 2008.

[ 33 ] Dorfner C., Nicke E., Voss C.: „Axisymmetric Profiled Endwall Design Using Multiobjective Optimization Linked with 3D RANS-Flow Simulations“. Proceedings of ASME Turbo Expo, (GT-2007-27268), 2007.

[ 34 ] Harvey N.: “Some Effects of Non-Axisymmetric End Wall Profiling on Axial Flow Compressor Aerodynamics. Part I: Linear Cascade Investigation”. Proceedings of ASME Turbo Expo, (GT-2008-50990), 2008.

[ 35 ] Harvey N., Offord T.: "Some Effects of Non-Axisymmetric End Wall Profiling on Axial Flow Compressor Aerodynamics. Part II: Multi-Stage HPC CFD Study". Proceedings of ASME Turbo Expo, (GT-2008-50991), 2008.

#### **AP 4.1**

[ 36 ] Barankiewicz W. S., Hathaway M. D.: "Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor". NASA Technical Memorandum 113113, 1997.

[ 37 ] Key N. L., Lawless P. B., Fleeter S.: "An Experimental Study of Vane Clocking Effects on Embedded Compressor Stage Performance". ASME Journal of Turbomachinery, Vol 132, 011018, January, 2010.

[ 38 ] Rzadkowski R., Gnesin V., Kolodyazhnaya L.: „Effect of Stator Clocking on 3D Aeroelastic Characteristics of Compressor Rotor Blades". Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2008-50767, June 9-13, Berlin, 2008.

[ 39 ] König S., Stoffel B.: „On the Applicability of a Spoked-Wheel Wake Generator for Clocking Investigations". Journal of Fluids Engineering, Vol. 129, pp. 1568-1477, November, 2007.

[ 40 ] Behr T., Porreca L., Mokulys T., Kalfas A.I., Abhari R.S.: "Multistage Aspects and Unsteady Effects of Stator and Rotor Clocking in an Axial Turbine with Low Aspect Ratio Blading". ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 128, pp. 11-22, 2006.

[ 41 ] Wheeler A.P.S., Sofia A., Miller R.J.: "The Effect of Leading-Edge Geometry on Wake Interactions in Compressors". Proceedings of the ASME Turbo Expo, May 14-17, Montreal, Canada, pp. 1769-1779, 2007.

#### **AP 4.2**

[ 42 ] Weber, A.: "TRACE User's Manual". Institutsbericht DLR IB 325-07-06, DLR, Cologne, Germany. Version 5.3, 2006.

[ 43 ] Yang, H., Nürnberger, D., Nicke, E., und Weber, A.: "Numerical Investigation of Casing Treatment Mechanisms with Conservative Mixed-Cell Approach". ASME Paper GT2003-3842, 2003.

[ 44 ] Yang, H., Röber, T., und Kozulovic, D.: "Hybrid-grid simulation of unsteady wake-boundary layer interaction on a high lift low pressure turbine airfoil". ASME Paper GT2007-28111, 2007.

[ 45 ] Wilcox, D. C.: "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models". AIAA Journal, 26(11), November, pp. 1299–1310, 1988.

- [ 46 ] Sarkar, S.: "The pressure-dilatation correlation in compressible flows". *Physics of Fluids*, 4(12), December, pp. 2674 – 2682, 1992.
- [ 47 ] Wilcox, D. C.: "Progress in Hypersonic Turbulence Modeling". AIAA Paper 91-1785, 1991.
- [ 48 ] Wilcox, D. C.: "Dilatation-dissipation corrections for advanced turbulence models". *AIAA Journal*, 30(11), November, pp. 2639 – 2646, 1992.
- [ 49 ] Bardina, J., Ferziger, J., and Rogallo, R.: "Effect of rotation on isotropic turbulence: computation and modelling". *Journal of Fluid Mechanics*, 154, November, pp. 321 – 336, 1982.
- [ 50 ] Kozulovic, D., and Röber, T.: "Modelling the Streamline Curvature in Turbomachinery Flows". ASME Paper GT2006-90265, 2006.
- [ 51 ] Kato, M., Launder, B.E.: „ The Modelling of Turbulent Flow Around Stationary and Vibrating Square Cylinders". 9<sup>th</sup> Symposium on Turbulent Shear Flows, 1993.
- [ 52 ] Kozulovic, D.: "Modellierung des Grenzschichtumschlags bei Turbomaschinenströmungen unter Berücksichtigung mehrerer Umschlagsarten". Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, Oktober. Auch DLR FB 2007-20, 2007.
- [ 53 ] Kozulovic, D., Röber, T., and Nürnberger, D.: "Application of a Multimode Transition Model to Turbomachinery Flows". *Proceedings of the ETC 7*, 2007.
- [ 54 ] Adamczyk, J.J.: "Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery". ASME Paper 85-GT-226 (1985)
- [ 55 ] Adamczyk, Celestina, Mulac, Celestina: "A Model for Closing the Inviscid Form of the Average Passage Equation System". ASME Paper 89-GT-152, 1989.
- [ 56 ] Adamczyk, Celestina, Beach, Barnett: "Simulation of three-dimensional viscous flow within a multistage turbine". ASME Paper No. 86-GT-227, 1986.
- [ 57 ] Giles, M.B.: "UNSFLO: A Numerical Method for the Calculation of Unsteady Flow in Turbomachinery". In: *GTL-Report*, MIT Gas Turbine Laboratory 205, 1991.
- [ 58 ] Hall, E.J.: "Herodynamic Modelling of Multistage Compressor Flowfields - Part II: Modelling of Deterministic Stresses". ASME paper 97-GT-345, 1997.
- [ 59 ] Parker , R.: "Relation between Blade Row Spacing and Potential Flow Interaction Effects in Turbomachines". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 184, 1969.
- [ 60 ] Sanders, A.J. ; Fleeter, S.: "Transonic Rotor-IGV Interactions". ISABE Paper 99-7029, 1999.

[ 61 ] Saxer, A.P., Giles, M.B.: "Inlet Radial Temperature Redistribution in a Transonic Turbine Stage". AIAA-Paper 90-1543, 1990.

[ 62 ] Zachcial, A., Kügeler, E., Nürnberger, D.: "Kopplungstechniken zur Simulation vielstufiger Axialverdichter". DGLR Jahrestagung, DGL R-JT2004-244, 2004.

### **Innerhalb des VerDeMod Projektes entstandene Veröffentlichungen**

[ 63 ] Lange A., Vogeler K., Gümmer V., Schrapp H., Clemen C.: "Introduction of a Parameter Based Compressor Blade Model for Considering Measured Geometry Uncertainties in Numerical Simulation". ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, GT2009-59937, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA.

[ 64 ] Stollenwerk S., Nürnberger D.: "A Model for Potential Deterministic Effects in Transonic Compressor Flows". ASME Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air, GT2009-60105, June 8-12, Orlando, Florida, USA, 2009.

[ 65 ] Stollenwerk S., Nürnberger D.: "Deterministic Stress Modelling for Transonic Compressor Flows". 8<sup>th</sup> European Turbomachinery Conference, Paper no. 21, March 23-27, 2009, Graz, Austria.

[ 66 ] Pönick S., Kožulović D., Radespiel R., Becker B., Gümmer V.: "Numerical and Experimental Studies of the Flow Field Details on a Cascade with Endwall Part-Clearance". 8<sup>th</sup> European Turbomachinery Conference, Paper no. 172, March 23-27, 2009, Graz, Austria.

[ 67 ] Heinichen F., Gümmer V., Schiffer H.-P.: "Extending the Design Parameter Space of a highly Loaded High Pressure Compressor Stator Through Application of Non-Axisymmetric Endwall Contouring". Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2009, DocumentID 121165, DLRK2009-1165, 08.-10. September, 2009, Aachen.

[ 68 ] Lange A., Voigt M., Vogeler K., Schrapp H., Johann E., Gümmer V.: "Probabilistic CFD Simulation of a High-Pressure Compressor Stage Taking Manufacturing Variability into Account". ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, GT2010-22484, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

[ 69 ] Röber T., Kügeler E., Weber A.: "Investigation of Unsteady Flow Effects in an Axial Compressor Based on Whole Annulus Computations". ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, GT2010-23522, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

[ 70 ] Stefan Holtzhausen, Steffen Schreiber, Christine Schöne, Kay Heinze, Alexander Lange: "Highly Accurate Automated 3D Measuring and Data Conditioning for Compressor Blades", ASME Turbo Expo, GT2009-59902, Orlando, 2009.

[ 71 ] Sinapius G., Bollmann T., Kožulović D.: "Numerical Investigations of Wake Effects on Downstream Cascade Characteristics". 9<sup>th</sup> European Turbomachinery Conference, 2011, Istanbul.

[ 72 ] Pönick S., Kožulović D., Radespiel R., Becker B., Gümmer V.: “Numerical and Experimental Investigations of a Compressor Cascade Flow with Secondary Air Removal”. ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011, GT2011-45202, June 06-10, 2011, Vancouver, Canada.

[ 73 ] Städing J., Wulff D., Kosyna G., Becker B., Gümmer V.: “An Experimental Investigation of Stator Clocking Effects in a Two-Stage Low-Speed Axial Compressor”. ASME Turbo Expo 2011, Power for Land, Sea and Air, GT2011-45680, June 06-10, 2011, Vancouver Canada.

[ 74 ] Lange A., Voigt M., Vogeler K., Schrapp H., Johann E., Gümmer V.: “Impact of Manufacturing Variability and Non-Axisymmetry on High-Pressure Compressor Stage Performance”. ASME Turbo Expo 2011, Power for Land, Sea and Air, GT2011-45718, June 06-10, 2011, Vancouver Canada.